

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕДУКТОРОВ ТОЧНЫХ ПРИБОРОВ

СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ

**СПРАВОЧНОЕ
ПОСОБИЕ**

Ф. С. Дмитриев

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
РЕДУКТОРОВ
ТОЧНЫХ
ПРИБОРОВ**

Ф. С. Дмитриев

**СПРАВОЧНОЕ
ПОСОБИЕ**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
РЕДУКТОРОВ
ТОЧНЫХ
ПРИБОРОВ**



**ИЗДАТЕЛЬСТВО „МАШИНОСТРОЕНИЕ“
ЛЕНИНГРАД 1971**

Проектирование редукторов точных приборов. Д м и -
т р и е в Ф. С. Л., «Машиностроение», 1971 г. 160 стр.
Табл. 59. Илл. 56. Библ. 82 назв.

В справочном пособии систематизируются основные данные по расчету и конструированию редукторов точных приборов. Рассматриваются вопросы проектирования сложных (составных) механизмов, применяемых в автоматических, вычислительных, измерительных и других приборах и устройствах. В соответствии с порядком проектирования приборных редукторов приводятся необходимые сведения по разработке их кинематических схем, расчету и выбору основных параметров отдельных элементов, разработке конструкций редукторов и конструированию их деталей. При этом используются новые конструктивные разработки и новые расчетные данные.

Пособие предназначено для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием точных приборов, а также может быть полезно студентам приборостроительных специальностей вузов и техникумов.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	4
Г л а в а I. Разработка кинематических схем редукторов	5
1. Общие сведения о редукторах точных приборов, их кинематических цепях и схемах	—
2. Распределение передаточных отношений приборных редукторов по ступеням	9
3. Номограммы для определения оптимальных передаточных отношений	13
Г л а в а II. Определение параметров отдельных элементов редукторов . .	17
4. Цилиндрические зубчатые передачи	—
5. Конические, винтовые и червячные передачи	28
6. Валики, опоры и муфты	38
7. Отсчетные устройства	48
8. Механические стопоры	53
9. Конические дифференциалы	56
Г л а в а III. Расчет моментов и мертвых ходов в кинематических цепях	59
10. Коэффициенты полезного действия зубчатых передач и муфт	—
11. Статические моменты в кинематических цепях	76
12. О понятиях точности зубчатых передач и редукторов	78
13. Мертвые ходы, вызванные боковыми зазорами в передачах	82
14. Мертвые ходы, вызванные люфтами в опорах вращения и упругими деформациями деталей	94
15. Максимальный мертвый ход редуктора	100
Г л а в а IV. Разработка конструкций редукторов	104
16. Типы конструкций приборных редукторов	—
17. Компоновка конструкции редуктора	115
18. Способы соединения деталей редукторов	120
19. Крепление электромеханических элементов	126
20. Расчет размерных цепей в редукторах	132
21. Особенности конструирования деталей редукторов	136
22. Точность изготовления деталей. Допуски и посадки	147
Литература	157

ПРЕДИСЛОВИЕ

Продукция приборостроительной промышленности широко используется во всех отраслях народного хозяйства. Объем выпуска приборов и средств автоматизации увеличился за последнее пятилетие почти вдвое, а номенклатура этих изделий обновилась наполовину. В связи с этим в нашей стране большое внимание уделяется подготовке кадров и повышению квалификации инженерно-технических работников приборостроительных предприятий. В частности, обращается серьезное внимание на выпуск необходимых учебных и справочных пособий.

В настоящее время выпущено большое количество различных справочных и учебных пособий по расчету и конструированию точных механизмов, их узлов и деталей. Однако большинство из них не удовлетворяет в полной мере запросов инженерно-технических работников приборостроительных предприятий. За исключением справочных пособий В. А. Куцоконя и И. В. Шевченко-Габского [35], а также Р. В. Мосягина и Б. И. Павлова [46], в выпущенных ранее книгах по деталям, узлам и механизмам приборов отсутствуют конкретные рекомендации и примеры по проектированию редукторов точных приборов. Многие из этих книг содержат устаревшие или даже ошибочные рекомендации по расчету отдельных элементов приборных редукторов. Авторы некоторых книг пренебрегают спецификой проектирования приборных механизмов и основное внимание уделяют изложению методов, применяемых при проектировании механизмов и деталей машин. В большинстве книг по точным механизмам недостаточно освещены вопросы разработки конструкций приборных редукторов.

Предлагаемое справочное пособие охватывает основные вопросы проектирования малогабаритных редукторов, применяемых в автоматических, вычислительных, измерительных и других приборах и устройствах. Автор стремился в сравнительно небольшом по объему пособии систематизировать наиболее важные материалы по расчету и конструированию редукторов точных приборов.

В справочном пособии в соответствии с принятой последовательностью проектирования приборных редукторов приведены основные сведения по разработке кинематических схем редукторов, определению параметров отдельных элементов редукторов, расчету моментов и мертвых ходов в кинематических цепях, разработке конструкций редукторов и конструированию их узлов и деталей. Изложение этих вопросов иллюстрируется в большинстве случаев примерами, рисунками и справочными таблицами.

Пособие содержит только самые необходимые материалы по проектированию редукторов точных приборов. Ограниченный объем книги не позволил рассмотреть некоторые важные вопросы проектирования малогабаритных редукторов: расчет и конструирование волновых зубчатых передач, расчет скорректированных зубчатых передач, расчет кинематической погрешности зубчатых передач и редукторов и др. В случае необходимости читатели могут воспользоваться указанной в конце книги литературой.

Глава I

РАЗРАБОТКА КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ РЕДУКТОРОВ

1. Общие сведения о редукторах точных приборов, их кинематических цепях и схемах

В автоматических, вычислительных, измерительных и других приборах и устройствах широкое применение имеют малогабаритные редукторы и отсчетные механизмы, к которым предъявляются повышенные требования в отношении точности и плавности работы. Несмотря на различную применяемость (в качестве редукторов следящих систем или автоматических устройств, редукторов самопишущих приборов, отсчетных механизмов вычислительных устройств, механизмов настройки радиоэлектронной аппаратуры и т. д.), эти механизмы имеют много общего в методах проектирования, так как они составлены из однородных элементов (мелкомодульных зубчатых передач, валиков, опор, муфт, отсчетных устройств, стопоров и других механических узлов и деталей). Такие составные механизмы, обеспечивающие механические связи между заданными элементами приборов и конструктивно оформленные как единое целое в одном корпусе или на одном общем основании, будем в дальнейшем называть редукторами точных приборов или приборными редукторами. Так как приборные редукторы имеют механические связи с электродвигателями, потенциометрами, вращающимися трансформаторами, сельсинами и другими электроэлементами, то последние обычно устанавливаются на общем корпусе (основании) редуктора.

Приборные редукторы относятся к отдельно собираемым и самостоятельно регулируемым механизмам, и поэтому для них разрабатывается кинематическая схема.

В приборостроении находят применение следующие основные разновидности редукторов точных приборов:

приводные приборные редукторы следящих и автоматических систем, самопишущих приборов, приборных электродвигателей и т. д.;

отсчетные механизмы, служащие для передачи точных значений углов поворота в вычислительных или измерительных устройствах, для снятия результатов вычисления или измерения и для контроля за правильностью работы отдельных элементов устройства;

механизмы ручной настройки радиоаппаратуры или ручного ввода математических величин в вычислительные устройства;

волновые зубчатые редукторы — новые типы малогабаритных редукторов высокой точности, предназначенные для уменьшения скорости вращения ведомого вала.

Проектирование редукторов точных приборов состоит из нескольких этапов. На первых этапах разрабатывается кинематическая схема и производятся все необходимые расчеты. Завершающим этапом проектирования является конструирование. Можно рекомендовать следующий порядок проектирования приборного редуктора, составленного из нескольких мелкомодульных передач: 1) разработка кинематической схемы редуктора; 2) определение (расчет или выбор) основных параметров отдельных элементов редуктора (зубчатых передач, валиков, опор, муфт, отсчетных устройств и др.); 3) компоновка конструкции редуктора; 4) расчет моментов и усилий в кинематических цепях; 5) расчет максимального мертвого хода; 6) разработка конструкции редуктора.

Основным и наиболее трудоемким этапом проектирования приборного редуктора является разработка его конструкции, которая начинается обычно с компоновки (от латинского «сопропе» — складывать), т. е. с размещения всех деталей и элементов редуктора в минимальном объеме в соответствии с требованиями технического задания. Компоновку конструкции редуктора следует производить параллельно с разработкой кинематической схемы и расчетом параметров отдельных элементов редуктора. Это поможет правильно выбрать типы передач и основные параметры механизма, а также позволит получить недостающие данные для последующих расчетов (например, размеры валиков, опор и пр.). В свою очередь, расчет моментов и усилий в звеньях кинематических цепей даст возможность правильно выбрать размеры деталей механизма с точки зрения их прочности и жесткости. Таким образом, компоновка конструкции редуктора должна сопутствовать другим этапам проектирования. Тогда она будет ускорять процесс проектирования и способствовать разработке конструкций высокого качества.

Все перечисленные выше этапы проектирования приборных редукторов рассмотрены в данном справочном пособии. Вопрос о компоновке конструкции редуктора изложен в гл. IV вместе с другими вопросами разработки конструкций редукторов. Прежде чем переходить к рассмотрению первого этапа проектирования приборных редукторов, необходимо привести некоторые общие сведения о кинематических цепях и схемах.

Кинематической цепью называется совокупность механических звеньев и кинематических пар, расположенных в определенной последовательности (звеном называется жесткое соединение двух или трех элементов с некоторой промежуточной частью, а кинематической парой — соединение двух элементов разных звеньев с сохранением возможности их относительного движения). Замкнутая кинематическая цепь, имеющая вполне определенное движение всех звеньев при заданном движении ведущего звена, называется механизмом.

В автоматических и вычислительных устройствах вращение элементов кинематических цепей (зубчатых колес, валиков, муфт и т. п.) воспроизводит некоторую математическую величину. В связи с этим принято говорить о «цене оборота» этих элементов в отсчетных единицах (о. е.), т. е. в единицах той величины, которая вырабатывается механизмом.

Ценой оборота (A) вращающегося элемента называется число отсчетных единиц, соответствующее одному полному обороту элемента. Цены оборотов вращающихся элементов механизма необходимы для расчета передаточных отношений и ошибок механизмов.

Передаточным отношением зубчатой передачи (i_{21}) называется отношение скоростей вращения (n), цен оборотов (A) или чисел зубьев (z) ведущего и ведомого колес передачи:

$$i_{21} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{z_1}{z_2},$$

где индекс 1 относится к ведущему колесу, а индекс 2 — к ведомому колесу.

Отсюда следует, что расчет цен оборотов элементов механизма (зубчатых колес, валиков, муфт и т. п.) можно производить исходя из цены оборота ведомого элемента:

$$A_1 = A_2 i_{21}.$$

Передаточным отношением редуктора (i_p) называется отношение скоростей вращения или цен оборотов концевых элементов редуктора, например валиков двигателя D и нагрузки H :

$$i_p = \frac{n_H}{n_D} = \frac{A_D}{A_H}. \quad (1)$$

При ступенчатом соединении зубчатых передач (рис. 1) передаточное отношение редуктора равно произведению передаточных отношений отдельных передач:

$$i_p = i_1 i_2 i_3 \dots = \prod_{k=1}^{k=n} i_k.$$

В одном приборном редукторе может быть несколько кинематических цепей, так как от одного ведущего элемента движение может быть передано на несколько ведомых элементов.

Если редуктор содержит поступательно перемещающиеся звенья (например, зубчатые рейки или ходовые гайки), то помимо цены оборота пользуются понятием «масштаб».

М а с ш т а б о м звена называется число отсчетных единиц передаваемой величины, соответствующее единице линейного или углового перемещения этого звена.

Если поступательное перемещение звена равно Δl мм, а соответствующее изменение передаваемой величины равно Δx о. е., то масштаб этого звена будет равен

$$\kappa_l = \frac{\Delta x}{\Delta l} \text{ о. е. / мм.}$$

Для вращающегося звена масштаб равен

$$\kappa_a = \frac{\Delta x}{\Delta \alpha} = \frac{A}{2\pi} \text{ о. е. / рад,}$$

где $\Delta \alpha$ — угол поворота звена в рад, соответствующий изменению передаваемой величины на Δx о. е.;

A — цена оборота звена в о. е.

Масштабы дают возможность рассчитывать ошибки звеньев механизма в отсчетных единицах. Если, например, ошибка положения звена механизма равна δl мм, то, зная масштаб звена κ_l , можно определить ошибку положения звена в о. е. по формуле

$$\delta x = \kappa_l \delta l.$$

При проектировании механизмов масштабы необходимо назначать рационально, чтобы не снизить точность либо не повысить габариты изделия. Чем мельче выбран масштаб, тем точнее можно получить механизм, но тем большие габариты он будет иметь.

Ввиду сложности электромеханических приборов и устройств для облегчения разработки новых конструкций и понимания работы существующих устройств широко применяются различные с х е м ы. Все схемы выполняются при помощи условных или упрощенных изображений отдельных элементов и связей между ними. По этим схемам легко разобрать и представить себе работу весьма сложных изделий. В электроприборостроении применяются следующие основные схемы: блочные, функциональные, принципиальные электрические, кинематические, электромонтажные и др. В данном пособии нас будут интересовать только блочные и кинематические схемы.

Б л о ч н а я с х е м а определяет основные функциональные части устройства, их назначение и взаимосвязи между ними. Из этой схемы можно понять принцип действия устройства, т. е. назначение и последовательность взаимодействия функциональных частей в устройстве. На блочной схеме функциональные части устройства изображаются в виде квадратов и прямоугольников, в контуры которых вписываются их полные или сокращенные наименования. Электрические и механические взаимосвязи между отдельными частями устройства показываются линиями со стрелками, обозначающими направления хода процессов, происходящих в устройстве. Механические взаимосвязи часто изображаются двойными линиями.

На рис. 2 в качестве примера представлены блочные схемы приборной следящей системы и системы дистанционной передачи угла с шаговым двигателем.

Следящая система (рис. 2, а) предназначена для преобразования входного напряжения U_x , пропорционального измеряемой или математической величине X , в угол поворота α_n валика некоторой нагрузки. Такая система представляет собой замкнутый контур, состоящий из элемента сравнения ЭС, усилителя У, электродвигателя Д, редуктора Р и элемента обратной связи ЭОС. Последний преобразует

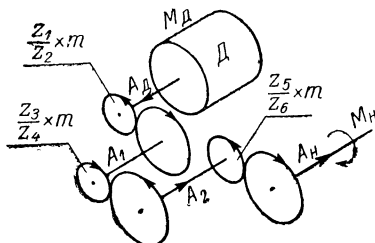


Рис. 1. Кинематическая схема трехступенчатого редуктора

угол поворота α_n в напряжение $U_{o.c}$ и выполнен в виде электромеханического элемента того или иного исполнения (потенциометр, вращающийся трансформатор, реохорд и др.). Элемент сравнения ЭС (например, делитель напряжения) производит сравнение величины напряжения обратной связи $U_{o.c}$ с величиной входного напряжения U_x . Сигнал ошибки ΔU на входе усилителя равен разности напряжений U_x и $U_{o.c}$. Двигатель работает при $\Delta U \neq 0$, стремясь все время поддерживать равенство $U_{o.c} = U_x$. Вращение валика ротора двигателя через зубчатые передачи редуктора передается валу нагрузки и валу элемента обратной связи. Таким образом, угол поворота α_n выходного валика следящей системы будет изменяться пропорционально изменению входной величины U_x .

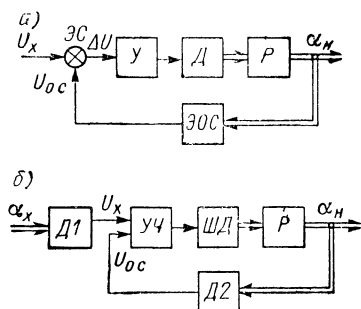


Рис. 2. Блочные схемы: а — приборной следящей системы; б — системы дистанционной передачи угла с шаговым двигателем

Система дистанционной передачи угла с шаговым двигателем (рис. 2, б) состоит из двух датчиков Д1 и Д2, управляющей части УЧ, шагового двигателя ШД и редуктора Р. Датчики (сельсины типа БП-404 и БД-404) преобразуют углы поворота α_x и α_n в электрические напряжения U_x и $U_{o.c}$, которые подаются на вход управляющей части УЧ. Последняя обеспечивает управление шаговым двигателем в соответствии с сигналом ошибки $\Delta U = U_x - U_{o.c}$. Таким образом, с помощью такой системы можно передавать угол поворота α_x на заданное расстояние с необходимым преобразованием.

Кинематическая схема определяет принцип конструкции механизма, его кинематические связи и содержит основные кинематические данные всех подвижных элементов. При хорошем выполнении кинематическая схема дает ясное представление о пространственном расположении взаимодействующих элементов механизма.

Для построения схемы обычно применяется изометрическая проекция, хотя разрешается применять и другие виды аксонометрических проекций. Все элементы на схеме изображаются в виде условных графических обозначений, установленных нормами приборостроения. На контурах подвижных элементов (или около них) стрелками указываются направления вращения или перемещения подвижных элементов, а на линиях валиков стрелками обозначаются направления передачи величин при работе механизма. На схеме возле элементов или на выносах от них указываются основные данные, характеризующие их работу (числа зубьев, модули и степени точности зубчатых колес, цены оборотов вращающихся элементов, наименования конечных элементов и т. п.). При этом линии — выноски от зубчатых передач даются от ведущих элементов, а данные этих передач обозначаются в таком порядке: сначала дробью указываются числа зубьев и другие данные каждого колеса (для ведущего колеса — в числителе), затем в одну строку проставляются все данные, относящиеся к паре (модуль, степень точности и др.). Более подробные правила выполнения кинематических схем даны в [18, 49].

На рис. 3 в качестве примера показана кинематическая схема редуктора приборной следящей системы. Валики редуктора обозначены на схеме римскими цифрами. Кинематическая цепь от ротора двигателя Д к валу потенциометра П со-

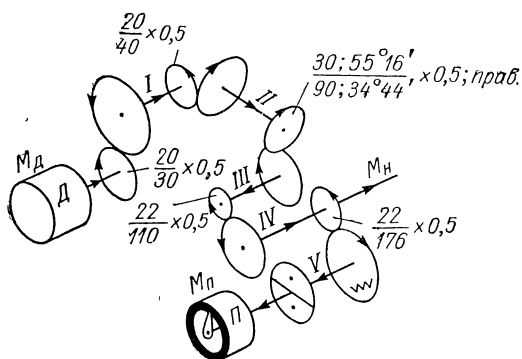


Рис. 3. Кинематическая схема редуктора приборной следящей системы

стоит из пяти зубчатых передач и крестовидной муфты, а кинематическая цепь от ротора двигателя к валу на нагрузки — из четырех зубчатых передач (двух цилиндрических, конической и винтовой). Между валиками нагрузки и потенциометра установлена цилиндрическая зубчатая передача с выборкой мертвого хода (ведомое колесо состоит из двух частей, разворачиваемых друг относительно друга пружиной), а также крестовидная муфта с люфтовывибирателями. Таким образом, между этими валиками практически будет отсутствовать мертвый ход.

2. Распределение передаточных отношений приборных редукторов по ступеням

Разработку кинематической схемы приборного зубчатого редуктора следует производить с учетом условий работы этого редуктора, его габаритов, расположения в приборе и других факторов. Наибольшие трудности при этом представляет распределение (разбивка) общего передаточного отношения редуктора по ступеням, т. е. определение количества, расположения и типов отдельных передач в редукторе.

Общее передаточное отношение приборного редуктора обычно указывается в техническом задании на проектирование. Оно определяется при общих расчетах прибора или устройства (например, при расчете следящей или автоматической системы) или же может быть рассчитано по ценам оборотов конечных элементов по формуле (1).

При распределении общего передаточного отношения редуктора по ступеням учитываются следующие основные факторы [13]: характер преобразования движения в редукторе; число и расположение конечных элементов редуктора; предельные значения передаточных отношений в ступенях редуктора и свойства отдельных типов передач; требуемая точность работы редуктора; обеспечение минимальной величины момента инерции редуктора.

Рассмотрим перечисленные факторы более подробно.

Передаточные отношения отдельных ступеней редуктора должны выбираться в соответствии с характером преобразования движения в редукторе. Все ступени должны работать так же, как и редуктор в целом: либо на замедление (когда $i_p < 1$), либо на ускорение (когда $i_p > 1$). При этом условии получим меньшее количество ступеней и меньшую ошибку редуктора. Нельзя в одном редукторе чередовать ускорительные передачи с замедлительными. Следует заметить, что большинство механизмов измерительных приборов являются ускорительными механизмами, служащими для передачи движения от измерительного органа (чувствительного элемента) к указателю. Наоборот, большинство приборных зубчатых редукторов составлено из замедлительных передач.

Распределение общего передаточного отношения редуктора по ступеням производится в зависимости от числа и расположения конечных элементов редуктора.

При наличии разветвлений в кинематической схеме редуктора часть передач можно объединить и схема упростится. Например, имеем редуктор, состоящий из одного ведущего звена и трех ведомых звеньев (рис. 4, а). Передаточные отношения кинематических цепей от ведущего звена к ведомым звеньям заданы. Распределяем их по ступеням, например, в следующем виде:

$$i_I = \frac{1}{30} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{5}; \quad i_{II} = \frac{1}{90} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{3};$$

$$i_{III} = \frac{1}{360} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{4}.$$

Если каждую кинематическую цепь выполнять самостоятельно, то в рассматриваемом примере при выбранных передаточных отношениях получим двенадцать ступеней. Однако подобное выполнение кинематической схемы было бы неправильным. Необходимо ступени первой кинематической цепи включить в другие цепи,

имеющие большие передаточные отношения. При этом схема редуктора примет вид, условно изображенный на рис. 4, б. Вместо двенадцати ступеней оказалось достаточно пяти. Расположение входных и выходных осей редуктора (или ведущих и ведомых элементов) может быть задано либо обусловлено конструкцией устройства. Например, могут быть заданы расстояния между осями отдельных элементов, их направления или их расположение в пространстве. Это необходимо учитывать при разработке кинематической схемы и выборе типов передач приборного редуктора.

При выборе передаточных отношений и типов зубчатых передач следует иметь в виду рекомендуемые предельные значения передаточных отношений для различных типов передач, а также свойства этих передач.

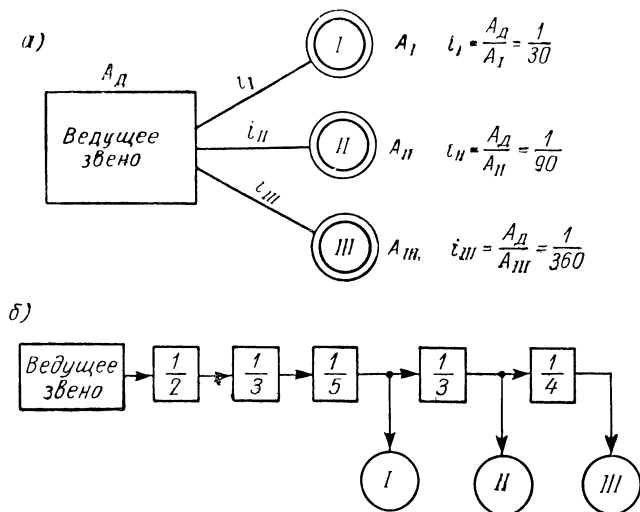


Рис. 4. Упрощенные изображения кинематических цепей редуктора при распределении общего передаточного отношения по ступеням

В приборостроении рекомендованы следующие предельные значения передаточных отношений [69]:

для цилиндрических зубчатых передач — от $\frac{1}{5}$ до 5 (для силовых передач) или от $\frac{1}{10}$ до 5 (для счетных передач);

для конических зубчатых передач — от $\frac{1}{7,5}$ до 7,5;

для винтовых зубчатых передач — от $\frac{1}{5}$ до 1;

для червячных передач — от $\frac{1}{10}$ до $\frac{1}{360}$.

Не следует для всех ступеней редуктора назначать предельные значения передаточных отношений, хотя это и может уменьшить число ступеней редуктора.

Как увидим далее, для уменьшения габаритов, мертвого хода и момента инерции редуктора необходимо для первых ступеней, ближе расположенных к приводному электродвигателю, назначать меньшие передаточные отношения ($\frac{2}{3}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$ и др.), чем для последующих ступеней ($\frac{1}{4}$, $\frac{1}{5}$ и др.).

При выборе типов зубчатых передач необходимо учитывать следующее: цилиндрические передачи обеспечивают наивысшую точность и высокую плавность работы; они имеют наибольший коэффициент полезного действия (к. п. д.);

конические и винтовые передачи имеют плавность работы более низкую, чем у цилиндрических передач; они сложнее в изготовлении и применяются при необходимости передачи движения между непараллельными осями; винтовые передачи имеют весьма низкий к. п. д.;

червячные передачи обеспечивают достаточную точность и плавность работы, но, как и винтовые передачи, имеют малый к. п. д.

Наличие значительного трения в редукторе приборной следящей системы отражается на качестве работы системы, а величины коэффициентов полезного действия зубчатых передач редуктора оказывают непосредственное влияние на выбор мощности исполнительного двигателя. Вследствие этого редукторы приборных следящих систем выполняются, как правило, только из цилиндрических и конических зубчатых передач. Применение же винтовых и червячных передач в таких редукторах нецелесообразно из-за малых к. п. д. этих передач.

Передаточные отношения приборных редукторов необходимо распределять по ступеням исходя из требуемой точности их работы, например с точки зрения обеспечения минимального мертвого хода.

Мертвым ходом приборного редуктора называется величина рассогласования в движениях ведущего и ведомого элементов редуктора при перемене направления движения (реверсе). Причинами появления мертвого хода редуктора являются зазоры (люфты) в соединениях и упругие деформации деталей. Мертвый ход может быть выражен либо в отсчетных единицах, либо в градусах. Методика расчета мертвых ходов приборных редукторов и отдельных зубчатых передач рассмотрена в гл. III.

Знание величины мертвого хода дает возможность оценить точность редуктора, а также проконтролировать качество его сборки. Мертвый ход вызывает появление ошибки в значении передаваемой величины, поэтому он может в ряде случаев оказать существенное влияние на точность работы прибора или устройства в целом. Кроме того, значительный мертвый ход редуктора приборной следящей системы может сделать систему неустойчивой. Для уменьшения влияния мертвого хода на устойчивость следящей системы следует стремиться к тому, чтобы мертвый ход редуктора этой системы в единицах передаваемой величины был меньше половины ошибки системы, допускаемой при слежении [59].

Таким образом, в редукторах точных приборов необходимо стремиться к уменьшению величины суммарного мертвого хода между ведущими и ведомыми звеньями. Это можно сделать прежде всего за счет правильного выбора кинематической схемы.

Рассмотрим пример распределения по ступеням передаточного отношения кинематической цепи от валика двигателя D к валику нагрузки (рис. 1) с точки зрения получения минимальной величины суммарного мертвого хода. Цены оборотов ведущего и ведомого валиков заданы: $A_D = 10$ о. е. и $A_H = 300$ о. е. Передаточное отношение цепи

$$i_{ц} = \frac{A_D}{A_H} = \frac{1}{30}.$$

Для простоты и наглядности примем, что кинематическая цепь $D-H$ состоит из трех ступеней цилиндрических зубчатых колес 7-й степени точности сопряжения вида Р (с регулируемым межцентровым расстоянием) с модулем 0,5 мм и числом зубьев малых колес равным 24. Считаем, что размеры всех валиков одинаковы ($d = 5$ мм, $l = 40$ мм) и что они установлены на шарикоподшипниках 24 (ГОСТ 8338—57) класса точности II.

Рассмотрим три варианта распределения передаточного отношения кинематической цепи $D-H$ и произведем расчет суммарных мертвых ходов этих вариантов

цепи по приведенным в гл. III формулам и таблицам (упругими мертвыми ходами пренебрегаем):

$$1) i_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{5}; \quad \Delta_1 = 0,04 \text{ о. е.};$$

$$2) i_2 = \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{2}; \quad \Delta_2 = 0,09 \text{ о. е.};$$

$$3) i_3 = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{3}; \quad \Delta_3 = 0,06 \text{ о. е.}$$

Очевидно, что первый вариант кинематической цепи (трехступенчатого редуктора) имеет минимальный мертвый ход.

Для получения минимальной величины суммарного мертвого хода в приборном редукторе необходимо выполнить следующие требования [7]:

применить в редукторе цилиндрические зубчатые передачи малого модуля; расположить передаточные отношения отдельных ступеней редуктора в возрастающем порядке, например так, как это сделано в первом варианте рассмотренного примера;

выбрать передаточное отношение выходной пары редуктора наибольшим, например $i_{вых} = \frac{1}{5}$ (или в отсчетных механизмах $i_{вых} = \frac{1}{8}$);

свести к минимуму или практически ликвидировать собственный мертвый ход последней пары редуктора, например выполнить выходную передачу с люфтовыбирателем и предъявить жесткие требования к точности изготовления и сборки этой передачи.

В редукторах, работающих в устройствах с обратной связью, например в редукторах следящих систем, распределение общего передаточного отношения следует производить с учетом не только обеспечения минимального мертвого хода редуктора, но и получения минимальной величины момента инерции редуктора. Это необходимо для обеспечения максимальной устойчивости работы устройства.

Передаточные отношения отдельных ступеней редуктора должны быть выбраны такими, чтобы момент инерции редуктора, приведенный к валу ротора двигателя, был наименьшим. Особенно большое значение это требование получило в последние годы в связи с применением исполнительных электродвигателей с полым ротором (типов АДП, ДИД и др.). Момент инерции ротора таких электродвигателей значительно меньше момента инерции редуктора, и поэтому инерционность системы будет определяться в основном величиной приведенного момента инерции редуктора.

Расчет приведенного момента инерции редуктора рассмотрен в п. 3. Возвращаясь к рассмотренному выше примеру распределения передаточного отношения редуктора по ступеням (исходя из минимального мертвого хода редуктора), определим по формуле (4) приведенные моменты инерции для трех вариантов трехступенчатых редукторов:

$$1) i_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{5}; \quad J_{1p} = 8,2J_1;$$

$$2) i_2 = \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{2}; \quad J_{2p} = 26,4J_1;$$

$$3) i_3 = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{3}; \quad J_{3p} = 11,6J_1,$$

где J_1 — момент инерции ведущего зубчатого колеса первой ступени редуктора.

Очевидно, что и наименьший момент инерции редуктора будет в первом варианте, когда передаточные отношения отдельных ступеней редуктора возрастают по мере удаления от ведущего звена. Второй вариант редуктора дает величину приведенного

момента инерции в 3,2 раза больше первого варианта (наряду с увеличенным в 2,2 раза мертвым ходом) и поэтому непригоден для приборных редукторов.

Таким образом, при минимальном значении мертвого хода редуктора получается и минимальный момент инерции. Это правило значительно упрощает распределение передаточных отношений приборных редукторов по ступеням.

Для выбора оптимальных значений передаточных отношений отдельных ступеней редуктора, обеспечивающих получение минимальной величины момента инерции редуктора, рекомендуется пользоваться номограммами, приведенными в п. 3.

Следует иметь в виду, что при больших передаточных отношениях в первых ступенях редуктора трудно обеспечить не только малый момент инерции или малый мертвый ход, но и малые габариты редуктора. В этом можно убедиться, рассматривая компоновочные эскизы двух редукторов (рис. 5). Оба редуктора имеют общее передаточное отношение $1/_{120}$ и составлены из цилиндрических зубчатых передач. Диа-

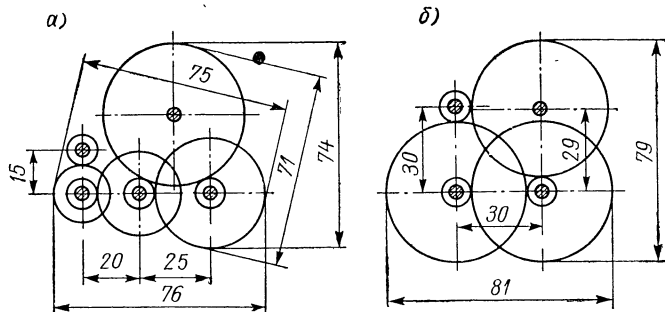


Рис. 5. Компоновочные эскизы: а — четырехступенчатого редуктора; б — трехступенчатого редуктора

метры делительных окружностей ведущих колес во всех передачах равны 10 мм (модуль равен 0,5 мм). Первый редуктор состоит из четырех передач с передаточными отношениями $1/2$; $1/3$; $1/4$ и $1/5$, а второй редуктор — из трех передач с передаточными отношениями $1/5$; $1/5$ и $5/24$. Минимальная площадь прямоугольника, ограничивающего зубчатые колеса первого редуктора, равна $7,5 \cdot 7,1 = 53,2 \text{ см}^2$, а второго редуктора — $8,1 \cdot 7,9 = 64 \text{ см}^2$, т. е. габариты четырехступенчатого редуктора, имеющего более правильное распределение передаточного отношения, на 20% меньше габаритов трехступенчатого редуктора с таким же передаточным отношением.

Рассмотренные выше рекомендации по распределению общих передаточных отношений приборных редукторов по ступеням дают возможность разработать только предварительную кинематическую схему, предназначенную главным образом для проведения дальнейших расчетов и компоновки конструкции редуктора, так как окончательный вариант кинематической схемы может быть получен лишь после разработки конструкции редуктора.

3. Номограммы для определения оптимальных передаточных отношений

Рассмотрим условие получения минимального момента инерции редуктора, состоящего из трех пар цилиндрических зубчатых колес (рис. 1). Практически размеры и материалы только первых двух пар колес оказывают влияние на величину момента инерции редуктора.

Пренебрегая моментами инерции валиков, получим следующее выражение для момента инерции редуктора, приведенного к валу двигателя:

$$J_p = J_1 + (J_2 + J_3) i_1^2 + (J_4 + J_5) i_1^2 i_2^2 + J_6 i_1^2 i_2^2 i_3^2. \quad (2)$$

Здесь i_1, i_2, i_3 — передаточные отношения отдельных ступеней редуктора;
 J_1, J_2, J_3, \dots — моменты инерции зубчатых колес, определяемые по формуле

$$J_k = \frac{1}{8} m d_{\partial k}^2 = \frac{\pi \gamma}{32} b d_{\partial k}^4 10^{-12} \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (3)$$

где γ — плотность материала колес в г/см^3 ;
 $d_{\partial k}$ — диаметр делительной окружности k -го колеса в мм;
 b — ширина колеса в мм.

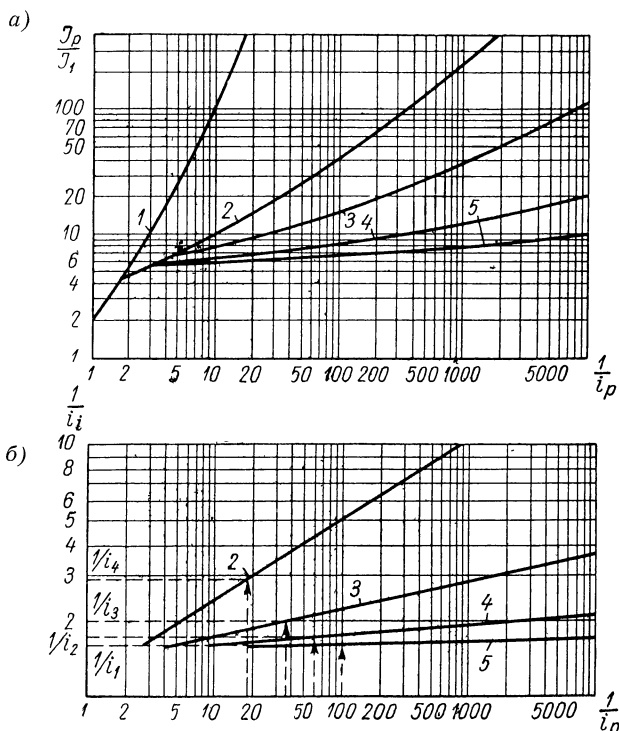


Рис 6. Номограммы для распределения передаточных отношений приборных редукторов по ступеням:

1, 2, 3, 4, 5 — номера кривых соответственно для одной, двух, трех, четырех и пяти ступеней

Принимая диаметры ведущих колес во всех передачах одинаковыми ($d_{\partial 1} = d_{\partial 2} = d_{\partial 3}$), получим

$$J_p = J_1 \left[1 + \left(\frac{d_{\partial 2}^4}{d_{\partial 1}^4} + 1 \right) i_1^2 + \left(\frac{d_{\partial 4}^4}{d_{\partial 1}^4} + 1 \right) i_1^2 i_2^2 + \frac{d_{\partial 6}^4}{d_{\partial 1}^4} i_1^2 i_2^2 i_3^2 \right]$$

или

$$J_p = J_1 \left(1 + \frac{1}{i_1^2} + i_1^2 + \frac{i_1^2}{i_2^2} + i_1^2 i_2^2 + \frac{i_1^2 i_2^2}{i_3^2} \right). \quad (4)$$

По этой формуле можно рассчитать приведенный момент инерции многоступенчатого редуктора, составленного из цилиндрических зубчатых передач, для наиболее

распространенного случая, когда ширина всех колес и диаметры ведущих колес одинаковы. В более общем случае следует пользоваться формулами (2) и (3).

Момент инерции редуктора, определяемый по формуле (4), получится минимальным при следующем соотношении передаточных отношений первых двух ступеней [72]:

$$i_2 = \sqrt{\frac{2i_1^4}{1 - i_1^4}}. \quad (5)$$

Такие же соотношения будут между последующими ступенями (i_3 и i_2 ; i_4 и i_3 и т. д.).

С помощью формулы (5) построены номограммы для определения минимальных значений моментов инерции приборных редукторов и оптимальных значений пере-

даточных отношений отдельных ступеней. Такие номограммы для сплошных цилиндрических колес при одинаковых ведущих колесах показаны на рис. 6. Для других конструкций зубчатых редукторов номограммы даны в [72]. Пользуясь первой номограммой (рис. 6, а), по общему передаточному отношению редуктора i_p можно определить число ступеней и минимальное значение момента инерции редуктора. Например, при $i_p = \frac{1}{100}$

и пяти ступенях получим минимальное значение момента инерции редуктора $J_p = 6,5J_1$, а при четырех ступенях — $J_p = 7,6J_1$. По второй номограмме (рис. 6, б) можно определить соответствующие значения передаточных отношений отдельных ступеней по общему передаточному отношению редуктора.

Например, при $i_p = \frac{1}{100}$ и пяти ступенях определяем сначала $i_1 = \frac{1}{1,62}$, пользуясь кривой 5, затем по передаточному отношению оставшихся ступеней $\left(\frac{1}{61,7}\right)$ и по кри-

вой 4 находим $i_2 = \frac{1}{1,72}$. Далее аналогично находим передаточные отношения других ступеней: $i_3 = \frac{1}{2}$; $i_4 = \frac{1}{3}$ и $i_5 = \frac{1}{6}$.

Предложены и другие номограммы для определения оптимальных значений передаточных отношений отдельных ступеней. Например, представляет интерес номограмма, предложенная В. Олексюком [50]. Эта номограмма показана на рис. 7. Здесь же приведен пример распределения общего передаточного отношения редуктора $i_p = \frac{1}{36}$ по ступеням. По заданному передаточному отноше-

нию редуктора $\left(\frac{1}{36}\right)$ и выбранному числу ступеней (3) определяем передаточное отношение первой ступени $i_1 = \frac{1}{2,09}$. Затем вычисляем передаточное отношение оставшихся

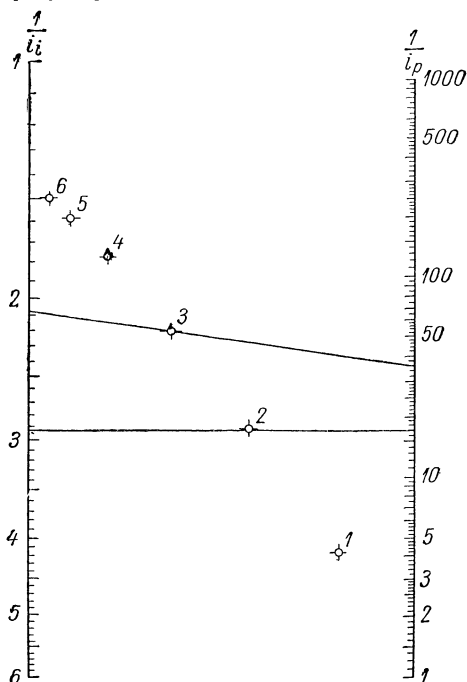


Рис. 7. Номограмма В. Олексюка

ступеней $\left(\frac{1}{17,2}\right)$ и определяем $i_2 = \frac{1}{2,93}$. Для упрощения принимаем $i_1 = \frac{1}{2}$; $i_2 = \frac{1}{3}$ и $i_3 = \frac{1}{6}$.

Выбранные по номограммам передаточные отношения отдельных ступеней редуктора обеспечат наименьшие значения момента инерции и суммарного мертвого хода этого редуктора.

Разработка кинематической схемы редуктора включает в себя не только распределение его общего передаточного отношения по ступеням, но и определение (расчет или выбор) основных параметров отдельных элементов редуктора (зубчатых колес, валиков, опор, муфт, отсчетных устройств, стопоров и т. п.), так как кроме передаточных отношений кинематическая схема должна содержать такие параметры, как числа зубьев, модули и степени точности зубчатых колес, числа и цены делений шкал, число оборотов стопора (при наличии его в схеме) и др. Вопрос об определении основных параметров отдельных элементов редуктора рассматривается в следующей главе.

Глава II

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РЕДУКТОРОВ

Приборные редукторы составлены из однородных элементов: мелко-модульных зубчатых передач, валиков, опор, муфт, отсчетных устройств, стопоров и других механических узлов и деталей. Определение основных параметров этих элементов, т. е. их расчет или выбор по таблицам, имеет свои особенности и во многих случаях значительно отличается от известных методов расчета деталей машин.

Практика проектирования приборных редукторов выработала более простые по сравнению с методами общего машиностроения, но достаточно обоснованные методы определения параметров отдельных элементов таких редукторов. Это относится, например, к выбору размеров валиков, зубчатых колес, опор, отсчетных устройств и т. д. Некоторые параметры элементов приборных редукторов выбираются из конструктивных соображений.

Рассмотрим особенности определения геометрических и других параметров отдельных элементов приборных редукторов.

4. Цилиндрические зубчатые передачи

Зубчатые передачи в приборах служат для передачи и преобразования вращательного движения с заданным передаточным отношением. К ним предъявляется требование обеспечения плавности зацепления при высокой кинематической точности, а для реверсивных передач — также и обеспечения минимальной величины мертвого хода.

Особенностями приборных зубчатых передач являются: малые модули, эвольвентное зацепление, высокая точность, реверсивность и др.

Модулем зацепления (или просто модулем) называется отношение шага зацепления t , т. е. расстояния между одноименными профилями соседних зубьев, измеренного по дуге делительной окружности, к числу π :

$$m = \frac{t}{\pi}.$$

Модуль является основным параметром зубчатых передач, так как через него выражаются другие параметры (шаг, высота зуба, диаметры и ширина колеса).

В связи с незначительными усилиями, передаваемыми в большинстве случаев приборными зубчатыми передачами, модули обычно не рассчитывают, а выбирают по конструктивным соображениям из стандартного ряда (ГОСТ 9563—60): 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0 мм и т. д.

Наиболее часто применяются модули 0,3; 0,5; 0,8 и 1,0 мм. Зубчатые передачи с модулями до 1 мм получили наименование мелко-модульных.

Применение малых модулей в точных передачах позволяет уменьшить габариты зубчатых колес и ошибки профилей зубьев, увеличить плавность передачи и облегчить прикатку колес.

Необходимые рекомендации по выбору модулей для приборных зубчатых передач приведены ниже.

В мелко-модульных зубчатых передачах применяется эвольвентное зацепление, которое обеспечивает: а) сохранение сопряженности зацепления и постоянство передаточного отношения при изменении межосевого расстояния; б) высокую технологичность изготовления, например, методом обкатки.

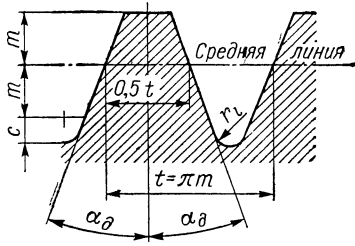
Эвольвентный профиль зуба имеет угол исходного контура $\alpha_d = 20^\circ$; ширина впадины и толщина зуба по дуге начальной окружности одинаковы.

За исходный контур цилиндрических зубчатых колес принят контур зубьев рейки в нормальном к направлению зубьев сечении, а за исходный контур конических зубчатых колес — контур зубьев плоского колеса.

Рейка или плоское колесо определяют форму и номинальные размеры зубьев нарезаемых колес в результате обкатки их при номинальном положении рейки или плоского колеса относительно заготовки.

Исходный контур зубчатых мелкомодульных колес по ГОСТу 9587—68 показан в табл. 1. Основными параметрами исходного контура являются следующие: модуль m , шаг зацепления $t = \pi m$, угол профиля исходного контура $\alpha_d = 20^\circ$, радиальный зазор c (разность между высотой зуба и глубиной захода), радиус закругления r_i у корня зуба исходного контура. Радиальный зазор c и радиус закругления r_i устанавливаются согласно табл. 1.

Т а б л и ц а 1. Исходный контур зубчатых мелкомодульных колес (ГОСТ 9587—68)

				
Тип колес	Модуль m в мм			
	от 0,1 до 0,5		св. 0,5 до 1,0	
	c	r_i	c	r_i
Цилиндрические	0,5	0,33	0,35	0,4
Конические	0,45	0,35	0,3	0,45

Зубчатые передачи точных приборов имеют, как правило, высокую точность изготовления и сборки, которая задается степенью точности и видом сопряжения. Для всех типов зубчатых передач стандартами на допуски мелкомодульных зубчатых передач установлены 12 степеней точности и 4 вида сопряжения. Наибольшее применение имеют зубчатые передачи 5, 6, 7 и 8-й степеней точности.

Передачи 5 и 6-й степеней точности применяются (после соответствующего обоснования расчетом) в счетно-решающих и отсчетных механизмах высокой точности, в редукторах приборных следящих систем. Устанавливаются в качестве выходных звеньев при больших ценах оборота.

Передачи 7-й степени точности применяются в точных счетно-решающих и отсчетных механизмах, в редукторах следящих систем, самопишущих и других точных приборах. Относятся к наиболее распространенным точным зубчатым передачам.

Передачи 8-й степени точности применяются в неответственных механизмах автоматических, самопишущих и других приборов. Являются передачами средней точности.

Для степеней точности стандартами установлены три группы норм: кинематической точности колеса, плавности работы колеса и контакта зубьев в передаче. Нормы кинематической точности колеса определяют вели-

чину полной погрешности угла поворота зубчатого колеса за один оборот. Нормы п л а в н о с т и работы колеса определяют величину составляющих полной погрешности угла поворота зубчатого колеса, многократно повторяющихся за оборот колеса. Нормы к о н т а к т а з у б ь е в определяют полноту прилегания боковых поверхностей сопряженных зубьев колес в передаче. В общем случае все эти нормы могут быть выбраны из разных степеней точности. При этом обозначение точности колес и передач производится последовательным написанием номеров степеней точности в виде трехзначного числа. Первая цифра числа означает номер степени по нормам кинематической точности колеса, вторая цифра — степень по нормам плавности работы колеса и третья цифра — степень по нормам контакта зубьев в передаче, например Ст. 6-7-7 (см. условные обозначения точности, приведенные ниже). Для всех норм точности выбраны определенные показатели точности, полностью характеризующие точность зубчатого колеса.

Независимо от степеней точности установлены четыре вида с о п р я ж е н и й зубчатых колес в передаче, которые обозначаются буквами С, Д, Х и Ш. Вид сопряжения устанавливается по нормам бокового зазора. Б о к о в о й з а з о р — это зазор между зубьями сопряженных колес в передаче, вызывающий свободный поворот одного из колес при неподвижном другом колесе. Он является следствием допусков на изготовление и сборку зубчатых колес и обуславливает мертвый ход передачи при реверсировании. Сопряжения вида С (с нулевым боковым зазором) применяется для тихоходных передач с нерегулируемыми межосевыми расстояниями и наиболее жесткими требованиями по мертвому ходу. Сопряжения Д, Х и Ш (с предусмотренным наименьшим боковым зазором) применяются для передач с повышенной скоростью и нерегулируемыми межосевыми расстояниями. При этих видах сопряжения зубчатые колеса и корпус могут изготавливаться из разных материалов и работать с большим перепадом температур.

У с л о в н ы е о б о з н а ч е н и я точности зубчатых передач:

- а) для цилиндрической передачи с нерегулируемым межосевым расстоянием 7-й степени точности по всем нормам и сопряжением вида С: Ст. 7-С ГОСТ 9178—59;
- б) для цилиндрической передачи с 6-й степенью по нормам кинематической точности колес, 7-й степенью по нормам плавности работы колес, 7-й степенью по нормам контакта зубьев и сопряжением вида Х: Ст. 6-7-7-Х ГОСТ 9178—59;
- в) для винтовой передачи с регулируемым межосевым расстоянием 8-й степени точности по всем нормам: Ст. 8-Р ГОСТ 9178—59;
- г) для конической регулируемой передачи 7-й степени точности: Ст. 7-Р ГОСТ 9368—60.

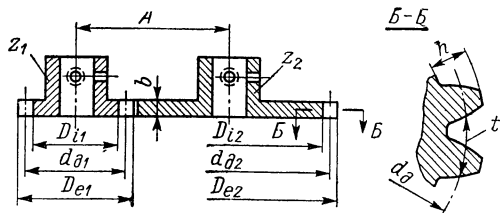
Более подробные сведения об основных понятиях, применяемых при расчете точности мелко модульных зубчатых передач и редукторов, приведены в п. 12.

Приборные редукторы могут состоять из зубчатых передач разных типов: цилиндрических, конических, винтовых и др. Применение разных типов передач вызвано различным расположением входных и выходных осей редуктора. При параллельных осях применяются цилиндрические передачи, при пересекающихся осях — конические, при перекрещивающихся осях — винтовые или червячные. Так как приборные зубчатые передачи не передают таких больших усилий, как силовые передачи, то обычно производится только их г е о м е т р и ч е с к и й расчет, т. е. определяются основные размеры зацепления (диаметры и ширины колес, межосевые расстояния и т. д.) по заданному передаточному отношению и выбранному модулю или из конструктивных соображений. Рассмотрим сначала определение основных параметров для ц и л и н д р и ч е с к и х п р я м о з у б ы х п е р е д а ч, которые получили наиболее широкое применение в приборных редукторах вследствие своих технологических и эксплуатационных преимуществ.

Цилиндрические прямозубые передачи служат для передачи вращения между параллельными валиками. При расчете этих передач пользуются формулами, приведенными в табл. 2.

Т и п о в ы е к о н с т р у к ц и и цилиндрических зубчатых колес представлены на рис. 8 и 9. По ГОСТу 13733—68 конструкции цилиндрических зубчатых колес разделяются на следующие типы: с односторонней ступицей (рис. 8, а, б), с двусторонней ступицей (рис. 8, в) и дисковые (рис. 8, г). Кроме этих основных типов применяются различные сборные конструкции зубчатых колес (рис. 9).

Т а б л и ц а 2. Формулы для расчета цилиндрических прямозубых передач (некорригированных)



Наименование	Обозначение	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Передаточное отношение	i	$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{d_{\delta 1}}{d_{\delta 2}}$	
Скорость вращения в об/мин	n		
Число зубьев	z		
Модуль в мм	m	$m = \frac{t}{\pi}$ (выбирается по ГОСТу 9563—60)	
Шаг окружной	t		
Диаметр делительной окружности	d_{δ}	$d_{\delta 1} = mz_1$	$d_{\delta 2} = mz_2$
Диаметр окружности выступов	D_e	$D_{e1} = d_{\delta 1} + 2m$	$D_{e2} = d_{\delta 2} + 2m$
Диаметр окружности впадин	D_i	При m до 0,5 мм $D_{i1} = d_{\delta 1} - 3m \quad \quad D_{i2} = d_{\delta 2} - 3m$ При m св. 0,5 до 1 мм $D_{i1} = d_{\delta 1} - 2,7m \quad \quad D_{i2} = d_{\delta 2} - 2,7m$	
Межцентровое расстояние	A	$A = \frac{d_{\delta 1} + d_{\delta 2}}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$	
Высота зуба	h	При m до 0,5 мм $h = 2,5m$ При m св. 0,5 до 1 мм $h = 2,35m$	
Длина зуба (ширина венца)	b	$b = (3 \div 15) m$ (выбирается по ГОСТу 13733—68)	

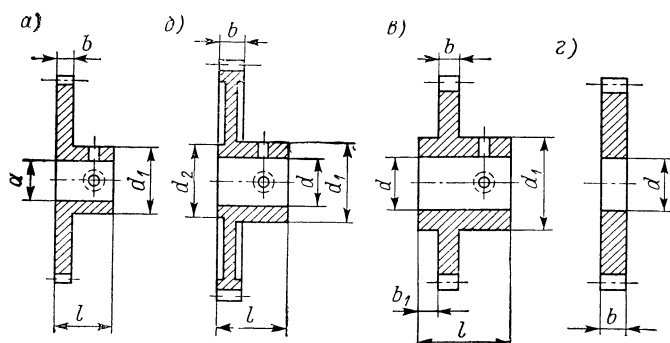


Рис. 8. Конструкции цилиндрических зубчатых колес

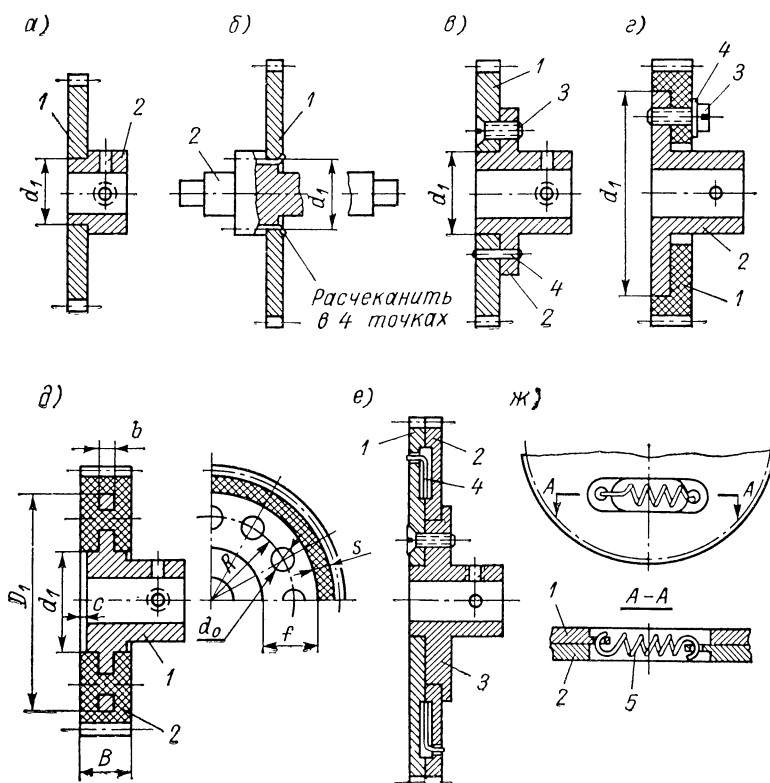


Рис. 9. Сборные конструкции цилиндрических зубчатых колес

Основными конструктивными размерами колес являются: диаметр посадочного отверстия d , диаметр ступицы d_1 , длина ступицы l , ширина венца b , размер выступа малой ступицы b_1 и др. Эти размеры должны соответствовать указанным в ГОСТе 13733—68 или в нормалях приборостроения.

Для облегченных конструкций мелко модульных зубчатых колес, применяемых в редукторах точных приборов, размеры ступиц и других конструктивных элементов можно выбирать по табл. 3 [25, 36, 66].

Т а б л и ц а 3. Размеры конструктивных элементов цилиндрических зубчатых колес (в мм)

d	d_1	d_2	d_w	d_p	l_1	При m от 0,2 до 0,5 мм				При m св. 0,5 до 1,0 мм										
						b	l	c	b_1	b	l	c	b_1							
3	7	6	0,8	M2	2,5	2; 3	7	—	1	—										
4	8	7			3															
5	9	8			9		0,5													
6	10	9	1,4	M3	4	3; 4	11	0,5; 1	1	3; 4	12	0,5; 1,2	1							
7	12	10	1,8																	
8	14	12																		
9	15	4; 5	14							1,0; 1,4										
10	16	14	2,8		5	—	—	—	—	5; 6	16	1,4; 1,8	1,5							
12	20	17																		

Уменьшение габаритов, веса и момента инерции колес достигается за счет уменьшения размеров отдельных элементов колес, а также за счет выточек и отверстий облегчения в их конструкциях.

Выточки диаметрами $D_2 - d_1$ и глубиной c на торцовых поверхностях колес вводятся при ширине колес не менее 3 мм и при $D_2 - d_1 \geq 16$ мм. Диаметр D_2 определяется по формуле $D_2 = D_i - 3(m + 1)$ и округляется до целого числа единиц.

Отверстия облегчения диаметром d_0 (обычно в количестве 6 шт.) вводятся при $D_2 - d_1 \geq 16$ мм. Минимальный размер диаметра $d_0 = 5 \div 6$ мм,

а максимальный размер d_0 определяется по формуле $d_0 \approx 0,5 (D_2 - d_1) - 3$. Диаметр D_0 окружности расположения центров отверстий определяется по формуле $D_0 \approx 0,5 (D_2 + d_1) + 1$. Чаще всего диаметры d_0 и D_0 определяются конструктивно; при этом величина перемычки между отверстиями облегчения должна быть не менее 3—5 мм.

Малая ступица диаметром d_2 предусматривается только в том случае, если она требуется для упора.

При небольших наружных диаметрах, а в условиях мелкосерийного производства и при любых диаметрах, венец колеса выполняется вместе со ступицей в виде одной детали (табл. 3). В ступице колеса, кроме отверстия под штифт, нарезается резьбовое отверстие под стопорный винт (назначение этих элементов рассмотрено в гл. IV). При крупносерийном производстве изготовление зубчатых колес большого диаметра со ступицами экономически невыгодно. В этом случае применяют на прессовку зубчатого колеса I , изготовленного из листового материала, на втулку 2 (рис. 9, а) или на триб 2 (рис. 9, б). Посадка колеса производится до упора в заплечик втулки или триба. Отверстие колеса выполняется с предельным отклонением по A , а проточка на втулке или трибе — по Pr , что обеспечивает достаточный гарантированный натяг. Затем колесо закрепляется развальцовкой или расчеканкой (обычно в четырех точках по окружности). Напрессовка колес на трибы чаще всего применяется в малогабаритных редукторах. Проточку на трибе рекомендуется выполнять гладкой для запрессовки стального колеса или со следами от инструмента после нарезки зубьев для запрессовки колеса из цветного металла. Запрессовка и развальцовка колес производятся весьма тщательно, чтобы избежать смещения геометрических осей зубчатого венца и втулки или триба. При изготовлении зубчатых колес 6-й и более высоких степеней точности, когда к биениям зубчатых колес предъявляются высокие требования, на втулки и трибы напрессовывают заготовки зубчатых колес, а затем протачивают в размер наружный диаметр колеса и нарезают на нем зубья (иногда обтачивают в сборе также торцы колес). Такой способ обработки значительно уменьшает радиальные биения.

Рекомендуемые размеры конструктивных элементов соединения зубчатого колеса со втулкой, валиком и трибом приведены в табл. 4 и 5.

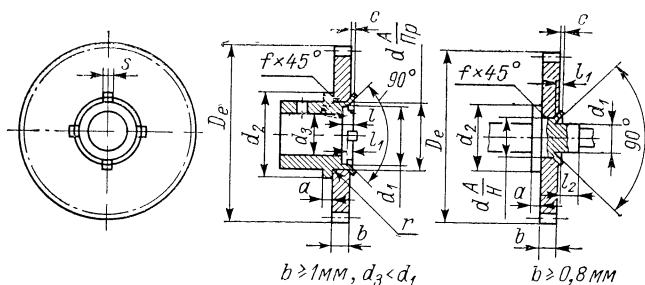
Сборные конструкции зубчатых колес могут быть выполнены и в виде разъемных соединений. На рис. 9, в показана сборная конструкция, в которой плоское колесо I собрано со втулкой 2 на винтах 3 и зафиксировано штифтом 4. При этом часто применяют два варианта комплектовки плоского колеса и втулки: 1) заготовка плоского колеса устанавливается на втулке по посадке $\frac{A_4}{X_4}$, привинчивается и штифтуется, а нарезка зубьев производится в комплектовке; 2) плоское колесо изготавливается отдельно, устанавливается на втулку по посадке $\frac{A_1}{C_1}$ и закрепляется винтами.

На рис. 9, г показана другая сборная конструкция, в которой текстолитовое колесо I закреплено на втулке 2 с помощью винтов 3 и шайб 4. Сопряжение колеса со втулкой осуществляется по диаметру d_1 , а нарезание зубьев колеса в случае необходимости может быть произведено после сборки.

Цилиндрические зубчатые колеса, работающие при небольших окружных скоростях (до 3 м/сек), в большинстве случаев изготавливаются из стали 35 (ГОСТ 1050—60), а работающие при повышенных окружных скоростях — из стали 50. Для ответственных передач, которые работают при повышенных нагрузках и должны обладать высокой коррозионно- и износостойкостью, применяются легированные стали 40Х, 12ХНЗА (ГОСТ 4543—61) и другие с термообработкой. Облегченные и малоинерционные зубчатые колеса изготавливаются из алюминиевых сплавов Д16Т и В95Т (ГОСТ 4783—68) с твердым анодированием (для повышения износостойчивости), а также из пластмасс — текстолита ПТК (ГОСТ 5—52), полиамидной смолы 68 (ГОСТ 10589—63) и др. Трибы изготавливаются обычно из высокоуглеродистой стали У8А или У10А (ГОСТ 1435—54), а устанавливаемые на них колеса — из алюминиевых сплавов, латуни ЛС 59-1 (ГОСТ 1019—47), бронзы марок Бр.ОФ 7-0,2 (ГОСТ 10025—62), Бр.АМц 9-2 (ГОСТ 493—54) и др.

Конструкция мелко модульного зубчатого колеса из полиамидной смолы 68 показана на рис. 9, д [73]. Обязательным элементом этой конструкции является

Т а б л и ц а 4. Размеры конструктивных элементов соединения зубчатого колеса со втулкой и валком методом расчеканки (в мм)



Обозначение	Соединение колеса со втулкой				Соединение колеса с валком				
	До 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 16	Св. 16 до 25	3	4	5	6	8
d									
d_1	$d-0,6$	$d-0,8$	$d-1$		2,0	3,0	3,5	4,5	6,5
$d_2 \text{ min}$	$d+3$	$d+4$	$d+5$		5	6	8	9	10
$D_e \text{ max}$	40	50	60	80	15	20	30	40	50
$a \text{ min}$	1,2	1,4	1,6	1,8	0,8	1,0		1,2	1,4
s	0,6	0,8	1,0	1,2	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
l	0,6	0,8	1,0	1,2	—				
l_1	0,4	0,5	0,6	0,7	0,3	0,4	0,5		0,6
$l_2 \text{ min}$	—				1,2	1,6	2,0		
c	0,3				0,1	0,2			0,3
f	0,4				0,2			0,3	
$r \text{ max}$	0,2				0,1			0,2	
$M_{\kappa \text{ max}}$ в Н·м	0,2	0,4	0,6	0,8	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5

Таблица 5. Размеры конструктивных элементов соединения зубчатого колеса с трибом (в мм)

d	2,5—3,0	$>3,0—4,0$	$>4,0—6,0$	$>6,0—8,0$	
d_1	1,6—3,0	$>3,0—4,0$	$>4,0—6,0$	$>6,0—8,0$	
d_2	0,2—0,4	$>0,4—0,9$	$>0,9—1,6$	$>1,6—2,0$	
b	0,8—1,0	$>1,0—1,2$	$>1,2—1,5$	$>1,5—3,0$	
l	1,0—1,2	$>1,2—1,4$	$>1,4—1,7$	$>1,7—2,0$	
l_1	0,24—0,30	$>0,30—0,36$	$>0,36—0,45$	$>0,45—0,55$	
L	2—4	$>4—6$	$>6—8$	$>8—10$	
D_e	20—25	$>25—30$	$>30—50$	$>50—80$	
D	<8	6—16		8—24	
M_k max в Н·м	для стальных колес	0,5	0,6	0,8	1,0
	для бронзовых колес	0,25	0,3	0,4	0,6

металлическая арматура (втулка) 1, на которой опрессован полиамидный венец 2. Отверстия во фланце арматуры служат «замками», не позволяющими венцу смещаться относительно арматуры. Размеры различных элементов полиамидных зубчатых колес определяются по следующим эмпирическим зависимостям [73]:

$$s = 2,25m + 1,5; \quad f \approx \frac{D_e}{0,1D_e + 3}; \quad d_0 = 0,4f;$$

$$D_1 = D_e - 2s; \quad d_1 = D_1 - 2f; \quad R = 0,5(D_1 - f);$$

$$B \geq 2 \text{ мм и } b \geq 1 \text{ мм при } D_e = 10 \div 35 \text{ мм};$$

$$B \geq 3 \text{ мм и } b \geq 1,5 \text{ мм при } D_e = 35 \div 50 \text{ мм}$$

$$\text{и } m = 0,8 \div 1 \text{ мм};$$

$$c = 0,1 \text{ мм при } B = 2 \div 3 \text{ мм}; \quad c = 0,2 \text{ мм при } B > 3 \text{ мм}.$$

Заготовки полиамидных колес с арматурой отливаются в формах на машинах для литья термопластичных пластмасс. Нарезание зубьев производится на зубофрезерных станках. Это обеспечивает изготовление колес 7 и 8-й степеней точности.

В точных отсчетных механизмах в качестве выходных звеньев с большими ценами оборотов устанавливаются, как правило, зубчатые колеса с люфтовывибрателями (или разрезные зубчатые колеса), служащие для устранения мертвого хода в зубчатых передачах.

На рис. 9, *е, ж* показаны распространенные конструкции зубчатых колес с люфтовывибрателями. Они различаются по типу применяемых пружин и способу их крепления. В обеих конструкциях зубчатые колеса состоят из двух частей 1 и 2, одна из которых (1) жестко связана со ступицей колеса 3, а другая (2) свободно надета на выступ ступицы. Между собой обе части соединены пружинами и перед сцеплением с неразрезным (ведущим) колесом разводятся в разные стороны так, чтобы обеспечить необходимый натяг пружин. Момент, развиваемый пружинами люфтовывибрателя, должен в 1,5—2 раза превышать момент вращения на ведомом колесе. Только в этом случае будет гарантирована безлюфтовая передача угла поворота при любом направлении вращения колес. В конструкции, изображенной на рис. 9, *е*, выборка бокового зазора в передаче осуществляется спиральной пружинной 4, расположенной во внутренних выточках обеих частей колеса. Один конец пружины входит в отверстие левой части колеса, а другой — в отверстие правой части. Во второй конструкции (рис. 9, *ж*) цилиндрические пружины растяжения 5 установлены в окнах разрезного колеса и после сцепления последнего с ведущим колесом создают натяг одной части разрезного колеса относительно другой его части, что обеспечивает выборку зазоров в данной зубчатой паре.

При пользовании табл. 2 и 3 необходимо учитывать следующие замечания по выбору или определению чисел зубьев z_1 и z_2 , межцентровых расстояний A , модуля зацепления m и ширины колес b .

Числа зубьев цилиндрических мелко модульных колес должны соответствовать указанным в ГОСТе 13733—68. Число зубьев малого q (ведущего) колеса z_1 для некорректированных передач рекомендуется выбирать не менее 24 [31]. Выбор z_1 производится чаще всего из конструктивных соображений, т. е. в зависимости от диаметра валика, на котором штифтуется зубчатое колесо. Например, для диаметра валика 6 мм диаметр ступицы колеса равен 10 мм и, следовательно, при модуле 0,5 мм колесо должно иметь минимальное число зубьев равным 24, чтобы диаметр впадин колеса был больше диаметра ступицы. При диаметрах валика более 6 мм число зубьев z_1 соответственно увеличивается. Выбор числа зубьев ведомого колеса z_2 производят из условия обеспечения требуемого передаточного отношения. Выбор чисел зубьев z_1 и z_2 зависит также и от межцентровых расстояний.

Межцентровые расстояния цилиндрических зубчатых передач в конструкциях редукторов с регулируемыми межцентровыми расстояниями определяются не только диаметрами зубчатых колес, но и диаметрами обойм или втулок-фланцев для установки шарикоподшипников. Например, для шарикоподшипника 24 (с внутренним диаметром 4 мм) наименьший диаметр фланца обоймы равен 28 мм и межцентровое расстояние необходимо выбрать равным 30 мм, а в этом случае числа зубьев колес должны быть равны $z_1 = 30$ и $z_2 = 90$ при $i = \frac{1}{3}$ или $z_1 = 40$ и $z_2 = 80$ при $i = \frac{1}{2}$ (модуль в обоих случаях равен 0,5 мм). Отсюда следует, что на выбор размеров зубчатых колес существенное влияние оказывают конструктивные факторы.

Величину модуля m в приборных зубчатых передачах назначают обычно из стандартного ряда с учетом получения наименьших габаритов передачи, а ширину прямозубых колес b выбирают из соотношения $b = (3 \div 15) m$ или по ГОСТу 13733—68. Однако такая практика выбора m и b может привести к ослаблению прочности зубьев по отношению к случайным нагрузкам или к неоправданному увеличению габаритов и веса редуктора [27].

Появление случайных нагрузок, значительно превышающих рабочие нагрузки, вызывается сотрясениями, вибрациями и другими отклонениями от нормальных условий эксплуатации приборных редукторов. Случайные нагрузки ввиду непродолжительности своего действия обычно не приводят к поломке зубьев, но могут

вызвать резкое увеличение напряжений в опасных сечениях зубьев. В этом случае рекомендуется произвести расчет зубьев на изгиб с учетом действия случайных нагрузок по известным формулам общего машиностроения.

Вместо расчета можно воспользоваться диаграммами, показанными на рис. 10, а, б. Первая диаграмма позволяет определять ширину колеса b по выбранному модулю (из условий получения наименьших габаритов передачи) и величине P случайной нагрузки на зубе колеса. Вторая диаграмма позволяет определять величину b по выбранному числу зубьев ведомого колеса z_2 и величине крутящего момента случайной нагрузки M_k (при $m = 0,5$ мм). Диаграммы, аналогичные приведенной на рис. 10, б, можно построить и для других значений модулей или для

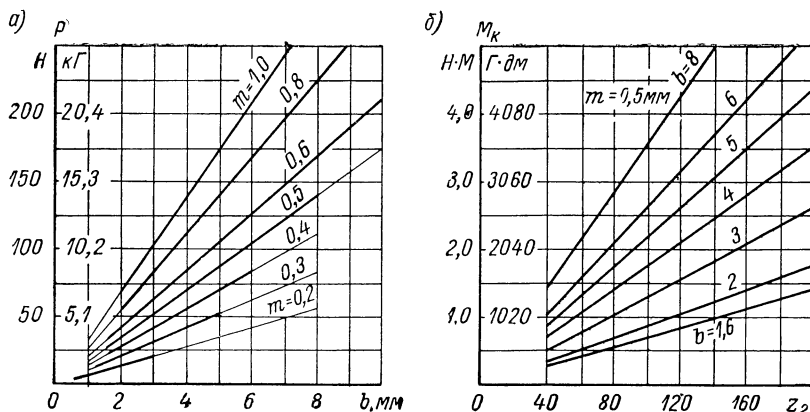


Рис. 10. Диаграммы для определения ширины цилиндрических прямозубых колес: а — по величине случайной нагрузки P на зубе колеса; б — по величине крутящего момента M_k случайной нагрузки

других материалов зубчатых колес. Жирными линиями на диаграмме рис. 10, а выделены зоны, соответствующие указанным в ГОСТе 13733—68.

Диаграммы (рис. 10, а, б) построены в соответствии с формулами

$$P = \frac{\pi m b y}{\kappa_d} [\sigma]_u; \quad (6)$$

$$M_k = \frac{\pi m^2 b z_2 y}{2 \cdot 10^3 \kappa_d} [\sigma]_u, \quad (7)$$

где P — окружное усилие на зубе при действии случайных нагрузок в н; M_k — крутящий момент на валике колеса при действии случайных нагрузок в н·м;

y — коэффициент формы зуба, зависящий от числа зубьев ведущего колеса ($y = 0,105$ при $z_1 = 22$; $y = 0,107$ при $z_1 = 24$ и т. д.);

κ_d — коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и их степеней точности (для 7 и 8-й степеней точности при $v = 1 \div 8$ м/сек его принимают равным $\kappa_d = 1,3$);

$[\sigma]_u$ — допускаемое напряжение на изгиб с учетом действия случайных нагрузок в н/мм²; для пластических материалов определяется по отношению

к пределу текучести: $[\sigma]_u = \frac{\sigma_T}{n}$ (n — запас прочности, который рекомендуется принимать равным 1,5—2); например, для стали 35 допускаемое напряжение на изгиб можно принять равным $[\sigma]_u = 14 \text{ кг/мм}^2 = 137 \text{ н/мм}^2$.

Формулы (6) и (7) для указанных значений y , k_α и $[\sigma]_H$ будут иметь вид

$$P = 34,7mb; \quad M_k = 0,0174m^2bz_p.$$

Единицы измерения моментов и усилий приняты в системе СИ, т. е. моменты определяются в ньютонметрах ($\text{н} \cdot \text{м}$), причем $1 \text{ н} \cdot \text{м} = 1020 \text{ Г} \cdot \text{дм}$ (или $1 \text{ Г} \cdot \text{дм} = 9,81 \cdot 10^{-4} \text{ н} \cdot \text{м}$), а усилия — в ньютонах (н), прием $1 \text{ н} = 102 \text{ Г}$ (или $1 \text{ Г} = 9,81 \times 10^{-3} \text{ н}$).

5. Конические, винтовые и червячные передачи

Конические зубчатые передачи. Служат для передачи вращения между валиками, оси которых пересекаются под некоторым углом. В приборных редукторах наиболее распространены конические передачи с углом между осями валиков равным 90° . Зубья конических колес (эвольвентного профиля с углом исходного контура 20°) нарезаются на боковой поверхности конуса. Оси всех зубьев пересекаются в вершине конуса. Конусы, основания которых имеют диаметры делительных окружностей $d_{\partial 1}$ и $d_{\partial 2}$, называются делительными конусами (рис. 11).

Конусы, образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов, называются дополнительными конусами (они выполняются из технологических соображе-

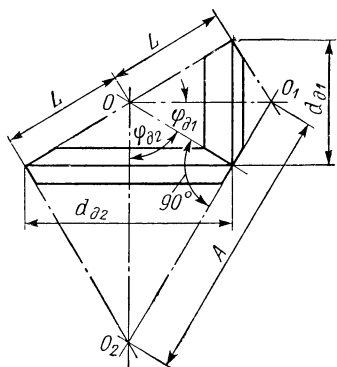


Рис. 11. Делительные конусы и межосевое расстояние конической передачи

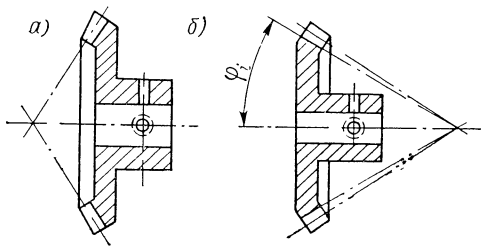


Рис. 12. Конструкции конических колес: а — с обычной ступицей; б — с обратной ступицей

ний). Расстояние O_1O_2 между осями вращения конических колес в плоскости, касательной к дополнительным конусам, условно называется межосевым расстоянием конической передачи.

Геометрический расчет конических передач с углом между осями валиков 90° производится по формулам, приведенным в табл. 6. Углы делительных конусов $\varphi_{\partial 1}$ и $\varphi_{\partial 2}$ определяются по заданному передаточному отношению i , которое выбирается в пределах от 1/7,5 до 7,5. Значения углов $\varphi_{\partial 1}$ и $\varphi_{\partial 2}$ для наиболее распространенных значений передаточных отношений i приведены в табл. 7. Здесь же указаны необходимые для расчетов значения тригонометрических функций этих углов.

Конструкции конических колес показаны на рис. 12. Вариант конструкции с обычной ступицей (рис. 12, а) является основным и может применяться для любых размеров колес. Размеры ступиц и других конструктивных элементов таких колес выбираются по табл. 8. Конструкцию колеса с обратной ступицей (рис. 12, б) можно применять при условии, если ступица не выступает за пределы конуса впадин, что необходимо для обеспечения выхода резца из впадин зубчатого венца. Конструктору следует проверить размеры обратной ступицы графически.

Винтовые зубчатые передачи. Применяются для передачи вращения между скрещающимися валиками (чаще всего угол скрещивания равен 90°). Зубья винтовых колес нарезаются на цилиндрической поверхности заготовки, но оси зубьев расположены по винтовой линии под углом β_α к оси колеса. Этот угол называется углом наклона зубьев. Наклон зубьев может быть правым или левым.

Таблица 6. Формулы для расчета конических зубчатых передач

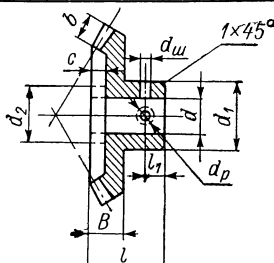
Наименование	Обозначение	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Передаточное отношение	i	$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{d_{\partial 1}}{d_{\partial 2}} = \frac{\sin \varphi_{\partial 1}}{\sin \varphi_{\partial 2}};$ <p>при $\varphi_{\partial 1} + \varphi_{\partial 2} = 90^\circ$</p> $i = \operatorname{tg} \varphi_{\partial 1} = \operatorname{ctg} \varphi_{\partial 2}$	
Скорость вращения в об/мин	n		
Число зубьев	z		
Модуль торцовый в мм	m_s	$m_s = \frac{t_s}{\pi}$ <p>(выбирается по ГОСТу 9563—60)</p>	
Шаг по делительной окружности	t_s		
Угол делительного конуса	φ_{∂}	$\varphi_{\partial 1} = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{z_2}$	$\varphi_{\partial 2} = \operatorname{arctg} \frac{z_2}{z_1}$
Диаметр делительной окружности	d_{∂}	$d_{\partial 1} = m_s z_1$	$d_{\partial 2} = m_s z_2$
Диаметр окружности выступов	D_e	$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2m_s \cos \varphi_{\partial 1}$	$D_{e2} = d_{\partial 2} + 2m_s \cos \varphi_{\partial 2}$
Диаметр окружности впадин	D_i	<p>При m_s до 0,5 мм</p> $D_{i1} = d_{\partial 1} - 2,9m_s \cos \varphi_{\partial 1} \quad \left \quad D_{i2} = d_{\partial 2} - 2,9m_s \cos \varphi_{\partial 2} \right.$ <p>При m_s св. 0,5 до 1 мм</p> $D_{i1} = d_{\partial 1} - 2,6m_s \cos \varphi_{\partial 1} \quad \left \quad D_{i2} = d_{\partial 2} - 2,6m_s \cos \varphi_{\partial 2} \right.$	

Наименование	Обозначение	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Длина образующей делительного конуса	L	$L = \frac{d_{\partial 1}}{2 \sin \varphi_{\partial 1}} = \frac{d_{\partial 2}}{2 \sin \varphi_{\partial 2}} =$ $= \frac{m_s}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	
Угол конуса выступов	φ_e	$\varphi_{e1} = \varphi_{\partial 1} + \gamma_1$	$\varphi_{e2} = \varphi_{\partial 2} + \gamma_1$
Угол конуса впадин	φ_i	$\varphi_{i1} = \varphi_{\partial 1} - \gamma_2$	$\varphi_{i2} = \varphi_{\partial 2} - \gamma_i$
Угол головки зуба	γ_1	$\operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{m_s}{L} = \frac{2 \sin \varphi_{\partial 1}}{z_1} = \frac{2 \sin \varphi_{\partial 2}}{z_2}$	
Угол ножки зуба	γ_2	При m_s до 0,5 мм $\operatorname{tg} \gamma_2 = 1,45 \operatorname{tg} \gamma_1$ При m_s св. 0,5 до 1 мм $\operatorname{tg} \gamma_2 = 1,3 \operatorname{tg} \gamma_1$	
Высота зуба	h	При m_s до 0,5 мм $h = 2,45 m_s$ При m_s св. 0,5 до 1 мм $h = 2,3 m_s$	
Длина зуба	b	$b = (5 \div 8) m_s$	
Расстояние от опорного торца до основания конуса выступов	a	$a_1 = l_1 - b \cos \varphi_{e1}$	$a_2 = l_2 - b \cos \varphi_{e2}$
Расстояние от опорного торца до вершины конуса	κ	$\kappa_1 = a_1 + L \cos \varphi_{e1}$	$\kappa_2 = a_2 + L \cos \varphi_{e2}$

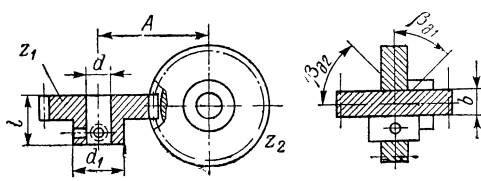
Т а б л и ц а 7. Углы делительных конусов конических колес при угле между осями 90°

<i>i</i>	$\varphi_{\partial 1}$	$\varphi_{\partial 2}$	$\sin \varphi_{\partial 1} = \cos \varphi_{\partial 2}$	$\sin \varphi_{\partial 2} = \cos \varphi_{\partial 1}$
1/1	45°	45°	0,70711	0,70711
2/3	33° 41'	56° 19'	0,55460	0,83211
1/2	26° 34'	63° 26'	0,44724	0,89441
2/5	21° 48'	68° 12'	0,37137	0,92849
1/3	18° 26'	71° 34'	0,31620	0,94869
2/7	15° 57'	74° 03'	0,27480	0,96150
1/4	14° 02'	75° 58'	0,24249	0,97015
2/9	12° 32'	77° 28'	0,21701	0,97617
1/5	11° 19'	78° 41'	0,19623	0,98056
1/6	9° 28'	80° 32'	0,16447	0,98638
1/7	8° 08'	81° 52'	0,14148	0,98994
2/15	7° 36'	82° 24'	0,13226	0,99122

Т а б л и ц а 8. Размеры конструктивных элементов конических зубчатых колес (в мм)

																																	
<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>d</i> _ш	<i>d</i> _р	<i>l</i> ₁	При <i>m_с</i> от 0,2 до 0,5 мм				При <i>m_с</i> св. 0,5 до 1,0 мм																							
						<i>b</i>	<i>B</i>	<i>l</i>	<i>c</i>	<i>b</i>	<i>B</i>	<i>l</i>	<i>c</i>																				
3	7	6	0,8	М2	2,5	2	3	8	0,8	—																							
4	8	7			3	3	4	10	1,5																								
5	9	8																															
6	10	9	1,4	М3	4	3	4	12	1,5	4	5	14	2,5																				
7	12	10	1,8									15																					
8	14	12																															
9	15																																
10	16	14	2,8									17																					
12	20	18										19	3																				

Т а б л и ц а 9. Формулы для расчета винтовых зубчатых передач

			
Наименование	Обозначение	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Передаточное отношение	i	$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{d_{\partial 1} \cos \beta_{\partial 1}}{d_{\partial 2} \cos \beta_{\partial 2}}$	
Скорость вращения в об/мин	n		
Число зубьев	z		
Модуль нормальный	m_n	$m_n = \frac{t_n}{\pi}$ (выбирается по ГОСТу 9563—60)	
Шаг нормальный	t_n		
Модуль торцовый	m_s	$m_{s1} = \frac{t_{s1}}{\pi} = \frac{m_n}{\cos \beta_{\partial 1}}$	$m_{s2} = \frac{t_{s2}}{\pi} = \frac{m_n}{\cos \beta_{\partial 2}}$
Шаг торцовый	t_s		
Угол наклона зубьев	β_{∂}	$\cos \beta_{\partial 1} = \frac{m_n z_1}{d_{\partial 1}}$	$\cos \beta_{\partial 2} = \frac{m_n z_2}{d_{\partial 2}}$
Диаметр делительной окружности	d_{∂}	$d_{\partial 1} = m_{s1} z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta_{\partial 1}}$	$d_{\partial 2} = m_{s2} z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta_{\partial 2}}$
Диаметр окружности выступов	D_e	$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2m_n$	$D_{e2} = d_{\partial 2} + 2m_n$
Диаметр окружности впадин	D_i	При m_n до 0,5 мм $D_{i1} = d_{\partial 1} - 3m_n \quad \quad D_{i2} = d_{\partial 2} - 3m_n$ При m_n св. 0,5 до 1 мм $D_{i1} = d_{\partial 1} - 2,7m_n \quad \quad D_{i2} = d_{\partial 2} - 2,7m_n$	
Межосевое расстояние	A	$A = \frac{d_{\partial 1} + d_{\partial 2}}{2}$	
Высота зуба	h	При m_n до 0,5 мм $h = 2,5m_n$ При m_n св. 0,5 до 1 мм $h = 2,35m_n$	
Ширина зубчатого венца	b	$b = (7 \div 10) m_n$	

Направление наклона зубьев определяется от торцевой плоскости колеса (соответственно слева вверх направо или справа вверх налево). У винтовых колес различают шаг нормальный t_n — в направлении, перпендикулярном наклону зубьев, и шаг торцовый t_s — в направлении, перпендикулярном оси колеса. В соответствии с этим для винтовых колес различают и два модуля: модуль нормальный m_n и модуль торцовый m_s . Модуль m_n выбирается из конструктивных соображений по ГОСТу 9563—60.

Формулы для геометрического расчета винтовых передач приведены в табл. 9. В отличие от цилиндрических прямозубых передач передаточное отношение винтовых передач, которое выбирается в пределах от 1/5 до 1, можно изменять не только за счет изменения диаметров делительных окружностей колес, но и за счет изменения углов наклона зубьев. В винтовых колесах диаметры делительных окружностей зависят от угла наклона зубьев, а ширина зубчатого венца выбирается больше, чем в цилиндрических прямозубых колесах.

Направление наклона зубьев в винтовых передачах между скрещающимися валиками всегда одноименное — либо правое, либо левое, причем угол наклона зубьев ведущего колеса β_{d1} выбирается большим или равным (при $i = 1$) углу наклона зубьев ведомого колеса β_{d2} .

При угле скрещивания осей 90° для каждой передачи можно найти углы наклона зубьев, при которых межосевое расстояние A будет наименьшим. При $A = A_{\min}$ будем иметь

$$\operatorname{tg} \beta_{d1} = \sqrt[3]{\frac{1}{i}}.$$

Значения углов β_{d1} и β_{d2} для наиболее распространенных значений передаточных отношений i приведены в табл. 10. Здесь же указаны значения β_{d1} и β_{d2} , при которых $d_{d1} = d_{d2}$ (в этом случае $\operatorname{tg} \beta_{d1} = \frac{1}{i}$).

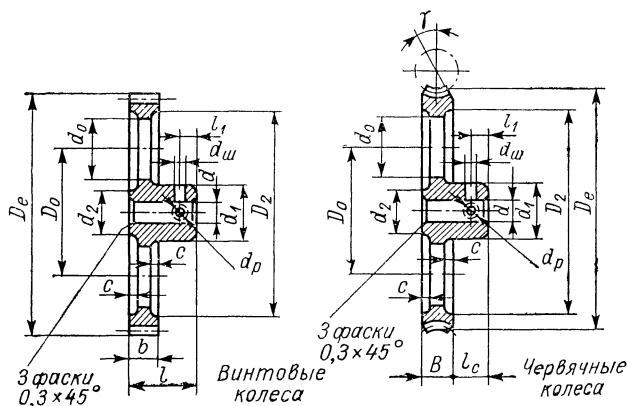
Т а б л и ц а 10. Углы наклона зубьев винтовых колес при скрещивании валиков под углом 90°

i	$A = A_{\min}$		$d_{d1} = d_{d2}$	
	β_{d1}	β_{d2}	β_{d1}	β_{d2}
1/1	45°	45°	45°	45°
2/3	$48^\circ 06'$	$41^\circ 54'$	$56^\circ 19'$	$33^\circ 41'$
1/2	$51^\circ 34'$	$38^\circ 26'$	$63^\circ 26'$	$26^\circ 34'$
2/5	$53^\circ 37'$	$36^\circ 23'$	$68^\circ 12'$	$21^\circ 48'$
1/3	$55^\circ 16'$	$34^\circ 44'$	$71^\circ 34'$	$18^\circ 26'$
2/7	$56^\circ 38'$	$33^\circ 22'$	$74^\circ 03'$	$15^\circ 57'$
1/4	$57^\circ 47'$	$32^\circ 13'$	$75^\circ 58'$	$14^\circ 02'$
2/9	$58^\circ 48'$	$31^\circ 12'$	$77^\circ 36'$	$12^\circ 24'$
1/5	$59^\circ 41'$	$30^\circ 19'$	$78^\circ 41'$	$11^\circ 19'$

Размеры конструктивных элементов винтовых колес приведены в табл. 11. Ведущие винтовые колеса изготавливаются обычно из стали 35, а ведомые колеса — из бронзы марок Бр.ОФ 7-0,2, Бр.АМц 9-2 и др.

Винтовые зубчатые передачи характеризуются теоретически точечным контактом между зубьями и наличием продольного скольжения профилей. Поэтому рекомендуется устанавливать их в звеньях с небольшими передаваемыми усилиями. Другим недостатком винтовых передач является их низкий к. п. д.

Таблица 11. Размеры конструктивных элементов винтовых и червячных колес (в мм)



d	d_1	d_2	$d_{ш}$	d_p	l_1	При m до 0,5 мм				При m св. 0,5 до 1,0 мм					
						b	l	l_c	c	b	l	l_c	c		
3	7	6	0,8	M2	2,5	6	12	5	1,5	—					
4	8	7			3										
5	9	8												1,0	
6	10	9	1,4	M3	4	6	14	7	1,5	8	12	5	2		
7	12	10	1,8								14	7		14	7
8	14	12													
9	15														
10	16	14	2,8		5		15	9							
12	20	17					—								

Примечания:

1. Размеры выточек и отверстий облегчения определяются по формулам, приведенным для цилиндрических зубчатых колес (см. п. 4).

2. Ширина B обода червячного колеса определяется по формуле, указанной в табл. 12.

Винтовые колеса применяются иногда и для передачи вращения между параллельными валиками, например в тех случаях, когда необходимо подобрать пару колес при заданных i и A . В таких передачах (они обычно называются к о с о з у б ы м и п е р е д а ч а м и) углы наклона зубьев β_d обоих колес одинаковы, а направление наклона зубьев — разноименное.

При расчете косозубых передач, исходя из заданного передаточного отношения i , выбирают числа зубьев колес z_1 и z_2 , а затем определяют угол наклона зубьев β_d по формуле

$$\cos \beta_d = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2A}.$$

Червячные передачи. Служат для передачи вращения между валиками, скрещивающимися под углом 90° . Они позволяют получить передаточное отношение от 1 : 10 до 1 : 360 при помощи одной пары — червяка и червячного колеса. Кроме того, червячные передачи обеспечивают высокую плавность и бесшумность зацепления. Однако они обладают низким к. п. д.

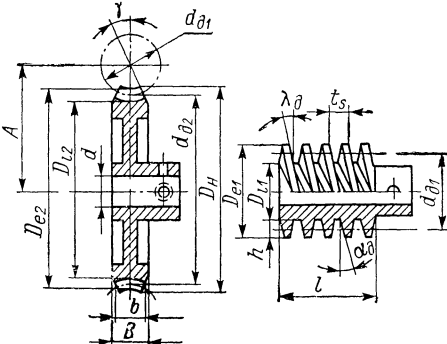
Передача движения, как правило, идет от червяка к червячному колесу. В некоторых случаях (например, в регуляторах скорости) применяется передача на ускорение — от червячного колеса к червяку.

В приборостроении применяются червячные передачи с а р х и м е д о в ы м и к о н в о л ю т н ы м ч е р в я к о м. Архимедов червяк имеет прямолинейный профиль в осевом сечении, а конволютный червяк — в нормальном сечении (по впадине). Последний находит применение главным образом в многозаходных передачах.

Геометрический расчет червячной передачи с архимедовым червяком производится по формулам, приведенным в табл. 12.

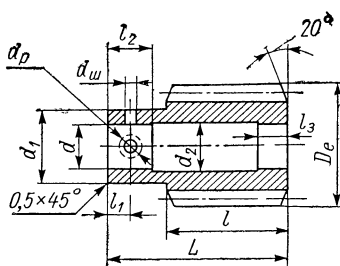
Размеры конструктивных элементов червячных колес приведены в табл. 11, а размеры червяков — в табл. 13.

Т а б л и ц а 12. Формулы для расчета червячных передач

			
Наименование	Обозначение	Червяк	Червячное колесо
Передаточное отношение	i	$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{d_{d1}}{d_{d2}} \operatorname{tg} \lambda_{\beta};$ $z_1 = 1 \div 4 \text{ (выбирается конструктивно)}$	
Число заходов червяка	z_1		
Число зубьев червячного колеса	z_2		

Наименование	Обозначение	Червяк	Червячное колесо
Модуль осевой	m_s	$m_s = \frac{t_s}{\pi}$ (выбирается по ГОСТу 9563—60)	
Шаг червяка осевой	t_s		
Угол подъема витка червяка на делительном цилиндре	λ_∂	$\operatorname{tg} \lambda_\partial = \frac{m_s z_1}{d_{\partial 1}}$	—
Диаметр делительного цилиндра червяка	$d_{\partial 1}$	$d_{\partial 1} = \frac{m_s z_1}{\operatorname{tg} \lambda_\partial}$	—
Диаметр делительной окружности колеса в среднем сечении	$d_{\partial 2}$	—	$d_{\partial 2} = m_s z_2$
Наружный диаметр червяка	D_{e1}	$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2m_s$	—
Диаметр окружности выступов колеса в среднем сечении	D_{e2}	—	$D_{e2} = d_{\partial 2} + 2m_s$
Диаметр впадин червяка	D_{i1}	$D_{i1} = d_{\partial 1} - 2,5m_s$	—
Диаметр окружности впадин колеса	D_{i2}	—	$D_{i2} = d_{\partial 2} - 2,5m_s$
Межосевое расстояние	A	$A = \frac{d_{\partial 1} + d_{\partial 2}}{2}$	
Высота витка червяка или зуба колеса	h	$h = 2,25m_s$	
Наибольший диаметр окружности выступов колеса	D_H	—	$D_H = D_{e2} + (d_{\partial 1} - 2m_s)(1 - \cos \gamma)$
Угол скоса колеса	γ	—	Выбирается в пределах от 20 до 50°
Длина зуба у основания колеса	b	—	$b = (d_{\partial 1} + 2,5m_s) \sin \gamma$
Ширина обода колеса	B	—	$B = b + 0,785m_s$
Длина нарезанной части червяка	l	$l \geq 2m_s (\sqrt{z_2} + 1)$	—

Т а б л и ц а 13. Размеры конструктивных элементов червяков (в мм)



d	d_1	d_2	$d_{\text{ш}}$	d_p	l_1	l_2	l_3	l при z_2 равном			L
								30—50	50—70	70—100	
3	6	3,5	0,8	М2	2,5	4	4	7—8	9—10	11—12	12—18
4	7	4,5									
5	8	5,5			1,0						
6	10	6,5	1,4	М3	3	6	4	11—13	14—16	18—20	20—26
7	11	8,0	1,8								
8	12	9,0									
9	14	10									
10	16	11	2,8		4	8	5	14—16	18—20	22—24	24—34
12	18	13									

Углы подъема витков червяка λ_d при различных значениях m_s , z_1 и d_{d1}

m_s в мм	z_1	Диаметр делительного цилиндра червяка d_{d1} в мм							
		8	10	12	15	16	18	20	25
0,5	1	3° 35'	2° 52'	2° 23'	1° 54'	1° 47'	1° 36'	1° 26'	—
	2	7° 07'	5° 43'	4° 46'	3° 49'	3° 35'	3° 11'	2° 52'	
	3	10° 37'	8° 32'	7° 08'	5° 43'	5° 21'	4° 46'	4° 17'	

m_s в мм	z_1	Диаметр делительного цилиндра червяка d_{d1} в мм							
		8	10	12	15	16	18	20	25
0,8	1		4° 34'	3° 49'	3° 03'	2° 52'	2° 33'	2° 18'	1° 50'
	2	—	9° 05'	7° 36'	6° 05'	5° 43'	5° 05'	4° 34'	3° 40'
	3		13° 30'	11° 19'	9° 05'	8° 32'	7° 36'	6° 51'	5° 29'
1,0	1			4° 46'	3° 49'	3° 35'	3° 11'	2° 52'	2° 18'
	2	—	—	9° 28'	7° 36'	7° 07'	6° 21'	5° 43'	4° 34'
	3			14° 02'	11° 19'	10° 37'	9° 28'	8° 32'	6° 51'

Угол профиля в осевом сечении червяка α_d принимается равным 20° . Осевой модуль m_s выбирается из стандартного ряда по конструктивным соображениям. Угол подъема витка червяка на делительном цилиндре λ_d выбирается из нормализованных значений по табл. 13 в зависимости от модуля m_s , диаметра делительного цилиндра червяка d_{d1} и числа заходов червяка z_1 . Для отсчетных механизмов следует применять однозаходные червяки, так как с увеличением числа заходов точность червячных передач снижается. Число зубьев червячных колес рекомендуется брать не менее 28.

Величина угла λ_d определяет самоторможение передачи: если $\lambda_d > \rho$, где ρ — угол трения, то передача несамотормозящаяся, т. е. ведущими могут быть и червяк и червячное колесо; если $\lambda_d < \rho$ — передача самотормозящаяся, т. е. ведущим может быть только червяк. Угол трения ρ определяется по формуле $\operatorname{tg} \rho = \mu$, где μ — коэффициент трения в червячной передаче. При $\mu = 0,1$ $\rho = 5^\circ 43'$, т. е. однозаходные червячные передачи в большинстве случаев являются самотормозящимися.

Червяки изготавливаются обычно из высокоуглеродистой стали У8А или У10А (ГОСТ 1435—54), а червячные колеса — из бронзы марок Бр.ОФ 7-0,2, Бр.АЖ 9-4, Бр.АМц 9-2 и др. (ГОСТ 493—54).

6. Валики, опоры и муфты

Валики. Валики в механизмах служат для передачи крутящего момента. На валиках закрепляются вращающиеся вместе с ними детали (зубчатые колеса, муфты и др.). Крепление деталей на валиках осуществляется обычно коническими штифтами. В связи с этим выбор диаметров валиков рекомендуется производить в зависимости от допустимых крутящих моментов на этих валиках, определяемых из расчета среза одного сечения штифта по формуле

$$M_k = 10^{-3} \frac{\pi d_{ш}^2}{4} \cdot \frac{d}{2} [\tau]_{ср}, \quad (8)$$

где M_k — допустимый крутящий момент на валике в н·м;

$d_{ш}$ — диаметр штифта в мм;

d — диаметр валика в мм;

$[\tau]_{ср}$ — допускаемое напряжение на срез для материала штифта в н/мм².

Диаметры штифтов выбираются в зависимости от диаметров валиков из условия равнопрочности:

$$d_{ш} = \left(\frac{1}{4} \div \frac{1}{3} \right) d.$$

Для штифтов из стали 45 при знакопеременной нагрузке принято

$$[\tau]_{cp} = 6,5 \kappa\Gamma/\text{мм}^2 = 63,7 \text{ н/мм}^2.$$

В этом случае допустимые крутящие моменты M_k , рассчитанные по формуле (8), будут иметь значения, указанные в табл. 14. По этой таблице производится выбор или проверка выбранных диаметров валиков в зависимости от величины M_k . Значения моментов на валиках определяются при расчете моментов кинематических цепей (см. гл. III).

Т а б л и ц а 14. Допустимые крутящие моменты на валиках

d в мм	3	4	5	6	7	8	9	10	12
$d_{ш}$ в мм	1,0		1,2	1,6	2,0			3,0	
M_k в $\Gamma \cdot \text{дм}$	80	100	180	390	720	820	920	2300	2750
M_k в н·м	0,08	0,10	0,18	0,38	0,70	0,80	0,90	2,25	2,70

Некоторые авторы [41, 53, 57 и др.] рекомендуют рассчитывать диаметры валиков из условия прочности на кручение по формуле

$$d = 17,2 \sqrt[3]{\frac{M_k}{[\tau]_{кр}}} \text{ мм}, \quad (9)$$

где $[\tau]_{кр}$ — допускаемое напряжение на кручение для материала валика в н/мм² (для стали $[\tau]_{кр} = 500 \text{ н/мм}^2$).

Однако рассчитанные по этой формуле диаметры валиков получаются слишком заниженными, что может привести конструктора к серьезным ошибкам при выборе размеров валиков. Например, для крутящего момента $M_k = 500 \Gamma \cdot \text{дм} = 0,49 \text{ н} \cdot \text{м}$ по формуле (9) получим диаметр стального валика равным 1,7 мм, тогда как по табл. 14 его необходимо выбрать равным 7 мм.

Другие авторы [46, 55] рекомендуют рассчитывать диаметры валиков из условия жесткости на кручение по формуле

$$d = 0,6 \sqrt[4]{\frac{M_k l}{[\theta]_{доп}}} \text{ мм},$$

где l — длина скручиваемой части валика в мм;

$[\theta]_{доп}$ — допустимый угол закручивания в мин.

Точность расчета по этой формуле зависит от выбора величины допустимого угла закручивания. Например, если принять значение $[\theta]_{доп}$ равным 5 мин на 100 см длины валика, как рекомендовано в [46], то при $M_k = 0,49 \text{ н} \cdot \text{м}$ получим $d = 1,9 \text{ мм}$ (вместо 7 мм по табл. 14).

Таким образом, выбор диаметров валиков по табл. 14 из условия прочности штифтовых соединений валиков с зубчатыми колесами (или муфтами) следует признать наиболее целесообразным.

Валики точных механизмов изготавливают обычно из сталей 45, 50, У8А. Иногда применяют алюминиевый сплав В95 и другие материалы. По конструкции различаются гладкие и ступенчатые валики. Первые из них более технологичны и широко применяются в крупносерийном производстве. Ступенчатые валики, хотя и менее технологичны, но более удобны при сборке некоторых типов конструкций редукторов. Примеры конструкций валиков показаны на рис. 13.

Под действием передаваемых нагрузок валики испытывают деформации кручения и изгиба. Расчет ошибок, вызываемых упругими деформациями валиков, рассматривается в п. 14. Для получения минимальных деформаций следует избегать применения длинных и тонких валиков, а закрепляемые на валиках детали располагать ближе к опорам.

Длина валиков не рассчитывается, а выбирается из конструктивных соображений. Длину скручиваемой части валика рекомендуется выбирать не более 8—10 диаметров.

Опоры. Опоры, или направляющие для вращательного движения, служат для поддержания вращающихся деталей (валиков, осей). Они представляют собой кинематические пары и состоят из двух частей: подвижной (цапфа, пята) и неподвижной (подшипник, подпятник).

В зависимости от характера трения, возникающего между подвижной и неподвижной частями опор, различают два вида опор: с трением скольжения и трением качения.

К опорам, работающим в точных кинематических цепях приборов, предъявляются следующие основные требования: минимальный люфт, легкость и плавность движения и независимость указанных условий от колебаний температуры. Этим требованиям лучше всего удовлетворяют опоры с трением качения.

Опоры с трением скольжения применяются чаще всего во вспомогательных механизмах, работающих при небольших скоростях и малых удельных давлениях на опорные поверхности, например в механизмах ручной настройки электронной аппаратуры. Такие механизмы не требуют смазки трущихся поверхностей при эксплуатации прибора (смазка производится только при сборке прибора). В некоторых специальных случаях (измерительные приборы на кернах)

опоры с трением скольжения выполняют весьма ответственным назначением и испытывают большие удельные давления. Здесь такие опоры не рассматриваются.

В зависимости от формы поверхностей трения различают цилиндрические опоры, опоры на центрах, на кернах и др. Преимущественное применение в точных механизмах получили цилиндрические опоры.

Цилиндрическая опора (рис. 14, а) состоит из цапфы и подшипника. Цапфой является конец валика, а подшипником служит втулка или гнездо корпуса. Такие опоры просты и дешевы, однако обладают значительным трением. Момент трения в цилиндрической опоре M_T (в н·м) при радиальной нагрузке на цапфу определяется по формуле

$$M_T = 5 \cdot 10^{-4} \mu P d_o,$$

где P — радиальная нагрузка на одну опору в н;

d_o — диаметр цапфы в мм;

μ — коэффициент трения скольжения.

Для уменьшения трения цапфы валиков изготавливают из стали, а втулки подшипников — из бронзы или латуни. Коэффициенты трения скольжения при наличии смазки можно брать следующие: $\mu = 0,08$ — для стали по бронзе и $\mu = 0,1$ — для стали по латуни.

При осевой нагрузке (рис. 14, б) момент трения кольцевой пяты об опорную поверхность подпятника определяется по формуле

$$M_T = \frac{10^{-3}}{3} \mu Q \frac{D^3 - d_o^3}{D^2 - d_o^2},$$

где Q — осевая нагрузка в H ;
 D — наружный диаметр валика в мм ;
 d_o — диаметр отверстия кольцевой пяты в мм .

Конструкции цилиндрических опор показаны на рис. 14, а—ж. Их размеры в большинстве случаев определяются не из расчета на прочность и износ, а из конструктивных соображений. В тех случаях, когда напряжения в цапфах или удельные давления на опорные поверхности сравнительно велики, производятся расчеты на прочность и износ по формулам общего машиностроения.

Длина цапфы выбирается равной $l = (0,5 \div 2) d_o$, где d_o — диаметр цапфы.

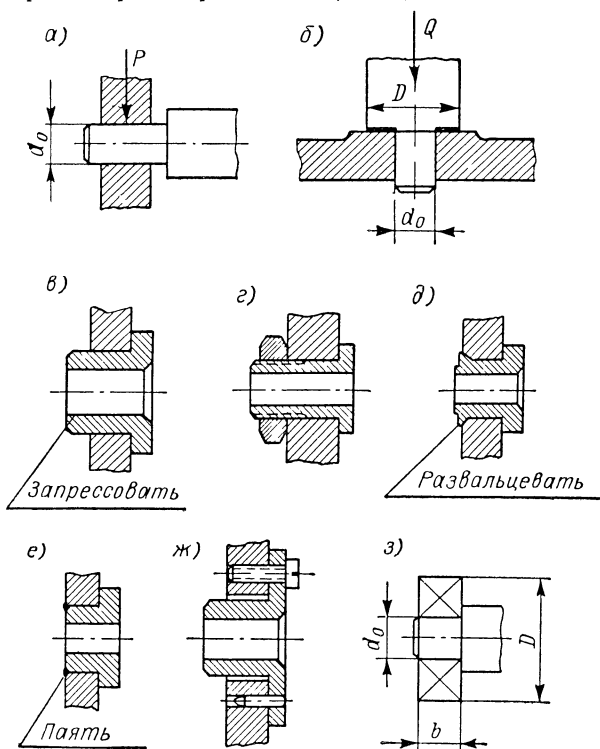
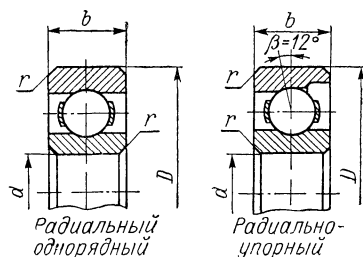


Рис. 14. Опоры с трением скольжения и трением качения

Точность цилиндрических опор зависит от предельных отклонений размеров цапфы и втулки, правильности формы их цилиндрических поверхностей и отклонений расположения поверхностей (соосности цапф и подшипников). Предельные отклонения размеров цапф для точных механизмов следует брать по H или D (для неответственных механизмов — по H_3). Отклонения формы и расположения поверхностей необходимо ограничивать V—VI степенями точности по ГОСТу 10356—63. Соосность подшипников, поддерживающих валик, обеспечивается применением регулировочных втулок (рис. 14, ж) или обработкой отверстий на координатно-сверлильных станках.

Опоры с трением качения (шарикоподшипники) имеют малое трение (в 5—6 раз меньше опор с трением скольжения), допускают большие нагрузки и скорости вращения, износоустойчивы, нетребовательны к смазке и малочувствительны к температурным колебаниям. Однако они сложнее по конструкции и имеют большие габариты. В приборостроении шарикоподшипники применяются в тех случаях, когда необходимо обеспечить легкость движения, а также при больших

Таблица 15. Конструктивные параметры стандартных шарикоподшипников



Условное обозначение подшипника		Основные размеры в мм				Допустимая радиальная нагрузка в кГ на подшипник	
радиального однорядного	радиально-упорного	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>b</i>	<i>r</i>	радиальный однорядный	радиально-упорный
Легкая серия							
23	6023	3	10	4	0,3	20	17
24	6024	4	13	5	0,4	40	—
25	6025	5	16	5	0,5	70	70
26	6026	6	19	6	0,5	110	110
27	6027	7	22	7	0,5	130	150
28	6028	8	24	7	0,5	—	210
29	6029	9	26	8	1,0	190	—
200	6200	10	30	9	1,0	250	—
Сверхлегкая серия							
1000091	1006091	1	4	1,6	0,2	—	—
1000092	1006092	2	6	2,3	0,2	9	—
1000093	1006093	3	8	3	0,2	—	—
1000094	1006094	4	11	4	0,3	30	—
1000095	1006095	5	13	4	0,4	35	—
1000096	1006096	6	15	5	0,4	55	—
1000097	1006097	7	17	5	0,5	75	—
1000098	1006098	8	19	6	0,5	85	—
1000099	1006099	9	20	6	0,5	100	—
1000900	1006900	10	22	6	0,5	130	—

скоростях вращения, длительном режиме работы, для увеличения точности передачи и т. д.

Наибольшее применение имеют стандартные шарикоподшипники легкой серии: радиальные однорядные 23—29 (ГОСТ 8338—57) и радиально-упорные 6023—6029 (ГОСТ 831—62), основные размеры и допустимые радиальные нагрузки которых указаны в табл. 15.

Упрощенное изображение шарикоподшипника с обозначением размеров показано на рис. 14, з.

В радиальных однорядных шарикоподшипниках осевая нагрузка Q не должна превышать 70% от неиспользованной допустимой радиальной нагрузки:

$$Q \leq 0,7 (P_{\text{доп}} - P),$$

где $P_{\text{доп}}$ — допустимая радиальная статическая нагрузка на один шарикоподшипник (по табл. 15);

P — фактическая радиальная нагрузка на один шарикоподшипник.

Выбор шарикоподшипников производится в зависимости от величины и направления нагрузки (радиальная, осевая, комбинированная), характера нагрузки (спокойная, с вибрациями, ударами и перегрузками), срока службы, требуемой точности и из конструктивных соображений.

Точность шарикоподшипников характеризуется классами точности: Н (нормальный), П (повышенный), В (высокий), А (особовысокий), С (сверхвысокий) и др. В приборных зубчатых редукторах чаще всего применяются шарикоподшипники класса П. В этом случае чистота обработки валиков должна быть $\nabla 8$, а чистота обработки гнезд корпусов — $\nabla 7$.

Посадка шарикоподшипников на валики осуществляется по системе отверстия, обычно по скользящей посадке 2-го класса точности (С), а при большом числе оборотов — по плотной посадке 1-го класса точности (П₁). Посадка же наружного кольца шарикоподшипников в гнездо корпуса (обоймы) осуществляется по системе вала: для литых корпусов из алюминиевых сплавов АЛ2 и АЛ9 — по Н₁, для корпусов и обойм из других материалов — по П₁.

Установка шарикоподшипников на валики производится с предварительным осевым натягом. Способы установки шарикоподшипников на валики рассмотрены в п. 18.

Момент трения пары установленных на валике шарикоподшипников приближенно можно выбрать в зависимости от их посадочного диаметра d_0 по табл. 16 (таблица составлена для наиболее распространенных шарикоподшипников класса точности П).

Таблица 16. Моменты трения пары шарикоподшипников класса точности П в сборке

d в мм	3	4	5	6	7	8	9	10	12
$M_0 \cdot 10^{-3}$ в н·м	0,2— 0,3	0,4— 0,6	0,6— 0,9	0,9— 1,4	1,2— 1,8	1,6— 2,4	2,0— 3,0	2,5— 3,8	3,6— 5,4

Более точно момент трения одного радиального шарикоподшипника при радиальной нагрузке до 5 н можно рассчитать по формуле

$$M'_0 = M_{ш} + \kappa_1 P + \kappa_2 Q,$$

где $M_{ш}$ — момент трения ненагруженного шарикоподшипника в н·м, определяемый по экспериментальным данным (см. табл. 17);

P и Q — радиальная и осевая нагрузки на шарикоподшипник в н;

κ_1 и κ_2 — коэффициенты, определяемые по табл. 17 или по формулам

$$\kappa_1 = 1,25 \cdot 10^{-2} \frac{fD_0}{d_{ш}}; \quad \kappa_2 = 1,5 \cdot 10^{-2} \frac{fD_0}{d_{ш}}.$$

Здесь f — коэффициент трения качения в $см$ (для шарикоподшипников класса точности Н — $f = 0,001 см$, класса точности В — $f = 0,0005 см$ и т. д.);
 D_0 — диаметр беговой дорожки в $мм$;
 $d_{ш}$ — диаметр шариков в $мм$.

Т а б л и ц а 17. Значения $M_{ш}$, κ_1 , κ_2 и κ_3 для радиальных однорядных шарикоподшипников классов точности Н и В

Условное обозначение подшипника	$M_{ш} \cdot 10^{-5}$ в н·м		$\kappa_1 \cdot 10^{-5}$ в м		$\kappa_2 \cdot 10^{-5}$ в м		$\kappa_3 \cdot 10^{-5}$ в м	
	Классы точности подшипников							
	Н	В	Н	В	Н	В	Н	В
23	12,7	2,94	5,0	2,5	6,0	3,0	0,50	0,26
24	16,7	3,92	4,5	2,2	5,5	2,7	0,65	0,32
25	20,6	5,89	4,0	2,0	5,0	2,4	0,80	0,40

Для радиальных нагрузок свыше 5 $н$ момент трения радиального шарикоподшипника определяется по формуле

$$M'_o = M_{ш} + \kappa_3 P + \kappa_2 Q + 5 (\kappa_1 - \kappa_3),$$

где κ_3 — эмпирический коэффициент, определяемый по табл. 17.

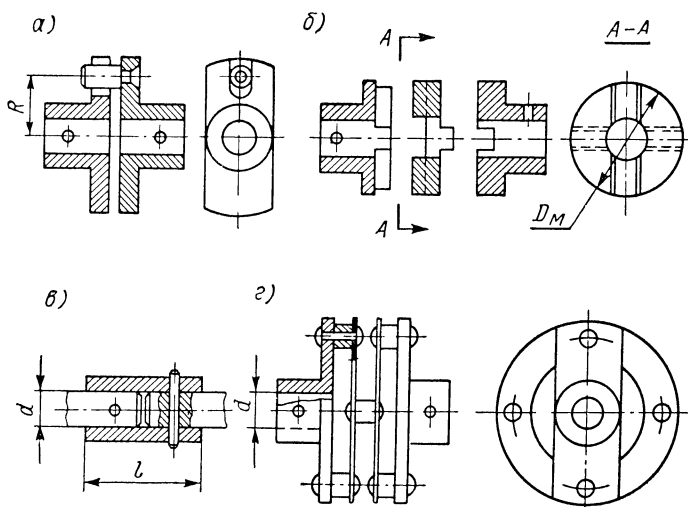


Рис. 15. Муфты в приборах

В качестве примера рассчитаем момент трения радиального шарикоподшипника 24 класса точности Н, на который действует радиальная нагрузка $P = 3 н$:

$$M'_o = M_{ш} + \kappa_1 P = 16,7 \cdot 10^{-5} + 4,5 \cdot 10^{-5} \cdot 3 = 3 \cdot 10^{-4} н \cdot м.$$

Муфты. Муфты — устройства, служащие для соединения валиков с целью передачи вращательного движения с одного валика на другой без изменения скорости вращения.

По назначению муфты, применяемые в приборах, можно разделить на соединительные, муфты управления (включения), муфты свободного хода (необратимого вращения) и др. Рассмотрим наиболее часто применяемые соединительные муфты. К ним относятся: жесткие (втулочные), поводковые, крестовидные (дисковые), мембранные муфты, универсальные шарниры (карданные соединения) и др.

Жесткая (втулочная) муфта (рис. 15, в) служит для неподвижного соединения двух валиков при полной их соосности. Длина l жесткой муфты выбирается равной $l = (3 \div 5) d$, где d — диаметр валика.

Поводковая муфта (рис. 15, а) служит для соединения валиков при небольшой их несоосности (менее 0,5 мм) и отсутствии перекоса. Чаще всего она применяется для присоединения двигателей и других электроэлементов к редукторам. Муфта состоит из двух поводков, представляющих собой диски (круглые или срезанные) со ступицами для крепления их на валиках. Один поводок имеет паз, а на другом закреплен цилиндрический палец, который входит в паз по скользящей посадке 2 или 3-го класса точности. Вследствие зазора между пальцем и пазом возникает мертвый ход (см. п. 13).

Крестовидная (дисковая) муфта (рис. 15, б) служит для соединения валиков при большой несоосности (до 1 мм), но при отсутствии перекоса. Чаще всего она применяется для присоединения двигателей к редукторам. Муфта состоит из трех частей: двух поводков и крестовины. Поводки представляют собой диски со ступицами для крепления их на концах соединяемых валиков. На торцовых поверхностях дисков имеются пазы. Крестовина представляет собой диск с двумя взаимно перпендикулярными диаметрными выступами (зубьями), которые входят в пазы поводков. Применяются и другие конструкции крестовидных муфт, когда пазы выполнены на крестовине, а выступы (зубья) — на дисках поводков. Размеры нормализованных крестовидных муфт приведены в табл. 18.

Т а б л и ц а 18. Размеры крестовидных муфт (в мм)

d	d_1	d_2	D	l	n	n_1	k	b	B		
4	8	8	20	10	2	2,2	4	4	6		
6	12										
8	15	9	25	15	3	3,2	5	6	9		
10	18	14	30				6		10		
12	22										

Вследствие зазоров между выступами и пазами крестовидной муфты возникает мертвый ход (см. п. 13).

При передаче вращения от валика, имеющего большую цену оборота, например от выходного валика редуктора к валу ротора вращающегося трансформатора,

часто устанавливают крестовидную муфту с люфтовбирателями. На рис. 16, а, б показаны две конструкции таких муфт. Муфты состоят из двух поводков и крестовины. Соединение выступов поводков с пазами крестовины осуществляется через упругие элементы, состоящие из шариков и цилиндрических пружин. Благодаря этому полностью устраняется зазор в соединении выступ—паз. Однако муфты будут иметь упругий мертвый ход, зависящий от величины передаваемого момента. Максимальный мертвый ход муфт равен $1'30''$. Расчет упругого мертвого хода муфт рассмотрен в п. 14. Допустимый крутящий момент, передаваемый муфтами, равен $150 \text{ Г} \cdot \text{дм}$. Поводки и крестовины муфт отливаются из легких сплавов или из стали 35Л (по выплавляемым моделям).

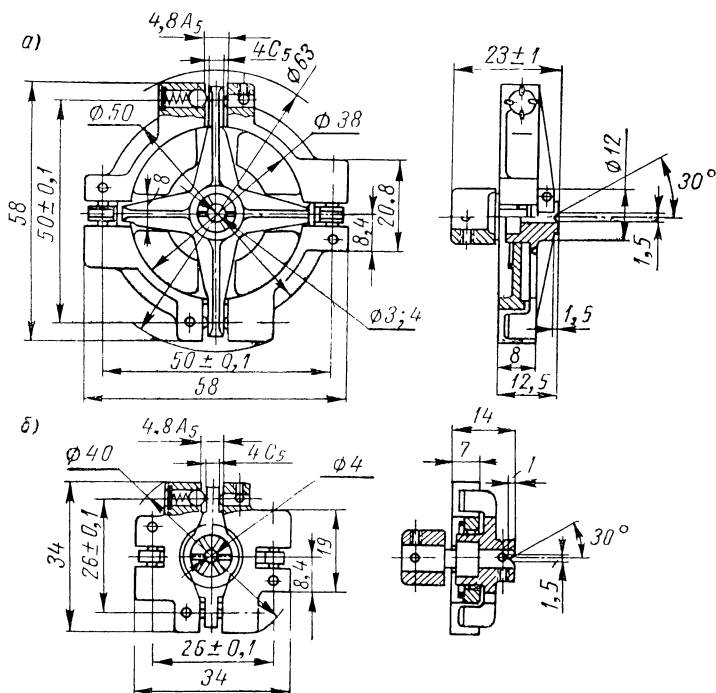


Рис. 16. Крестовидные муфты с люфтовбирателями

Мембранная муфта (рис. 15, з) служит для безлюфтового соединения валиков, имеющих несоосность до 1 мм и небольшой перекося осей α_n (до $2,5^\circ$). Она находит применение в приборах с реверсивными механизмами.

Основной деталью мембранной муфты является упругая мембрана (кольцо), прикрепленная к полумуфтам. Так как муфта с одной мембраной не обеспечивает постоянства передаваемой скорости вращения, то чаще применяют двухмембранную муфту, в которой мембраны соединены между собой и с полумуфтами заклепками (через распорные втулки). При необходимости электрической изоляции соединяемых валиков применяется муфта, в которой между мембранами установлена деталь из электроизоляционного материала (в виде кольца или крестовины). Основные размеры и технические характеристики двухмембранных муфт приведены в табл. 19.

Мембранная муфта является своего рода пружинным шарниром, который обеспечивает работу механизма практически без мертвого хода при наличии небольшой несоосности и перекося валиков. Компенсация несоосности и перекося валиков происходит за счет деформации пружинных колец, периодически изменяющейся в пределах каждого оборота. В качестве материала мембранных колец чаще всего применяется закаленная кремнистая сталь 60С2А (ГОСТ 2283—57).

Недостатком мембранной муфты является ограниченный срок ее службы, что можно объяснить явлением «усталости» материалов деталей этой муфты, работающей в условиях постоянной напряженности. При больших передаваемых моментах (более 20% от максимального) в мембранных муфтах возникают ошибки передачи за счет упругих деформаций мембран или так называемый упругий мертвый ход, величина которого может быть определена по формуле

$$\Delta_y = \kappa_y A,$$

где A — цена оборота муфты в о. е.;

κ_y — коэффициент упругого мертвого хода, выбираемый из табл. 19.

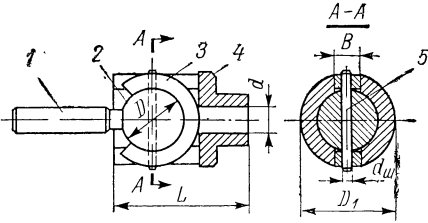
Т а б л и ц а 19. Основные размеры и технические характеристики двухмембранных муфт

d	d_1	D_1	D_2	D_3	h	l	L	M_{max} в н м	α_n° (наиб.)	κ_y (при M_{max})
в мм										
4	8	35	22	29	2	8	22,6	0,18	1,0	0,0003
6	12									
8	15	45	30	38	3	11	28,8	0,70	1,5	0,0004
9	18					13	34,0			
10	55	35	46			15	38,0	1,80	2,5	0,0005
12						22				

Универсальный шарнир (карданное соединение) применяется для соединения валиков с несовпадающими осями, например с параллельными или пересекающимися под некоторым углом α . Находят применение одношарнирные соединения, называемые шарнирными муфтами, и двухшарнирные карданные соединения. В отсчетных механизмах применяются только двухшарнирные карданные соединения (универсальные шарниры). Конструктивное выполнение таких соединений может быть весьма разнообразным. В приборостроении наиболее широкое применение получили конструкции с шаровым шарниром.

Шарнирная муфта с шаровым шарниром (табл. 20) состоит из карданной вилки 4, в прорезь которой вставляется бронзовое полукольцо (серьга) 3, соединенное при помощи штифта 5 с шаровой головкой 2 валика (или стержня) 1. Вилка закрепляется штифтом на конце другого валика. В таком виде муфта применяется для неответственных передач вращения между двумя валиками, расположенными под углом $\alpha \leq 15^\circ$. Передаточное отношение этой муфты является переменным.

Т а б л и ц а 20. Основные размеры и технические характеристики универсальных шарниров

							
d	D	D_1	B	L	$d_{ш}$	M_{\max} в Н·м	$\kappa_{y.ш}$
в мм							
4	8	12	3	17	1,6	0,18	0,0029
6	10	15	4	21	2,0	0,32	0,0026
8	12	19	5	26	2,5	0,92	0,0020
10	15	23	6	30	3,0	3,86	0,0017

Соединение двух шарнирных муфт с помощью промежуточного карданного валика образует универсальный шарнир (рис. 17). Передаточное отношение шарнира будет равно единице при соблюдении двух условий: 1) когда оси ведущего и ведомого валиков параллельны ($\alpha_1 = \alpha_2$); 2) когда обе карданные вилки расположены в одной плоскости.

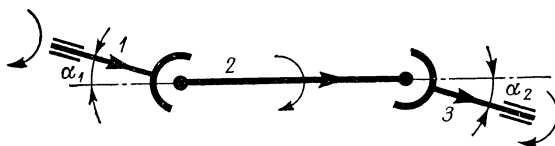


Рис 17. Схема универсального шарнира:
1 — ведущая вилка; 2 — карданный валик; 3 — ведомая вилка

Вследствие зазоров между карданными вилками и полукольцами шарнира, а также между штифтами и отверстиями под штифты в полукольцах возникает мертвый ход, расчет которого рассмотрен в п. 13.

Основные размеры нормализованных универсальных шарниров и предельные передаваемые моменты указаны в табл. 20. Там же приведены значения коэффициента $\kappa_{y.ш}$ для расчета мертвого хода.

7. Отсчетные устройства

Отсчетные устройства служат для снятия или ввода значений передаваемых величин (измеряемых, математических, регулируемых и др.) в отсчетных единицах. Значение передаваемой величины фиксируется визуальным наблюдением с помощью отсчетных устройств.

Основными элементами отсчетных устройств являются указатели и циферблаты с нанесенными на них шкалами, цифрами, обозначениями и надписями.

У к а з а т е л и выполняются в виде стрелок или индексов со штрихом.

Ц и ф е р б л а т о м называется деталь, на которую наносятся шкала, цифры, условные обозначения, надписи и знаки.

Ш к а л о й называется совокупность отметок, расположенных по дуге окружности (или прямой линии) и изображающих ряд последовательных чисел, соответствующих значениям передаваемой величины. Отметки шкалы чаще всего выпол-

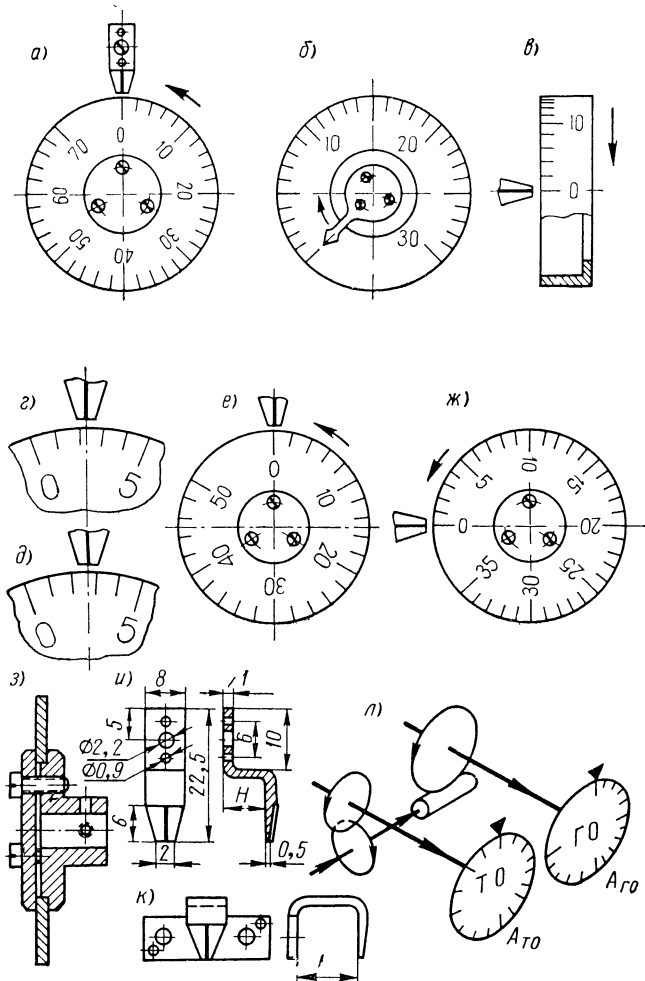


Рис. 18. Элементы отсчетных устройств

няются в виде штрихов. Участок шкалы между двумя соседними штрихами называется **д е л е н и е м ш к а л ы**, а расстояние между осями двух соседних штрихов, измеренное по дуге шкалы, называется **д л и н о й д е л е н и я** или **и н т е р в а л о м** (Δl). Число единиц передаваемой величины, приходящееся на одно деление шкалы, называется **ц е н о й д е л е н и я ш к а л ы** (τ).

Циферблаты делятся на линейные, дисковые, барабанные и др. На дисковом циферблате (рис. 18, а) шкала наносится на плоскости диска в виде радиальных отметок различной длины, а цифры наносятся против основных отметок. На барабанном циферблате (рис. 18, в) шкала наносится на образующей цилиндра в виде

отметок, параллельных оси вращения. Циферблаты с нанесенными на них шкалами, цифрами, обозначениями и надписями в дальнейшем для краткости будем называть просто шкалами.

По конструктивному выполнению отсчетные устройства делятся на два основных типа:

- 1) с вращающейся шкалой и неподвижным индексом (рис. 18, а);
- 2) с вращающейся стрелкой и неподвижной шкалой (рис. 18, б).

В отсчетных механизмах и механизмах ввода исходных данных преимущественное применение получили отсчетные устройства с вращающимися шкалами и неподвижными индексами. Ниже рассматриваются только отсчетные устройства этого типа. Они должны сочетать в себе точность отсчета, простоту и удобство отсчета, красоту внешней отделки и возможность установки нулевого положения шкалы. Основным из этих требований, предъявляемых к отсчетным устройствам, является точность отсчета. Она должна соответствовать точности прибора и зависит от толщины отметок, длины деления, расположения индекса и других факторов. Точность отсчета по шкале может быть определена в зависимости от цены деления шкалы.

В измерительных приборах значение измеряемой величины может быть отсчитано по шкале с высокой точностью (наибольшая погрешность отсчета для переносных приборов не превосходит ширины отметки, а для щитовых приборов составляет около 0,6 мм при расстоянии 1 м от прибора; при этом погрешность отсчета составляет около 50% допустимой погрешности для данного прибора). В устройствах, в которых передаваемая величина непрерывно изменяется, например в вычислительных устройствах, трудно произвести визуальный отсчет этой величины с высокой точностью. Поэтому в таких устройствах принято производить отсчет по ближайшей к индексу отметке. Если, например, индекс находится в положении, изображенном на рис. 18, в, то значение передаваемой величины принимают равным 2, а в положении, изображенном на рис. 18, д, — равным 3. В этом случае наибольшая погрешность отсчета не будет превосходить половины цены деления:

$$\Delta x_{\max} = \frac{1}{2} \tau.$$

Размеры делений и отметок для шкал измерительных приборов выбираются по ГОСТу 5365—57. В шкалах отсчетных механизмов длина деления (интервал) Δl выбирается не менее 2 мм (для меньшей утомляемости глаз оператора при работе). Ширину отметок (штрихов) следует выбирать в зависимости от длины деления [57]: при Δl до 1,5 мм ширину отметок берут 0,4 мм; при Δl свыше 1,5 до 3 мм — 0,6 мм; при Δl свыше 3 до 10 мм — 0,8 мм. Длину отметок рекомендуется делать различной: короткие отметки длиной 3 мм, а основные отметки (против цифр) — длиной 5 мм.

При конструировании дисковых вращающихся шкал с неподвижными индексами рекомендуется соблюдать следующие правила:

1. Возрастаю измераемой величины должен соответствовать поворот шкалы против часовой стрелки.

2. Индекс помещается в положении «12 часов» (рис. 18, е) или «9 часов» (рис. 18, ж); на многооборотных шкалах индекс устанавливается в положение «12 часов».

3. Цифра, находящаяся перед индексом, должна располагаться вертикально.

4. Индекс не должен закрывать отметки и цифры; принято считать, что наибольшая точность отсчета будет в том случае, когда индекс частично перекрывает отметки, однако это не соответствует современным данным инженерной психологии [30]. Наилучшая читаемость шкалы будет при наличии зазора между индексом и шкалой (от 0,5 до 1,5 мм).

5. Для удобства отсчета цена деления шкалы выбирается равной 1, 2, 5 отсчетным единицам или их десятикратным произведениям.

6. Цифры проставляются против пятых, десятых и т. д. делений шкалы в единицах передаваемой величины (в о. е.). Размеры цифр, знаков, надписей и обозначений выбираются по ГОСТу 2930—62.

7. Лицевая сторона циферблата должна быть ровной и матовой (во избежание появления бликов), а отметки шкалы — четкими. Циферблат окрашивается обычно

в белый цвет, а отметки, цифры и надписи — в черный. Допускается изготовление циферблатов черного цвета с белыми отметками шкалы, цифрами и надписями.

Для возможности установки нулевого положения шкалы в отрегулированном положении механизма применяется крепление дискового циферблата на регулировочной муфте (рис. 18, э), состоящей из втулки, шайбы и крепежных винтов. После установки в нулевое положение циферблат зажимается между втулкой и шайбой с помощью винтов (см. п. 18). Конструкции индексов показаны на рис. 18, и, к. Циферблаты и индексы для точных механизмов изготавливаются из дюралюминия Д16АТ, алюминия А5тв, латуни ЛС59-1, органического стекла и других материалов.

Расчет шкалы состоит в определении числа делений, диаметра, цены оборота и других ее параметров. При расчете шкалы обычно бывают заданы: пределы измерения, т. е. наибольшие и наименьшие значения передаваемой величины, x_{\max} и x_{\min} , и наибольшая погрешность отсчета Δx_{\max} .

Порядок расчета шкалы:

1. Определяем цену деления шкалы по формуле $\tau = 2\Delta x_{\max}$ (округляется в сторону уменьшения).

2. Определяем необходимое число делений шкалы

$$n_n = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{\tau}.$$

3. Задаемся углом шкалы и находим полное число делений, т. е. число делений, приходящееся на всю длину окружности:

$$n = \frac{360}{\alpha_{ш}} n_n.$$

Угол шкалы $\alpha_{ш}$ обычно выбирается меньше 360° , чтобы нулевая отметка шкалы не совпадала с конечной отметкой (при x_{\max}). В этом случае между нулевой и конечной отметками образуется «белый» угол $\alpha_б = 360^\circ - \alpha_{ш}$. Если известна цена оборота шкалы $A_{ш}$, то полное число делений будет равно $n = \frac{A_{ш}}{\tau}$. Если же величина $A_{ш}$ неизвестна, то находим ее по формуле

$$A_{ш} = n\tau.$$

4. Задаемся длиной деления (интервалом) $\Delta l \geq 2$ мм и определяем диаметр шкалы

$$D_{ш} = \frac{n \Delta l}{\pi}. \quad (10)$$

Полученное значение округляем до ближайшего нормализованного значения (50, 65, 80, 100 мм и др.).

Пример. Дано: $x_{\max} = 160$ о. е.; $x_{\min} = 0$; $\Delta x_{\max} = 1$ о. е.; $\alpha_{ш} = 320^\circ$; $\Delta l = 2$ мм.

Находим $\tau = 2\Delta x_{\max} = 2$ о. е.; $n_n = \frac{x_{\max}}{\tau} = \frac{160}{2} = 80$; $n = \frac{360}{\alpha_{ш}} n_n = \frac{360}{320} 80 = 90$; $D_{ш} = \frac{n \Delta l}{\pi} = \frac{90 \cdot 2}{3,14} = 57$ мм, берем $D_{ш} = 65$ мм; $A_{ш} = n\tau = 90 \cdot 2 = 180$ о. е.

Если число делений n и диаметр шкалы $D_{ш}$ получаются слишком большими ($n > 300$, $D_{ш} > 200$ мм), то отсчетное устройство выполняется с двумя шкалами — грубого и точного отсчетов. Шкалы грубого и точного отсчетов соединяются между собой зубчатыми передачами с общим передаточным отношением

$$i_{ГО-ГО} = \frac{A_{ГО}}{A_{ГО}},$$

где $A_{ГО}$ и $A_{ГО}$ — цены оборотов шкал точного и грубого отсчетов. При большом передаточном отношении ($A_{ГО} \gg A_{ГО}$) шкалы соединяются между собой через две передачи — винтовую и червячную (рис. 18, л). Такая конструкция дает возмож-

ность разместить обе шкалы на одном уровне и согласовать направления их вращения. Для этого винтовая передача рассчитывается на заданное межосевое расстояние, равное межосевому расстоянию червячной передачи; пример расчета приведен в [59].

Шкала точного отсчета ($ТО$) является многооборотной и имеет полное число делений $n_{ТО}$. Цена деления этой шкалы $\tau_{ТО}$ определяется заданной ошибкой отсчета

$$\tau_{ТО} = 2\Delta x_{\max}.$$

Цена оборота шкалы $ТО$

$$A_{ТО} = n_{ТО}\tau_{ТО}.$$

Шкала грубого отсчета ($ГО$) имеет, как правило, меньшее по сравнению с $n_{ТО}$ число делений $n_{ГО}$, размещенных на угле $\alpha_{ГО} < 360^\circ$. Цена деления этой шкалы $\tau_{ГО}$ принимается кратной (чаще всего равной) цене оборота шкалы $ТО$:

$$\tau_{ГО} = \kappa_A A_{ТО},$$

где κ_A — коэффициент, который для удобства отсчета выбирается равным 0,5; 1 или 2.

Зная цену оборота шкалы $ГО$ (она определяется заданными значениями x_{\max} и x_{\min}), находим полное число делений шкалы $ГО$

$$n_{ГО} = \frac{A_{ГО}}{\tau_{ГО}}.$$

Выбрав длину деления шкалы $ТО$ равной $\Delta l_{ТО}$, по формуле (10) находим диаметр шкалы $ТО$ ($D_{ТО}$). Для шкалы $ГО$ диаметр $D_{ГО}$ принимают чаще всего равным $D_{ТО}$. В этом случае длина деления шкалы $ГО$ определяется по формуле

$$\Delta l_{ГО} = \frac{\pi D_{ГО}}{n_{ГО}}.$$

Если число делений шкалы $ГО$ мало, то эту шкалу выполняют меньшего диаметра, который вычисляется по формуле

$$D_{ГО} = \frac{n_{ГО} \Delta l_{ГО}}{\pi},$$

где $\Delta l_{ГО}$ принимают равным 5 мм и более.

Пример. Дано: $x_{\max} = 2500$ о. е.; $x_{\min} = 0$; $\Delta x_{\max} = 0,5$ о. е.

Определяем цену деления шкалы $ТО$

$$\tau_{ТО} = 2\Delta x_{\max} = 2 \cdot 0,5 = 1 \text{ о. е.}$$

Принимаем полное число делений шкалы $ТО$ равным $n_{ТО} = 100$ и находим $A_{ТО} = 100 \cdot 1 = 100$ о. е. Тогда цена деления шкалы $ГО$ будет равна $\tau_{ГО} = A_{ТО} = 100$ о. е., а необходимое число делений

$$n_{ГО} = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{\tau_{ГО}} = \frac{2500}{100} = 25.$$

Принимаем полное число делений этой шкалы равным $n_{ГО} = 30$. Тогда получим $A_{ГО} = n_{ГО}\tau_{ГО} = 30 \cdot 100 = 3000$ о. е. и угол шкалы

$$\alpha_{ГО} = \frac{360x_{\max}}{A_{ГО}} = 300^\circ.$$

Приняв длину деления шкалы $ТО$ равной 2 мм, вычисляем диаметр шкал

$$D_{ТО} = \frac{n_{ТО} \Delta l_{ТО}}{\pi} = \frac{100 \cdot 2}{3,14} = 63 \text{ мм.}$$

Берем $D_{ТО} = D_{ГО} = 65$ мм; в этом случае длина деления шкалы $ГО$ получается равной

$$\Delta l_{ГО} = \frac{\pi D_{ГО}}{n_{ГО}} = \frac{3,14 \cdot 65}{30} = 6,8 \text{ мм.}$$

8. Механические стопоры

Механические стопоры предназначены для ограничения вращательного движения в заданных пределах. Они нашли широкое применение в механизмах различных приборов, например в механизмах настройки радиоаппаратуры, в механизмах

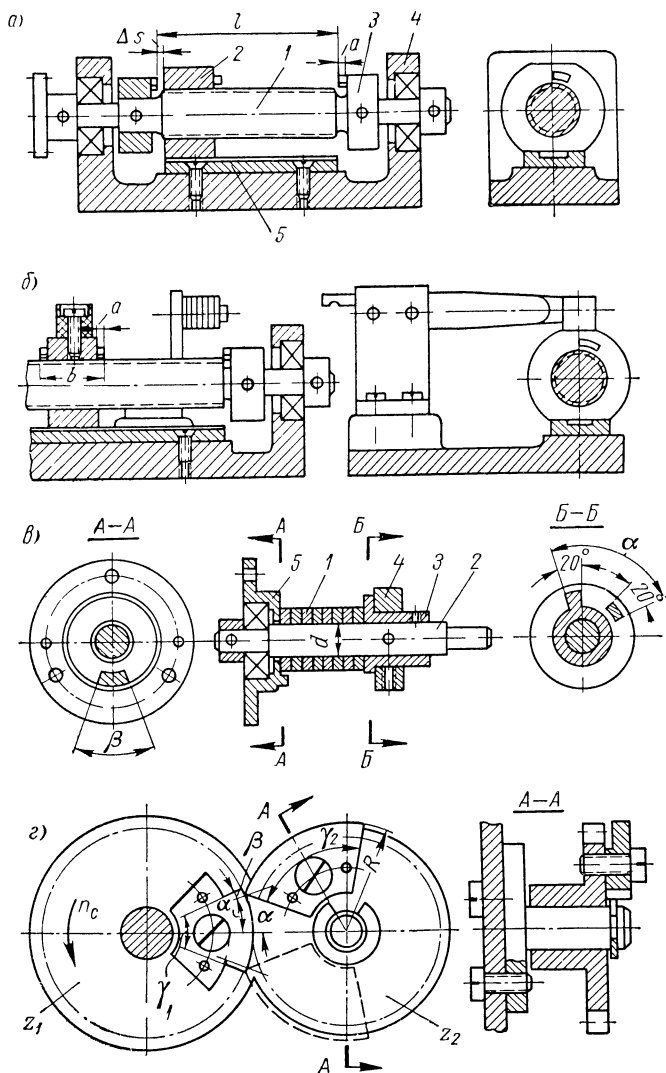


Рис. 19. Механические стопоры

вычислительных и автоматических устройств. Из большого количества конструкций механических стопоров наиболее часто применяются винтовой, шайбовый и зубчатый стопоры.

Винтовой стопор. Винтовой стопор (рис. 19, а) состоит из ходового винта 1, гайки 2, двух упорных колец 3, кронштейна 4 и направляющей планки 5. Гайка

и кольца имеют торцовые выступы (упоры). При вращении ходового винта гайка совершает поступательное перемещение по винту из одного крайнего положения в другое. В крайних положениях один из выступов гайки касается выступа кольца и движение винта стопорится.

Винтовой стопор сравнительно несложен в изготовлении и позволяет получить высокую точность установки заданных пределов стопорения при сборке стопора. Он применяется при любом заданном числе оборотов n_c , целом или дробном, в пределах от долей оборота до 200 оборотов. С увеличением n_c длина винта и габариты стопора возрастают. Недостатком винтового стопора является относительно небольшой стопорящий момент ввиду небольшого плеча выступов гайки.

Заданные пределы стопорения обеспечиваются установкой упорных колец на определенном расстоянии друг от друга, после чего оба кольца штифтуется на ходовом винте. Расстояние l между выступами упорных колец определяется по формуле

$$l = n_c s + (b - 2a) + 2\Delta s,$$

где n_c — число оборотов стопора;

s — шаг резьбы ходового винта;

b — ширина гайки вместе с выступами;

a — размер выступов гайки и упорных колец; его принимают равным s ;

Δs — зазор между выступом упорного кольца и торцом гайки; его принимают равным 0,2с.

Винтовой стопор с электрическими разъединительными контактами называется электромеханическим стопором (рис. 19, б). Он применяется в тех механизмах, в которых источником движения является электродвигатель. Контактные группы электромеханического стопора включаются в электрическую цепь двигателя и при стопорении разрывают ее. Размыкание контактов осуществляется изоляционной втулкой, закрепленной на гайке винтового стопора. Это происходит несколько раньше механического стопорения.

Шайбовый стопор. Шайбовый (кулачковый) стопор (рис. 19, в) состоит из набора одинаковых кулачковых шайб 1, свободно посаженных на валике 2, вращение которого требуется ограничить в заданных пределах. На этом же валике совместно заштифованы поводок 3 и кольцо с упором 4, имеющие выступы (упоры). Неподвижная втулка 5, являющаяся обоймой шарикоподшипника, также имеет выступ, служащий упором для крайней кулачковой шайбы.

Заданные пределы стопорения обеспечиваются набором k кулачковых шайб и разворотом поводка и кольца относительно друг друга на угол α , после чего поводок и кольцо штифтуется на валике. Такая конструкция шайбового стопора позволяет регулировать пределы стопорения более технологичным способом (без подпиливания выступа втулки 5).

Расчет числа кулачковых шайб k и угла разворота α поводка относительно кольца с упором ведется по формулам

$$k = \frac{360n_c}{360 - 2\beta} - 1; \quad (11)$$

$$\alpha = (360^\circ - 2\beta) k - 360(n_c - 1) - \beta, \quad (12)$$

где n_c — число оборотов стопора, соответствующее заданным пределам стопорения;

β — угол выступа кулачковой шайбы и упора втулки.

В рассмотренной конструкции стопора (рис. 19, в) угол β берут равным 40° . В этом случае формулы (11) и (12) будут иметь вид

$$k = \frac{9}{7} n_c - 1; \quad \alpha = 280^\circ k - 360^\circ n_c + 320^\circ.$$

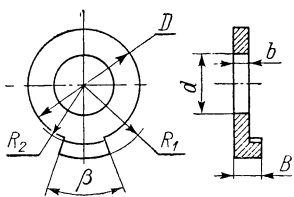
При получении дробного числа k его следует округлить до ближайшего большего целого числа.

Пример. Дано: $n_c = 10$ оборотов; $\beta = 40^\circ$.

Находим $k = \frac{9 \cdot 10}{7} - 1 = 11,8$; берем $k = 12$; $\alpha = 280^\circ \cdot 12 - 360^\circ \cdot 10 + 320^\circ = 80^\circ$.

Шайбовые стопоры применяются обычно для чисел оборотов валика не более 20—25, что является недостатком этих разновидностей стопоров. Другим недостатком является сравнительно сложная технология изготовления шайб, поводков и втулок. Размеры кулачковых шайб и допускаемые моменты стопорения выбираются из табл. 21 в зависимости от диаметра валика, на котором собирается шайбовый стопор.

Т а б л и ц а 21. Размеры кулачковых шайб (в мм)



d	D	R_1	R_2	B	b	M_C в Н·м
6	12	8,5	6,5	2,8	1,5	1
8	15	10	8,0	3,8	2,0	2
10	18	11,5	9,5	3,8	2,0	3

Зубчатый стопор. Зубчатый стопор (рис. 19, г) состоит из двух сцепленных между собой зубчатых колес z_1 и z_2 с закрепленными на них кулачками. Одно колесо, совершающее заданное число оборотов n_c , является стопоримым, другое колесо — стопорящим или дополнительным. Любое из них может быть ведущим или ведомым. Пусть, например, стопоримым колесом будет ведущее колесо z_1 . При вращении этого колеса против часовой стрелки находящиеся в соприкосновении кулачки разойдутся в противоположные стороны друг от друга и через n_c оборотов колеса z_1 займут второе стопорное положение (показано штриховыми линиями).

Заданные пределы стопорения зубчатого стопора обеспечиваются выбором чисел зубьев z_1 и z_2 колес, углов охвата γ_1 и γ_2 и радиуса установки R кулачков.

Зубчатый стопор прост по конструкции, дешев в изготовлении и имеет малые габариты. Он может быть рассчитан как на целое, так и на дробное число оборотов. Рассмотрим расчет зубчатого стопора на целое число оборотов n_c ; расчет стопора на дробное число оборотов приведен в [36, 57 и 69].

Выбираем число зубьев стопоримого колеса z_1 больше числа зубьев стопорящего колеса z_2 на величину $\Delta z = z_1 - z_2$; тогда стопорящее колесо будет опережать стопоримое колесо за n_c оборотов последнего на угол

$$360n_c \left(\frac{z_1}{z_2} - 1 \right).$$

Если угол установки кулачков α относительно линии центров зубчатых колес заранее выбран, то искомый угол охвата ведомого кулачка будет равен

$$\gamma_2 = 360^\circ - 2\alpha - 360n_c \left(\frac{z_1}{z_2} - 1 \right).$$

Числа зубьев колес z_1 и z_2 и радиус установки R кулачков определяются по формулам

$$z_2 = \frac{180(n_c + 2)\Delta z}{180 - \alpha}; \quad z_1 = z_2 + \Delta z;$$

$$R = \frac{m(z_1 + z_2)}{4 \cos \alpha},$$

где m — модуль зубьев колес, равный или больший модуля зубьев в передачах редуктора (от 0,5 мм и выше).

Угол охвата ведущего кулачка γ_1 выбирается равным $\gamma_1 = 2\alpha + 2\beta$, где α — угол установки кулачков, равный по нормальям приборостроения 20° ; β — дополнительный угол (угол упора), необходимый для того, чтобы точки встречи кулачков не лежали на их острых углах; угол β выбирается в пределах от 2 до 4° (чаще $\beta = 3^\circ$). При сборке зубчатого стопора ведущий кулачок располагается симметрично линии центров колес (см. рис. 19, з).

Если $\alpha = 20^\circ$, то формулы для расчета зубчатого стопора будут иметь вид

$$z_2 = 1,13(n_c + 2)\Delta z; \quad z_1 = z_2 + \Delta z;$$

$$\gamma_2 = 320^\circ - \frac{360n_c\Delta z}{z_2}; \quad R = 0,266m(z_1 + z_2).$$

Расчет стопора на заданное целое число оборотов n_c производится в следующем порядке: выбирается разность чисел зубьев Δz (1, 2 или 3) и определяется число зубьев стопорящего колеса z_2 (округляется до целого числа), затем вычисляются угол γ_2 и радиус R . Если при $\Delta z = 1$ и заданном модуле диаметры зубчатых колес получаются малыми и на них трудно закрепить кулачки, то необходимо для увеличения размеров колес увеличить значение Δz или принять число зубьев z_2 больше полученного расчетом при $\Delta z = 1$.

Пример. Дано: $n_c = 10$ оборотов; $m = 1$ мм; $\alpha = 20^\circ$. Принимаем $\Delta z = 1$ и определяем $z_2 = 1,13(10 + 2)1 = 13,6 \approx 14$.

На зубчатом колесе диаметром $d_d = 14 \cdot 1 = 14$ мм трудно закрепить кулачок, поэтому для увеличения числа зубьев принимаем $\Delta z = 2$. В этом случае находим $z_2 = 1,13(10 + 2)2 = 27,1$; берем $z_2 = 28$; $z_1 = 28 + 2 = 30$; $\gamma_2 = 320 - \frac{360 \cdot 10 \cdot 2}{28} = 62^\circ 50'$; $R = 0,266 \cdot 1(30 + 28) = 15,4$ мм.

9. Конические дифференциалы

Конические дифференциалы — это зубчатые механизмы, позволяющие производить сложение или вычитание двух независимых угловых перемещений элементов кинематических цепей. Они часто применяются в механизмах вычислительных устройств и входят в некоторые конструкции приборных редукторов в виде нормализованных узлов.

Конический дифференциал (рис. 20) состоит из двух солнечных колес 1 и 2, свободно вращающихся на общем валике 3, двух сателлитов 4 и 5 и крестовины 6, закрепленной на валике 3. Сателлиты (малые конические колеса) находятся в зацеплении с солнечными коническими колесами и вращаются на осях крестовины. Солнечные колеса представляют собой чаще всего блочные (неразъемные) конструкции в сочетании с цилиндрическими или коническими колесами 7 и 8, служащими для соединения дифференциала с другими элементами кинематических цепей.

Передаточное отношение от одного солнечного колеса к другому при застопоренном валике 3 равно $i_{1-2} = -1$ (знак минус указывает на обратные направления вращения солнечных колес).

Передаточное отношение от любого солнечного колеса к валуку 3 при застопоренном другом солнечном колесе всегда равно $i_{1-3} = i_{2-3} = \frac{1}{2}$. И, наоборот, передаточное отношение от валука 3 к любому солнечному колесу (при застопоренном другом колесе) равно $i_{3-1} = i_{3-2} = 2$.

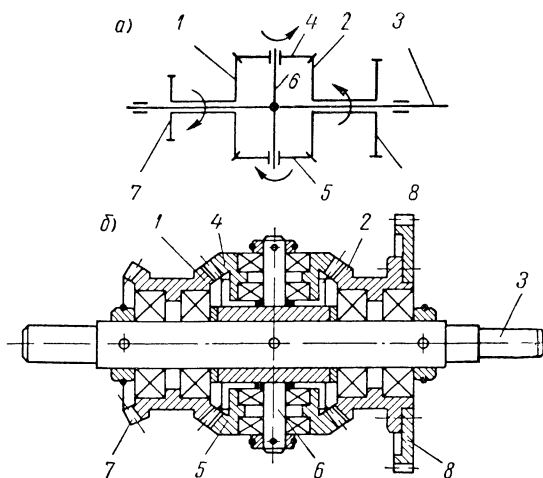


Рис. 20. Конический дифференциал: а — упрощенная схема; б — нормализованная конструкция

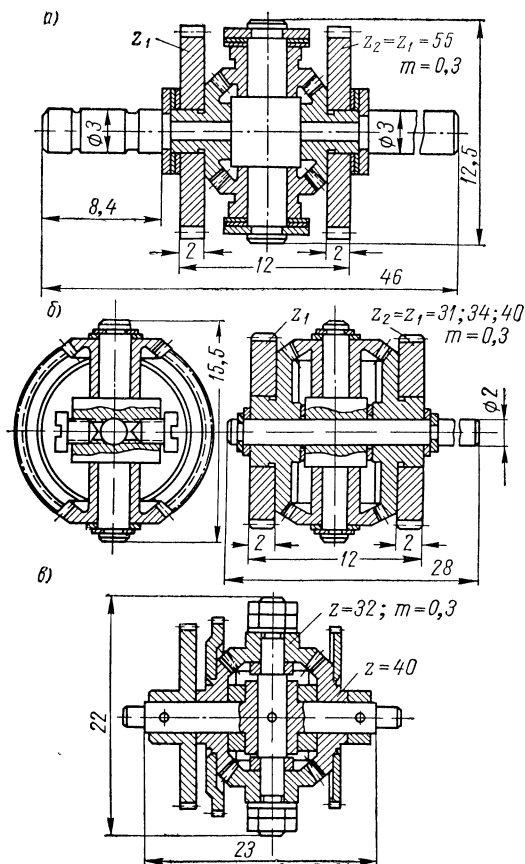
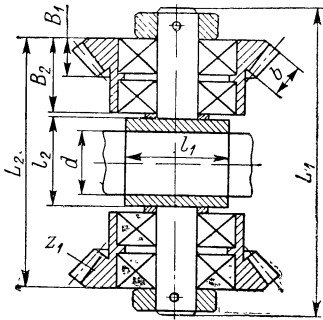
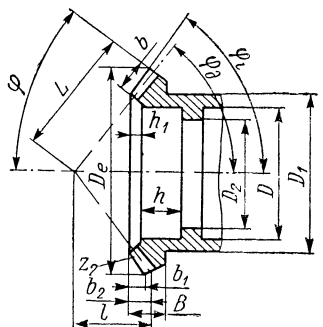


Рис. 21. Малогабаритные конические дифференциалы

Таблица 22. Размеры крестовин с сателлитами и солнечных колес для конических дифференциалов нормализованных конструкций

	m_s	0,5	0,8	1,0
	b	3	4	8
	B_1	4	4,5	8
	B_2	9	9,5	15
	d	$6H$	$9H$	$15H$
	l_1	12	15	20
	l_2	9	14	22
	L_1	36	41	64
	L_2	27,68	33,72	53,6
	z_1	36	28	40
	b_1	1,67	2,16	4,8
	b_2	2,08	2,81	5,58
	B	4	5	8
	D	$19H_1$	$20H_1$	$32H_1$
	D_1	22	24	38
	D_2	15	16	26
	D_e	25,58	32,92	51,25
	h	6	6	7
	h_1	1	1,5	2
	l	9	11,2	20
	L	15,41	19,53	32,01
	φ	$35^\circ 30'$	35°	$38^\circ 30'$
	φ_0	$54^\circ 15'$	55°	$51^\circ 20'$
	$\varphi_i \pm 5'$	$56^\circ 08'$	$57^\circ 22'$	$53^\circ 08'$
	z_2	50	40	50

При одновременном вращении солнечных колес 1 и 2 на углы φ_1 и φ_2 крестовина дифференциала вместе с общим валом 3 повернется на угол

$$\varphi_3 = \frac{1}{2} (\varphi_1 + \varphi_2), \quad (13)$$

т. е. будет иметь место алгебраическое сложение двух независимых вращений. Если сумма снимается с одного солнечного колеса, а слагаемые поступают на крестовину и другое солнечное колесо, то кинематические формулы дифференциала будут иметь вид

$$\varphi_1 = -\varphi_2 + 2\varphi_3; \quad \varphi_2 = -\varphi_1 + 2\varphi_3. \quad (14)$$

Для реализации математической суммы $z = x + y$ с помощью кинематических формул (13) и (14) необходимо выполнить следующую зависимость между числами оборотов солнечных колес A_1 , A_2 и крестовины A_3 :

$$A_1 = A_2 = 0,5A_3.$$

В настоящее время в приборостроении применяются нормализованные конструкции конических дифференциалов (рис. 20, б). В табл. 22 приведены размеры крестовин с сателлитами и солнечных колес для дифференциалов таких конструкций.

Максимально допустимый момент дифференциалов при $m = 0,5$ мм равен 0,05 н·м, при $m = 0,8$ мм — 0,25 н·м и при $m = 1$ мм — 0,8 н·м.

При небольших нагрузках и скоростях вращения можно применять малогабаритные конические дифференциалы, показанные на рис. 21, а—в.

Глава III

РАСЧЕТ МОМЕНТОВ И МЕРТВЫХ ХОДОВ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЯХ

10. Коэффициенты полезного действия зубчатых передач и муфт

При расчете статических моментов в редукторах точных приборов необходимо знать величины коэффициентов полезного действия отдельных механизмов.

Коэффициентом полезного действия (к. п. д.) механизма называется отношение величины полезной работы, произведенной на ведомом звене за цикл работы механизма, к величине полной работы, произведенной за это время на ведущем звене:

$$\eta = \frac{A_2}{A_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{M_2 i_{21}}{M_1}, \quad (15)$$

где M_1 и M_2 — моменты на ведущем и ведомом звеньях;
 i_{21} — передаточное отношение механизма.

Формулы для расчета к. п. д. зубчатых передач, применяемые в приборостроении, содержат поправочные коэффициенты, учитывающие увеличение трения в передачах при малых нагрузках. В этих формулах коэффициенты трения, применяемые в общем машиностроении, заменены функциями трения вида

$$f = c\mu,$$

где c — поправочный коэффициент, зависящий от нагрузки и типа зубчатой передачи;

μ — коэффициент трения в зубчатом зацеплении.

Вид зависимости коэффициента c от нагрузки для 20-градусного эвольвентного зацепления получен экспериментально [62]. Следует заметить, что коэффициент c включает в себя не только зависимость функции трения f от нормального усилия на поверхности зубьев, но и влияние таких факторов, как загрязнение (запыление) передачи, загустение смазки и т. д. При небольших нагрузках на зубьях колес (менее 30 н) эти факторы заметно снижают к. п. д. зубчатых передач. При нагрузках свыше 30 н коэффициент c принимают равным единице, т. е. как и в общем машиностроении функцию трения f считают в этом случае постоянной и равной коэффициенту трения μ . Коэффициент μ в общем случае является эквивалентным коэффициентом трения скольжения и качения в зубчатом зацеплении. Его значения для различных условий смазки, чистоты поверхности и т. д., приведенные в технической литературе, весьма разноречивы. Для стальных или бронзовых колес при легкой смазке и средней чистоте рабочих поверхностей зубьев μ принимают равным 0,1, а при высокой чистоте обработки поверхностей зубьев — 0,06—0,08. При отсутствии смазки между соприкасающимися поверхностями зубьев коэффициенты трения выбирают из табл. 23.

Расчет к. п. д. приборных зубчатых передач и муфт можно производить по формулам или таблицам. Ниже приведены формулы и таблицы для определения к. п. д. наиболее распространенных зубчатых передач и муфт.

Т а б л и ц а 23. Коэффициенты трения скольжения при отсутствии смазки

Материал	Сталь конструкционная	Сталь инструментальная закаленная	Бронза оловянистая	Латунь	Дюралюминий
Сталь конструкционная	0,18	0,16	0,16	0,19	0,20
Сталь инструментальная закаленная	0,16	0,17	0,15	0,14	0,17
Бронза оловянистая	0,16	0,15	0,20	0,16	0,22
Латунь	0,19	0,14	0,16	0,17	0,26
Дюралюминий	0,20	0,17	0,22	0,26	0,22
Текстолит	0,22	0,22	0,23	0,23	0,30
Фенопласт	0,22	0,25	0,25	0,30	0,27

К. п. д. цилиндрической передачи. Расчет к. п. д. цилиндрической прямозубой передачи производится по формулам

$$\eta = 1 - \pi \mu \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right); \quad (16)$$

$$c = \frac{P + 2,87}{P + 0,17}; \quad (17)$$

$$P = \frac{2 \cdot 10^3 M_2}{m z_2}, \quad (18)$$

где c — поправочный коэффициент, учитывающий увеличение трения в передаче при малых нагрузках (при нагрузках более 30 н принимают $c = 1$); значения c для наиболее распространенных нагрузок приведены в табл. 24;

μ — коэффициент трения в зубчатом зацеплении;

z_1 и z_2 — числа зубьев ведущего и ведомого колес;

P — окружное усилие на зубьях колес в н;

M_2 — статический момент на ведомом колесе в н·м;

m — модуль колес в мм.

Т а б л и ц а 24. Поправочные коэффициенты c и c_1 в формулах для расчета к. п. д.

P, P_1 в н	c	c_1	P, P_1 в н	c	c_1	P, P_1 в н	c	c_1
0,02	15,2	0,445	0,35	6,19	0,516	1,25	2,90	0,642
0,04	13,9	0,449	0,40	5,74	0,525	1,50	2,62	0,666
0,06	12,7	0,454	0,45	5,35	0,534	2,00	2,24	0,705
0,08	11,8	0,458	0,50	5,03	0,542	2,50	2,01	0,737
0,10	11,0	0,463	0,60	4,51	0,559	3,00	1,85	0,762
0,15	9,44	0,475	0,70	4,10	0,574	5,00	1,52	0,828
0,20	8,30	0,485	0,80	3,78	0,588	10,0	1,26	0,898
0,25	7,43	0,496	0,90	3,52	0,601	20,0	1,13	0,944
0,30	6,74	0,506	1,00	3,31	0,614	30,0	1,09	0,961

Расчет к. п. д. цилиндрической косозубой передачи (винтовой передачи с параллельными осями) с передаточным отношением $i = \frac{z_1}{z_2}$ производится по тем же формулам (16)—(18), но под P понимают не окружное усилие

$$P_{окр} = \frac{2 \cdot 10^3 M_2 \cos \beta_d}{m_n z_2},$$

а некоторую нагрузку

$$P = \frac{P_{окр}}{\cos \beta_d},$$

определяемую по формуле (18). Угол наклона зубьев β_d в этом случае не входит в расчетные формулы, что облегчит проведение расчета.

Значения к. п. д. цилиндрических передач, рассчитанные по формуле (16) при $\mu = 0,1$ и $z_1 = z_2$ (т. е. при $i = 1$), приведены в табл. 25. Для других значений μ таблицы даны в [35]. Выше указывалось, что значение $\mu = 0,1$ соответствует реальному коэффициенту трения в зубчатых передачах из стальных или бронзовых колес при легкой смазке и средней чистоте обработки поверхностей зубьев. Определение к. п. д. по табл. 25 не только облегчает проведение расчетов, но и дает вполне удовлетворительные результаты для наиболее распространенных зубчатых передач точных приборов.

С помощью табл. 25 можно определять к. п. д. цилиндрических передач и при $i \neq 1$. Для этого сначала необходимо определить два значения к. п. д.: η_1 — к. п. д. передачи, составленной из двух колес, одинаковых с ведущим (выбирается из табл. 25 при $z = z_1$), и η_2 — к. п. д. передачи, составленной из двух колес, одинаковых с ведомым (выбирается из табл. 25 при $z = z_2$), а затем вычислить к. п. д. передачи с передаточным отношением $i = \frac{z_1}{z_2}$ по формуле

$$\eta = \frac{1}{2} (\eta_1 + \eta_2). \quad (19)$$

Пример. Определить к. п. д. цилиндрической прямозубой передачи $\frac{30}{120} \times 0,5$ при $M_2 = 25 \text{ Г} \cdot \text{дм} = 0,024 \text{ н} \cdot \text{м}$. Колеса изготовлены из стали со средней чистотой обработки поверхности зубьев.

Вычисляем окружное усилие по формуле (18)

$$P = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 0,024}{0,5 \cdot 120} = 0,8 \text{ н}$$

и находим поправочный коэффициент по табл. 24 или по формуле (17): $c = 3,78$. Тогда при $\mu = 0,1$ по формуле (16) получим

$$\eta = 1 - 3,14 \cdot 3,78 \cdot 0,1 \left(\frac{1}{30} + \frac{1}{120} \right) = 0,95.$$

С помощью табл. 25 при $P = 0,8 \text{ н}$ найдем

$$\eta_1 = 0,92; \quad \eta_2 = 0,98; \quad \eta = \frac{1}{2} (0,92 + 0,98) = 0,95.$$

К. п. д. цилиндрической передачи с люфтовывбирателем. Расчет к. п. д. цилиндрической передачи с люфтовывбирателем, т. е. передачи, в которой ведомое колесо

Т а б л и ц а 25. Коэффициенты полезного действия цилиндрических передач при

	Окружное												
	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50
10	0,04	0,13	0,20	0,26	0,31	0,41	0,48	0,53	0,58	0,61	0,64	0,66	0,68
12	0,20	0,27	0,33	0,38	0,42	0,51	0,56	0,61	0,65	0,68	0,70	0,72	0,74
15	0,36	0,42	0,47	0,51	0,54	0,61	0,65	0,69	0,72	0,74	0,76	0,78	0,79
18	0,47	0,51	0,56	0,59	0,62	0,67	0,71	0,74	0,76	0,78	0,80	0,81	0,82
20	0,52	0,56	0,60	0,63	0,65	0,70	0,74	0,77	0,79	0,81	0,82	0,83	0,84
25	0,62	0,65	0,68	0,70	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	0,87	0,87
30	0,68	0,71	0,73	0,75	0,77	0,80	0,83	0,84	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90
35	0,73	0,75	0,77	0,79	0,80	0,83	0,85	0,87	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91
40	0,76	0,78	0,80	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,92
45	0,79	0,81	0,82	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90	0,91	0,91	0,92	0,92	0,93
50	0,81	0,82	0,84	0,85	0,86	0,88	0,90	0,91	0,91	0,92	0,93	0,93	0,94
60	0,84	0,85	0,87	0,88	0,88	0,90	0,91	0,92	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95
70	0,86	0,87	0,89	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	
80	0,88	0,89	0,90	0,91	0,91	0,93	0,93	0,94	0,95	0,95	0,95		
90	0,89	0,90	0,91	0,92	0,92	0,93	0,94	0,95	0,95				
100	0,90	0,91	0,92	0,93	0,93	0,94	0,95	0,95					
110	0,91	0,92	0,93	0,93	0,94	0,95	0,95						
120	0,92	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95	0,96				0,97		
130	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95							
140	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95								
160	0,94	0,94	0,95	0,95									
180	0,95	0,95											

конструктивно выполнено из двух частей, разворачиваемых друг относительно друга пружиной (см. рис. 9, е), производится по формулам [35]

$$\eta_n = \frac{1}{1 + (1 - \eta) \left[\frac{n}{\psi(n) + \eta} + \frac{n+1}{\psi(n+1) + \eta} \right]}; \quad (20)$$

$$\psi(x) = \frac{2,7(x-1)P}{(P+0,17)(xP+2,87)}; \quad (21)$$

$$n = \frac{P_{np}}{P},$$

где η — к. п. д. соответствующей цилиндрической передачи без люфтовывбирателя, определяемый по формуле (16);
 n — коэффициент перегрузки на зубьях колес;

$i = 1$ и $\mu = 0,1$

усилие P в n

	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,25	1,50	2,00	2,50	3,00	5,00	10,0	20,0	30,0	
0,72	0,74	0,76	0,78	0,79	0,82	0,83	0,86	0,87	0,88	0,90	0,92	0,93	0,93	0,93	
0,76	0,78	0,80	0,82	0,83	0,85	0,86	0,88	0,89	0,90	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	
0,81	0,83	0,84	0,85	0,86	0,88	0,89	0,91	0,92	0,92	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95	
0,84	0,86	0,87	0,88	0,88	0,90	0,91	0,92	0,93	0,93	0,95	0,96				
0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94	0,95					
0,89	0,90	0,90	0,91	0,92	0,93	0,93	0,94	0,95	0,95	0,96					
0,91	0,91	0,92	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95								
0,92	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95									
0,93	0,94	0,94	0,94	0,95	0,95										
0,94	0,94	0,95	0,95	0,95											
0,94	0,95	0,95													
0,95															

Т а б л и ц а 26. Поправочные функции $\psi(x)$ в формулах к. п. д. передач с люфтовывбирателем

Р в н	Коэффициент перегрузки x											
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0,02	0,10	0,19	0,29	0,38	0,47	0,56	0,65	0,74	0,83	0,92	1,00	1,09
0,04	0,18	0,35	0,51	0,67	0,83	0,98	1,13	1,28	1,42	1,60	1,70	1,83
0,06	0,23	0,46	0,67	0,88	1,08	1,28	1,46	1,64	1,82	1,99	2,15	2,30
0,08	0,28	0,55	0,81	1,06	1,29	1,51	1,72	1,92	2,12	2,30	2,48	2,65
0,10	0,32	0,63	0,92	1,18	1,44	1,68	1,91	2,12	2,32	2,52	2,70	2,88
0,15	0,40	0,76	1,09	1,40	1,68	1,94	2,18	2,40	2,61	2,80	2,98	3,15
0,20	0,45	0,84	1,19	1,51	1,79	2,05	2,29	2,50	2,70	2,88	3,05	3,20
0,25	0,47	0,89	1,25	1,56	1,84	2,09	2,31	2,51	2,69	2,86	3,01	3,13
0,30	0,50	0,91	1,27	1,57	1,84	2,08	2,29	2,47	2,64	2,79	2,93	3,05
0,35	0,51	0,93	1,27	1,57	1,83	2,05	2,24	2,41	2,57	2,70	2,83	2,94
0,40	0,52	0,93	1,27	1,56	1,80	2,01	2,19	2,34	2,49	2,61	2,72	2,82
0,45	0,52	0,93	1,26	1,53	1,76	1,95	2,12	2,26	2,39	2,50	2,60	2,69
0,50	0,52	0,92	1,24	1,50	1,72	1,90	2,06	2,19	2,30	2,11	2,50	2,58
0,60	0,52	0,90	1,20	1,43	1,63	1,79	1,92	2,04	2,14	2,22	2,30	2,37
0,70	0,51	0,87	1,15	1,36	1,53	1,67	1,79	1,89	1,98	2,05	2,12	2,17
0,80	0,50	0,84	1,10	1,30	1,45	1,57	1,68	1,77	1,84	1,90	1,96	2,01
0,90	0,48	0,81	1,05	1,23	1,37	1,48	1,58	1,65	1,72	1,78	1,82	1,87
1,00	0,47	0,79	1,01	1,17	1,30	1,40	1,49	1,56	1,61	1,66	1,71	1,75
1,25	0,44	0,72	0,90	1,04	1,14	1,21	1,29	1,34	1,39	1,43	1,46	1,49
1,50	0,41	0,66	0,82	0,94	1,02	1,09	1,14	1,19	1,22	1,25	1,28	1,30
2,00	0,36	0,56	0,68	0,77	0,83	0,96	0,92	0,95	0,97	1,00	1,01	1,03
2,50	0,32	0,49	0,59	0,66	0,70	0,74	0,77	0,80	0,81	0,83	0,84	0,86
3,00	0,29	0,43	0,51	0,57	0,61	0,64	0,66	0,68	0,70	0,71	0,72	0,73
5,00	0,20	0,29	0,34	0,37	0,39	0,41	0,42	0,43	0,44	0,45	0,45	0,46
10,00	0,11	0,16	0,18	0,20	0,20	0,21	0,22	0,22	0,23	0,23	0,23	0,22
20,0	0,06	0,08	0,09	0,10	0,10	0,11	0,11	0,11	0,11	0,12	0,12	0,12
30,0	0,04	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08

Формулой (22) можно пользоваться не только в случае передачи с перпендикулярными осями, но и в случае $\varphi_{\partial 1} + \varphi_{\partial 2} \neq 90^\circ$. Коэффициент 1,62 в этой формуле получен экспериментально [62] и учитывает несовпадение вершин делительных конусов.

Для стальных конических колес при $\mu = 0,1$ определение к. п. д. ведется по табл. 27. Значения к. п. д. в этой таблице вычислены для случая $z_1 = z_2$ ($i = 1$). Однако по табл. 27 можно определять к. п. д. и тех передач, в которых передаточное отношение отличается от единицы. При этом пользуются формулой (19), которая при $\varphi_{\partial 1} \neq \varphi_{\partial 2}$ не является точной, но вполне пригодна для практических расчетов. При $z > 120$ принимают $\eta = 1$.

Пример. Определить к. п. д. конической передачи $\frac{30}{60} \times 0,5$ при $\varphi_{\partial 1} + \varphi_{\partial 2} = 90^\circ$ и $M_2 = 50 \text{ Г} \cdot \text{дм} = 0,049 \text{ н} \cdot \text{м}$.

Вычисляем окружное усилие по формуле (18)

$$P = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 0,049}{0,5 \cdot 60} = 3,27 \text{ н}$$

и поправочный коэффициент по формуле (17)

$$c = \frac{3,27 + 2,87}{3,27 + 0,17} = 1,78.$$

Тогда при $\mu = 0,1$ по формуле (22) получим

$$\eta = 1 - 1,62 \cdot 3,14 \cdot 1,78 \cdot 0,1 \left(\frac{\cos 26^\circ 34'}{30} + \frac{\cos 63^\circ 26'}{60} \right) = 0,97.$$

По табл. 27 найдем

$$\eta_1 = 0,96; \quad \eta_2 = 0,98; \quad \eta = \frac{1}{2} (0,96 + 0,98) = 0,97.$$

К. п. д. винтовой зубчатой передачи. Расчет к. п. д. винтовой зубчатой передачи с углом скрещивания осей 90° производится по формулам

$$\eta = \frac{c_1 \operatorname{tg} \beta_{\partial 2}}{\operatorname{tg} (\beta_{\partial 2} + \rho)}; \quad (23)$$

$$c_1 = \frac{P_1 + 0,97}{P_1 + 2,21}; \quad (24)$$

$$P_1 = \frac{2 \cdot 10^3 M_2}{m_n z_2}; \quad (25)$$

$$\operatorname{tg} \rho = \frac{\mu}{\cos \alpha_\partial}, \quad (26)$$

где c_1 — поправочный коэффициент, учитывающий уменьшение к. п. д. передачи с уменьшением нагрузки (при нагрузках более 30 н принимают $c_1 = 1$); значения c_1 для наиболее распространенных нагрузок P_1 приведены в табл. 24;

P_1 — нагрузка на поверхности зубьев винтовых колес в н;

$\beta_{\partial 2}$ — угол наклона зубьев ведомого колеса;

ρ — приведенный угол трения;

μ — коэффициент трения в зубчатом зацеплении;

M_2 — статический момент на ведомом колесе в н·м;

m_n — нормальный модуль колес в мм;

z_2 — число зубьев ведомого колеса;

$\alpha_\partial = 20^\circ$ — угол профиля зубьев.

Т а б л и ц а 27. Коэффициенты полезного действия конических передач при $i = 1$

z	Окружное													
	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	
10	—	—	0,09	0,15	0,21	0,32	0,40	0,46	0,52	0,55	0,59	0,61	0,64	
12	0,09	0,17	0,24	0,29	0,34	0,43	0,50	0,55	0,60	0,63	0,66	0,68	0,70	
15	0,27	0,33	0,39	0,43	0,47	0,55	0,60	0,64	0,68	0,70	0,72	0,74	0,76	
18	0,39	0,44	0,49	0,53	0,56	0,62	0,67	0,70	0,73	0,75	0,77	0,79	0,80	
20	0,45	0,50	0,54	0,57	0,60	0,66	0,70	0,73	0,76	0,77	0,79	0,81	0,82	
25	0,56	0,60	0,63	0,66	0,68	0,73	0,76	0,79	0,81	0,82	0,83	0,85	0,85	
30	0,63	0,67	0,69	0,72	0,74	0,77	0,80	0,82	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	
35	0,69	0,71	0,74	0,76	0,77	0,81	0,83	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	
40	0,73	0,75	0,77	0,79	0,80	0,83	0,85	0,87	0,88	0,89	0,90	0,90	0,91	
45	0,76	0,78	0,80	0,81	0,82	0,85	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,91	0,92	
50	0,78	0,80	0,82	0,83	0,84	0,86	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,92	0,93	
60	0,82	0,83	0,85	0,86	0,87	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,93	0,94	0,94	
70	0,84	0,86	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,95	
80	0,86	0,87	0,89	0,89	0,90	0,91	0,92	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95	
90	0,88	0,89	0,90	0,91	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,95	0,95	0,96		
100	0,89	0,90	0,91	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,95					
120	0,91	0,92	0,92	0,93	0,93	0,94	0,95							

Для винтовых зубчатых передач, в которых оси валиков скрещиваются под любым углом, к. п. д. рассчитывают по формуле

$$\eta = c_1 \frac{1 - \mu \frac{\operatorname{tg} \beta_{d2}}{\cos \alpha_d}}{1 + \mu \frac{\operatorname{tg} \beta_{d1}}{\cos \alpha_d}},$$

где β_{d1} — угол наклона зубьев ведущего колеса; остальные обозначения те же, что и в формуле (23).

Для облегчения расчетов в табл. 28 приведены значения к. п. д. винтовых зубчатых передач с углом скрещивания осей 90° , вычисленные по формуле (23) при $\mu = 0,1$. Для других значений μ таблицы даны в [35].

Пример. Определить к. п. д. винтовой зубчатой передачи $\frac{30}{90} \times 0,5$ с углом скрещивания осей 90° при $M_2 = 40 \text{ Г} \cdot \text{дм} = 0,039 \text{ н} \cdot \text{м}$.

По формулам (25) и (24) находим

$$P_1 = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 0,039}{0,5 \cdot 90} = 1,73 \text{ н}; \quad c_1 = \frac{1,73 + 0,97}{1,73 + 2,21} = 0,685.$$

Для $\mu = 0,1$ получим

$$\rho = \arctg \frac{0,1}{\cos 20^\circ} = 6^\circ 4' 30''.$$

$\text{и } \mu = 0, 1$

усилие P в n

[illegible]

По табл. 10 для $i = \frac{1}{3}$ выбираем угол наклона зубьев ведомого колеса $\beta_{d2} = 34^\circ 44'$ и определяем к. п. д. передачи по формуле (23)

$$\eta = \frac{0,685 \operatorname{tg} 34^{\circ}44'}{\operatorname{tg} 40^{\circ}48'30''} = 0,55.$$

По табл. 28 найдем $\eta \approx 0,55$.

К. п. д. червячной передачи. Расчет к. п. д. червячной передачи производится по формуле

$$\eta = \frac{c_1 \operatorname{tg} \lambda_\partial}{\operatorname{tg} (\lambda_\partial + \rho)}, \quad (27)$$

где λ_d — угол подъема витка червяка на делительном цилиндре;

ρ — приведенный угол трения в передаче, определяемый по формуле (26);

c_1 — поправочный коэффициент для приборных червячных передач, определяемый по формуле (24); входящая в формулу (24) нагрузка P_1 на поверхности зубьев червячного колеса определяется в данном случае по формулам

$$P_1 = \frac{P_K}{\cos \lambda_\partial}; \quad P_K = \frac{2 \cdot 10^3 M_2}{m_s z_2}.$$

Здесь P_k — окружное усилие на червячном колесе в n ;

M_2 — статический момент на червячном колесе в $\text{н} \cdot \text{м}$;

m_s — осевой модуль червячного колеса в мм;

 z_2 — число зубьев червячного колеса.

Т а б л и ц а 28. Коэффициенты полезного действия винтовых зубчатых передач с углом скрещивания осей 90° при $\mu = 0,1$

P_1 в н	Угол наклона зубьев $\beta_{\partial 2}$ в град									
	10	12	15	18	20	25	30	35	40	45
0,02	0,27	0,29	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,36	0,36
0,06	0,28	0,30	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,36	0,37	0,37
0,10	0,28	0,30	0,32	0,34	0,34	0,36	0,37	0,37	0,37	0,37
0,20	0,30	0,32	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39	0,39	0,39
0,30	0,31	0,33	0,35	0,37	0,38	0,39	0,40	0,41	0,41	0,41
0,40	0,32	0,34	0,36	0,38	0,39	0,41	0,42	0,42	0,42	0,42
0,50	0,33	0,35	0,38	0,39	0,40	0,42	0,43	0,43	0,44	0,44
0,60	0,34	0,36	0,39	0,41	0,42	0,43	0,44	0,45	0,45	0,45
0,70	0,35	0,37	0,40	0,42	0,43	0,44	0,45	0,46	0,46	0,46
0,80	0,36	0,38	0,41	0,43	0,44	0,45	0,47	0,47	0,47	0,47
1,00	0,38	0,40	0,43	0,45	0,46	0,47	0,49	0,49	0,50	0,50
1,50	0,41	0,43	0,46	0,48	0,49	0,51	0,53	0,53	0,54	0,54
2,00	0,43	0,46	0,49	0,51	0,52	0,54	0,56	0,57	0,57	0,57
2,50	0,45	0,48	0,51	0,54	0,55	0,57	0,58	0,59	0,60	0,59
3,00	0,47	0,50	0,53	0,55	0,57	0,59	0,60	0,61	0,62	0,61
5,00	0,51	0,54	0,58	0,60	0,62	0,64	0,66	0,66	0,67	0,67
10,0	0,55	0,58	0,62	0,65	0,67	0,69	0,71	0,72	0,73	0,72
20,0	0,58	0,61	0,66	0,69	0,70	0,73	0,75	0,76	0,76	0,76
30,0	0,59	0,63	0,67	0,70	0,71	0,74	0,76	0,77	0,78	0,78

Для облегчения расчетов в табл. 29 приведены значения к. п. д. червячных передач, вычисленные по формуле (27) для наиболее распространенных размеров червяков при $\mu = 0,1$. Обозначения в табл. 29: z_1 — число заходов червяка; $d_{\partial 1}$ — диаметр делительного цилиндра червяка.

К. п. д. конического дифференциала. Расчет к. п. д. конического дифференциала производится по различным формулам в зависимости от передаточного отношения, т. е. от того, как передается движение в дифференциале.

Т а б л и ц а 29. Коэффициенты полезного действия червячных передач при $\mu = 0,1$

z_1	m_s в мм	d_{o1} в мм	λ_{∂}	Окружное усилие на червячном колесе P_K в н												
				0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0	1,5	
1	0,5	16	1° 47'	0,10	0,11	0,11	0,11	0,12	0,12	0,12	0,13	0,13	0,13	0,13	0,14	0,15
	0,5	15	1° 54'	0,11	0,11	0,11	0,12	0,12	0,12	0,13	0,13	0,14	0,14	0,14	0,14	0,16
	0,8/1,0	20/25	2° 18'	0,13	0,13	0,13	0,14	0,14	0,14	0,15	0,15	0,16	0,16	0,16	0,17	0,18
	0,5	12	2° 23'	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15	0,16	0,16	0,16	0,16	0,17	0,17	0,19
	0,8	18	2° 33'	0,14	0,14	0,14	0,15	0,15	0,16	0,16	0,17	0,17	0,18	0,18	0,19	0,21
	0,5/1,0	10/20	2° 52'	0,15	0,15	0,15	0,16	0,17	0,17	0,18	0,18	0,19	0,19	0,20	0,20	0,22
	0,8	15	3° 03'	0,15	0,16	0,16	0,17	0,17	0,18	0,18	0,19	0,19	0,20	0,20	0,21	0,23
	1,0	18	3° 11'	0,16	0,16	0,16	0,17	0,18	0,18	0,19	0,20	0,20	0,21	0,21	0,22	0,24
	0,5/1,0	8/16	3° 35'	0,17	0,17	0,18	0,19	0,19	0,20	0,21	0,21	0,22	0,22	0,23	0,23	0,25
	0,8/1,0	12/15	3° 49'	0,18	0,18	0,18	0,19	0,20	0,21	0,21	0,22	0,22	0,23	0,23	0,25	
2	0,5	16	3° 35'	0,17	0,17	0,18	0,19	0,19	0,20	0,21	0,21	0,22	0,22	0,23	0,24	0,24
	0,5	15	3° 49'	0,18	0,18	0,18	0,19	0,20	0,21	0,21	0,22	0,22	0,23	0,23	0,25	0,25
	0,8/1,0	20/25	4° 34'	0,20	0,20	0,21	0,21	0,22	0,23	0,24	0,24	0,25	0,25	0,26	0,28	0,28
	0,5	12	4° 46'	0,20	0,21	0,21	0,22	0,23	0,24	0,24	0,25	0,26	0,26	0,27	0,29	0,29
	0,8	18	5° 05'	0,21	0,21	0,22	0,23	0,24	0,24	0,25	0,26	0,26	0,27	0,28	0,30	0,30

z ₁	m _s в мм	d ₀₁ в мм	λ _д	Окружное усилие на червячном колесе P _к в н										
				0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,0
2	0,5/1,0	10/20	5° 43′	0,22	0,23	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,27	0,28	0,29	0,32
	0,8	15	6° 05′	0,23	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,28	0,29	0,30	0,33
	1,0	18	6° 21′	0,23	0,24	0,24	0,26	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,30	0,34
	0,5/1,0	8/16	7° 07′	0,25	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,31	0,32	0,35
	0,8/1,0	12/15	7° 36′	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,31	0,32	0,33	0,36
3	0,5	15	5° 43′	0,22	0,23	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,27	0,28	0,29	0,32
	0,8/1,0	20/25	6° 51′	0,24	0,25	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	0,35
	0,5	12	7° 08′	0,25	0,25	0,25	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,31	0,32	0,35
	0,8	18	7° 36′	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,31	0,32	0,33	0,36
	0,5/1,0	10/20	8° 32′	0,27	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,38
	0,8	15	9° 05′	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,39
	1,0	18	9° 28′	0,28	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,40
	0,5/1,0	8/16	10° 37′	0,29	0,30	0,30	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,42
	0,8/1,0	12/15	11° 19′	0,30	0,30	0,31	0,32	0,33	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39	0,42

z ₁	m _{с.в} мм	d _{а1} в мм	λ _а	Окружное усилие на червячном колесе P _к в н													
				2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10	15	20	25	30
1	0,5	16	1° 47'	0,16	0,17	0,17	0,18	0,19	0,19	0,20	0,20	0,20	0,21	0,21	0,21	0,21	0,22
	0,5	15	1° 54'	0,17	0,17	0,18	0,19	0,20	0,20	0,21	0,21	0,21	0,22	0,22	0,23	0,23	
	0,8/1,0	20/25	2° 18'	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,23	0,24	0,24	0,24	0,25	0,26	0,26	0,26	
	0,5	12	2° 23'	0,20	0,21	0,21	0,22	0,23	0,24	0,24	0,25	0,25	0,26	0,26	0,27	0,27	
	0,8	18	2° 33'	0,21	0,22	0,22	0,23	0,24	0,25	0,25	0,26	0,26	0,27	0,28	0,28	0,28	
	0,5/1,0	10/20	2° 52'	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,27	0,28	0,28	0,29	0,29	0,30	0,31	
	0,8	15	3° 03'	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,29	0,30	0,31	0,31	0,32	0,32	
	1,0	18	3° 11'	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,29	0,30	0,31	0,32	0,32	0,32	0,33	
	0,5/1,0	8/16	3° 35'	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	0,32	0,33	0,34	0,35	0,35	0,35	
2	0,8/1,0	12/15	3° 49'	0,27	0,28	0,29	0,30	0,32	0,32	0,33	0,33	0,34	0,35	0,36	0,36	0,37	
	0,5	16	3° 35'	0,26	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	0,32	0,33	0,33	0,34	0,35	0,35	
	0,5	15	3° 49'	0,27	0,28	0,29	0,30	0,32	0,32	0,33	0,33	0,34	0,35	0,36	0,36	0,37	
	0,8/1,0	20/25	4° 34'	0,30	0,31	0,32	0,34	0,35	0,36	0,37	0,37	0,38	0,38	0,39	0,40	0,41	
	0,5	12	4° 46'	0,31	0,32	0,33	0,35	0,36	0,37	0,38	0,38	0,39	0,40	0,41	0,41	0,42	
	0,8	18	5° 05'	0,32	0,33	0,34	0,36	0,37	0,38	0,39	0,40	0,40	0,42	0,43	0,43	0,43	

z ₁	m _s в мм	d ₀₁ в мм	λ ₀	Окружное усилие на червячном колесе P _к в н													
				2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10	15	20	25	30
2	0,5/1,0	10/20	5° 43′	0,34	0,35	0,36	0,38	0,40	0,41	0,41	0,42	0,43	0,43	0,44	0,45	0,46	0,46
	0,8	15	6° 05′	0,35	0,36	0,38	0,40	0,41	0,42	0,43	0,43	0,44	0,44	0,46	0,47	0,47	0,47
	1,0	18	6° 21′	0,36	0,37	0,38	0,40	0,42	0,43	0,44	0,44	0,45	0,45	0,47	0,48	0,48	0,48
	0,5/1,0	8/16	7° 07′	0,37	0,39	0,41	0,43	0,44	0,45	0,46	0,47	0,47	0,48	0,49	0,50	0,51	0,51
	0,8/1,0	12/15	7° 36′	0,39	0,40	0,42	0,44	0,45	0,47	0,47	0,48	0,49	0,49	0,51	0,52	0,52	0,53
3	0,5	15	5° 43′	0,34	0,35	0,36	0,38	0,40	0,41	0,41	0,42	0,43	0,43	0,44	0,45	0,46	0,46
	0,8/1,0	20/25	6° 51′	0,37	0,39	0,40	0,42	0,43	0,44	0,45	0,46	0,46	0,47	0,49	0,49	0,50	0,50
	0,5	12	7° 08′	0,38	0,39	0,41	0,43	0,44	0,45	0,46	0,47	0,47	0,48	0,49	0,50	0,51	0,51
	0,8	18	7° 36′	0,39	0,40	0,42	0,44	0,45	0,47	0,47	0,48	0,49	0,49	0,51	0,52	0,52	0,53
	0,5/1,0	10/20	8° 32′	0,41	0,42	0,44	0,46	0,48	0,49	0,50	0,50	0,51	0,52	0,53	0,54	0,55	0,55
	0,8	15	9° 05′	0,42	0,43	0,45	0,47	0,49	0,50	0,51	0,52	0,52	0,53	0,55	0,56	0,56	0,57
	1,0	18	9° 28′	0,42	0,44	0,46	0,48	0,50	0,51	0,52	0,53	0,53	0,54	0,56	0,57	0,57	0,58
	0,5/1,0	8/16	10° 37′	0,44	0,46	0,48	0,50	0,52	0,53	0,54	0,55	0,56	0,56	0,58	0,59	0,60	0,60
	0,8/1,0	12/15	11° 19′	0,45	0,47	0,49	0,51	0,53	0,54	0,55	0,56	0,57	0,57	0,59	0,60	0,61	0,61

При $i = \frac{1}{2}$, когда движение передается от солнечного колеса к общему валу с крестовиной (при застопоренном другом солнечном колесе), к. п. д. вычисляют по формуле [35]

$$\eta_{\partial} = \frac{M_2}{(M_2 + M_{ш2}) \frac{1}{\eta} + 2M_{ш1} + M_{ш} \frac{z_1}{z_2}}.$$

Здесь M_2 — статический момент на ведомом звене (при $i = 1/2$ на валике крестовины) в $н \cdot м$;

$M_{ш1}$ и $M_{ш2}$ — моменты трения шарикоподшипников ведущего и ведомого звеньев в $н \cdot м$;

$M_{ш}$ — момент трения шарикоподшипников сателлитных колес в $н \cdot м$;

z_1 и z_2 — числа зубьев солнечного и сателлитного колес;

η — к. п. д. конической передачи солнечное колесо—сателлитное колесо, определяемый по формуле (22) или по табл. 27; при этом окружное усилие на зубьях колес рассчитывается по формуле (в $н$)

$$P = \frac{500 (M_2 + M_{ш2})}{m_s z_1},$$

где m_s — торцовый модуль колес в $мм$.

При $i = 1$, когда движение передается от одного солнечного колеса к другому (при застопоренном валике крестовины), к. п. д. вычисляют по формуле

$$\eta_{\partial} = \frac{M_2}{(M_2 + M_{ш2}) \frac{2 - \eta}{\eta} + M_{ш1} + M_{ш} \frac{z_1}{z_2}},$$

где η определено при окружном усилии на зубьях колес (в $н$)

$$P = \frac{1000 (M_2 + M_{ш2})}{m_s z_1}. \quad (28)$$

При $i = 2$, когда движение передается от валика крестовины на одно из солнечных колес (при застопоренном другом солнечном колесе), к. п. д. вычисляют по формуле

$$\eta_{\partial} = \frac{2M_2}{(M_2 + M_{ш2}) \frac{2}{\eta} + M_{ш1} + M_{ш} \frac{z_1}{z_2}},$$

где η определено при окружном усилии на зубьях колес, выражаемом формулой (28).

Для нормализованных конструкций конических дифференциалов при $\mu = 0,1$ (стальные колеса со смазкой) к. п. д. выбирается по табл. 30.

К. п. д. поводковой муфты. При работе поводковой муфты вследствие наличия несоосности соединяемых валиков имеет место трение пальца в пазе и, следовательно, потеря передаваемой мощности.

Расчет к. п. д. поводковой муфты производится по формулам

$$\eta = 1 - \frac{2c_2 \mu \varepsilon}{\pi R}; \quad c_2 = \frac{P_m + 3,05}{P_m + 0,18}; \quad (29)$$

$$P_m = \frac{10^3 M_2}{R},$$

где c_2 — поправочный коэффициент, учитывающий увеличение трения с уменьшением нагрузки;

μ — коэффициент трения скольжения в паре палец—паз;

ε — несоосность соединяемых валиков в $мм$;

R — расстояние от оси пальца муфты до оси вращения валика в $мм$ (рис. 15, а);

P_m — усилие на пальце муфты в $н$;

M_2 — статический момент на ведомом поводке муфты в $н \cdot м$.

Т а б л и ц а 30. Коэффициенты полезного действия конических дифференциалов при $\mu = 0,1$

M_2 в Н м	Модуль m_s в мм								
	0,5			0,8			1,0		
	$i = \frac{1}{2}$	$i = 1$	$i = 2$	$i = \frac{1}{2}$	$i = 1$	$i = 2$	$i = \frac{1}{2}$	$i = 1$	$i = 2$
0,002	0,28	0,29	0,41	0,12	0,18	0,26	0,09	0,08	0,12
0,004	0,42	0,43	0,56	0,21	0,29	0,40	0,17	0,14	0,21
0,006	0,51	0,51	0,64	0,29	0,37	0,50	0,23	0,20	0,29
0,008	0,57	0,58	0,70	0,35	0,43	0,56	0,29	0,25	0,35
0,010	0,62	0,62	0,74	0,41	0,48	0,61	0,33	0,29	0,41
0,012	0,66	0,66	0,77	0,45	0,52	0,65	0,38	0,33	0,45
0,015	0,69	0,70	0,80	0,51	0,57	0,70	0,43	0,38	0,50
0,018	0,73	0,73	0,83	0,55	0,61	0,73	0,48	0,42	0,54
0,020	0,75	0,75	0,84	0,58	0,64	0,75	0,50	0,45	0,57
0,025	0,78	0,77	0,86	0,63	0,68	0,79	0,56	0,50	0,62
0,030	0,80	0,80	0,88	0,67	0,70	0,81	0,60	0,55	0,67
0,035	0,83	0,83	0,90	0,71	0,74	0,83	0,64	0,58	0,69
0,040	0,85	0,84	0,90	0,73	0,76	0,85	0,67	0,61	0,72
0,045	0,85	0,85	0,91	0,75	0,78	0,86	0,69	0,64	0,74
0,050	0,86	0,87	0,92	0,77	0,80	0,87	0,72	0,66	0,76
0,075	—	—	—	0,84	0,83	0,90	0,79	0,72	0,82
0,100	—	—	—	0,87	0,87	0,92	0,83	0,78	0,85
0,125	—	—	—	0,89	0,88	0,93	0,86	0,80	0,87
0,150	—	—	—	0,91	0,88	0,93	0,88	0,83	0,89
0,200	—	—	—	0,93	0,91	0,95	0,91	0,86	0,91
0,250	—	—	—	0,94	0,92	0,95	0,93	0,87	0,92

Так как обычно $\varepsilon < 0,5$ мм, $R \leq 14$ мм и $\mu = 0,18$ (для стальной муфты без смазки), то при ориентировочных расчетах можно применять приближенные значения к. п. д. поводковой муфты, приведенные в табл. 31.

К. п. д. крестовидной муфты. Расчет к. п. д. крестовидной (дисковой) муфты производится по формуле

$$\eta = 1 - \frac{8c_2\mu\varepsilon}{\pi D_m}, \quad (30)$$

где c_2 — поправочный коэффициент для малых нагрузок, определяемый по формуле (29);

μ — коэффициент трения в паре выступ крестовины—паз поводка (для стальной муфты $\mu = 0,18$);

ε — несоосность соединяемых валиков в мм (обычно $\varepsilon \leq 1$ мм);

D_m — наружный диаметр муфты в мм (см. рис. 15, б).

Усилие P_m на выступе крестовины, необходимое для вычисления коэффициента c_2 , определяется по формуле (в n)

$$P_m = \frac{2 \cdot 10^3 M_2}{D_m}, \quad (31)$$

где M_2 — статический момент на ведомом поводке муфты в $n \cdot m$.

При ориентировочных расчетах можно пользоваться приближенными значениями к. п. д. крестовидной муфты, приведенными в табл. 31.

К. п. д. крестовидной муфты с люфтовывбирателями. Расчет к. п. д. крестовидной муфты с люфтовывбирателями производится по формуле (20), в которой значения поправочных функций $\psi(n)$ и $\psi(n+1)$ следует вычислять по формуле

$$\psi(x) = \frac{2,87(x-1)P_m}{(P_m + 0,18)(xP_m + 3,05)},$$

где P_m — усилие на выступах ведомого поводка муфты в n , определяемое по формуле (31); в данном случае под D_m следует понимать расстояние между центрами шариков люфтовывбирателей в m м;

$x = n$ или $x = n + 1$ — аргументы функции $\psi(x)$; $n = \frac{P_{np}}{P_m}$ — коэффициент перегрузки на выступах поводков (здесь P_{np} — усилие, развиваемое пружинами люфтовывбирателей на выступах поводков, в n).

К. п. д. η , входящий в формулу (20), в данном случае означает к. п. д. соответствующей крестовидной муфты без люфтовывбирателей и определяется по формуле (30).

К. п. д. универсального шарнира. К. п. д. определяется по табл. 32 в зависимости от величины статического момента M_2 на ведомой вилке шарнира и угла α между осью карданного валика и осью любого из соединяемых валиков.

Т а б л и ц а 31. Приближенные значения к. п. д. поводковой и крестовидной муфты

M_2 в $n \cdot m$	К. п. д. поводковой муфты	К. п. д. крестовидной муфты
До 10^{-3}	0,92	0,75
Св. 10^{-3} до $5 \cdot 10^{-3}$	0,95	0,87
Св. $5 \cdot 10^{-3}$	0,98	0,93

Т а б л и ц а 32. К. п. д. универсального шарнира

M_2 в $n \cdot m$	Угол между валиками α				
	0	2°30'	5°	7°30'	10°
0,01—0,02	0,94	0,90	0,84	0,77	0,62
0,02—0,03	0,96	0,92	0,87	0,81	0,68
0,03—0,05	0,97	0,93	0,89	0,84	0,73
0,05—0,07	0,97	0,94	0,90	0,87	0,77
Св. 0,07	0,98	0,95	0,91	0,88	0,79

11. Статические моменты в кинематических цепях

В приборостроении применяется простой инженерный метод расчета статических моментов в кинематических цепях точных приборов, предложенный в 1939 г. проф. И. М. Маликовым [49, 62].

Задачей расчета статических моментов в кинематических цепях является определение момента на валике ротора исполнительного электродвигателя под рабочей нагрузкой, а затем выбор или проверка мощности двигателя. Кроме того, знание величины моментов и усилий в кинематических цепях механизма позволяет правильно конструировать звенья механизма с точки зрения их прочности и жесткости.

В случае ручного управления механизмом задачей расчета являются определения момента на рукоятке и выбор ее размера. Усилие на рукоятке маховичка не должно превышать 8—10 н.

Расчет моментов и усилий в кинематических цепях редуктора ведется от ведомых звеньев к ведущему. Известные моменты трения или нагрузки конечных ведомых звеньев приводятся (трансформируются) к валику приводного двигателя или рукоятки.

Таким образом, расчет статических моментов приборного зубчатого редуктора ведется в следующем порядке:

выявляются все конечные звенья редуктора (двигатель, нагрузка, шкала, стопор, потенциометр, вращающийся трансформатор и др.);

определяются моменты трения или нагрузки конечных ведомых звеньев (они обычно бывают известны или легко вычисляются);

моменты конечных ведомых звеньев приводятся (трансформируются) к валику ведущего звена через промежуточные передачи; при этом учитываются потери на трение в передачах и опорах.

Выражение для приведенного (трансформированного) момента на ведущем звене можно получить из формулы (15) для коэффициента полезного действия механизма.

Приведенный момент на ведущем звене будет равен

$$M_1 = \frac{M_2 i_{21}}{\eta_{12}}.$$

Это и есть момент, который необходимо приложить к ведущему звену механизма, чтобы привести в движение ведомое звено, при отсутствии трения в опорах ведущего звена.

Полный момент на ведущем звене определяется по следующей формуле:

$$M_1 = \frac{M_{11} i_{21}}{\eta_{12}} + M_{01}, \quad (32)$$

где M_{11} — полный момент на ведомом звене (момент нагрузки и трения);

i_{21} и η_{12} — передаточное отношение и к. п. д. передачи;

M_{01} — момент трения в опорах ведущего звена (например, момент трения пары шарикоподшипников, на которых установлен ведущий валик).

Расчет статических моментов в кинематической цепи ведется по формуле (32) последовательно от передачи к передаче.

Моменты трения пары шарикоподшипников выбираются из табл. 16. При расчете максимального статического момента, приведенного к валику ротора исполнительного двигателя, следует выбирать наибольшие из указанных в табл. 16 значения моментов трения M_0 .

Пример. Рассмотрим в качестве примера расчет моментов и усилий в приборном редукторе, кинематическая схема которого представлена на рис. 3. Вращение валика ротора электродвигателя D через зубчатые передачи передается валику нагрузки IV и валику потенциометра $П$. Требуется рассчитать максимальный статический момент на валике ротора электродвигателя D по заданным статическим моментам нагрузки M_n и потенциометра $M_П$.

Исходные данные для расчета:

1. Передаточные отношения отдельных зубчатых передач редуктора и числа зубьев колес в передачах указаны на кинематической схеме (рис. 3).

2. Момент нагрузки $M_H = 0,5 \text{ н} \cdot \text{м}$. Момент потенциометра $M_{II} = 2,4 \text{ Г} \cdot \text{см} = 2,35 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м}$.

3. Коэффициенты трения в зубчатых зацеплениях равны 0,1.

4. Диаметры валиков и моменты трения в опорах валиков под нагрузкой приведены ниже:

№ валика	I	II	III	IV	V
d в мм	3	4	5	7	5
$M_o \cdot 10^{-3}$ в н·м	0,3	0,6	0,9	1,8	0,9

5. Крестовидная муфта, передающая вращение от валика V к валику потенциометра II, конструктивно выполнена с люфтовывбирателями. Расстояние между шариками люфтовывбирателей муфты равно 26 мм; усилие пружин люфтовывбирателей на выступах поводков муфты равно 2 н; допустимая несоосность валика V и валика потенциометра равна 0,1 мм.

6. Цилиндрическая зубчатая передача $\frac{22}{176} \times 0,5$, передающая вращение от валика IV к валику V, конструктивно выполнена с люфтовывбирателем. Момент заводки пружины люфтовывбирателя равен 0,05 н·м.

Порядок расчета максимальных статических моментов на валиках редуктора:

1. Определяем статический момент на валике V. Для этого находим сначала к. п. д. крестовидной муфты с люфтовывбирателями:

$$P_m = \frac{2 \cdot 10^3 M_{II}}{D_m} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 2,35 \cdot 10^{-3}}{26} = 0,18 \text{ н}; \quad c_2 = \frac{P_m + 3,05}{P_m + 0,18} = 9;$$

$$\eta = 1 - \frac{8c_2\mu_e}{\pi D_m} = 1 - \frac{8 \cdot 9 \cdot 0,18 \cdot 0,1}{3,14 \cdot 26} = 0,984;$$

$$n = \frac{P_{np}}{P_m} = \frac{2}{0,18} = 11,1;$$

$$\psi(n) = 2,87; \quad \psi(n+1) = 3,05; \quad \eta_a = 0,91.$$

Тогда по формуле (32) получим

$$M_V = \frac{M_{II}}{\eta_a} + M_{oV} = \frac{2,35 \cdot 10^{-3}}{0,91} + 0,9 \cdot 10^{-3} = 3,48 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м}.$$

2. Определяем статический момент на валике IV. Для этого находим к. п. д. цилиндрической передачи с люфтовывбирателем:

$$P = 0,08 \text{ н}; \quad c = 11,8; \quad \eta = 0,81; \quad n = 14,4; \quad \psi(n) = 2,88;$$

$$\psi(n+1) = 3,03; \quad \eta_a = 0,40.$$

Тогда будем иметь

$$M_{IV} = M_H + \frac{M_{Vi}}{\eta_a} + M_{oIV} = 0,5 + \frac{3,48 \cdot 10^{-3} \cdot 22}{176 \cdot 0,40} + 1,8 \cdot 10^{-3} = 0,503 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

3 Определяем статический момент на валике III. Для этого находим

$$P = 18,3 \text{ н}; \quad c = 1,15; \quad \eta = 0,98.$$

Далее получим

$$M_{III} = \frac{M_{IVi}}{\eta} + M_{oIII} = \frac{0,503 \cdot 22}{110 \cdot 0,98} + 0,9 \cdot 10^{-3} = 0,103 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

4. Определяем статический момент на валике II. Для этого находим к. п. д. винтовой зубчатой передачи:

$$P_1 = 4,58 \text{ н}; \quad c_1 = 0,817; \quad \rho = 6^\circ 4' 30''; \quad \beta_{d2} = 34^\circ 44'; \quad \eta = 0,66.$$

Тогда будем иметь

$$M_{II} = \frac{M_{III}i}{\eta} + M_{oII} = \frac{0,103 \cdot 30}{90 \cdot 0,66} + 0,6 \cdot 10^{-3} = 52,6 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м}.$$

5. Определяем статический момент на валике *I*. Для этого находим к. п. д. конической зубчатой передачи:

$$P = 5,26 \text{ н}; \quad c = 1,50; \quad \eta = 0,96.$$

Затем получим

$$M_I = \frac{M_{II}i}{\eta} + M_{oI} = \frac{52,6 \cdot 10^{-3} \cdot 20}{40 \cdot 0,96} + 0,3 \cdot 10^{-3} = 27,7 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м}.$$

6. Определяем статический момент на валике ротора электродвигателя. Для этого находим

$$P = 3,7 \text{ н}; \quad c = 1,70; \quad \eta = 0,95.$$

Окончательно будем иметь

$$M_D = \frac{M_I i}{\eta} = \frac{27,7 \cdot 10^{-3} \cdot 20}{30 \cdot 0,95} = 0,0194 \text{ н} \cdot \text{м} (19,8 \text{ Г} \cdot \text{дм}).$$

Таким образом, исполнительный двигатель должен быть выбран с рабочим моментом на валике не менее 20 Г·дм.

12. 0 понятия точности зубчатых передач и редукторов

При расчете точности мелко модульных зубчатых передач и редукторов применяются такие основные понятия, как ось вращения колеса, межосевое расстояние передачи, отклонение межосевого расстояния, кинематическая погрешность редуктора, мертвый ход редуктора и др. Эти понятия не имели ранее четких формулировок и были уточнены лишь в последнее время [22, 32, 33, 35].

Ось вращения зубчатого колеса. Следует различать ось вращения отдельно взятого колеса и ось вращения колеса в передаче.

Под осью вращения отдельного зубчатого колеса, называемой также исходной осью вращения, понимают ось базирующей поверхности, относительно которой заданы параметры точности зубчатого венца. Базирующая поверхность служит для ориентации зубчатого колеса при его изготовлении, контроле и монтаже в передаче.

Примеры базирующих поверхностей зубчатых колес показаны на рис. 22, а, б. Для зубчатого колеса, представленного на рис. 22, а, осью вращения является ось цилиндрической поверхности отверстия $\varnothing 5H$, а для зубчатого колеса, выполненного в виде диска (рис. 22, б), — ось вписанного в отверстие $\varnothing 6A$ цилиндра, перпендикулярного торцевой поверхности *Б* (в качестве базирующих поверхностей здесь использованы две поверхности — цилиндрическая и торцевая).

В обоих случаях базирующие поверхности являются сборочными базами. Этими поверхностями зубчатые колеса непосредственно соприкасаются с другими деталями зубчатых передач.

Если для базирования колеса использованы две цилиндрические поверхности, то его осью вращения является общая ось этих поверхностей. Например, осью вращения триба, показанного на рис. 22, в, является общая ось двух ступеней валика

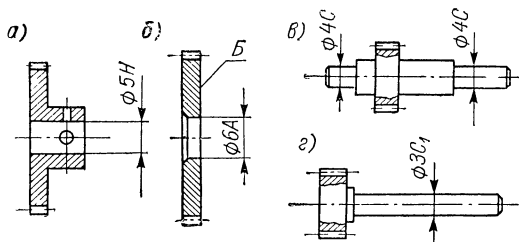


Рис. 22. Базирующие поверхности и оси вращения зубчатых колес

диаметром $4C$. Осью вращения триба, показанного на рис. 22, $г$, является ось цилиндрической поверхности диаметром $3C_1$.

Ось вращения зубчатого колеса, смонтированного в передаче, в большинстве случаев не будет совпадать с исходной осью вращения, т. е. с той осью вращения этого колеса, относительно которой были заданы параметры точности его зубчатого венца до монтажа колеса в передаче. Это вызвано тем, что в смонтированной зубчатой передаче помимо погрешностей зубчатого венца имеется целый ряд других погрешностей: радиальные биения внутренних и наружных колец шарикоподшипников, биения ступеней валиков, на которые устанавливаются шарикоподшипники, относительно посадочных ступеней этих валиков под зубчатые колеса, радиальные люфты в подшипниках и др.

Таким образом, значения параметров точности отдельно взятого колеса не будут, как правило, равны соответствующим значениям параметров точности зубчатого венца, рассматриваемых относительно оси вращения колеса в передаче. Задача сохранения параметров точности зубчатых колес при сборке является весьма трудной и должна выполняться конструктором.

Положение оси вращения колеса в передаче зависит от конструктивного оформления передачи. Например, в передаче, показанной на рис. 23, осями вращения зубчатых колес можно считать общие оси беговых дорожек наружных колец шарикоподшипников.

Межосевое расстояние передачи и его отклонение. Под действительным межосевым (межцентровым) расстоянием зубчатой передачи следует понимать расстояние между исходными осями вращения зубчатых колес в средней плоскости передачи. Например, в цилиндрической зубчатой передаче, изображенной на рис. 23, действительным межцентровым расстоянием этой передачи будет расстояние между осью отверстия ($\varnothing 3H$) у зубчатого колеса с $z = 22$ и осью отверстия ($\varnothing 9A$) у зубчатого колеса с $z = 66$, измеренное в средней плоскости передачи.

Под отклонением межосевого расстояния зубчатой передачи понимают разность между действительным A_d и номинальным $A_{ном}$ межосевыми расстояниями в средней плоскости передачи.

Зубчатая передача должна быть спроектирована таким образом, чтобы изменение значений параметров точности зубчатых венцов сопрягаемых колес вследствие несовпадения осей вращения колес в передаче с исходными осями вращения было пренебрежимо мало. Только в этом случае межосевое расстояние A_d в передаче будет равно межосевому расстоянию A_k в корпусе ($A_d = A_k$), а отклонение в передаче будет равно отклонению межосевого расстояния ΔA_k в корпусе ($\Delta A = \Delta A_k$). Например, если в цилиндрической зубчатой передаче, изображенной на рис. 23, несовпадение осей вращения колес в передаче с исходными осями вращения вызывает весьма малые изменения значений параметров точности зубчатых венцов этих колес, то действительным межцентровым расстоянием A_d будет расстояние между общими осями 1 и 2 (рис. 24) каждой пары гнезд под шарикоподшипники в корпусе (втулках—фланцах), измеренное в средней плоскости передачи ($a—a$).

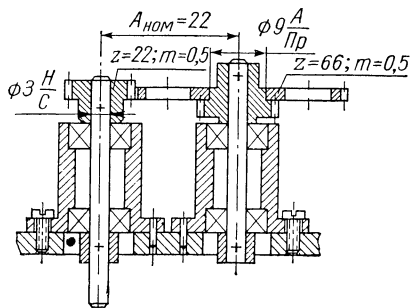


Рис. 23. Цилиндрическая зубчатая передача

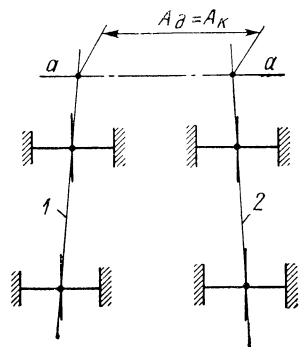


Рис. 24. Межцентровое расстояние в корпусе

Регулируемые и нерегулируемые зубчатые передачи. Регулируемыми и зубчатыми передачами называются передачи, в конструкции которых предусмотрена возможность изменения в процессе их сборки или регулировки взаимного расположения как исходных осей вращения зубчатых колес, так и осей их вращения в передаче.

Регулирование взаимного положения осей производится путем изменения межосевого расстояния. Оно применяется не только для уменьшения постоянной составляющей бокового зазора в передаче, но и для уменьшения перекоса или непараллельности осей с целью увеличения пятна контакта зубьев.

Нерегулируемыми зубчатыми передачами называются передачи, в конструкции которых не предусмотрена возможность изменения в процессе сборки взаимного расположения как исходных осей вращения зубчатых колес, так и осей их вращения в передаче.

Кинематическая погрешность и мертвый ход редуктора. Основными качественными показателями приборного зубчатого редуктора или отдельной зубчатой передачи являются их кинематическая погрешность и мертвый ход.

В реальном зубчатом редукторе имеются погрешности углов поворота зубчатых колес, вызываемые погрешностями сборки редуктора, изготовления его элементов или их упругой деформацией, возникающей под действием передаваемой нагрузки.

При наличии погрешности угла поворота ведомого (n -го) звена редуктора ΔF_p действительное значение этого угла будет равно

$$\varphi_n = \varphi_{1p} + \Delta F_p,$$

где φ_1 — заданное значение угла поворота ведущего звена;

i_p — передаточное отношение редуктора.

Так как погрешность ΔF_p характеризует различные кинематических связей между звеньями реального и идеального редукторов, то ее называют кинематической погрешностью редуктора.

Величина кинематической погрешности редуктора

$$\Delta F_p = \varphi_n - \varphi_{1p}$$

показывает, насколько действительное значение угла поворота ведомого звена φ_n отличается от его теоретического значения φ_{1p} .

Следует иметь в виду, что угол φ_n и погрешность ΔF_p , а также ее значения при правом и левом вращениях (ΔF_{np} и $\Delta F_{лев}$) определяются при некотором значении момента M_n нагрузки, приложенной к ведомому звену. При изменении величины нагрузки будут изменяться упругие деформации звеньев цепи и, следовательно, значения ΔF_p .

Кинематическая погрешность редуктора ΔF_p является функциональной, и ее целесообразно представить в виде графика $\Delta F_p = f(\varphi_n)$, т. е. как функцию от действительного значения углов поворота φ_n ведомого звена редуктора.

В начале правого вращения ведущего звена ведомое звено остается неподвижным до тех пор, пока не будут выбраны зазоры между зубьями колес и в подшипниках и не произойдут упругие деформации в деталях редуктора.

Обозначим кинематическую погрешность в начале правого вращения (при $\varphi_n = 0$) через ΔF_{0np} . На графике $\Delta F_p = f(\varphi_n)$ (рис. 25, а) она представлена в виде отрезка на оси ординат. При дальнейшем правом вращении звеньев редуктора кинематическую погрешность можно представить в виде кривой $\Delta F_{np} = f_1(\varphi_n)$.

Если за один оборот ведомого звена все зубчатые колеса редуктора совершают целые числа оборотов и, следовательно, возвращаются в свои исходные положения, то ордината ΔF_{0np} , соответствующая углу поворота ведомого звена $\varphi_c = 2\pi$, будет равна ΔF_{0np} . В других случаях эта ордината может иметь любые значения. Следует заметить, что на практике периодичность функции погрешности $\Delta F_p = f(\varphi_n)$ соблюдается достаточно строго только при высоком качестве подшипников, отсутствии зазоров в них и при постоянной нагрузке.

В некотором положении ведомого звена, соответствующем повороту его от начального положения на угол φ_d , изменим направление вращения ведущего звена (с правого на левое). При этом соответственно изменим направление действия момента нагрузки, передаваемой в редукторе.

значений погрешности ΔF_p можно выполнить методами гармонического анализа. Аналитическое выражение зависимости $\Delta F_p = f(\varphi_n)$ определяется при исследовании опытной партии конструктивно одинаковых редукторов. В дальнейшем при серийном изготовлении редукторов их кинематическую точность можно оценивать по наибольшей кинематической погрешности ΔK_p .

В случаях, когда редуктор является составной частью следящей системы, его точность следует характеризовать не только величиной ΔK_p , но и максимальным мертвым ходом $\Delta \varphi_{p \max}$, от которого во многом зависит точность работы следящей системы. При этом имеется в виду, что мертвый ход $\Delta \varphi_{p \max}$ является одной из составляющих наибольшей кинематической погрешности ΔK_p .

Максимальным мертвым ходом $\Delta \varphi_{p \max}$ для партии конструктивно одинаковых редукторов принято называть наибольшее из значений мертвого хода в диапазоне работы этих редукторов (т. е. в диапазоне изменения углов φ_n от 0 до φ_d).

Расчет максимального мертвого хода приборных зубчатых редукторов рассмотрен в п. 15. Расчет же наибольшей кинематической погрешности в данном пособии не приводится. В случае необходимости следует пользоваться работами [39, 47].

13. Мертвые ходы, вызванные боковыми зазорами в передачах

Ранее указывалось, что одним из основных качественных показателей приборной зубчатой передачи является ее мертвый ход, т. е. величина рассогласования в движениях ведущего и ведомого колес при реверсе. Знание величины мертвого хода дает возможность оценить точность зубчатой передачи при ее проектировании, а также проконтролировать качество ее сборки.

Основной причиной появления мертвого хода зубчатой передачи является боковой зазор в этой передаче, вызванный производственными погрешностями ее изготовления и сборки. Другие причины возникновения мертвого хода зубчатой передачи рассмотрены в п. 14.

Боковой зазор в передаче представляет собой сложную функцию целого ряда погрешностей изготовления деталей зубчатой передачи (колес, валиков, корпуса, опор и др.) и монтажа их в передаче. Некоторые из этих погрешностей образуют постоянную составляющую бокового зазора, которую можно устранить в регулируемых зубчатых передачах (например, такие погрешности, как отклонение межосевого расстояния, допуск на размер по роликам и т. д.). Другие же погрешности (радиальные биения зубчатых венцов, колес шарикоподшипников, ступеней валика) образуют переменную составляющую бокового зазора и имеют место как в нерегулируемых, так и в регулируемых зубчатых передачах. При конструировании точных зубчатых передач для обеспечения минимальных значений этих погрешностей необходимо грамотно оформлять чертежи деталей, входящих в передачу, и грамотно решать задачу сопряжения колес в передаче, т. е. правильно выбирать конструкцию узла передачи, обеспечивающего сохранение параметров точности зубчатых колес при сборке.

Для оценки точности партии конструктивно одинаковых зубчатых передач при их проектировании возникает необходимость расчета максимального мертвого хода этих передач, т. е. наибольшего из значений мертвого хода в диапазоне их работы. В приборостроении применяется и ныне единственный метод расчета максимального мертвого хода зубчатых передач и редукторов. Этот метод расчета был предложен в 1937 г. проф. И. М. Маликовым [49] и в дальнейшем подвергся некоторым изменениям в связи с выходом новых стандартов на допуски зубчатых передач [20, 36, 69]. Предложены и другие методы расчета мертвых ходов [9, 19, 45, 68, 70, 80, 82]. Однако эти методы не соответствуют современным представлениям об источниках погрешностей зубчатых передач. Поэтому в данном пособии рекомендован новый метод расчета максимального мертвого хода зубчатых передач и редукторов, являющийся видоизмененным вероятностным методом, разработанным в приборостроительной промышленности [35]. Расчет максимального мертвого хода отдельной зубчатой передачи в общем случае целесообразно производить вероятностным методом по формуле проф. Н. А. Бородачева [4]

$$\Delta = \bar{\Delta} + \delta,$$

где $\bar{\Delta}$ — среднее значение мертвого хода передачи в *о. е.*;
 δ — предельное отклонение мертвого хода этой передачи от его среднего значения в *о. е.*

Расчет $\bar{\Delta}$ и δ можно производить по формулам:

$$\bar{\Delta} = \bar{\Delta}_c + \bar{\Delta}_{o1} + \bar{\Delta}_{o2} + \Delta_{y\Sigma} + \Delta_t; \delta = \sqrt{\delta_c^2 + \delta_{o1}^2 + \delta_{o2}^2},$$

где $\bar{\Delta}_c$ и δ_c — среднее значение и предельное отклонение от среднего значения мертвого хода, вызванного боковым зазором в передаче;

$\bar{\Delta}_{o1}$, $\bar{\Delta}_{o2}$, δ_{o1} и δ_{o2} — средние значения и предельные отклонения от средних значений мертвых ходов, вызванных люфтами в опорах вращения ведущего и ведомого валиков;

$\Delta_{y\Sigma}$ — суммарный мертвый ход, вызванный упругими деформациями деталей передачи;

Δ_t — мертвый ход, вызванный изменением температуры.

Расчет $\bar{\Delta}_o$, δ_o , $\Delta_{y\Sigma}$ и Δ_t рассмотрен в п. 14.

Составляющие $\bar{\Delta}_c$ и δ_c мертвого хода, вызванного боковым зазором в передаче, можно определить по формулам:

$$\bar{\Delta}_c = \frac{A}{1000d_d} \cdot \frac{\bar{C}_n}{\pi \cos \alpha_d}; \delta_c = \frac{A}{1000d_d} \cdot \frac{\delta C_n}{\pi \cos \alpha_d}, \quad (34)$$

где A и d_d — цена оборота в *о. е.* и диаметр делительной окружности в *мм* одного из колес передачи;

α_d — угол профиля исходного контура;

\bar{C}_n — среднее значение бокового зазора в передаче в *мкм*;

δC_n — предельное отклонение бокового зазора от его среднего значения в *мкм*.

Для расчета боковых зазоров \bar{C}_n и δC_n можно применить следующие общие выражения [4]:

$$\bar{C}_n = \sum_{i=1}^n A_c \kappa_{ci} \delta x_i; \delta C_n^2 = \sum_{i=1}^n A_c^2 K_{xi}^2 \delta x_i^2. \quad (35)$$

Здесь $A_c = 2 \sin \alpha_d$ — неслучайная часть передаточного коэффициента;

δx_i — половина поля допуска;

K_{xi} — коэффициент относительного рассеяния;

κ_{ci} — случайная часть передаточного коэффициента, определяемая по формуле

$$\kappa_{ci} = \frac{\Delta_0 x_i}{\delta x_i} + \alpha_i,$$

где α_i — коэффициент относительной асимметрии первичной ошибки;

$\Delta_0 x_i$ — координата середины поля допуска.

При симметричном расположении полей допусков относительно номинальных размеров коэффициенты α_i и κ_{ci} равны нулю, поэтому в выражение для \bar{C}_n войдут только погрешности с несимметричным расположением поля допуска. Значения коэффициентов относительного рассеяния K_{xi} , приведенные в технической литературе [4, 9, 12, 45, 68], весьма разноречивы. Наиболее обоснованными можно считать значения, рекомендованные в [68].

Рассмотрим расчет мертвых ходов, вызванных боковыми зазорами в передачах, отдельно для разных типов передач.

Расчет $\bar{\Delta}_c$ и δ_c для регулируемых зубчатых передач. Боковой зазор в регулируемых зубчатых передачах вызывается радиальными биениями отдельных элементов передач (зубчатых венцов колес, внутренних колец шарикоподшипников, посадочных ступеней валиков под зубчатые колеса относительно ступеней валиков под шарикоподшипники), а также зазорами в посадках колес на валики. Исходя из этого

и пользуясь выражениями (34) и (35), получим следующие формулы для расчета мертвых ходов в регулируемых цилиндрических и конических зубчатых передачах (в о. е.), вызванных боковыми зазорами:

$$\bar{\Delta}_c = \frac{\kappa_n A}{1000 d_\partial} \cdot \frac{2 \operatorname{tg} \alpha_\partial}{\pi} (0,18 E_{1\Sigma} + 0,18 E_{2\Sigma}) = 0,417 \cdot 10^{-4} \frac{\kappa_n A}{d_\partial} (E_{1\Sigma} + E_{2\Sigma}); \quad (36)$$

$$\delta_c = \frac{\kappa_n A}{1000 d_\partial} \cdot \frac{2 \operatorname{tg} \alpha_\partial}{\pi} \sqrt{K_\varepsilon^2 (0,25)^2 (E_{1\Sigma}^2 + E_{2\Sigma}^2)} = 10^{-4} \frac{\kappa_n A}{d_\partial} \sqrt{E_{1\Sigma}^2 + E_{2\Sigma}^2}, \quad (37)$$

где κ_n — коэффициент, учитывающий возможность уменьшения мертвого хода в передаче за счет прикатки зубчатых колес при сборке; величину κ_n можно выбирать в пределах 0,8—1 в зависимости от степени прикатки;

$K_\varepsilon = 1,73$ — коэффициент относительного рассеяния эксцентриситетов;

$E_{1\Sigma}$ и $E_{2\Sigma}$ — суммарные значения радиальных биений ведущего и ведомого колес в передаче, определяемые по формулам:

а) для цилиндрических зубчатых передач

$$E_{1\Sigma} = \sqrt{E_{01}^2 + E_{\partial 1}^2 + E_{ш.с}^2 \frac{a_1^2 + b_1^2}{l_1^2} + \rho_1^2}; \quad (38)$$

$$E_{2\Sigma} = \sqrt{E_{02}^2 + E_{\partial 2}^2 + E_{ш.с}^2 \frac{a_2^2 + b_2^2}{l_2^2} + \rho_2^2}; \quad (39)$$

б) для конических зубчатых передач

$$E_{1\Sigma} = \sqrt{E_{01}^2 + E_{\partial 1}^2 \cos^2 \varphi_{\partial 1} + E_{ш.с}^2 \frac{a_1^2 + b_1^2}{l_1^2} \cos^2 \varphi_{\partial 1} + E_{ш.о}^2 \sin^2 \varphi_{\partial 1} + \rho_1^2 \cos^2 \varphi_{\partial 1}}; \quad (40)$$

$$E_{2\Sigma} = \sqrt{E_{02}^2 + E_{\partial 2}^2 \cos^2 \varphi_{\partial 2} + E_{ш.с}^2 \frac{a_2^2 + b_2^2}{l_2^2} \cos^2 \varphi_{\partial 2} + E_{ш.о}^2 \sin^2 \varphi_{\partial 2} + \rho_2^2 \cos^2 \varphi_{\partial 2}}. \quad (41)$$

Здесь E_{01} и E_{02} — допуски на радиальные биения зубчатых венцов колес в $мкм$, определяемые по табл. 33;

$E_{\partial 1}$ и $E_{\partial 2}$ — допуски на радиальные биения посадочных ступеней валиков под зубчатые колеса относительно цапф валиков в $мкм$; для гладких валиков $E_{\partial 1} = E_{\partial 2} = 0$, для ступенчатых валиков $E_{\partial 1}$ и $E_{\partial 2}$ выбираются из табл. 34;

$E_{ш.с}$ — допуск на радиальное биение внутренних колец шарикоподшипников в $мкм$, определяемый по табл. 35;

$E_{ш.о}$ — допуск на осевое биение внутренних колец шарикоподшипников в $мкм$;

ρ_1 и ρ_2 — вероятные зазоры в посадках ведущего и ведомого колес на валики в $мкм$, определяемые по табл. 36;

a и b — расстояния между средними плоскостями опор и зубчатых колес (рис. 26, а, б);

l — расстояние между средними плоскостями опор (индексы 1 и 2 относятся к ведущему и ведомому валикам или колесам).

Т а б л и ц а 33. Допуски E_o на радиальные биения зубчатых венцов цилиндрических и конических колес в МКМ

Степень точности	Модуль в мм	Диаметр делительной окружности колеса в мм						
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200
5	До 0,5	7	8	9	10	11	13	16
	Св. 0,5 до 1	9	9	10	11	13	16	19
6	До 0,5	11	12	14	16	18	21	26
	Св. 0,5 до 1	14	15	16	18	21	25	30
7	До 0,5	18	20	22	25	28	34	42
	Св. 0,5 до 1	22	24	26	28	34	40	46
8	До 0,5	28	32	36	40	45	55	65
	Св. 0,5 до 1	36	38	42	45	55	65	75

Т а б л и ц а 34. Допуски E_v на радиальные биения посадочных ступеней валиков под зубчатые колеса относительно цапф валиков в МКМ

Номинальные диаметры валиков d в мм	Степени точности радиальных биений валиков по ГОСТу 10356—63						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
До 6	—	—	3	5	8	12	20
Св. 6 до 18	1,6	2,5	4	6	10	16	25

Т а б л и ц а 35. Допуски на радиальные биения внутренних $E_{ш.в}$ и наружных $E_{ш.н}$ колец шарикоподшипников в МКМ

Обозначения допусков	Номинальные наружные диаметры шарикоподшипников в мм	Классы точности шарикоподшипников по ГОСТу 520—55				
		Н	П	В	А	С
$E_{ш.в}$	—	13	10	10	5	3
$E_{ш.н}$	До 30	15	12	7	5	3
	Св. 30 до 50	20	16	10	7	4

Т а б л и ц а 36. Вероятные зазоры ρ в посадках зубчатых колес на валики в *мкм*

Посадка	Номинальный диаметр в мм						
	от 1 до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 10	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80
$\frac{H_1}{C_1}$	4	4	5	6	8	9	11
$\frac{H}{C}$	7	9	11	13	15	18	20

Расчет величин $\bar{\Delta}_c$ и δ_c для конических дифференциалов с регулируемым межосевым расстоянием производится по формулам

$$\bar{\Delta}_c = 0,417 \cdot 10^{-4} \frac{\kappa_n A}{d_\partial} (E_{1\Sigma} + 2E_{2\Sigma});$$

$$\delta_c = 10^{-4} \frac{\kappa_n A}{d_\partial} \sqrt{E_{1\Sigma}^2 + 2E_{2\Sigma}^2},$$

где A — цена оборота солнечного колеса в *о. е.*;
 d_∂ — диаметр делительной окружности солнечного колеса в *мм*;
 $E_{1\Sigma}$ и $E_{2\Sigma}$ — суммарные значения радиальных биений сателлитного и солнечного колес в дифференциале, определяемые по формулам (40) и (41).

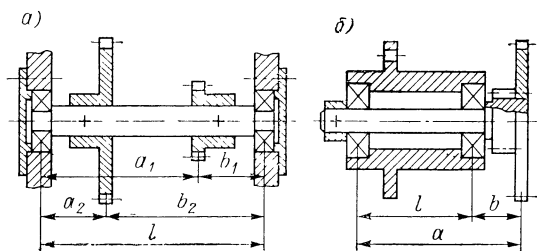


Рис. 26. Расположение зубчатых колес: a — между опорами; b — консольное

Расчет $\bar{\Delta}_c$ и δ_c для нерегулируемых зубчатых передач. Боковой зазор в нерегулируемой цилиндрической зубчатой передаче вызывается не только радиальными биениями деталей передачи, но и другими погрешностями: отклонением межцентрового расстояния передачи и смещениями исходного контура колес (вместо них рекомендуется брать уменьшенные в два раза допуски на размеры по роликам).

Расчет величин $\bar{\Delta}_c$ и δ_c для нерегулируемых цилиндрических передач производится по формулам

$$\bar{\Delta}_c = 10^{-3} \frac{A}{d_\partial} [\kappa_1 + \kappa_2 + \kappa_A + 0,0417 (E_{1\Sigma} + E_{2\Sigma})];$$

$$\delta_c = 10^{-3} \frac{A}{d_\partial} \sqrt{\kappa_1' + \kappa_2' + \kappa_A' + 0,01 (E_{1\Sigma}^2 + E_{2\Sigma}^2)};$$

$$\kappa_1 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{\partial}}{\pi} (\Delta_M M_1 + 0,5 \delta M_1) = 0,116 (\Delta_M M_1 + 0,5 \delta M_1);$$

$$\kappa_2 = 0,116 (\Delta_M M_2 + 0,5 \delta M_2);$$

$$\kappa'_1 = \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha_{\partial}}{\pi^2} K_M^2 0,25 \delta M_1^2 = 0,00483 \delta M_1^2;$$

$$\kappa'_2 = 0,00483 \delta M_2^2;$$

$$\kappa_A = \frac{2 \operatorname{tg} \alpha_{\partial}}{\pi} \Delta_0 A = 0,232 \Delta_0 A;$$

$$\Delta_0 A = \frac{\Delta_H A + \Delta_{\theta} A}{2};$$

$$\kappa'_A = \frac{4 \operatorname{tg}^2 \alpha_{\partial}}{\pi^2} (\delta A^2 + 0,42 E_{ш.н}^2) \frac{a^2 + b^2}{l^2} = 0,0537 (\delta A^2 + 0,42 E_{ш.н}^2) \frac{a^2 + b^2}{l^2};$$

$$\delta A = \frac{\Delta_{\theta} A - \Delta_H A}{2},$$

где $E_{1\Sigma}$ и $E_{2\Sigma}$ — суммарные значения радиальных биений зубчатых колес в передаче в *мкм*, определяемые по формулам (38) и (39);
 $\Delta_M M_1$ и $\Delta_M M_2$ — наименьшие отклонения размеров по роликам в *мкм*;
 δM_1 и δM_2 — допуски на размеры по роликам в *мкм*;
 $K_M = 1,2$ — коэффициент относительного рассеяния;
 $\Delta_0 A$ — координата середины поля допуска на межцентровое расстояние передачи (корпуса) в *мкм*;
 δA — половина поля допуска на межцентровое расстояние передачи в *мкм*;
 $\Delta_H A$ и $\Delta_{\theta} A$ — нижнее и верхнее отклонения межцентрового расстояния передачи в *мкм*;
 $E_{ш.н}$ — допуск на радиальное биение наружных колес шарикоподшипников в *мкм*, определяемый по табл. 35.

Значения коэффициентов κ_1 , κ_2 , κ'_1 и κ'_2 , рассчитанные по величинам $\Delta_M M$ и δM для мелко модульных цилиндрических колес, приведены в табл. 37.

Т а б л и ц а 37. Значения коэффициентов κ и κ' для нерегулируемых цилиндрических зубчатых передач

Степень точности	Вид сопряжения	Модуль в мм	Коэффициент	Диаметр делительной окружности колеса в мм						
				до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200
5	С	До 1	κ	1,97	2,38	2,67	3,17	3,60	4,18	4,87
			κ'	0,947	1,09	1,24	1,56	1,93	2,78	3,79
	Д		κ	2,78	3,54	4,12	4,99	5,86	6,84	8,35
			κ'	1,24	1,40	1,74	2,34	3,02	3,79	5,58
	Х		κ	4,29	5,34	6,15	7,19	8,58	9,98	11,5
			κ'	1,56	1,93	2,34	2,78	3,79	4,95	6,97
	Ш		κ	5,80	7,60	9,51	11,4	13,3	15,3	18,6
			κ'	1,93	2,13	2,78	3,26	4,35	5,58	7,73

Степень точности	Вид сопряжения	Модуль в мм	Коэффициент	Диаметр делительной окружности колеса в мм						
				до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200
6	С	До 1	κ	2,32	2,73	3,19	3,77	4,41	5,10	6,15
			κ'	1,24	1,40	1,74	2,13	2,78	3,79	5,58
	Д		κ	3,42	4,00	4,87	5,80	6,84	8,00	9,58
			κ'	1,74	2,13	2,78	3,79	5,58	6,97	9,78
	Х		κ	4,64	5,92	6,96	8,35	9,86	10,1	13,3
			κ'	2,78	3,26	4,35	5,58	7,73	9,78	12,1
	Ш		κ	6,96	8,58	10,2	12,2	14,4	17,1	21,2
			κ'	4,35	4,95	6,26	7,73	11,1	14,6	20,4
7	С	До 0,5	κ	2,90	3,48	4,06	4,64	5,45	6,50	7,54
			κ'	1,56	1,93	2,34	2,78	4,35	6,26	7,73
		Св. 0,5 до 1	κ	3,02	3,60	4,41	5,10	5,68	6,61	7,83
			κ'	1,93	2,34	3,79	4,95	5,58	6,97	9,78
	Д	До 0,5	κ	3,94	4,87	6,03	6,84	8,12	9,40	10,9
			κ'	2,78	3,79	4,95	5,58	7,73	8,52	11,1
		Св. 0,5 до 1	κ	4,06	4,99	6,15	6,96	8,24	9,57	11,1
			κ'	3,26	4,35	5,58	6,26	8,52	9,78	13,1
	Х	До 0,5	κ	5,45	6,84	8,24	9,28	11,6	13,3	15,4
			κ'	4,35	5,58	6,97	7,73	12,1	17,4	20,4
		Св. 0,5 до 1	κ	5,57	7,08	8,64	9,86	12,1	13,6	15,7
			κ'	4,95	6,97	9,78	12,1	16,2	20,4	23,7

Степень точности	Вид сопряжения	Модуль в мм	Коэффициент	Диаметр делительной окружности колеса в мм						
				до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200
7	Ш	До 0,5	κ	7,77	9,40	11,5	13,5	16,2	19,1	23,2
			κ'	6,97	8,52	11,1	13,1	17,4	23,7	30,9
		Св. 0,5 до 1	κ	7,89	9,57	11,7	13,9	16,8	19,7	23,8
			κ'	7,73	9,78	13,1	17,4	23,7	30,9	39,1
8	С	До 0,5	κ	4,70	5,34	6,38	7,42	8,64	10,1	12,2
			κ'	3,02	3,79	5,58	6,97	9,78	14,6	23,7
		Св. 0,5 до 1	κ	4,87	5,57	6,73	7,83	8,93	10,7	12,5
			κ'	3,79	4,95	7,73	9,78	12,1	20,4	27,2
	Д	До 0,5	κ	6,38	7,42	8,41	9,86	11,5	14,2	16,5
			κ'	5,58	6,97	9,78	12,1	16,2	27,2	34,9
		Св. 0,5 до 1	κ	6,50	7,54	8,70	10,3	11,9	14,5	16,8
			κ'	6,26	7,73	12,1	16,2	20,4	30,9	39,1
	Х	До 0,5	κ	7,77	9,34	11,1	12,6	14,8	17,4	21,5
			κ'	6,97	9,78	13,1	16,2	20,4	30,9	58,4
		Св. 0,5 до 1	κ	8,00	9,63	11,9	13,3	15,7	18,3	22,0
			κ'	8,52	12,1	20,4	23,7	30,9	43,6	69,5
	Ш	До 0,5	κ	10,4	12,5	14,8	17,1	20,3	23,8	29,0
			κ'	12,1	14,6	20,4	27,2	39,1	58,4	94,7
		Св. 0,5 до 1	κ	10,7	12,8	15,9	18,3	21,2	24,9	30,2
			κ'	14,6	17,4	34,9	43,6	53,2	81,6	124

При симметричном расположении поля допуска ΔA будем иметь $\Delta_0 A = 0$; $\kappa_A = 0$; $\delta A = \Delta_\theta A$.

Расчет величин $\bar{\Delta}_c$ и δ_c для червячных передач с нерегулируемым межосевым расстоянием производится по формулам:

$$\begin{aligned}\Delta_c &= 10^{-3} \frac{A}{d_\partial} \frac{2 \operatorname{tg} \alpha_\partial}{\pi} [0,5 (\Delta_M M + 0,5 \delta M) + \Delta_0 A + 0,18 (E_{1\Sigma} + E_{2\Sigma})] = \\ &= 10^{-3} \frac{A}{d_\partial} [0,116 (\Delta_M M + 0,5 \delta M + \Delta_H A + \Delta_\theta A) + 0,0417 (E_{1\Sigma} + E_{2\Sigma})]; \\ \delta_c &= 10^{-3} \frac{A}{d_\partial} \cdot \frac{2 \operatorname{tg} \alpha_\partial}{\pi} \sqrt{\kappa_M^2 (0,25)^2 \delta M^2 + \Delta A_0^2 + \delta A^2 + \kappa_e^2 (0,25)^2 (E_{1\Sigma}^2 + E_{2\Sigma}^2)} = \\ &= 10^{-4} \frac{A}{d_\partial} \sqrt{0,483 \delta M^2 + 5,37 (\Delta A_0^2 + \delta A^2) + E_{1\Sigma}^2 + E_{2\Sigma}^2}; \\ E_{1\Sigma} &= \sqrt{E_\theta^2 + E_{\theta 1}^2 + E_{ш. \theta}^2 \frac{a_1^2 + b_1^2}{l_1^2} + \rho_1^2}; \\ E_{2\Sigma} &= \sqrt{E^2 + E_{\theta 2}^2 + E_{ш. \theta}^2 \frac{a_2^2 + b_2^2}{l_2^2} + \rho_2^2}; \\ \Delta_0 A &= \frac{\Delta_H A + \Delta_\theta A}{2}; \\ \delta A &= \frac{\Delta_\theta A - \Delta_H A}{2},\end{aligned}$$

где A и d_∂ — цена оборота в о. е. и диаметр делительной окружности в мм червячного колеса;

$\Delta_M M$ — наименьшее отклонение размера по роликам (в тело червяка), определяемое по табл. 38 (в мкм);

δM — допуск на размер по роликам для червяка, определяемый по табл. 39 (в мкм);

$\Delta_0 A$ — координата середины поля допуска на межосевое расстояние червячной передачи в мкм;

δA — половина поля допуска на межосевое расстояние передачи в мкм;

$\Delta_H A$ и $\Delta_\theta A$ — нижнее и верхнее отклонения межосевого расстояния в передаче в мкм;

ΔA_0 — отклонение межосевого расстояния в обработке, определяемое по табл. 40 (в мкм);

$E_{1\Sigma}$ и $E_{2\Sigma}$ — суммарные значения радиальных биений витков червяка и червячного колеса в передаче в мкм;

E_θ — допуск на радиальное биение витков червяка, определяемый по табл. 41 (в мкм);

E — допуск на радиальное биение зубчатого венца червячного колеса, определяемый по табл. 42 (в мкм);

$E_{\theta 1}$ и $E_{\theta 2}$ — допуски на радиальные биения посадочных ступеней валиков под червяк и червячное колесо относительно ступеней валиков под шарикоподшипники в мкм; для гладких валиков $E_{\theta 1} = E_{\theta 2} = 0$, для ступенчатых валиков $E_{\theta 1}$ и $E_{\theta 2}$ выбираются из табл. 34;

$E_{ш. \theta}$ — допуск на радиальное биение внутренних колец шарикоподшипников, определяемый по табл. 35 (в мкм);

ρ_1 и ρ_2 — вероятные зазоры в посадках червяка и червячного колеса на валики, определяемые по табл. 36 (в мкм);

a и b — расстояния между средними плоскостями опор и червяка либо червячного колеса в мм;

l — расстояние между средними плоскостями опор в мм.

Т а б л и ц а 38 Наименьшее отклонение $\Delta_M M$ размера по роликам для червяков в МКМ при m_s до 1 мм

Степень точности	Вид сопряжения	Межосевое расстояние в мм							
		до 10	св. 10 до 16	св. 16 до 25	св. 25 до 40	св. 40 до 60	св. 60 до 100	св. 100 до 160	св. 160
5	С	16	19	22	25	28	30	34	38
	Д	30	32	36	40	45	52	60	70
	Х	38	45	52	60	70	80	90	110
	Ш	65	75	85	100	115	140	160	190
6	С	25	28	30	32	38	42	50	55
	Д	38	42	50	55	60	70	80	95
	Х	50	55	65	75	85	100	115	130
	Ш	75	85	100	120	140	160	170	200
7	С	38	42	50	55	60	70	80	90
	Д	52	60	65	75	85	95	115	130
	Х	65	70	80	90	110	120	140	160
	Ш	85	100	120	140	160	180	200	220
8	С	65	70	75	85	95	110	120	130
	Д	80	85	100	110	120	130	150	180
	Х	85	95	110	130	140	160	190	220
	Ш	115	130	150	170	190	220	250	280

Т а б л и ц а 39. Допуск δM на размер по роликам для червяков в МКМ

Степень точности	Вид сопряжения	Диаметр червяка в мм			Степень точности	Вид сопряжения	Диаметр червяка в мм		
		до 12	св. 12 до 25	св. 25 до 50			до 12	св. 12 до 25	св. 25 до 50
5	С	20 30 38 60			7	С	24	25	32
	Д					Д	34	36	42
	Х					Х	45	45	52
	Ш					Ш	65	65	75
6	С	20	21	22	8	С	30	35	40
	Д	28	30	35		Д	40	45	55
	Х	40	42	45		Х	50	55	70
	Ш	63	60	65		Ш	70	80	85

Т а б л и ц а 40. Отклонение ΔA_0 межосевого расстояния червячной передачи в обработке в мкм при m_s до 1 мм

Степень точности	Диаметр червячного колеса в мм						
	до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200
5	5	6	8	9	11	12	14
6	8	10	12	14	17	19	22
7	12	16	19	22	26	30	36
8	20	25	30	36	42	48	52

Т а б л и ц а 41. Допуск E_g на радиальное биение витков червяка в мкм при m_s до 1 мм

Степень точности	Диаметр червяка в мм				Степень точности	Диаметр червяка в мм			
	до 6	св. 6 до 12	св. 12 до 25	св. 25 до 50		до 6	св. 6 до 12	св. 12 до 25	св. 25 до 50
5	5	5	6	7	7	11	12	14	17
6	7	8	9	11	8	18	20	22	26

Т а б л и ц а 42. Допуск E на радиальное биение зубчатого венца червячного колеса в мкм

Степень точности	Модуль m_s в мм	Диаметр колеса в мм							
		до 12	св. 12 до 20	св. 20 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 200	
5	До 0,5	7	8	9	10	11	13	16	
	Св. 0,5 до 1	9	9	10	11	13	16	19	
6	До 0,5	11	12	14	16	18	21	26	
	Св. 0,5 до 1	14	15	16	18	21	25	30	
7	До 0,5	18	20	22	25	28	34	42	
	Св. 0,5 до 1	22	24	26	28	34	40	46	
8	До 0,5	28	32	36	40	45	55	66	
	Св. 0,5 до 1	36	38	42	45	55	65	75	

Расчет максимального мертвого хода муфты. Расчет максимального мертвого хода поводковой муфты (однопальцевой), вызванного зазором в сопряжении палец—паз, производится по формулам:

$$\Delta = \bar{\Delta} + \delta; \quad (42)$$

$$\bar{\Delta} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{4\pi R} A; \quad \delta = \frac{\sqrt{\gamma_1^2 + \gamma_2^2}}{4\pi R} A, \quad (43)$$

где $\bar{\Delta}$ — среднее значение мертвого хода муфты, вызванного зазором в сопряжении палец—паз, в о. е.;

δ — предельное отклонение мертвого хода муфты от его среднего значения в о. е.;

A — цена оборота муфты в о. е.;

R — расстояние от оси вращения муфты до оси пальца поводка в мм (рис. 15, а);

γ_1 — верхнее отклонение ширины паза поводка в мм;

γ_2 — абсолютное значение нижнего отклонения диаметра пальца поводка в мм.

Формулы (42) и (43) можно переписать в виде

$$\Delta = \frac{(\gamma_1 + \gamma_2 + \sqrt{\gamma_1^2 + \gamma_2^2})}{4\pi} \cdot \frac{A}{R} = \kappa_m \frac{A}{R}.$$

Значения коэффициента κ_m при сопряжении пальца с пазом по скользящей посадке выбираются из табл. 43.

Расчет максимального мертвого хода крестовой (дисковой) муфты производится по формуле

$$\Delta = \bar{\Delta} + \delta = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\pi D_m} A + \frac{\sqrt{\gamma_1^2 + \gamma_2^2}}{1,41\pi D_m} A = \kappa'_m \frac{A}{D_m},$$

где D_m — наружный диаметр крестовидной муфты в мм (рис. 15, б);

γ_1 — верхнее отклонение ширины паза диска в мм;

γ_2 — абсолютное значение нижнего отклонения толщины выступа (зуба) крестовины в мм;

κ'_m — коэффициент, зависящий от точности изготовления пазов дисков и выступов крестовины; при ширине паза 4—6 мм коэффициент κ'_m равен 0,01 мм для 2-го класса точности и 0,024 мм — для 3-го класса точности.

Расчет максимального мертвого хода универсального шарнира производится по формуле

$$\Delta = \bar{\Delta} + \delta = \frac{\gamma_1 + \gamma_2 + \gamma_3 + \gamma_4}{\pi D_1} A + \frac{\sqrt{\gamma_1^2 + \gamma_2^2 + \gamma_3^2 + \gamma_4^2}}{1,41\pi D_1} A = \kappa_{y.ш} A,$$

где D_1 — наружный диаметр карданной вилки в мм;

A — цена оборота универсального шарнира в о. е.;

γ_1 — верхнее отклонение ширины паза карданной вилки в мм;

γ_2 — абсолютное значение нижнего отклонения толщины полукольца в мм;

γ_3 — верхнее отклонение диаметра отверстий под штифт в полукольце в мм;

γ_4 — абсолютное значение нижнего отклонения диаметра штифта в мм;

$\kappa_{y.ш}$ — коэффициент, значения которого для нормализованных универсальных шарниров выбираются из табл. 20.

Таблица 43. Значения κ_m для однопальцевой поводковой муфты в мм

Диаметр пальца в мм	Класс точности	
	2	3
3	0,0022	0,0054
4; 5	0,0029	0,0068

14. Мертвые ходы, вызванные люфтами в опорах вращения и упругими деформациями деталей

Мертвый ход в приборных зубчатых передачах и редукторах возникает не только из-за наличия боковых зазоров между зубьями колес, но также вследствие люфтов в опорах вращения, упругих деформаций деталей (валиков, штифтовых соединений и др.) и температурных изменений [14].

Расчеты мертвых ходов, вызванных люфтами в опорах вращения и упругими деформациями деталей (скручиванием и изгибом валиков, деформациями штифтовых соединений и пр.), могут быть выполнены для всех передач только при наличии сборочного чертежа или компоновочного эскиза, т. е. после разработки конструкции редуктора.

Упругие деформации деталей приборных редукторов возникают при передаче значительных крутящих моментов. При правильном выборе размеров деталей они оказывают сравнительно небольшое влияние на суммарный мертвый ход редуктора.

Упругие деформации в точных механизмах подробно рассмотрены проф. С. Т. Цукерманом [75]. Им дана оценка влияния деформаций различных деталей на суммарную деформацию. Наибольшее влияние оказывают деформации валиков и штифтовых соединений.

Мертвый ход, вызванный люфтами в опорах вращения. Радиальные люфты в опорах вращения вызывают смещение цапф валиков в подшипниках. Это смещение зависит от направления действия сил в зубчатых передачах, т. е. от взаимного расположения валиков в редукторе.

Расчет мертвого хода, вызванного люфтами в опорах вращения j -го валика, производится по формулам:

$$\bar{\Delta}_{0j} = \frac{\Delta_0 q_r A_j (a + b)}{\pi d_{\partial j} l}; \quad \delta_{0j} = \frac{\delta q_r A_j \sqrt{a^2 + b^2}}{\pi d_{\partial j} l}, \quad (44)$$

где $\bar{\Delta}_{0j}$ и δ_{0j} — среднее значение и предельное отклонение от среднего значения мертвого хода, вызванного люфтами в опорах вращения j -го валика, в *о. е.*;

A_j и $d_{\partial j}$ — цена оборота в *о. е.* и диаметр делительной окружности в *мм* зубчатого колеса;

a , b и l — геометрические параметры, характеризующие взаимное расположение опор и колес (рис. 26);

$\Delta_0 q_r$ и δq_r — координата середины поля допуска и половина поля допуска радиального люфта в опоре в *мм*, определяемые по формулам:

$$\Delta_0 q_r = \frac{q_{r\partial} + q_{rн}}{2}; \quad \delta q_r = \frac{q_{r\partial} - q_{rн}}{2}.$$

Здесь $q_{r\partial}$ и $q_{rн}$ — верхнее и нижнее отклонения радиального люфта в опоре.

Для стандартных шарикоподшипников радиальный люфт в опоре может достигать значений 0,01—0,02 *мм* [6].

Влияние люфтов в опорах вращения на взаимное положение совместно работающих валиков (и на мертвый ход зубчатых передач) можно значительно уменьшить путем выбора оптимального расположения валиков друг относительно друга [51].

Углы γ_1 , γ_2 , γ_3 , определяющие положение валиков 1, 2, 3, 4 (рис. 27, а), можно рассчитать по формуле

$$\cos[\gamma_j - \gamma_{j-1} \pm (-1)^j 2\alpha_{\partial}] = -\frac{i_j d_{\partial} (j+1)}{\eta_j d_{\partial j}}, \quad (45)$$

где $d_{\partial j}$ и $d_{\partial} (j+1)$ — диаметры делительных окружностей ведомых колес, установленных на валиках j и $j+1$;

i_j и η_j — передаточное отношение и к. п. д. зубчатой передачи от валика j к валику $j+1$;

$j = 2, 3, 4$ — номера валиков (рис. 27, а).

Знак плюс в формуле (45) выбирается при вращении двигателя влево, а знак минус — при вращении двигателя вправо.

Так как $\cos(180^\circ \pm \beta) = -\cos \beta$, то при выборе углов γ_j и γ_{j-1} следует определить все четыре значения этих углов (кроме угла γ_1 , который при расчете можно положить равным нулю) и затем при компоновке конструкции редуктора нанести зоны расположения углов γ , при которых радиальные люфты в опорах будут минимальными.

Пример. Определить оптимальное расположение валиков трехступенчатого редуктора, составленного из цилиндрических прямозубых передач с передаточными отношениями $i_1 = \frac{1}{2}$; $i_2 = \frac{1}{3}$; $i_3 = \frac{1}{5}$. Число зубьев малых колес равно 20,

модуль всех колес равен 0,5 мм, к. п. д. всех передач примем равными 0,94.

По формуле (45) вычисляем косинусы соответствующих углов

$$\begin{aligned} \cos(\gamma_2 - \gamma_1 \pm 2\alpha_d) &= -\frac{i_2 d_3}{\eta_2 d_2} = \\ &= -\frac{30}{3 \cdot 0,94 \cdot 20} = -0,5319; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \cos(\gamma_3 - \gamma_2 \mp 2\alpha_d) &= -\frac{i_3 d_4}{\eta_3 d_3} = \\ &= -\frac{50}{5 \cdot 0,94 \cdot 30} = -0,3546. \end{aligned}$$

Затем определяем угол расположения валика 3 при вращении двигателя влево $\gamma_2 - \gamma_1 = 198^\circ (82^\circ)$ и вправо $\gamma_2 - \gamma_1 = 162^\circ (278^\circ)$. При $\gamma_1 = 0$ получим $\gamma_2 = 162 \div 198^\circ$ или $\gamma_{2cp} = 180^\circ$. Далее определяем угол расположения валика 4 при вращении двигателя влево $\gamma_3 - \gamma_2 = 151^\circ (289^\circ)$ и вправо $\gamma_3 - \gamma_2 = 71^\circ (209^\circ)$. При $\gamma_2 = 180^\circ$ будем иметь $\gamma_3 = 251 \div 331^\circ$ или $\gamma_3 = 29 \div 109^\circ$, т. е. $\gamma_{3cp} = \pm 69^\circ$.

Схематическое изображение редуктора в соответствии с полученными значениями углов γ_2 и γ_3 показано на рис. 27, б. Расположение валиков этого редуктора не всегда удобно при конструировании, поэтому часто приходится отступать от оптимального расположения валиков из конструктивных соображений.

Мертвый ход, вызванный упругими деформациями валиков. Валики в приборах под действием передаваемых нагрузок испытывают деформации кручения и изгиба.

Расчет мертвого хода, вызванного скручиванием j -го валика, производится по формуле

$$\begin{aligned} \Delta_{\kappa j} &= \frac{A_j}{2\pi} 2\theta = \frac{A_j}{\pi} \cdot \frac{M_{\kappa} l}{GJ_p} = A_j M_{\kappa} 10^{-4} \sum_{s=1}^q \frac{32 \cdot 1,02 \cdot 10^6 l_s}{\pi^2 G d_s^4} = \\ &= A_j M_{\kappa} 10^{-4} \sum_{s=1}^q \kappa_s l_s, \end{aligned} \quad (46)$$

где 2θ — суммарный угол закручивания валика в противоположных направлениях при реверсе;

A_j — цена оборота j -го валика в о. е.;

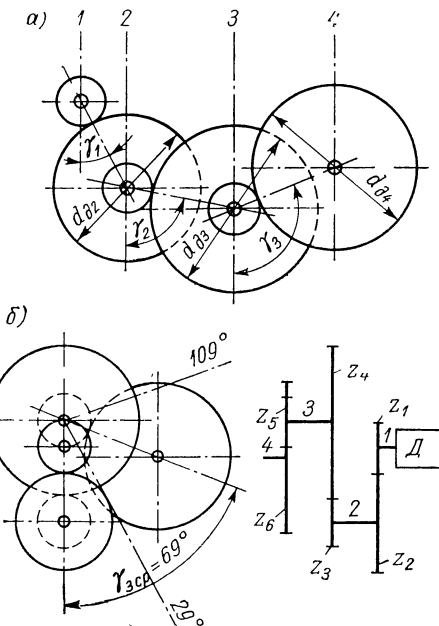


Рис. 27. К определению оптимального расположения валиков друг относительно друга

M_K — крутящий момент в $\text{н} \cdot \text{м}$;
 l_s — длина s -й ступени валика в мм (рис. 28);
 d_s — диаметр s -й ступени валика в мм ;
 s — номер ступени валика;
 q — число ступеней валика;
 G — модуль сдвига материала валика в кг/мм^2 (для стали $G = 8000 \text{ кг/мм}^2$);
 $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$ — полярный момент инерции сечения валика.

Значения коэффициентов κ_s , рассчитанные для стальных валиков, приведены в табл. 44.

Расчет мертвого хода, вызванного упругим прогибом j -го валика, несущего на себе зубчатые колеса, производится по формуле

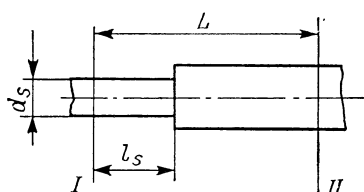


Рис. 28 К расчету упругой деформации от скручивания ступенчатого валика:

L — длина скручиваемой части валика, I, II — плоскости приложения M_K

$$\Delta_{ij} = \frac{2A_j}{\pi d_{\partial j}} (f + f_r \operatorname{tg} \alpha_{\partial}) = \frac{2A_j}{\pi d_{\partial j}} \cdot \frac{f}{\cos^2 \alpha_{\partial}} = \frac{0,723 A_j f}{d_{\partial j}},$$

где f и f_r — величины прогибов валика в средней плоскости передачи соответственно в тангенциальном и радиальном направлениях в мм .

Прогиб валика f в тангенциальном направлении вызывается действием окружного усилия P . Определение величины прогиба производится обычными методами сопротивления материалов. Для простых расчетных случаев следует пользоваться готовыми формулами. Например, при расположении зубчатого колеса между опорами (рис. 26, а) прогиб f_1 упругой линии валика в средней плоскости этого колеса определяется по формуле

$$f_1 = \frac{P_1 a_1^2 b_1^2}{3EJl},$$

где P_1 — окружное усилие на зубчатом колесе в н ;
 a_1, b_1, l — размеры валика в мм ;
 E — модуль упругости материала валика в н/мм^2 (для стали $E = 1,96 \times 10^5 \text{ н/мм}^2$);
 $J = \frac{\pi d^4}{64}$ — экваториальный момент инерции сечения валика.

При расположении зубчатого колеса за опорой на расстоянии b (рис. 26, б) прогиб валика в средней плоскости этого колеса равен

$$f_2 = \frac{P_2 b^2 (l + b)}{3EJ},$$

где P_2 — окружное усилие на колесе в н ;
 b — длина консоли в мм .

Т а б л и ц а 44. Значения коэффициентов κ_s для стальных валиков

d_s в мм	2	3	4	5	6	7	8
κ_s	25,8	5,10	1,61	0,661	0,319	0,172	0,101
d_s в мм	9	10	11	12	13	14	15
κ_s	0,063	0,041	0,028	0,020	0,014	0,011	0,008

Мертвый ход, вызванный деформацией штифтового соединения. Под действием передаваемого крутящего момента M_K в штифтовом соединении зубчатого колеса с валиком (рис. 29) возникают упругие деформации — изгиб штифта и смятие контактной поверхности в штифтовом отверстии, которые вызывают поворот ступицы колеса относительно валика в плоскости штифта на угол φ . В реверсивных механизмах деформация штифтового соединения приводит к упругому мертвому ходу, равному 2φ и достигающему нескольких угловых минут.

Исследование деформации штифтового соединения валика и втулки впервые произведено к. т. н. М. М. Домбровской [16]. Ниже кратко излагается предложенная ею практическая методика расчета [17].

Расчет мертвого хода, вызванного деформацией штифтового соединения зубчатого колеса с валиком, производится по формуле

$$\Delta_{шj} = \frac{A_j}{\pi} \varphi,$$

где A_j — цена оборота j -го валика в о. е.;

φ — угол поворота ступицы колеса относительно валика в плоскости штифта в рад.

Аналитическая зависимость φ от момента M , действующего в плоскости штифта, не решается относительно φ , поэтому угол φ определяют графо-аналитическим методом; задаются двумя произвольными значениями φ' и φ'' , вычисляют моменты нагрузок M' и M'' , соответствующие этим деформациям, и строят кривую зависимости

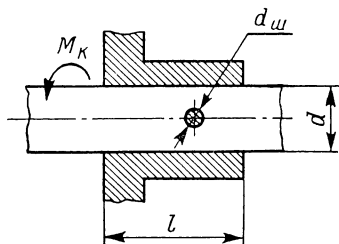


Рис. 29. Штифтовое соединение колеса с валиком

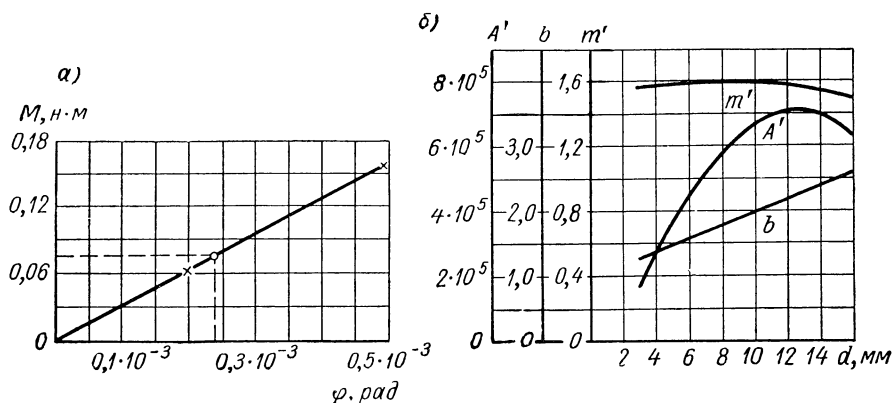


Рис. 30. Графики к расчету деформации штифтового соединения: а — зависимость деформации штифтового соединения от момента нагрузки M в плоскости штифта; б — коэффициенты жесткости; \times — расчетные точки; \circ — точка интерполяции

M от φ , проходящую через начало координат и две расчетные точки (рис. 30, а). Затем линейной интерполяцией находят по графику угол φ для момента нагрузки M , действующего в плоскости штифта.

Расчет деформации штифтового соединения φ для стальных колес и валиков при небольших нагрузках рекомендуется производить в следующем порядке.

Определяем начальную деформацию микропрофиля в штифтовом отверстии от запрессовки штифта при сборке (в мм):

$$y_0 = 2,31 \frac{\sqrt[4]{R_{z1}^3}}{\sqrt{b}}, \quad (47)$$

где R_{z1} — максимальная высота микронеровностей поверхности штифтового отверстия в мм; для 6-го класса чистоты ($\nabla 6$) $R_{z1} = 0,01$ мм, для 7-го класса ($\nabla 7$) — 0,0063 мм;

b — приближенное значение коэффициента жесткости соединения, определяемое по графику (рис. 30, б) в зависимости от диаметра валика.

Находим максимальную контактную деформацию на границе валика и ступицы колеса (в мм):

$$y'_{ш} = \frac{1}{6} \varphi' (d_{ш} + 1,5d), \quad (48)$$

где $d_{ш}$ — диаметр штифта в мм (рис. 29);

d — диаметр валика в мм;

φ' — первое произвольное значение угла поворота ступицы колеса относительно валика в плоскости штифта в рад; значение φ' выбирается в пределах $(0,2 \div 0,5) \cdot 10^{-3}$ рад.

Определяем коэффициент приведенной жесткости

$$k' = A' (y_0 + y'_{ш})^{m'-1}, \quad (49)$$

где A' и m' — приближенные значения коэффициентов жесткости соединения, определяемые по графикам (рис. 30, б) в зависимости от диаметра валика.

Находим момент нагрузки, соответствующий первому произвольному значению φ' (в н·м):

$$M' = 3,46 \cdot 10^{-4} \frac{k' d_{ш} \varphi'}{\sqrt[4]{k'}} \left(d^2 + \frac{0,28}{d_{ш}^2 \sqrt{k'}} \right). \quad (50)$$

Далее аналогично производим расчет момента нагрузки M'' для второго произвольного значения $\varphi'' = (0,5 \div 1) \cdot 10^{-3}$ рад и строим график зависимости M от φ по расчетным точкам (рис. 30, а). Определяем по графику деформацию φ для момента M нагрузки, действующей в плоскости штифта:

$$M = M_{\kappa} - M_T, \quad (51)$$

где M_{κ} — передаваемый валиком крутящий момент в н·м;

M_T — момент трения между валиком и ступицей колеса в н·м.

Для 7 и 8-го классов чистоты поверхности отверстия ступицы колеса момент M_T определяется по формуле (в н·м)

$$M_T = 11,56l (\sqrt{1,5d\tau} - 0,75R_{z2})^2, \quad (52)$$

где l — длина ступицы колеса в мм (рис. 29);

τ — расчетный натяг в посадке ступицы колеса на валик в мм (рекомендуется брать $\tau \leq 0,0005$ мм);

R_{z2} — максимальная высота микронеровностей, соответствующая выбранному классу чистоты внутренней поверхности ступицы, в мм; для 7-го класса чистоты ($\nabla 7$) $R_{z2} = 0,0063$ мм, для 8-го класса ($\nabla 8$) — 0,0032 мм.

Расчеты моментов M' , выполненные нами по формулам (47)–(50), показали, что зависимость деформации штифтового соединения φ от момента нагрузки M можно с достаточной для практики точностью считать линейной:

$$\varphi = \kappa_{ш} M,$$

где $\kappa_{ш}$ — коэффициент пропорциональности (в рад/н·м), зависящий от размеров и чистоты поверхностей штифтового соединения.

Значения коэффициента $\kappa_{ш}$, рассчитанные для наиболее употребительных величин d и R_{z1} , приведены в табл. 45.

При расчете момента M по формуле (51) значения момента M_T , вычисленные по формуле (52), выбирают из табл. 46.

Величина деформации штифтового соединения очень сильно зависит от характера соединения ступицы колеса с валиком, в частности от величины натяга τ в соеди-

Т а б л и ц а 45. Значения коэффициентов $\kappa_{ш} \cdot 10^{-3}$ в рад/н·м для стальных колес, валиков и штифтов

d в мм	$R_{z1} = 0,01$ мм (▽6)	$R_{z1} = 0,0063$ мм (▽7)	d в мм	$R_{z1} = 0,01$ мм (▽6)	$R_{z1} = 0,0063$ мм (▽7)
3	245	303	6	10,3	11,8
4	52,1	58,4	8	3,95	4,61
5	23,2	26,3	10	1,52	1,77

Т а б л и ц а 46. Моменты трения $M_T \cdot 10^{-3}$ в н·м между валиком и ступицей колеса

d в мм	$R_{z2} = 0,0063 \text{ мм} \text{ (} \nabla 7 \text{)}$			$R_{z2} = 0,0032 \text{ мм} \text{ (} \nabla 8 \text{)}$		
	$\tau \text{ в мм}$					
	$1 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-4}$
3	22,2	83,0	148	28,3	95,3	164
4	32,4	113	202	39,6	129	218
5	53,5	190	332	64,6	211	360
6	66,6	229	405	79,0	270	437
8	113	389	673	132	422	724
10	161	539	936	183	580	999

нении. С увеличением натяга деформация штифтового соединения уменьшается. При напряженной посадке 2-го класса точности возможно соединение без натяга. В этом случае деформация штифтового соединения будет максимальной. Поэтому в некоторых случаях (при больших A и M_K) рекомендуется применять тугую посадку.

Упругий мертвый ход зубчатой передачи или крестовидной муфты с люфтовыбирателями. Расчет упругого мертвого хода зубчатой передачи или крестовидной муфты с люфтовыбирателями производится по формуле [36]

$$\Delta_{yi} = \frac{\kappa_y A_i}{d_i},$$

где A_i — цена оборота ведомого колеса i -й зубчатой передачи или валика i -й муфты в о. е.;

d_i — диаметр делительной окружности ведомого колеса i -й передачи или расстояние между шариками i -й муфты в мм;

κ_y — коэффициент упругого мертвого хода, зависящий от величины передаваемого момента M_K и определяемый по табл. 47.

Т а б л и ц а 47. Значения коэффициентов κ_y упругого мертвого хода зубчатых передач и муфт с люфтовыбирателями

M_K в Г·дм	До 20	Св. 20 до 40	Св. 40 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 120	Св. 120 до 140	Св. 140 до 160	Св. 160
$\kappa_y \cdot 10^{-3}$	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0

Мертвый ход, вызванный изменением температуры. Расчет мертвого хода зубчатой передачи, вызванного изменением температуры, производится по формуле

$$\Delta_t = \frac{2A_0 A \operatorname{tg} \alpha_{\partial}}{\pi d_{\partial}} (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2),$$

где A_0 — межосевое расстояние зубчатой передачи в мм;
 A — цена оборота колеса в о. е.;
 d_{∂} — диаметр делительной окружности колеса в мм;
 α_1 и α_2 — коэффициенты линейного расширения материала колес и корпуса;
 Δt_1 и Δt_2 — отклонения температур колес и корпуса от нормальной.

15. Максимальный мертвый ход редуктора

Расчет максимального мертвого хода серийно выпускаемых редукторов точных приборов целесообразно производить вероятностным методом по формулам:

$$\Delta_{\Sigma} = \bar{\Delta}_{\Sigma} + \delta_{\Sigma};$$

$$\bar{\Delta}_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m \bar{\Delta}_i = \bar{\Delta}_{c\Sigma} + \bar{\Delta}_{o\Sigma} + \Delta_{\kappa\Sigma} + \Delta_{u\Sigma} + \Delta_{w\Sigma} + \Delta_{t\Sigma};$$

$$\delta_{\Sigma} = \sqrt{\delta_{c\Sigma}^2 + \delta_{o\Sigma}^2};$$

$$\bar{\Delta}_{c\Sigma} = \sum_{i=1}^m \bar{\Delta}_{ci}; \quad \bar{\Delta}_{o\Sigma} = \sum_{j=1}^n \bar{\Delta}_{oj}; \quad \Delta_{\kappa\Sigma} = \sum_{j=1}^n \Delta_{\kappa j};$$

$$\Delta_{u\Sigma} = \sum_{j=1}^n \Delta_{uj}; \quad \Delta_{w\Sigma} = \sum_{j=1}^n \Delta_{wj}; \quad \Delta_{t\Sigma} = \sum_{i=1}^m \Delta_{ti};$$

$$\delta_{c\Sigma}^2 = \sum_{i=1}^m \delta_{ci}^2; \quad \delta_{o\Sigma}^2 = \sum_{j=1}^n \delta_{oj}^2,$$

где $\bar{\Delta}_{\Sigma}$ — среднее значение мертвого хода редуктора в о. е.;
 δ_{Σ} — предельное отклонение мертвого хода редуктора от его среднего значения в о. е.;
 $\bar{\Delta}_i$ — среднее значение мертвого хода i -й зубчатой передачи или муфты в о. е.;
 $\bar{\Delta}_{c\Sigma}$ и $\delta_{c\Sigma}$ — суммарные величины средних значений $\bar{\Delta}_{ci}$ и предельных отклонений от средних значений δ_{ci} мертвых ходов, вызванных боковыми зазорами в передачах;
 $\bar{\Delta}_{o\Sigma}$ и $\delta_{o\Sigma}$ — суммарные величины средних значений $\bar{\Delta}_{oj}$ и предельных отклонений от средних значений δ_{oj} мертвых ходов, вызванных люфтами в опорах вращения валиков редуктора;
 $\Delta_{\kappa\Sigma}$, $\Delta_{u\Sigma}$ и $\Delta_{w\Sigma}$ — суммарные величины мертвых ходов, вызванных упругими деформациями валиков (от скручивания $\Delta_{\kappa j}$ и изгиба Δ_{uj}) и штифтовых соединений колес с валиками (Δ_{wj});
 $\Delta_{t\Sigma}$ — суммарный мертвый ход, вызванный изменением температуры;
 i — номер передачи, муфты и пр.,
 m — число передач редуктора;
 j — номер валика;
 n — число валиков.

Расчет отдельных составляющих максимального мертвого хода редуктора производится по приведенным в п. 13 и 14 формулам. Ему предшествуют определение цен оборотов всех валиков редуктора по формуле $A_1 = A_{z_{21}}$ и выбор или расчет основных параметров отдельных элементов редуктора (при компоновке его конструкции).

Пересчет величины мертвого хода из отсчетных единиц в градусы производится по формуле

$$\Delta\varphi = 360 \frac{\Delta}{A}, \quad (53)$$

где Δ — мертвый ход в о. е.;

A — цена оборота в о. е.

Формулой (53) приходится пользоваться, например, при расчете мертвого хода редуктора в градусах поворота ведущего звена (двигателя) для проверки качества сборки редуктора.

Пример. Рассмотрим расчет максимального мертвого хода редуктора приборной следящей системы, кинематическая схема которого представлена на рис. 31, а компоновочный эскиз — на рис. 32.

Исходные данные:

1. Редуктор состоит из пяти регулируемых цилиндрических зубчатых передач 7-й степени точности. Число зубьев и модули зубчатых колес указаны на кинематической схеме (рис. 31). Материал зубчатых колес и валиков — сталь.

2. Цена оборота валика двигателя равна 1 о. е., а валика потенциометра — 300 о. е. Цены оборотов других валиков рассчитаны в соответствии с выбранными передаточными отношениями зубчатых передач и приведены в табл. 48.

3. Все валики редуктора имеют диаметры 5 мм и установлены на шарикоподшипниках 24 (ГОСТ 8338—57) класса точности П. Расстояние между средними плоскостями подшипников l равно 39 мм, а расстояния между средними плоскостями опор и зубчатых колес a и b приведены в табл. 48.

4. Момент нагрузки на валике IV M_H равен 0,1 н·м; момент на валике потенциометра (типа ПД) МП — 2,4 Г·дм. Крутящие моменты на других валиках рассчитаны по методике, рассмотренной в п. 11, и указаны в табл. 48.

Порядок расчета:

Рис. 32. Компоновочный эскиз редуктора

1. Определяем средние значения $\bar{\Delta}_{ci}$ и предельные отклонения δ_{ci} (в о. е.) от средних значений мертвого хода отдельных передач, вызванного боковыми зазорами в этих передачах. Для этого воспользуемся формулами (36)—(39) и табл. 33—36. Принимаем $k_n = 1$, $E_{\sigma} = 8$ мкм, $E_{ш. \sigma} = 10$ мкм и $\rho = 9$ мкм. Тогда получим:

$$\begin{aligned} \bar{\Delta}_{c1} &= 0,088 \cdot 10^{-3}; & \delta_{c1} &= 0,150 \cdot 10^{-3}; \\ \bar{\Delta}_{c2} &= 0,248 \cdot 10^{-3}; & \delta_{c2} &= 0,422 \cdot 10^{-3}; \\ \bar{\Delta}_{c3} &= 0,739 \cdot 10^{-3}; & \delta_{c3} &= 1,25 \cdot 10^{-3}; \\ \bar{\Delta}_{c4} &= 2,68 \cdot 10^{-3}; & \delta_{c4} &= 4,57 \cdot 10^{-3}; \\ \bar{\Delta}_{c5} &= 12,3 \cdot 10^{-3}; & \delta_{c5} &= 21,1 \cdot 10^{-3}. \end{aligned}$$

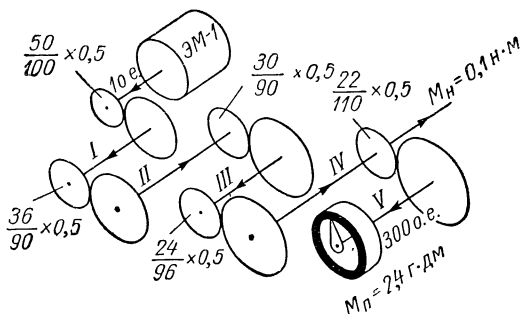
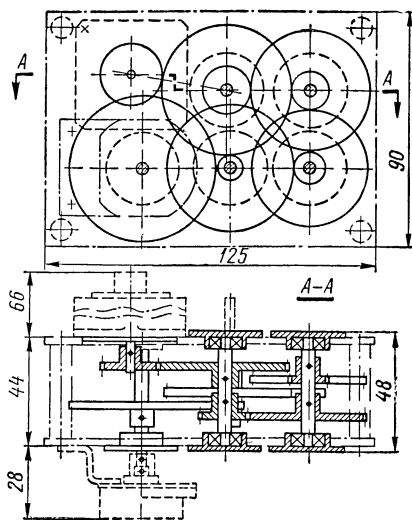


Рис. 31. Кинематическая схема редуктора приборной следящей системы



Т а б л и ц а 48. Значения параметров приборного редуктора

Номер валика	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>IV</i>	<i>V</i>
A_j в о. е.	2	5	15	60	300
a в мм	9	30	14	19	24
b в мм	30	9	25	20	15
M_K в н·м	$5 \cdot 10^{-3}$	10^{-2}	$2,7 \cdot 10^{-2}$	0,1	$3 \cdot 10^{-3}$

2. Определяем суммарные величины $\bar{\Delta}_{c\Sigma}$ и $\delta_{c\Sigma}$ (в о. е.) мертвого хода, вызванного боковыми зазорами в зубчатых передачах:

$$\bar{\Delta}_{c\Sigma} = 1,60 \cdot 10^{-2}; \quad \delta_{c\Sigma} = 2,16 \cdot 10^{-2}.$$

Сравнивая полученные выше значения $\bar{\Delta}_{ci}$ и δ_{ci} для отдельных передач с суммарными величинами, видим, что три первых передачи дают незначительный мертвый ход (менее 5% от суммарного), четвертая передача дает мертвый ход, составляющий около 10% от $\bar{\Delta}_{c\Sigma}$, и более 85% мертвого хода приходится на последнюю (пятую) передачу. Чтобы уменьшить суммарные величины $\bar{\Delta}_{c\Sigma}$ и $\delta_{c\Sigma}$ мертвого хода, необходимо повысить точность последней передачи, например применить зубчатые колеса 6-й степени точности и шарикоподшипники класса точности А или же установить передачу с люфтовывбирателем.

3. Определяем мертвый ход, вызванный люфтами в опорах вращения. Принимаем радиальные люфты в шарикоподшипниках равными 0,005 мм и производим расчет мертвых ходов (в о. е.) по формулам (44):

$$\begin{aligned} \bar{\Delta}_{o1} &= 3,18 \cdot 10^{-5}; & \delta_{o1} &= 2,56 \cdot 10^{-5}; \\ \bar{\Delta}_{o2} &= 8,85 \cdot 10^{-5}; & \delta_{o2} &= 7,10 \cdot 10^{-5}; \\ \bar{\Delta}_{o3} &= 2,65 \cdot 10^{-4}; & \delta_{o3} &= 1,95 \cdot 10^{-4}; \\ \bar{\Delta}_{o4} &= 9,95 \cdot 10^{-4}; & \delta_{o4} &= 7,04 \cdot 10^{-4}; \\ \bar{\Delta}_{o5} &= 4,34 \cdot 10^{-3}; & \delta_{o5} &= 3,15 \cdot 10^{-3}; \\ \bar{\Delta}_{o\Sigma} &= 5,72 \cdot 10^{-3}; & \delta_{o\Sigma} &= 3,24 \cdot 10^{-3}. \end{aligned}$$

4. Определяем мертвый ход, вызванный скручиванием валиков под действием передаваемых крутящих моментов M_K . Величины моментов изменяются по длине валиков, что объясняется наличием трения в опорах. Однако эти изменения моментов незначительны и ими можно пренебречь. Расчет мертвых ходов от скручивания валиков производим по формуле (46). Тогда получим (в о. е.):

$$\begin{aligned} \Delta_{\kappa 1} &= 1,30 \cdot 10^{-5}; \quad \Delta_{\kappa 2} = 5,13 \cdot 10^{-5}; \quad \Delta_{\kappa 3} = 1,32 \cdot 10^{-4}; \\ \Delta_{\kappa 4} &= 2,06 \cdot 10^{-2}; \quad \Delta_{\kappa 5} = 1,87 \cdot 10^{-3}; \quad \Delta_{\kappa \Sigma} = 2,27 \cdot 10^{-2}. \end{aligned}$$

5. Определяем мертвый ход, вызванный упругим прогибом валиков под действием окружных усилий зубчатых передач. Для этого находим сначала прогибы валиков в соответствии с расположением зубчатых колес (в о. е.):

$$\begin{aligned} \Delta_{u1} &= 2,34 \cdot 10^{-6}; \quad \Delta_{u2} = 3,69 \cdot 10^{-6}; \quad \Delta_{u3} = 5,01 \cdot 10^{-5}; \\ \Delta_{u4} &= 7,73 \cdot 10^{-4}; \quad \Delta_{u5} = 7,89 \cdot 10^{-5}; \quad \Delta_{u\Sigma} = 9,08 \cdot 10^{-4}. \end{aligned}$$

Отсюда видно, что изгиб валиков оказывает незначительное влияние на мертвый ход редуктора (составляет 4% от $\Delta_{\kappa \Sigma}$). Этим влиянием можно пренебречь.

6. Определяем мертвый ход, вызванный деформациями штифтовых соединений колес с валиками. При наличии минимального натяга в соединениях (10^{-4} мм) этот

мертвый ход будет иметь место только в соединении колеса $z = 96$ с валиком IV (рис. 31), где действует большой момент нагрузки

$$M = M_k - M_T = 0,1 - 5,35 \cdot 10^{-2} = 0,0465 \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Величина мертвого хода будет равна

$$\Delta_{и\Sigma} = \frac{A_{IV}}{\pi} \varphi_4 = \frac{A_{IV}}{\pi} \kappa_{и} M = \frac{60}{3,14} 23,2 \cdot 10^{-3} 0,0465 = 2,06 \cdot 10^{-2} \text{ о. е.}$$

При отсутствии натяга в соединениях колес с валиками (при $M_T = 0$) деформации штифтовых соединений увеличиваются и будут иметь место для всех соединений:

$$\Delta_{и1} = 1,48 \cdot 10^{-4}; \Delta_{и2} = 7,39 \cdot 10^{-4}; \Delta_{и3} = 5,98 \cdot 10^{-3};$$

$$\Delta_{и4} = 4,46 \cdot 10^{-2}; \Delta_{и5} = 6,65 \cdot 10^{-3}; \Delta_{и\Sigma} = 5,81 \cdot 10^{-2},$$

т. е. суммарный мертвый ход от деформаций штифтовых соединений увеличится в 2,8 раза.

7. Определяем максимальный мертвый ход редуктора

$$\begin{aligned} \Delta_{\Sigma} &= \bar{\Delta}_{\Sigma} + \delta_{\Sigma} = \bar{\Delta}_{с\Sigma} + \bar{\Delta}_{о\Sigma} + \Delta_{к\Sigma} + \Delta_{и\Sigma} + \Delta_{и\Sigma} + \delta_{\Sigma} = \\ &= 1,60 \cdot 10^{-2} + 5,72 \cdot 10^{-3} + 2,27 \cdot 10^{-2} + 9,08 \cdot 10^{-4} + 2,06 \cdot 10^{-2} + \\ &+ 2,18 \cdot 10^{-2} = 8,77 \cdot 10^{-2} \text{ о. е.} \end{aligned}$$

Сравнивая полученную суммарную величину мертвого хода редуктора с отдельными ее составляющими, видим, что наибольшее влияние оказывают боковые зазоры в передачах (около 43%), а также деформации штифтовых соединений (24%) и скручивание валиков (26%). Меньшее влияние оказывают люфты в опорах вращения (менее 7%) и совсем незначительное влияние (около 1%) — прогибы валиков.

Величина суммарного мертвого хода редуктора в градусах поворота ротора двигателя будет равна

$$\Delta_{\varphi\Sigma} = \frac{360}{A} \Delta_{\Sigma} = \frac{360 \cdot 8,77 \cdot 10^{-2}}{1} = 31^{\circ} 34'.$$

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ РЕДУКТОРОВ

Основным и наиболее трудоемким этапом проектирования приборного редуктора является разработка его конструкции.

Исходными данными для конструирования редуктора служат:

- требования, сформулированные в техническом задании на проектирование;
- кинематическая схема редуктора;
- результаты произведенных расчетов;
- эскизы электромеханических и других типовых узлов и деталей, входящих в кинематическую схему редуктора.

Разработку конструкций редукторов точных приборов рекомендуется проводить в такой последовательности:

- выбор типа конструкции редуктора (см. п. 16);
- компоновка конструкции редуктора (см. п. 17);
- выполнение общего вида редуктора;
- выполнение рабочих чертежей деталей редуктора.

При выполнении общего вида (сборочного чертежа) редуктора необходимо знать способы соединения и крепления деталей и электромеханических элементов редуктора. Поэтому эти вопросы также рассмотрены в данной главе (см. п. 18 и 19).

Вопросы конструирования деталей приборных редукторов частично рассмотрены в п. 21 и 22.

16. Типы конструкций приборных редукторов

В приборостроении находят применение весьма разнообразные конструкции зубчатых редукторов. Из этого многообразия конструкций можно выделить несколько основных типов конструктивных выполнений, которые и берутся за основу компоновки конструкции проектируемого редуктора.

К основным типам конструкций редукторов точных приборов относятся следующие: однокорпусная конструкция; двухплатная конструкция; конструкция редуктора в отдельном закрытом корпусе; конструкция редуктора на одной общей плате.

Выбор типа конструкции редуктора определяется его назначением и расположением в приборе, кинематической схемой, объемом производства (серийностью выпуска) и другими факторами. Иногда тип конструкции редуктора задается в техническом задании.

Прежде чем рассматривать перечисленные типы конструкций редукторов, заметим, что на практике встречаются не только эти типы конструкций, но и их более сложные комбинации, разработка которых вызывается особенностями схемы и конструкции прибора или устройства в целом.

Однокорпусная конструкция. Однокорпусная конструкция (рис. 33) — это конструкция редуктора на одном литом кронштейне (основании) с применением втулок-фланцев, которые позволяют располагать подшипники в средней части валика, а зубчатые колеса и муфты крепить на консолях валиков.

Однокорпусная конструкция приборного редуктора дает возможность удобно регулировать межосевые расстояния без перекоса валиков с закрепленными на них деталями. Эта конструкция позволяет унифицировать и нормализовать большинство деталей и узлов редуктора и сделать их технологичными для серийного производства.

На рис. 33 показана однокорпусная конструкция малогабаритного редуктора приборной следящей системы. На вертикальном литом кронштейне (основании) 1

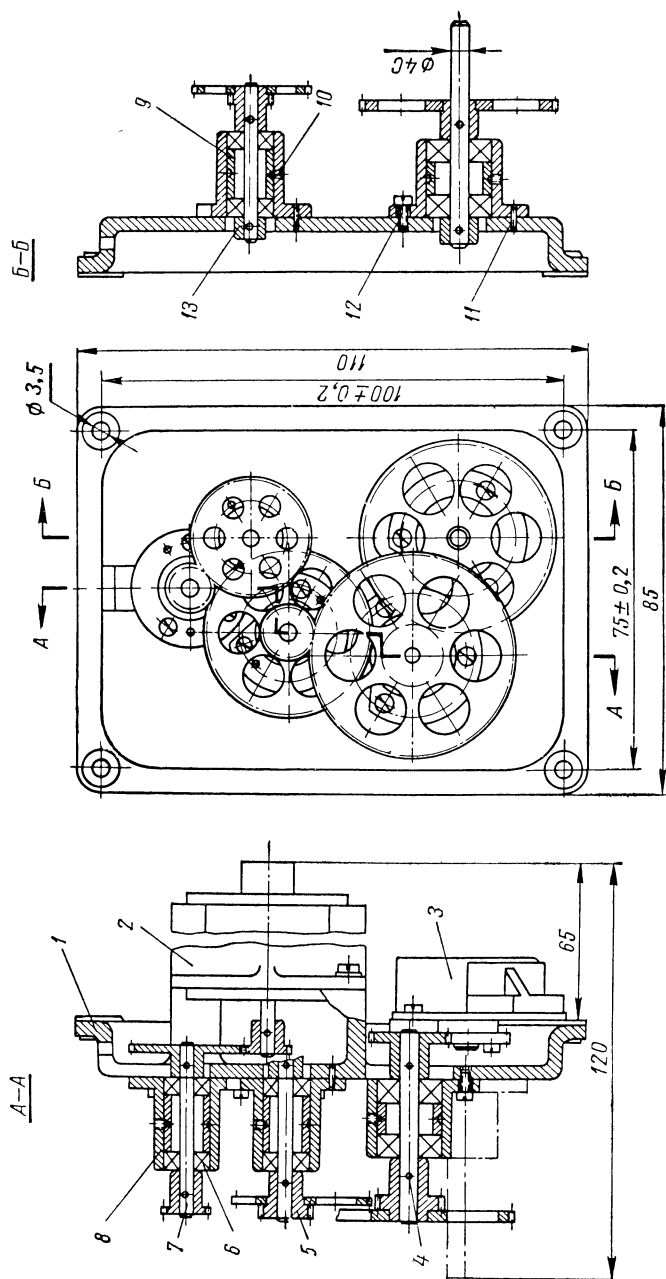


Рис. 33. Однокорпусная конструкция редуктора

с задней стороны закреплены электродвигатель 2 (типа ЭМ-1) и потенциометр 3 (типа ПД), а с передней стороны — втулки-фланцы 8 с установленными в них валиками на радиальных однорядных шарикоподшипниках.

Сборка редуктора производится по узлам: каждая втулка-фланец собирается со своим валиком 7, своими шарикоподшипниками 6, зубчатыми колесами 5 и деталями их крепления (коническими штифтами 4), а затем все втулки-фланцы устанавливаются на кронштейн и после регулировки зацеплений закрепляются. Крепление двигателя, потенциометра и втулок-фланцев осуществляется винтами 12 с последующей фиксацией установочными штифтами 11. Для удобства крепления втулок-фланцев (в собранном состоянии) ведомые зубчатые колеса выполняются с отверстиями облегчения. Крепежные винты после сборки и регулировки редуктора контрятся краской (или пружинными шайбами). Снаружи редуктор в случае необходимости может закрываться кожухом (выходной валик пройдет через отверстие в кожухе).

При мелкосерийном производстве кронштейн изготавливается литьем в землю, а втулки-фланцы вытачиваются из легкого сплава, например из алюминиевого сплава Д16. При этом зубчатые колеса могут выполняться цельными вместе со ступицами. В условиях крупносерийного производства кронштейн и втулки-фланцы выполняются литьем под давлением из алюминиевого сплава АЛ12 или АЛ9, а ведомые зубчатые колеса изготавливаются в виде дисков и напрессовываются на втулки. Отверстия под шарикоподшипники во втулках-фланцах в этом случае делают сквозными, а для упора наружных колец шарикоподшипников внутри втулок-фланцев применяются кольца 9 (рис. 33), которые закрепляются винтами 10. Осевой натяг шарикоподшипников осуществляется ступицами зубчатых колес и установочными кольцами 13. В ступицах колес и в установочных кольцах кроме отверстий под штифты выполняются резьбовые отверстия под стопорные винты. Это необходимо для того, чтобы в процессе сборки втулок-фланцев предварительно закрепить колеса и кольца на валиках до штифтовки и установить необходимую величину осевого натяга шарикоподшипников. Только после проверки качества сборки редуктора все зубчатые колеса и установочные кольца штифтуются на валиках, а стопорные винты ввинчиваются.

Однокорпусная конструкция приборного редуктора является наиболее технологичной и экономичной. Поэтому редукторы такой конструкции в настоящее время широко распространены. Их применение ограничивается необходимостью использования только цилиндрических зубчатых передач (и параллельного расположения валиков), что не всегда возможно по конструктивным соображениям.

Двухплатная конструкция. Двухплатная конструкция (рис. 34) — это конструкция редуктора, собранного на двух параллельных платах. Отличительной особенностью этой конструкции является то, что подшипники расположены на концах валиков, а зубчатые колеса — в пролете между платами.

Двухплатная конструкция является, как правило, открытой и применяется для установки редуктора внутри корпуса прибора. Она получила широкое распространение в механизмах ручной настройки радиоаппаратуры или ручного ввода математических величин в вычислительные устройства, в самопишущих приборах и т. д. В этих механизмах часто применяются подшипники скольжения (стальные цапфы вращаются в бронзовых или латунных подшипниках), а зубчатые передачи имеют нерегулируемые межосевые расстояния. Точность расположения осей колес достигается совместной обработкой отверстий во втулках подшипников обеих плат на координатно-сверлильных станках (при единичном и мелкосерийном производстве) или за счет применения сложных и точных приспособлений (при крупносерийном и массовом производстве).

Двухплатная конструкция применяется и для зубчатых механизмов с регулируемыми межосевыми расстояниями. Однако сборка таких механизмов значительно сложнее, чем сборка механизмов однокорпусной конструкции, так как независимое смещение подшипников на двух платах приводит к перекосу валиков и зубчатых колес. Только высокая квалификация механиков-сборщиков может обеспечить высококачественную сборку зубчатых передач с малым мертвым ходом и хорошей плавностью и легкостью вращения. Отсюда следует, что двухплатную конструкцию зубчатых редукторов с регулируемыми межосевыми расстояниями можно применять только при единичном и мелкосерийном производстве. Кроме того, необходимо

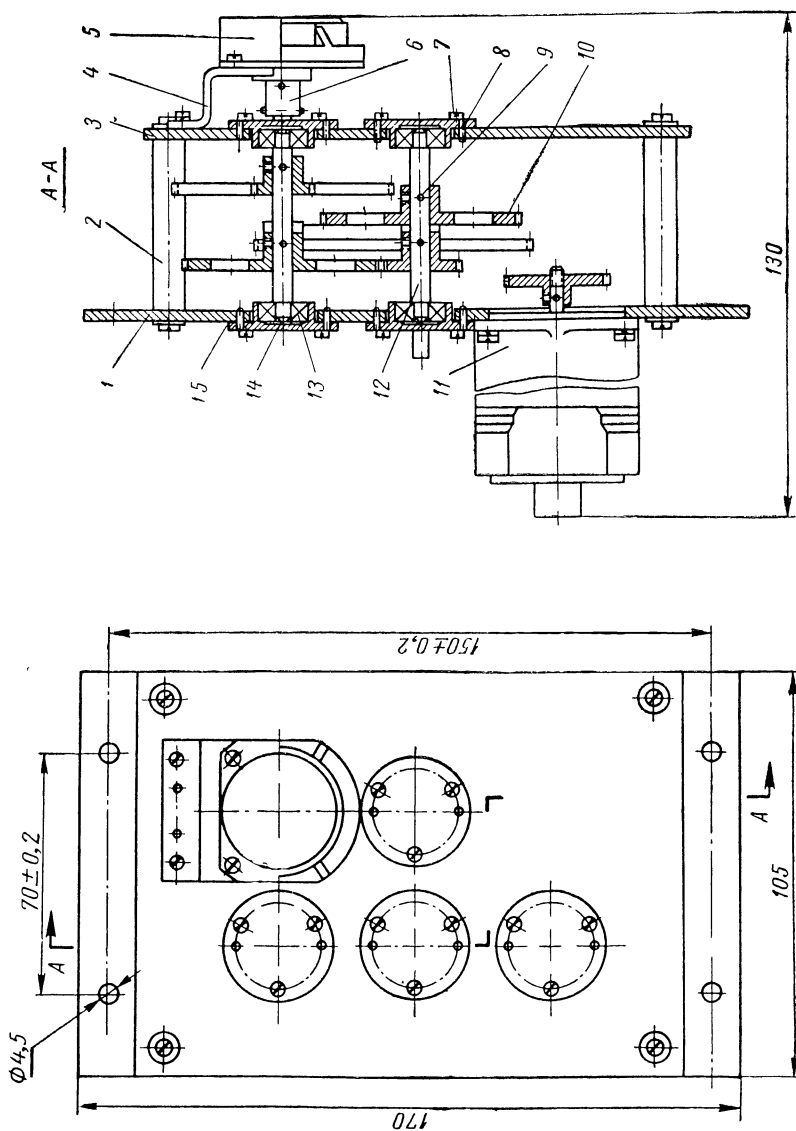


Рис. 34. Двухплатная конструкция редуктора

предусмотреть ряд конструктивных мер, препятствующих взаимному смещению плат и обойм с шарикоподшипниками.

Двухплатная конструкция редуктора подобно однокорпусной конструкции применяется, как правило, только для механизмов, составленных из цилиндрических зубчатых передач (при параллельном расположении валиков), что ограничивает ее применение.

На рис. 34 показана двухплатная конструкция редуктора приборной следящей системы. Платы 1 и 3, изготовленные из листового материала, соединяются друг с другом четырьмя стойками 2. Концы стоек входят в отверстия плат по посадке высокой точности (см. п. 18), а отверстия в платах сверлятся совместно. Это обеспечивает высокую точность взаимного фиксирования обеих плат с возможностью их снятия со стоек при сборке редуктора. На платах закрепляются обоймы 14 с радиальными однорядными шарикоподшипниками 13. Количество и расположение обойм определяются кинематической схемой редуктора. Валики 12 с закрепленными на них зубчатыми колесами 10 устанавливаются на шарикоподшипниках. Регулировка зацеплений зубчатых передач осуществляется смещением обойм вместе с шарикоподшипниками и валиками. После регулировки обоймы закрепляются винтами 7 и фиксируются установочными штифтами 8. Зубчатые колеса сначала крепятся на валиках стопорными винтами, а после регулировки зацеплений и проверки качества сборки штифтуются коническими штифтами 9. Стопорные винты после этого вывинчиваются.

Осевая натяг шарикоподшипников в данной конструкции обеспечивается выбором соответствующих размеров валиков (см. п. 18), а появляющиеся при сборке зазоры между платами и фланцами обойм заполняются прокладками 15 (чтобы избежать перекосов обойм).

На платах кроме обойм закрепляются электромеханические элементы редуктора: электродвигатель 11 и потенциометр 5. Двигатель в данном случае имеет квадратный фланец для крепления четырьмя винтами, а его положение на плате фиксируется круглым выступом ($\varnothing 35C$), входящим в отверстие платы. Первое ведущее колесо штифтуется непосредственно на валике двигателя. Потенциометр (типа ПД) устанавливается на скобе 4 и соединяется с валиком редуктора при помощи жесткой (втулочной) муфты 6. Выходной валик редуктора выступает за пределы задней платы на 15 мм.

На рис. 35 показана двухплатная конструкция механизма ручного ввода математической величины с отсчетным устройством и механическим стопором. Здесь платы 1 и 13 соединяются между собой двумя стенками 15 на винтах 16 с фиксацией установочными штифтами 6. На платах установлены обоймы 2 с радиальными однорядными шарикоподшипниками 3 и валиками 7, несущими на себе зубчатые колеса 14. Осевое натяжение шарикоподшипников осуществляется в этой конструкции деталями, закрепленными на валиках (установочными кольцами 4, карданной вилкой 5, втулкой шкалы 12, зубчатыми колесами 18 и 20 стопора). Ручной ввод математической величины производится маховичком 8 через карданную вилку 5. Одновременно вращение маховичка передается через систему зубчатых передач на отсчетное устройство. Отсчет значений математической величины производится по шкале 11 и индексу 17. Шкала установлена на втулке 12 и закреплена шайбой 10 и винтами 9 (см. п. 18). Вращение маховичка ограничено зубчатым стопором, состоящим из двух зубчатых колес 18 и 20 с закрепленными на них кулачками 19 и 21.

На рис. 36 показана конструкция малогабаритного редуктора «барабанного» типа, выполненная на двух платах. Редуктор состоит из семи пар цилиндрических зубчатых колес с общим передаточным отношением 1/900. Задняя плата 1 редуктора закреплена на фланце электродвигателя 2 (типа ДИД-1А). Передняя плата 9 соединена с задней на трех стойках 10 при помощи винтов 8. Платы и стойки изготовлены из дюралюминия. Стойки одновременно скрепляют две круглые текстолитовые платы 4, отверстия в которых служат в качестве подшипников скольжения для валиков с зубчатыми колесами. Валики 7, выполненные в виде трибов с напрессованными бронзовыми колесами 12, расположены по окружности на одинаковом расстоянии друг от друга (по углам семиугольника). Выходной валик 5 расположен в центре этой окружности и также установлен на подшипниках скольжения, один из которых представляет собой текстолитовую втулку 6, напрессованную в переднюю плату. Первое ведущее колесо 3 заштифовано на валике электродвигателя (штифтовка производится после установки задней и текстолитовой платы и стоек на задней плате).

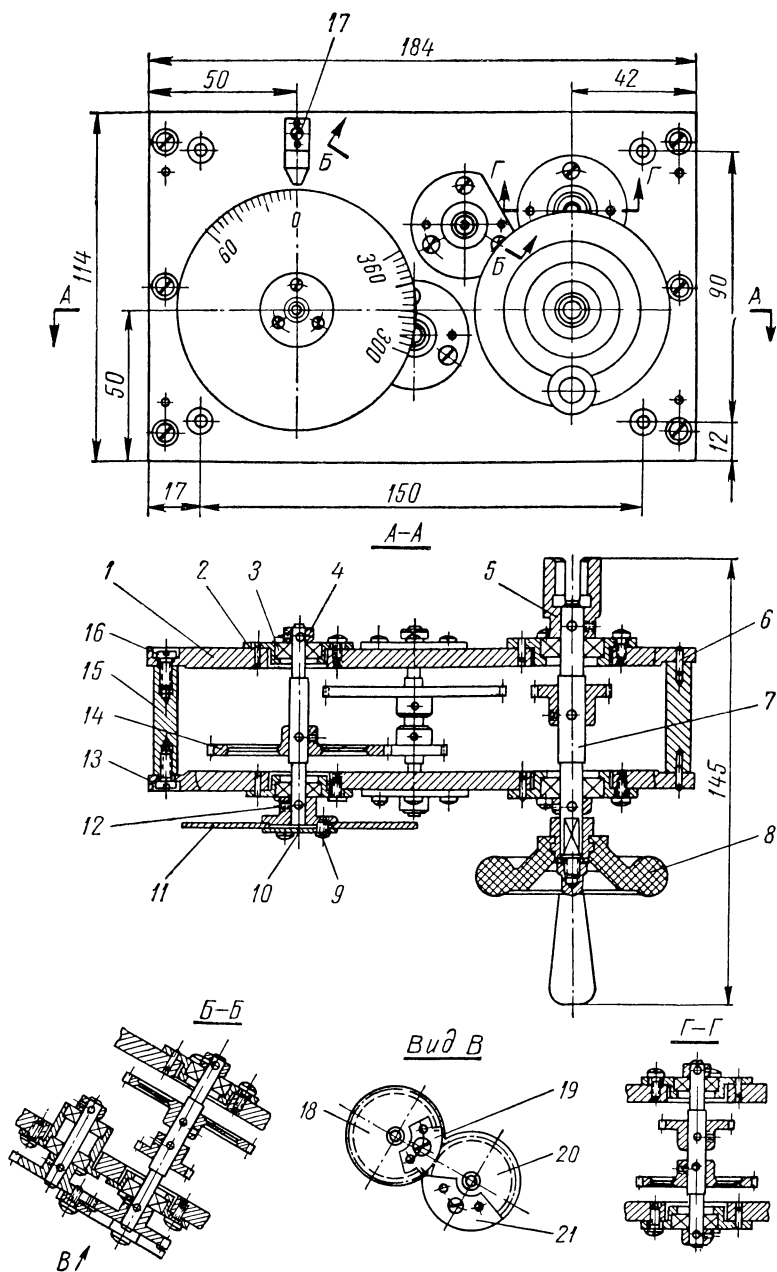


Рис. 35. Двухплатная конструкция механизма ручного ввода математической величины

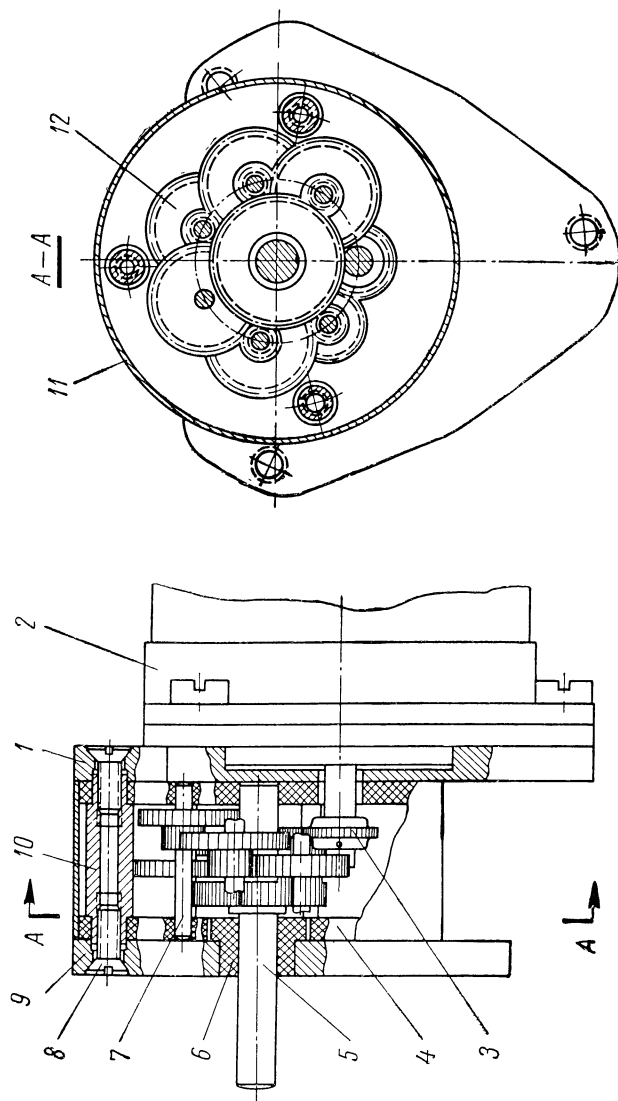


Рис. 36. Малогабаритный редуктор барабанного типа

Снаружи редуктор закрыт цилиндрическим кожухом 11, посаженным на текстолитовые платы. Передняя плата имеет ушки с отверстиями для крепления редуктора вместе с двигателем.

Конструкция редуктора в отдельном закрытом корпусе. Корпус выполняется литым (рис. 37), пластмассовым или сборным (рис. 38) в виде замкнутой жесткой коробки, одна или две стенки которой являются съемными крышками. Такие корпуса надежно защищают механизм редуктора от загрязнения.

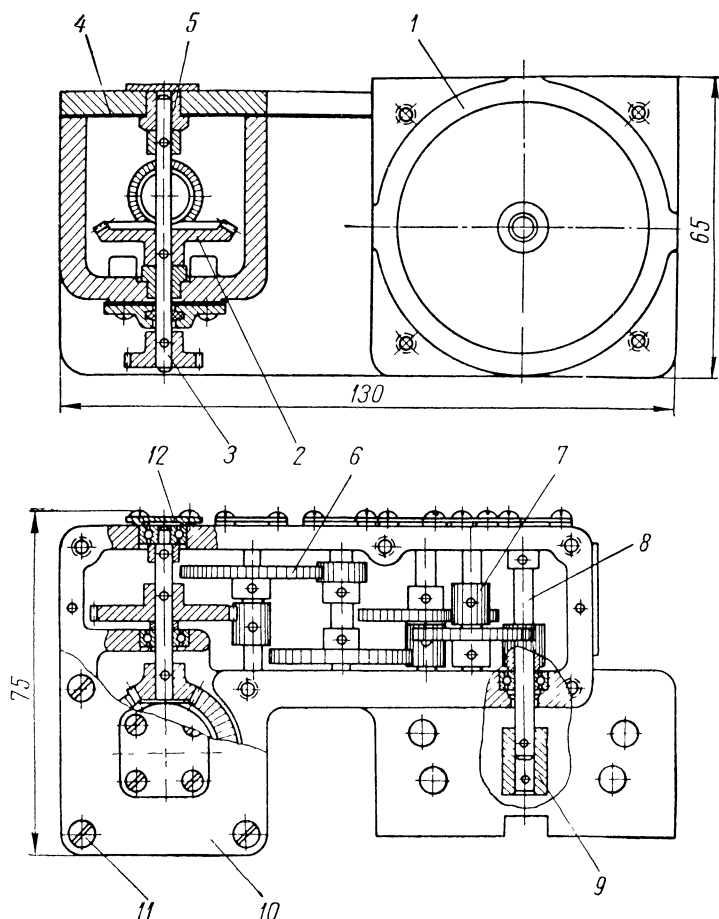


Рис. 37. Конструкция редуктора в закрытом литом корпусе

В стенках корпуса устанавливаются шарикоподшипники, на которых собираются все узлы редуктора. Сборка узлов редуктора в таком коробчатом корпусе значительно сложнее, чем в однокорпусной или двухплатной конструкции, так как доступ к деталям в данном случае ограничен и регулировка зацеплений и взаимных положений деталей затруднена.

Литые и пластмассовые корпуса приборных редукторов применяются в серийном производстве, а сборные корпуса, стенки которых соединены винтами, — в единичном и мелкосерийном производствах.

Крепление шарикоподшипников в стенках корпуса редуктора может производиться непосредственно (рис. 37 и 38) или при помощи обойм. В первом случае

зубчатые передачи не регулируются и обработка отверстий в корпусе под шарикоподшипники должна производиться на координатно-расточном станке, что значительно удорожает стоимость изготовления корпуса. В случае же применения обойм для установки шарикоподшипников и регулировки межосевых расстояний обработка

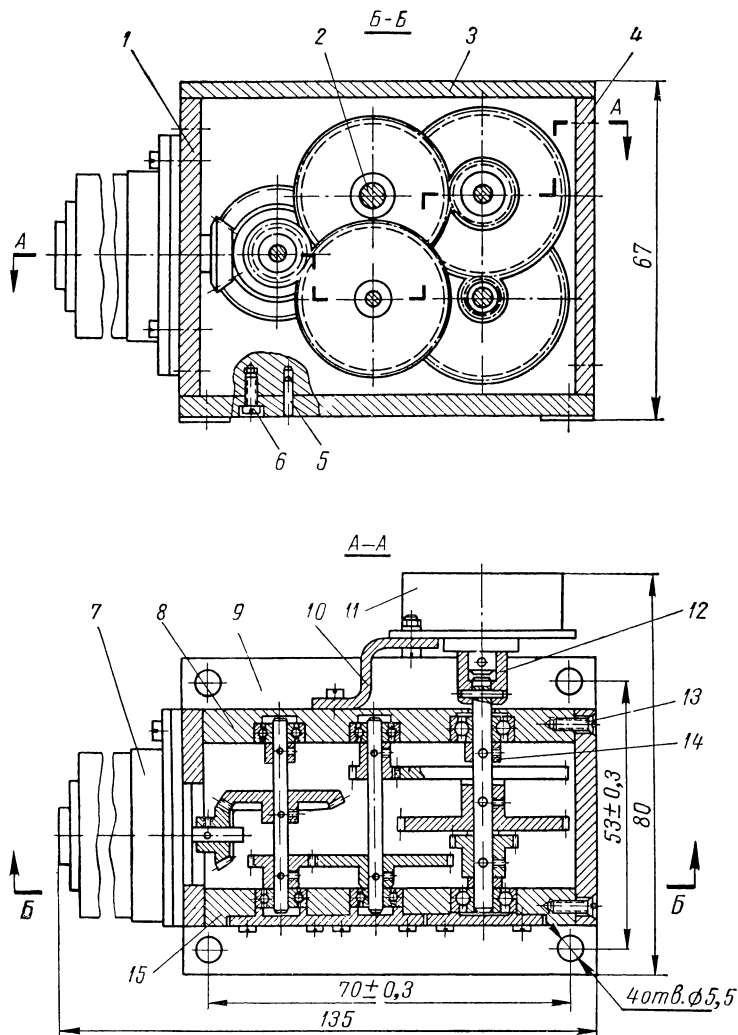


Рис. 38. Конструкция редуктора в закрытом сборном корпусе

корпуса упрощается, но сборка зубчатых передач редуктора усложняется. Способы установки валиков на шарикоподшипниках рассмотрены в п. 18.

На рис. 37 показана конструкция редуктора в отдельном литом корпусе 1, имеющем крышку 10, которая крепится к корпусу при помощи восьми винтов 11. Этот редуктор применяется в самопишущем приборе и при работе заливается небольшим количеством (30 г) велосипедного масла марки Л (ГОСТ 1840—51).

Кинематическая цепь редуктора состоит из шести ступеней зубчатых передач: пяти цилиндрических 6 и одной конической 2. Входной валик 8 соединяется с элек-

тродвигателем (на чертеже не показан) при помощи жесткой муфты 9. Шесть валиков установлены на шарикоподшипниках, а выходной валик 3 — на опорах скольжения (бронзовых втулках 5, запрессованных в стенки корпуса). Шарикоподшипники вмонтированы в стенки корпуса, причем на передней стенке они закрыты крышками 12. Установка валиков редуктора ведется через отверстия под шарикоподшипники в передней стенке. Между крышками и корпусом проложены прокладки 4 из чертежной бумаги. Все зубчатые колеса заштифованы на валиках, при этом малые колеса 7 в большинстве передач выполнены без ступиц и заштифованы через зубья на свободных участках по ширине колес.

На рис. 38 показана конструкция редуктора в закрытом сборном корпусе, применяемая в единичном и мелкосерийном производствах. Корпус редуктора собран на винтах из нескольких деталей, изготовленных из листового материала, например из алюминиевого сплава Д16АТ. Стенки корпуса 1, 4, 8 и 15 соединены между собой винтами 13 с потайной головкой. Основание (дно) корпуса 9 съемное. Оно соединено со стенками винтами 6 с цилиндрической головкой и зафиксировано установочными штифтами 5. Крышка 3 также съемная. Основание и крышка снимаются при сборке редуктора.

На левой стенке 1 корпуса установлен электродвигатель 7 (типа ДИД-2А). Вращение двигателя через коническую и цилиндрические зубчатые передачи передается на потенциометр 11 и выходной валик 2. Потенциометр типа ПД закреплен на корпусе редуктора при помощи скобы 10 и соединен с валиком редуктора через жесткую муфту 12. Выходной валик выступает из передней стенки на 15 мм. Все валики установлены на радиальных однорядных шарикоподшипниках, укрепленных в передней и задней стенках корпуса. Установка валиков производится через отверстия в передней стенке. Осевой натяг шарикоподшипников создается зубчатыми колесами и установочными кольцами 14. Обработка отверстий в корпусе под шарикоподшипники производится на координатно-расточных станках, так как зубчатые передачи рассматриваемого редуктора являются передачами с нерегулируемыми межосевыми расстояниями. Зубчатые колеса при сборке стопорятся на валиках установочными винтами, а после регулировки зацепления и проверки качества сборки штифуются коническими штифтами, после чего установочные винты вывинчиваются и все крепежные винты контрятся краской.

Конструкция редуктора на одной общей плате. Конструкция редуктора на одной общей плате и нескольких кронштейнах (рис. 39) широко применяется в качестве макетной конструкции редуктора. Сборка узлов такого редуктора весьма удобна, так как обеспечивает доступ к местам регулировки и крепления деталей. Эту конструкцию можно отнести к конструкциям с регулируемыми межосевыми расстояниями, так как необходимая точность зубчатых зацеплений достигается соответствующей установкой кронштейнов при сборке с последующей их фиксацией штифтами. Редукторы открытого исполнения устанавливаются внутри корпуса прибора. В случае необходимости редуктор закрывается коробчатым кожухом, защищающим механизм от загрязнения и попадания посторонних предметов.

Плата редуктора изготавливается из листового материала, например из алюминиевого сплава Д16АТ, или отливается из алюминиевого сплава АЛ2 или АЛ9, если она имеет сложную форму, и применяется в серийном производстве. На плате размещаются отдельные небольшие кронштейны, изготовленные в соответствии с серийностью выпуска (литые или механически обработанные). Каждый кронштейн служит для установки одного, двух и больше шарикоподшипников. На подшипниках устанавливаются валики с зубчатыми колесами любых разновидностей (цилиндрическими, коническими, винтовыми, червячными). В этом отношении рассматриваемая конструкция редуктора более удобна для компоновки, чем другие типы конструкций. Однако конструкция редуктора на одной общей плате имеет тот существенный недостаток, что каждый кронштейн крепится на плате отдельно, а это, в свою очередь, приводит к малому заполнению объема и к увеличению общего количества деталей, габаритных размеров и веса редуктора. Для устранения указанных недостатков приходится применять кронштейны сложной формы.

На рис. 39 показана конструкция редуктора, собранного на одной общей плате 1 и нескольких кронштейнах 2. Электродвигатель 5 установлен на плате при помощи кронштейна 4, а шкала 6 закреплена на валике при помощи регулировочной муфты 7. Двигатель соединен с редуктором через зубчатое колесо 3. Вращение двигателя

передается на шкалу и выходной валик $\varnothing 4$ через цилиндрические зубчатые передачи. Валики установлены в кронштейнах на шарикоподшипниках, которые имеют предварительный осевой натяг, создаваемый деталями редуктора (ступицами колес и установочными кольцами).

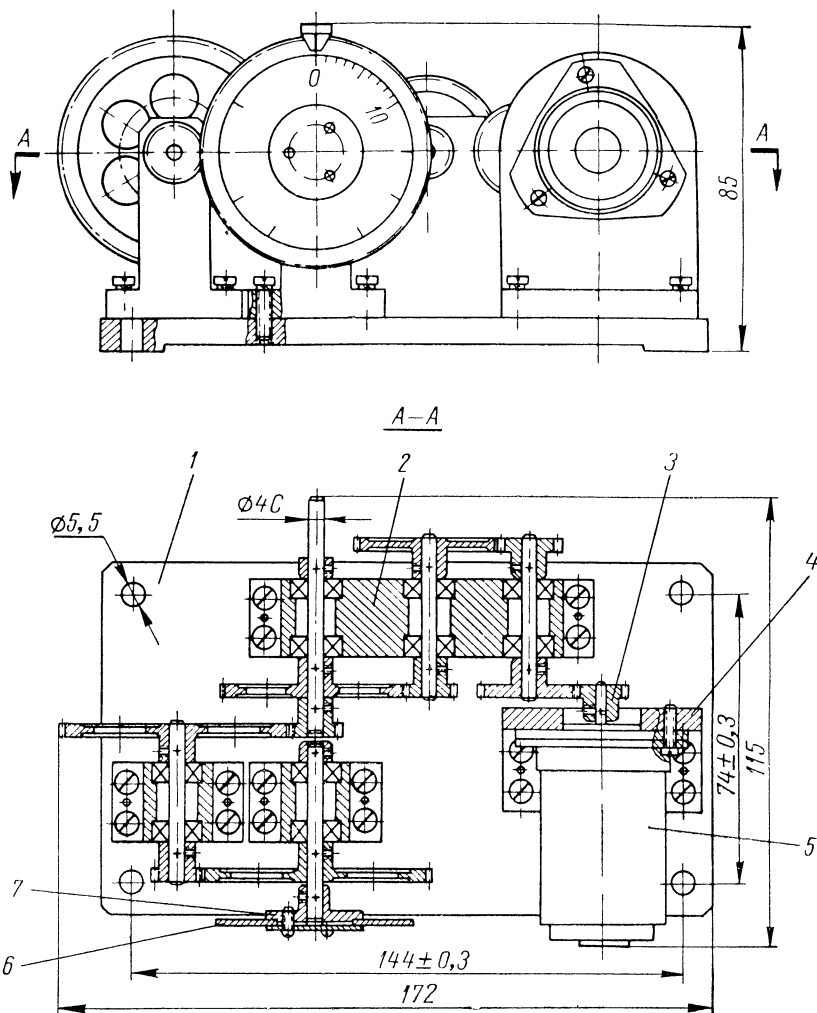


Рис. 39. Конструкция редуктора на одной общей плате

Приведенная конструкция редуктора подтверждает указанные выше недостатки этого типа конструкций: она имеет малое заполнение объема, большое количество разнотипных деталей, большие габариты и вес редуктора в целом. Однако компоновка конструкции такого редуктора и его сборка при изготовлении не представляют затруднений. Поэтому данный тип конструкции редуктора получил широкое распространение при макетировании приборов (в единичном производстве), а также в стационарных устройствах, не лимитированных габаритами и весом.

17. Компоновка конструкции редуктора

Компоновка конструкции редуктора — это размещение всех его деталей и элементов в минимальном объеме в соответствии с техническим заданием. Применяется несколько методов компоновки, но наиболее распространенным является графический метод — упрощенное изображение карандашом деталей и элементов редуктора в определенном масштабе (1 : 1; 2 : 1 и др.) на миллиметровой или чертежной бумаге.

Прежде чем рассматривать основные рекомендации по компоновке конструкции приборного редуктора, остановимся на следующих вопросах:

требования, предъявляемые к компоновке конструкции редуктора;
исходные данные для компоновки;
порядок компоновки.

Требования к компоновке. К основным требованиям, предъявляемым к компоновке конструкции приборного редуктора (или к основным задачам компоновки), относятся следующие: получение наименьших габаритов и веса редуктора; удобство обслуживания при эксплуатации и легкий доступ к заменяемым элементам; удобство сборки и регулировки редуктора.

Все указанные требования должны выполняться в соответствии с техническим заданием и с существующими стандартами и нормами, так как качество разрабатываемой конструкции будет определяться главным образом ее соответствием техническому заданию.

При компоновке конструкции редуктора необходимо стремиться к уменьшению его габаритов, т. е. к увеличению так называемого коэффициента заполнения

$$\kappa_z = \frac{V_d}{V_n},$$

где V_d — объем, занимаемый деталями и элементами редуктора;

V_n — объем параллелепипеда, ограничивающего габариты редуктора.

Коэффициент заполнения является одним из показателей качества конструкции, и поэтому стремятся получить его значение близким к 0,5. В некоторых хорошо выполненных конструкциях коэффициент заполнения достигает величины 0,7. Стремление получить высокий коэффициент заполнения не должно отражаться на выполнении других требований к компоновке.

Вместе с уменьшением габаритов конструкции будет уменьшаться и ее вес. Однако при необходимости получить малый вес редуктора следует уже в процессе выполнения компоновки ясно представить себе, какие детали должны быть изготовлены из легких материалов (алюминиевых сплавов, пластмасс и др.), так как это отразится на выборе размеров деталей.

Если в техническом задании на проектирование редуктора или по условиям эксплуатации прибора требуется быстрая замена отдельных элементов, например электромеханических, то при компоновке конструкции предусматриваются легкий доступ к этим элементам и соответствующее их крепление. При компоновке выполняется также требование удобства обслуживания, например удобство наблюдения за шкалами или удобства вращения рукоятками и маховичками.

Ознакомление с основными типами конструкций приборных редукторов (см. п. 16), а также со способами соединения деталей и электромеханических элементов (см. п. 18 и 19) даст возможность в процессе компоновки предусмотреть удобство сборки и регулировки редуктора.

При компоновке конструкции редуктора должны учитываться и такие требования, как технологичность и экономичность, т. е. простота изготовления, соответствующая предполагаемому (или заданному) объему (серийности) производства. Выполняя компоновку конструкции редуктора, проектировщик должен постоянно помнить не только о возможностях изготовления этого редуктора, но и о наиболее простом и экономичном варианте его конструкции.

Исходные данные для компоновки. Для выполнения компоновки конструкции редуктора в распоряжении конструктора кроме технического задания должны быть следующие исходные данные:

предварительная кинематическая схема, составленная по заданному расположению концевых элементов и результатам распределения общих передаточных отношений кинематических цепей;

результаты выполненных расчетов отдельных элементов редуктора; эскизы входящих в редуктор электромеханических элементов (электродвигателя, потенциометра, вращающегося трансформатора и т. п.).

Для конструкций стопоров, дифференциалов и других сложных узлов необходимо иметь отдельные компоновочные эскизы, которые будут использованы при общей компоновке редуктора.

Ранее указывалось, что компоновку конструкции приборного редуктора следует выполнять параллельно с проведением расчетов и разработкой кинематической схемы. Поэтому к началу компоновки проектировщик может не располагать всеми необходимыми данными. В этом случае компоновочный эскиз уточняется по мере выполнения расчетов или выбора размеров деталей и узлов редуктора.

Иногда, кроме указанных выше исходных данных, бывают заданы некоторые установочные или габаритные размеры редуктора. В этом случае компоновку конструкции следует вести с учетом этих дополнительных данных.

Порядок компоновки. Рекомендуется следующий порядок компоновки наиболее распространенных конструкций приборных редукторов:

- 1) нанесение изображений зубчатых колес и валиков;
- 2) нанесение наружных контуров обойм или втулок-фланцев;
- 3) нанесение наружных контуров электромеханических элементов;
- 4) нанесение изображений отсчетных устройств и органов управления, входящих в конструкцию редуктора;
- 5) нанесение контуров корпуса, кронштейна, плат и других установочных деталей.

Отсюда следует, что компоновка конструкции редуктора заключается в последовательном нанесении изображений отдельных деталей и элементов редуктора в соответствии с имеющимися исходными данными с последующей корректировкой расположения некоторых деталей, если они затрудняют установку других деталей. При этом редуктор в целом не должен выходить за пределы заданного или некоторого минимального объема, форма которого должна быть близкой к кубической. Все детали и элементы редуктора должны размещаться компактно, но с необходимым расстоянием друг от друга.

Компоновка начинается с нанесения изображений основных элементов редуктора — зубчатых колес — с учетом ряда факторов, о которых будет сказано ниже, и после расстановки всех основных элементов механизма заканчивается нанесением контуров корпуса, кронштейна или плат редуктора с выбором мест крепления на горизонтальной или вертикальной панели.

По компоновочному эскизу проверяется правильность взаимодействия деталей механизма, например при двустороннем расположении опор в двухплатной конструкции проверяется правильность размещения валиков между зубчатыми колесами с необходимыми минимальными расстояниями.

Основные рекомендации по выполнению компоновки. При выполнении компоновки конструкции приборного редуктора можно пользоваться следующими рекомендациями.

Компоновка выполняется карандашом на миллиметровой или чертежной бумаге в определенном масштабе, обычно в том масштабе, в котором будет выполняться чертеж общего вида редуктора. Компоновку малогабаритных редукторов рекомендуется выполнять в увеличенном масштабе (2 : 1 или 5 : 1). Начинаящие конструкции выполняют компоновочный эскиз чаще всего на миллиметровой бумаге. Опытные же конструкторы предпочитают делать компоновку на чертежной бумаге, которая позволяет многократно наносить различные изображения на одно и то же место чертежа.

Компоновка выполняется в двух (иногда в трех) проекциях, так как по одной проекции нельзя судить о пространственном расположении деталей даже несложного редуктора, состоящего из нескольких пар цилиндрических зубчатых колес.

К компоновке приступают после внимательного изучения технического задания, кинематической схемы и других исходных данных. Если тип конструкции редуктора не задан, то конструктор должен сам выбрать его исходя из условий работы редуктора, его расположения в приборе, кинематической схемы и т. д. (см. п. 16).

Компоновку конструкции приборного редуктора следует начинать с так называемой раскатки колес, т. е. с нанесения циркулем делительных окружностей зубчатых колес на главной проекции компоновочного эскиза. Оси колес рекомендуется располагать на параллельных горизонтальных или вертикальных линиях, что упрощит потом технологию изготовления корпуса. При нанесении диаметров колес необходимо учитывать следующие факторы: выбранное (или заданное) конструктивное исполнение редуктора, его форму и габаритные размеры (если они заданы), наличие в механизме стопора или дифференциала, габариты обойм, втулок-фланцев, фланцев электродвигателей или стаканов для крепления двигателей и вращающихся трансформаторов, габариты и способы крепления потенциометров. Рассмотрим, как учитывается каждый из этих факторов при раскатке колес.

Для любого типа конструкции редуктора можно выбрать главную проекцию компоновочного эскиза. При однокорпусной и двухплатной конструкциях редуктора главными проекциями будут соответственно вид на механизм спереди (рис. 33, средняя проекция) и вид на механизм за передней платой (рис. 34, левая проекция). В случае конструкции редуктора в отдельном закрытом корпусе за главную проекцию для компоновки принимают вид на механизм за передней стенкой корпуса (вид *Б—Б* на рис. 38). При конструировании редуктора на одной общей плате в качестве главной проекции для компоновки берут вид сверху (вид *А—А* на рис. 39). Выбрав тип конструкции редуктора и главную проекцию для его компоновки, конструктор производит раскатку колес в соответствии с кинематической схемой и другими дополнительными данными (габариты редуктора, его форма и пр.). При отсутствии данных о габаритах и форме редуктора конструктор должен исходить из общих требований, т. е. стремиться разместить все детали и элементы таким образом, чтобы редуктор занимал наименьший объем и чтобы по форме этот объем приближался к форме куба.

При наличии в механизме стопора (винтового, шайбового) или дифференциала необходимо сначала выполнить компоновку этих сложных узлов, а затем на основе выполненной компоновки нанести изображения других элементов редуктора. В малогабаритных редукторах рекомендуется использовать зубчатые стопоры и малогабаритные конструкции дифференциалов (см. рис. 21).

При расчете или выборе размеров зубчатых колес, изображаемых на компоновочном эскизе, следует учитывать замечания, высказанные в п. 4, о влиянии некоторых конструктивных факторов (диаметров валиков, размеров обойм, фланцев электродвигателей и т. д.) на выбор размеров колес. В процессе компоновки уточняются основные размеры зубчатых колес, валиков, подшипников и других деталей.

На главной проекции компоновочного эскиза после нанесения делительных окружностей зубчатых колес в соответствующих местах изображаются наружные контуры обойм или втулок-фланцев под шарикоподшипники, фланцев электродвигателей или стаканов для их крепления. При этом проверяется правильность выбранных размеров деталей и в случае необходимости производится корректировка некоторых из этих размеров. Например, если в малогабаритных редукторах обоймы или втулки-фланцы из-за больших наружных диаметров не могут быть установлены рядом (при выбранном минимальном межосевом расстоянии зубчатой передачи), то фланцы обойм или втулок срезаются в соответствующих местах (см. рис. 33 и 35). Изменять размеры входящих в редуктор электромеханических и других готовых изделий нельзя, поэтому при компоновке необходимо разместить эти изделия таким образом, чтобы не потребовалась какая-либо дополнительная их обработка. Уменьшение размеров редуктора достигается в этом случае за счет соответствующего размещения выбранных готовых изделий и за счет изменения формы, размеров и расположения некоторых деталей редуктора. Например, если вместо наружного расположения обоймы на плате рядом с фланцем электродвигателя применить внутреннее расположение (рис. 40), то габариты редуктора уменьшаются.

Параллельно с главной проекцией компоновочного эскиза выполняется вторая (иногда и третья) проекция, на которую наносятся другие виды упрощенных изображений зубчатых колес, валиков, подшипников, обойм или втулок-фланцев и других деталей. На этой проекции производится размещение деталей редуктора по глубине относительно передней платы или стенки. В первую очередь изображаются зубчатые колеса на валиках. Места расположения венцов и ступиц колес уточняются по главной проекции компоновочного эскиза. Между венцами или ступицами колес разных

пар выбираются необходимые расстояния (не менее 2—3 мм). Затем устанавливается определенная длина валиков и наносятся упрощенные изображения подшипников и обойм (или втулок-фланцев в случае однокорпусной конструкции), а также контуры электромеханических элементов в другой проекции.

Если редуктор содержит отсчетные устройства, то при компоновке необходимо обеспечить симметричное расположение шкал на главном виде, т. е. компоновку в этом случае следует начать с отсчетных устройств, размещая вокруг них другие детали и элементы редуктора. При наличии в конструкции редуктора деталей управления (рукояток, маховичков) необходимо разместить их в удобном для работы месте, например правее или ниже шкалы.

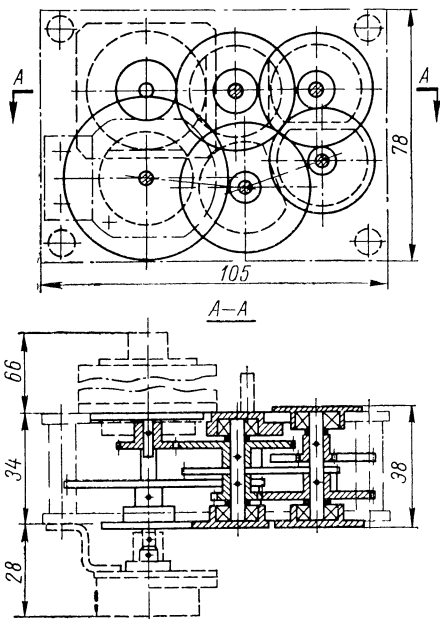


Рис. 40. Компоновочный эскиз редуктора

тродвигателем типа ЭМ-1 и потенциометром типа ПД. Кинематическая цепь от двигателя до потенциометра составлена из пяти пар цилиндрических зубчатых передач с передаточными отношениями 1/2; 1/2,5; 1/3; 1/4 и 1/5 (см. рис. 31). Электродвигатель должен устанавливаться сзади, а потенциометр — спереди. Выходным валиком редуктора (к нагрузке) является ведомый валик четвертой передачи. Он должен выступать на 12—15 мм от задней стенки корпуса. Диаметр выходного валика берем равным 4 мм, что соответствует заданному моменту нагрузки 0,1 н·м.

Выбираем двухплатную конструкцию редуктора и снимаем эскизы заданных электромеханических элементов (см. п. 19). Двигатель типа ЭМ-1 имеет для крепления квадратный фланец с размерами 42×42 мм и фиксирующий выступ $\varnothing 35$ С. Числа зубьев колес и межцентровые расстояния в зубчатых передачах выбираем при компоновке конструкции редуктора из конструктивных соображений.

На главную проекцию компоновочного эскиза (см. рис. 32) наносим контуры фланца электродвигателя и рядом с ним (на расстоянии 1—2 мм) наружные контуры обойм под радиальные однорядные шарикоподшипники 24 (с посадочным диаметром внутреннего кольца 4 мм). На рис. 32 контуры фланца двигателя и обойм ($\varnothing 28$ мм) показаны штриховыми линиями, чтобы отделить их от основных деталей редуктора — зубчатых колес и валиков. Практически же эти контуры также наносятся сплошными линиями.

Когда все основные детали и элементы редуктора будут размещены, на компоновочный эскиз наносятся контуры корпуса, кронштейна или плат редуктора (в зависимости от выбранного типа конструкции редуктора). Выбор конструкции корпусных и установочных деталей редуктора (кронштейнов, стоек и т. д.) производится с учетом заданного объема (серийности) производства и с целью обеспечения удобства сборки. При единичном производстве все детали должны изготавливаться механической обработкой. Например, вместо отливки корпус редуктора выполняется сборным на винтах из отдельных фрезерованных плат-стенок (рис. 38). Наоборот, при крупносерийном производстве должны быть применены прогрессивные технологические методы, например литье под давлением.

Необходимые для выполнения компоновки сведения по способам соединения и крепления деталей и элементов редукторов рассмотрены ниже (см. п. 18 и 19).

В заключение рассмотрим пример компоновки конструкции редуктора приборной следящей системы с элек-

Размеры фланца двигателя и обойм будут определять и размеры межцентрового расстояния первой передачи. Выбираем числа зубьев первой передачи равными 50 и 100, тогда при модуле 0,5 мм межцентровое расстояние этой передачи будет равно $A_1 = 37,5$ мм.

Наносим на компоновочный эскиз делительные окружности первой пары колес. При этом ось ведомого колеса смещаем ниже оси двигателя (на 6 мм), чтобы обойма последнего валика, соединяемого с потенциометром, не накладывалась на фланец двигателя снизу.

В соответствии с заданными передаточными отношениями и размерами обойм выбираем числа зубьев колес и определяем межцентровые расстояния остальных зубчатых передач: $A_2 = 31,5$ мм (для $i_2 = \frac{36}{90}$); $A_3 = 30$ мм (для $i_3 = \frac{30}{90}$);

$A_4 = 30$ мм (для $i_4 = \frac{24}{96}$) и $A_5 = 33$ мм (для $i_5 = \frac{22}{110}$). Минимальные числа зубьев выбраны не менее 22 из конструктивных соображений, чтобы обеспечить штифтовку колес на валиках $\varnothing 5$ мм.

Наносим на компоновочный эскиз делительные окружности колес. Оси всех колес располагаем на двух параллельных горизонтальных линиях, чтобы платы редуктора были более технологичными при изготовлении. Затем наносим контуры обойм, потенциометра и плат (на рис. 32 показаны штрих-пунктирными линиями). Размеры плат выбираем равными 90×125 мм.

После этого наносим изображения всех упомянутых выше деталей на вторую проекцию компоновочного эскиза (на виде сверху или разрезе по А—А). Размеры зубчатых колес выбираем по табл. 2 в соответствии с выбранными ранее диаметрами валиков (5 мм), размеры обойм по табл. 49 и размеры других деталей (плат, стоек и пр.) — из конструктивных соображений. Так как изображения ведомых колес первых четырех передач на главной проекции эскиза накладываются друг на друга (см. рис. 32), то на вторую проекцию изображения этих колес следует наносить сдвинутыми друг относительно друга вдоль оси. Минимальные расстояния между венцами колес выбираем равными 2 мм.

В результате такой компоновки расстояние между наружными поверхностями плат (см. вид А—А на рис. 32) получится равным 44 мм, а общий размер редуктора по глубине вместе с электромеханическими элементами — 138 мм.

Если необходимо получить меньшие габариты редуктора, то компоновку его конструкции выполняем по второму варианту (рис. 40). В этом варианте применяем другие конструкции или другое расположение обойм с шарикоподшипниками. Вместо наружного крепления двух обойм, расположенных рядом с фланцем двигателя, применяем внутреннее их крепление. Кроме того, применяем обоймы со срезами с одной стороны фланцами, а вместо ступенчатых валиков — гладкие валики $\varnothing 4$ мм (осевой натяг шарикоподшипников обеспечивается установкой дополнительных деталей). Благодаря этому получим более компактное размещение деталей и меньшие габариты всего редуктора.

Во втором варианте компоновки двухплатной конструкции редуктора (рис. 40) для тех же заданных передаточных отношений выбираем другие числа зубьев колес и другие межцентровые расстояния: $A_1 = 27$ мм (для $i_1 = \frac{36}{72}$); $A_2 = 24,5$ мм (для $i_2 = \frac{28}{70}$); $A_3 = 22$ мм (для $i_3 = \frac{22}{66}$); $A_4 = 25$ мм (для $i_4 = \frac{20}{80}$) и $A_5 = 30$ мм (для $i_5 = \frac{20}{100}$). Компоновку выполняем в том же порядке, что и в первом варианте.

В результате получим меньшие габариты механизма и редуктора в целом. Размеры плат редуктора будут равны 78×105 мм, а размеры редуктора по глубине вместе с электромеханическими элементами — 128 мм. Отсюда следует, что во втором варианте компоновки будет достигнуто уменьшение объема, занимаемого механизмом редуктора (вместе с платами), приблизительно на 17%, а уменьшение объема, занимаемого редуктором вместе с электромеханическими элементами, — на 32%. Однако это уменьшение габаритов достигается за счет применения ненормализованных конструкций обойм и некоторого усложнения технологии сборки механизма редуктора.

18. Способы соединения деталей редукторов

При конструировании приборных зубчатых редукторов большое значение имеет правильный выбор способов соединения и крепления их деталей, т. е. умение правильно конструировать отдельные узлы редукторов.

К наиболее распространенным типам соединения деталей редукторов можно отнести следующие: крепление зубчатых колес и муфт на валиках; крепление шарикоподшипников на валиках, в обоймах, корпусах и кронштейнах; установка валиков на шарикоподшипниках; соединение плат со стойками; крепление циферблатов и индексов и т. д.

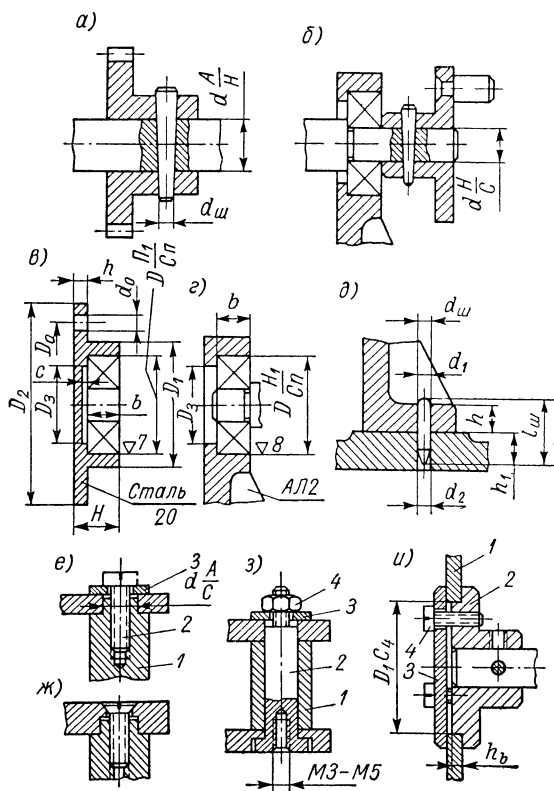


Рис. 41. Способы соединения деталей редукторов

Каждый из перечисленных типов соединения деталей может иметь различные разновидности. Способы крепления электромеханических элементов редукторов рассмотрены в п. 19.

Рассмотрим наиболее распространенные типы и способы соединения деталей редукторов.

Крепление зубчатых колес и муфт на валиках (рис. 41, а, б). В большинстве случаев зубчатые колеса и муфты, применяемые в точном приборостроении, крепятся на валиках с помощью гладких конических штифтов (ГОСТ 3129—60). Такой способ крепления обеспечивает жесткое безлюфтовое соединение деталей и исключает смещение закрепляемых колес и муфт вдоль валиков и по углу поворота.

Соединение зубчатых колес и муфт с валиками осуществляется обычно по на-
пряженной посадке. При посадке колеса на валик между опорами

(рис. 41, а) применяется система отверстий, т. е. диаметр отверстия в колесе выполняется с предельными отклонениями по A (или A_1), а посадочный диаметр валика — по H (или H_1). При посадке же колеса или муфты на валик за шарикоподшипником (рис. 41, б) применяется система вала, т. е. диаметр отверстия в колесе выполняется с предельными отклонениями по H (или H_1), а диаметр консольной части валика — по C (или C_1).

В ступице колеса или муфты под углом 90° друг к другу делают два отверстия: одно под штифт, другое резьбовое — под стопорный винт. Диаметр отверстия под конический штифт в ступице колеса выполняется немного меньше диаметра тонкого конца штифта $d_{ш}$ с предельным отклонением по A_5 (см. табл. 3). Резьбовое отверстие под стопорный винт (М2 или М3) необходимо для того, чтобы в процессе сборки механизма застопорить колесо на валике и после регулировки механизма и проверки качества сборки заштифтовать его.

Штифтовка застопоренного на валике колеса производится следующим образом. Используя отверстие в ступице, сверлят совместно валик и ступицу, после чего развертывают полученное отверстие конической разверткой с конусностью $1 : 50$, соответствующей конусности штифта. Затем заколачивают конический штифт, выбранный по длине немного больше диаметра ступицы из стандартного ряда от 8 до 22 мм (через 2 мм). После окончания штифтовки стопорный винт вывинчивают из ступицы колеса (или муфты), так как для дальнейшей работы механизма он не требуется, а в случае самоотвинчивания может вызвать вредные последствия.

Конический штифт обеспечивает надежное соединение деталей благодаря так называемому монтажному натягу, т. е. силам трения, создаваемым упругими деформациями материала деталей при заколачивании штифта. Материал штифта — сталь У10А (ГОСТ 1435—54), сталь 45 (ГОСТ 1050—60) и сталь А12 (ГОСТ 1414—54) — выбирается в зависимости от материала соединяемых деталей.

В некоторых ответственных случаях, когда механизм предназначен для работы в тяжелых условиях, конические штифты предохраняют от выпадания посредством использования проволочных колец или кернения [36, 69]. В большинстве же случаев в настоящее время конические штифты устанавливают без специальных мер для предотвращения их выпадания, в частности без применения проволочных колец.

Крепление шарикоподшипников на валиках, в обоймах, корпусах и кронштейнах (рис. 41, в, г). Крепление внутренних колец шарикоподшипников производится чаще всего путем их непосредственной установки на валик с односторонним упором в заплечик (буртик) валика (рис. 41, в) или с боковым прижимом деталями (установочными кольцами и др.). Посадка внутренних колец на валик осуществляется по системе отверстий. Диаметры валиков в местах посадки шарикоподшипников выполняются обычно с предельными отклонениями по C (или C_1), а при большом числе оборотов — по P_1 . Чистота обработки посадочных мест валиков должна быть не ниже $\nabla 8$. В местах перехода посадочного диаметра валика в заплечик большего диаметра рекомендуется предусматривать кольцевую канавку (проточку) шириной 0,5—0,8 мм и глубиной 0,15—0,2 мм, что необходимо для выхода шлифовального камня при изготовлении валика. Иногда канавку заменяют скруглением с радиусом меньшим радиуса скругления внутреннего кольца шарикоподшипника. Но такая замена усложняет шлифовку валиков, и ее не следует допускать.

Внутренние кольца шарикоподшипников в некоторых случаях крепят на валиках с боковым прижимом к заплечикам валиков. Боковыми прижимами служат установочные кольца, гайки, специальные установочные шайбы, вставляемые в проточки валиков, и другие детали.

Крепление наружных колец шарикоподшипников производится путем их непосредственной установки в гнезда корпусов и кронштейнов или с помощью специальных обойм и втулок-фланцев. Во всех случаях посадка наружных колец шарикоподшипников осуществляется по системе вала. В точном приборостроении чаще всего применяется плотная или напряженная посадка первого класса точности. Диаметры гнезд (отверстий) под шарикоподшипники в стальных обоймах (рис. 41, в) выполняются с предельными отклонениями по P_1 , а в литых корпусах и кронштейнах (рис. 41, г) из алюминиевых сплавов АЛ2 и АЛ9 (ГОСТ 2685—63) — по H_1 . Гнезда под шарикоподшипники растачиваются в этом случае с высокими классами чистоты поверхности: в стальных обоймах — по $\nabla 7$, в литых корпусах и кронштейнах — по $\nabla 8$. Торцы заплечиков в обоймах и корпусах обрабатываются по $\nabla 6$. Предельные

отклонения формы и расположения посадочных поверхностей отверстий (некруглость, нецилиндричность, торцовое биение и т. д.) назначаются по IV—V степеням точности (ГОСТ 10356—63).

Наружные кольца шарикоподшипников часто крепят в корпусах или кронштейнах с помощью фланцевой крышки, центрирующий поясok которой входит в отверстие корпуса (рис. 42, в). Между крышкой и корпусом устанавливают металлические или бумажные прокладки.

Размеры обойм и гнезд для наиболее часто применяемых шарикоподшипников приведены в табл. 49. Обозначения размеров в таблице соответствуют рис. 41, в, г. В скобках указаны предельные отклонения на соответствующие размеры. Выточка в обойме (диаметром D_3 и глубиной c) необходима для обеспечения свободного вращения внутреннего кольца шарикоподшипника вместе с валом, конец которого в этом случае не должен выступать за пределы кольца. Такие же выточки или отверстия диаметром D_3 должны быть предусмотрены в корпусах и кронштейнах.

Т а б л и ц а 49. Размеры обойм для шарикоподшипников в мм

$\begin{matrix} D \\ (D_1) \end{matrix}$	$\begin{matrix} D_1 \\ (C_6) \end{matrix}$	$\begin{matrix} D_2 \\ (B_7) \end{matrix}$	$\begin{matrix} D_3 \\ (A_7) \end{matrix}$	$\begin{matrix} D_0 \\ (\pm 0,2) \end{matrix}$	$\begin{matrix} H \\ (B_7) \end{matrix}$	$\begin{matrix} b \\ (A_6) \end{matrix}$	$\begin{matrix} h \\ (B_7) \end{matrix}$	$\begin{matrix} d_0 \\ (A_6) \end{matrix}$	c
10	12	22	7	17	6	4	2	2,5	0,5±0,1
13	16	28	10	22	7	5			
16	19	32	13	26					
19	22	36	16	30	8	6	2,5	3,5	1±0,2
22	26	40	18	33	9,5	7			
24	28	42	20	35	10				
26	30	45	22	38	11	8	3	4,5	
30	34	50	24	42	12	9			

Кроме рекомендованных выше наиболее распространенных способов крепления внутренних и наружных колец шарикоподшипников применяются и другие способы [36, 69].

Установка валков на шарикоподшипниках (рис. 42). В редукторах точных приборов применяется много различных способов установки валков на шарикоподшипниках. Выбор того или иного способа установки зависит от типа конструкции редуктора, расстояния между опорами, условий эксплуатации и других факторов.

Основным требованием ко всем способам установки валков на шарикоподшипниках является обеспечение точности, плавности и легкости вращения валков. Точность и плавность вращения валков нарушается главным образом из-за наличия зазоров (или так называемой игры) в шарикоподшипниках. Поэтому при сборке редуктора необходимо обеспечить предварительный осевой натяг шарикоподшипников, благодаря которому будут выбраны зазоры в шарикоподшипниках и созданы условия для правильной работы механизма. Величина осевого натяга обычно не указывается в сборочном чертеже редуктора, а устанавливается механиком-сборщиком на основе проверки плавности и легкости вращения валков.

Предварительный осевой натяг шарикоподшипников осуществляется чаще всего установленными на валиках деталями перед их штифтовкой. Детали, соприкасающиеся с шарикоподшипниками (зубчатые колеса, муфты, установочные кольца и др.), закрепляются на валиках стопорными винтами и после выборки зазоров в шарикопод-

шипниках и проверки качества сборки штифуются. Таким образом, обеспечение точности и плавности вращения валиков с установленными на них деталями во многом зависит от опытности механика-сборщика, хотя известное влияние оказывает и точность изготовления деталей, например несоосность валиков.

На рис. 42 показаны наиболее распространенные способы установки валиков на шарикоподшипниках. Применяются и некоторые другие способы [36, 54, 57, 69].

На рис. 42, а приведен простой способ установки валика на шарикоподшипниках, закрепленных в отверстиях (гнездах) кронштейна (или корпуса). Наружные

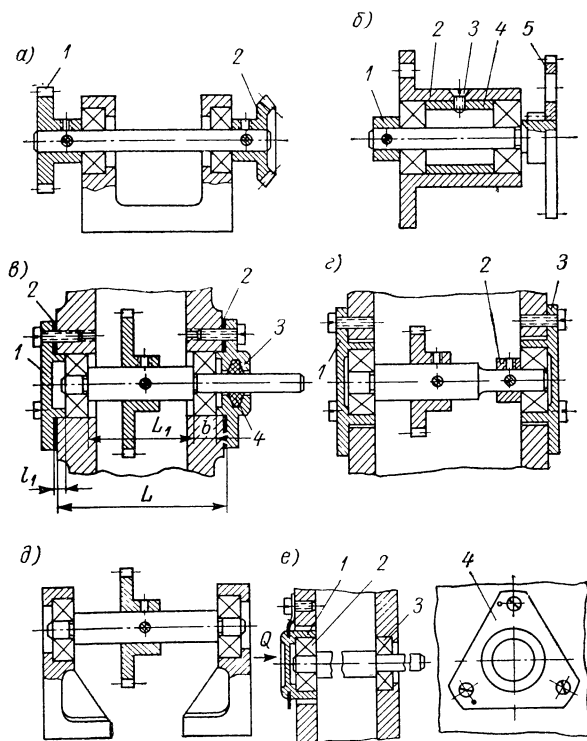


Рис 42. Способы установки валиков на шарикоподшипниках

кольца шарикоподшипников прижаты к заплечикам кронштейна, а внутренние кольца закреплены ступицами зубчатых колес 1 и 2. Легкость вращения осуществляется путем осевого смещения зубчатых колес. Такой способ установки валика требует расточки отверстий в кронштейне с одной установки для обеспечения их соосности в пределах 0,01—0,02 мм.

На рис. 42, б показан более технологичный способ установки валика на шарикоподшипниках во втулке-фланце 2, имеющей сквозное отверстие. Наружные кольца шарикоподшипников прижаты к торцовым поверхностям распорной втулки 4, установленной в отверстиях втулки и закрепленной двумя винтами 3 (расположены под углом 90°). Внутренние кольца шарикоподшипников поджаты ступицей зубчатого колеса 5 и установочным кольцом 1. Регулировка этих деталей обеспечивает легкость вращения валика. Посадочное отверстие для шарикоподшипников во втулке-фланце растачивается с одной установки, что обеспечивает строгую соосность шарикоподшипников. Такой способ установки валика прост и надежен. Он применяется в однокорпусных конструкциях редукторов в условиях серийного производства.

На рис. 42, в показан способ установки валика на шарикоподшипниках, закрепленных в сквозных отверстиях корпуса. Внутренние кольца шарикоподшипников прижаты к заплечикам (буртикам) валика, а наружные кольца поджаты крышками 1 и 3, которые крепятся к корпусу винтами. Отверстия в стенках корпуса растачиваются за один проход, что технологически проще первого способа (рис. 42, а). Величина осевого натяга шарикоподшипников регулируется крышками 1 и 3 и набором прокладок 2, расположенных между крышками и корпусом. Если редуктор смонтирован в закрытом корпусе, то в крышке 3, через которую проходит выходной валик, помещают фетровое кольцо 4. Уплотнение с помощью фетрового кольца надежно защищает шарикоподшипник от попадания в него пыли и грязи. Применяются и другие конструкции уплотнений [36, 58, 69].

При конструировании данного узла (рис. 42, в) размеры деталей и их предельные отклонения выбираются из условия соблюдения следующего неравенства:

$$L < L_1 + 2b + 2l_1,$$

где L — размер корпуса;

L_1 — размер валика между заплечиками;

b — ширина шарикоподшипников;

l_1 — размер выступа крышек.

Образующиеся при сборке зазоры между крышками и корпусом заполняются набором кольцевых прокладок. Это необходимо для того, чтобы избежать перекосов шарикоподшипников при закреплении крышек винтами.

На рис. 42, г приведен способ установки валика на шарикоподшипниках, закрепленных в обоймах 1 и 3. Для регулировки осевого натяга шарикоподшипников здесь не требуется применять прокладки между обоймами и корпусом, так как имеется установочное кольцо 2, которое позволяет регулировать легкость вращения. Кроме такой регулировки осевого натяга может быть использован и рассмотренный ранее способ (рис. 42, в), при этом установочное кольцо не потребуется. Обоймы дают возможность регулировать межосевые расстояния в зубчатых передачах при сборке редуктора. После регулировки межосевых расстояний и проверки качества сборки обоймы закрепляются винтами и фиксируются установочными штифтами (см. ниже).

На рис. 42, д показан распространенный способ установки валика на шарикоподшипниках «в распор», когда шарикоподшипники закрепляются в двух кронштейнах, устанавливаемых на общей плате или стенке корпуса. Расстояние между подшипниками в этом случае рекомендуется выбирать не более 150 мм, так как при больших температурных колебаниях окружающей среды могут произойти защемление подшипников и деформация деталей узла. После регулировки осевого натяга кронштейны закрепляются на плате винтами и фиксируются установочными штифтами.

На рис. 42, е показан способ установки валика на шарикоподшипниках с упругим креплением одного из подшипников. Подшипник 2 крепится в обойме 1 на плоской треугольной пружине 4, которая поджимает валик к подшипнику 3 с постоянно действующей осевой силой Q . Величина силы Q выбирается достаточной для устранения зазоров в подшипниках. Пружина закрепляется на корпусе тремя винтами и фиксируется установочными штифтами, что полностью исключает перемещение валика в радиальном направлении. В случае температурных колебаний окружающей среды изменение длины валика не будет вызывать появления опасных напряжений в деталях механизма. Способ установки валика с применением упругого подшипника получил широкое распространение в механизмах радиоаппаратуры.

Выбор размеров цилиндрических установочных штифтов производится в зависимости от размеров кронштейна и платы. На рис. 41, д даны обозначения размеров отдельных элементов соединения установочными штифтами, а в табл. 50 — рекомендуемые значения этих размеров (по нормалам приборостроения).

Установочные штифты с направляющим конусом, размеры которых приведены в табл. 50 (длина конусной части штифта равна его диаметру), применяются для сохранения взаимного положения съемных деталей (обойм, втулок-фланцев, кронштейнов и т. д.) относительно корпуса или основания. На чертеже съемной детали указывается предварительное отверстие диаметром d_1 под штифт диаметром $d_{ш}$. При сборке узла после его регулировки через это предварительное отверстие в другой (несъемной) детали сверлят и развертывают отверстие диаметром d_2 для получения необходимой посадки штифта. Посадка штифта в отверстиях d_1 и d_2 может быть подвижной

Т а б л и ц а 50. Размеры элементов соединения установочными штифтами
в мм

h	1—2	1—3	4	5	6	8
$d_{ш}$	1	1,5	2		3	
$l_{ш}$	6	8	10		15	
h_1	4,5—3,5	6—4,5	5	4	7,5	5,5
d_1 (на чертеже детали)	0,85 ^{+0,07}	1,35 ^{+0,12}	1,8A ₅		2,8A ₅	

или неподвижной. Для деталей из алюминиевых сплавов штифтовое соединение выполняется таким образом, чтобы обеспечить снятие съемной детали (например, кронштейна) с оставлением штифта в отверстии диаметром d_2 . Для стальных деталей (например, обойм) отверстие диаметром d_2 выполняется для подвижной посадки штифта, а съемная деталь снимается вместе с запрессованными в нее установочными штифтами.

Соединение плат со стойками (рис. 41, е, ж, з). В редукторах двухплатной конструкции все детали механизма установлены на двух платах, расположенных на определенном расстоянии друг от друга. Для соединения и точной фиксации обеих плат с возможностью их повторной сборки применяют различные способы. Наиболее распространенным из них является способ соединения плат с помощью нескольких (обычно четырех) распорных колонок или стоек (рис. 41, е). В свою очередь, применяют различные способы соединения плат со стойками.

На рис. 41, е стойка 1 имеет с обоих концов посадочные выступы диаметром d и глухие резьбовые отверстия. Диаметры посадочных выступов стойки выполняют с предельными отклонениями по C (в некоторых случаях по H). Размер между заплечиками (буртиками) стойки также выполняют с высокой точностью, например с предельными отклонениями по C_3 , чтобы не получить заметных расхождений этого размера у разных стоек. Несοοсоность посадочных мест стойки не должна превышать 0,01 мм. Отверстия под выступы стоек в обеих платах сверлят и развертывают, как правило, совместно, что целесообразно только в условиях единичного или мелкосерийного производства, так как для этого потребуется маркировка плат попарно, подбор стоек к платам и их маркировка и т. д. Предельные отклонения для отверстий в платах назначают по A . Крепление плат к стойкам производят в этом случае с помощью винтов 2 и шайб 3. Чаще всего находят применение винты с цилиндрической головкой (ГОСТ 1491—62). Иногда из конструктивных соображений применяют винты с потайной головкой (ГОСТ 1490—62). При этом изготовление плат усложняется, так как вместо сквозных посадочных отверстий растачивают в платах глухие посадочные отверстия (гнезда) под выступы стойки и выполняют зенковки для винтов с потайными головками (рис. 41, ж).

Рассмотренные способы соединения плат со стойками обеспечивают высокую точность и надежность взаимного расположения плат. Кроме того, они позволяют производить повторную сборку и разборку механизма редуктора без нарушения точности расположения плат. Однако эти способы можно применять только в условиях мелкосерийного производства, так как их нельзя считать технологичными из-за сложности изготовления стоек (а в случае крепления винтом с потайной головкой также и из-за сложности изготовления плат). В стойках необходимо, во-первых, обеспечить строгую соосность и высокую точность выступов (с отклонениями по 2-му классу точности), во-вторых, выдержать точное расстояние между заплечиками и, в-третьих, выполнить два глухих резьбовых отверстия. Все это усложняет технологию изготовления стоек и ограничивает их применение.

Более технологичный способ соединения плат со стойками показан на рис. 41, в. Вместо одной детали (стойки) здесь применены две — болт 2 и распорная втулка 1.

Крепление этих деталей с платами производится с помощью шайбы 3 и гайки 4. При таком способе соединения могут быть преодолены указанные выше технологические трудности, присущие первому способу (рис. 41, е). Несоосность посадочных мест стойки здесь отсутствует, так как оба посадочных выступа заменены общей посадочной поверхностью болта с необходимыми предельными отклонениями. Точность расстояния между платами и их параллельность обеспечиваются путем совместного шлифования торцовых поверхностей большой группы распорных втулок. Для крепления плат при использовании этого способа не требуется сверлить и нарезать глухие резьбовые отверстия. Показанное на рис. 41, з глухое резьбовое отверстие МЗ—М5 используется для крепления редуктора в приборе (оно может отсутствовать при других способах крепления). Следует заметить, что вместо цилиндрической головки болта, утопленной в гнезде платы, можно применить другие конструкции этого узла.

Крепление циферблатов и индексов (см. рис. 18, з, и, к; 41, и). Крепление вращающегося вместе с валиком дискового циферблата 1 (рис. 41, и) производят обычно с помощью так называемой регулировочной муфты, состоящей из втулки 2, шайбы 3 и трех винтов 4. Втулка 2 закреплена на валике коническим штифтом. Циферблат с нанесенной на нем шкалой установлен на центрирующем выступе втулки (диаметром D_1 и высотой h_a) и зажат между втулкой и шайбой винтами.

Регулировочная муфта позволяет повернуть установленный на ней циферблат, сохраняя при этом неизменным положение валика, на котором закреплена втулка. Это необходимо для установки нулевого положения шкалы в отрегулированном положении механизма. Чтобы повернуть циферблат, не поворачивая втулку, необходимо ослабить винты, прижимающие шайбу и циферблат ко втулке.

Центрирующий выступ втулки обычно выполняют диаметром $D_1 = 20$ мм с предельными отклонениями по S_4 и высотой $h_a = 0,7$ мм, меньшей толщины циферблата на 0,3—0,5 мм. Это обеспечивает точную и надежную фиксацию циферблата на втулке. Втулку и шайбу изготавливают из легких сплавов, например из дюралюминия Д16.

Кроме вращающейся шкалы счетное устройство содержит неподвижный индекс. Конструкции индексов представлены на рис. 18, и, к. Индекс первой конструкции (см. рис. 18, и) крепится одним винтом М2 и фиксируется двумя штифтами. Вторая конструкция (см. рис. 18, к) применяется, когда габариты корпуса механизма не позволяют закрепить индекс первой конструкции. Здесь крепление индекса производится двумя винтами с последующей фиксацией штифтами. Размер H в индексах выбирается из конструктивных соображений. Индексы изготавливают обычно из листового материала — стали 10, латуни Л62, алюминиевого сплава Д16АМ.

19. Крепление электромеханических элементов

Приборные зубчатые редукторы имеют механические связи с электродвигателями, вращающимися трансформаторами, потенциометрами и другими электромеханическими элементами, которые, как правило, устанавливаются на общем корпусе (основании) редуктора.

В настоящее время в автоматических и вычислительных устройствах широкое применение получили электродвигатели с полым ротором типов ЭМ, ДИД, АДП и др., вращающиеся трансформаторы типов ВТ, ВТМ, шаговые двигатели типа ШД, потенциометры типов ПЛ, ПТП, ПД и др. Все эти электромеханические элементы имеют определенные способы крепления на корпусе редуктора и соответствующие способы соединения с входными или выходными валиками редуктора.

Рассмотрим наиболее часто применяемые способы крепления электромеханических элементов.

Крепление электродвигателей. На рис. 43 представлены эскизы (с обозначениями размеров) асинхронных электродвигателей с полым ротором типов ЭМ, ДИД, АДП и И6.762.050. Их технические данные и габаритные размеры приведены в табл. 51. Данные новых типов микроэлектродвигателей приведены в [43].

Электродвигатели типов ЭМ и ДИД имеют фланцы с отверстиями для крепления и фиксирующие выступы диаметром D_2 . Поэтому эти электродвигатели целесообразно устанавливать на корпусе редуктора в отверстие диаметром D_2 (по скользящей посадке второго класса точности) и закреплять их фланцы винтами. Такое фланцевое крепление двигателя типа ЭМ показано на рис. 44, а. Здесь двигатель крепится к стенке корпуса четырьмя винтами МЗ, которые затем контрятся краской или

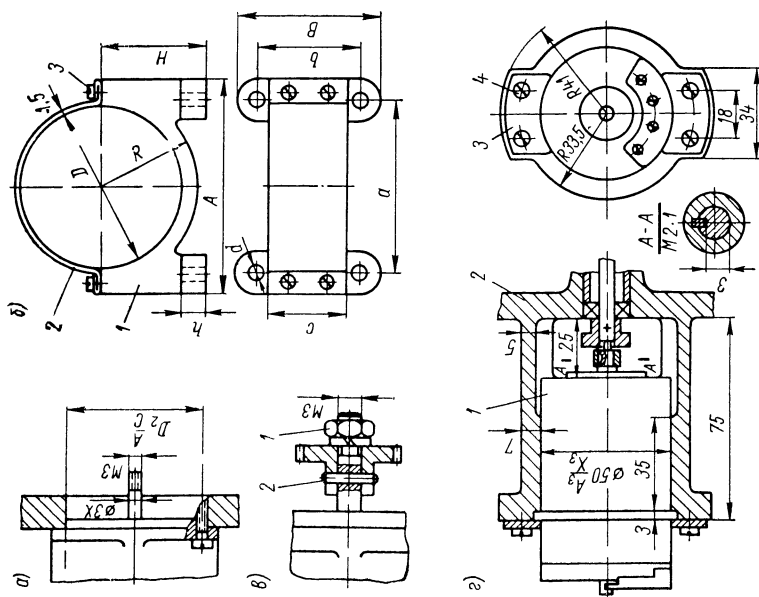


Рис. 44. Способы крепления электродвигателей

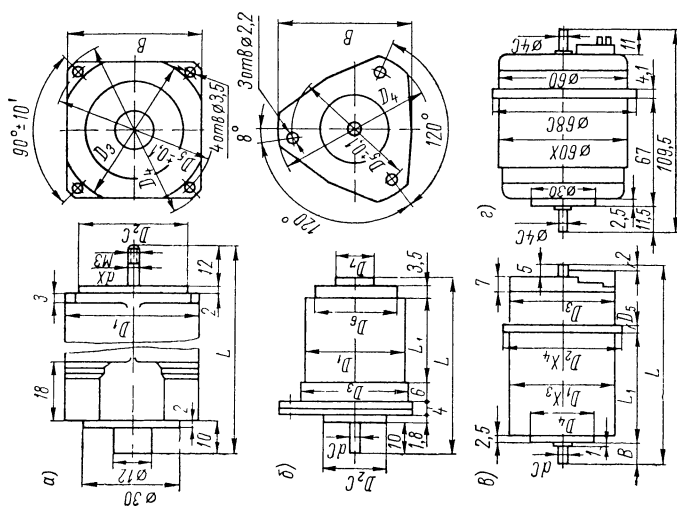


Рис. 43. Обозначения размеров асинхронных электродвигателей с полым ротором: а — типа ЭМ; б — типа ДИД; в — типа АДП; г — типа ИБ.762 050

Т а б л и ц а 51. Технические данные и габаритные размеры (в мм)
асинхронных электродвигателей с полым ротором

Обозначения величин	Типы электродвигателей								
	ЭМ-0,5	ЭМ-1	ЭМ-2	ДИД-1А	ДИД-2А	ДИД-3А	АДП-123	АДП-262	ИБ.762.050
n в об/мин	2000			13 000		9000	4000	1850	5000
M_D в Г·см	2,0	3,2	8,0	0,9	1,8	5,6	10	50	4,0
P в вт	0,4	0,65	1,7	1,0	2,0	3,0	4,1	9,5	2,0
d	3			2,8		3,8	4	6	См. рис. 43, з
D_1	42		55	33		48	50	70	
D_2	35		40	20		23	55	74	
D_3	48		60	34		49	50	70	
D_4	56		75	48		60	30	50	
D_5	50		64	40		55	3	4	
D_6	—			27		40	—		
D_7	—			14,5		20	—		
L	73	80	90	54	67	70	90	116	
L_1	—			26	39	40	51,5	64	
B	42		55	42		55	8	9	

пружинными шайбами. Валик двигателя диаметром 3X соединяется с редуктором через муфту или зубчатое колесо, которые устанавливаются на валике двигателя с помощью штифтового соединения или с помощью гайки 1 и цилиндрического штифта 2, запрессованного в валик (рис. 44, в). В случае крепления зубчатого колеса (или муфты) гайкой в ступице колеса имеется специальный шлиц, а на валике двигателя — резьбовая нарезка. Аналогичные соединения с редуктором имеют шаговый двигатель ШД-300, потенциометры типов ПЛ и ПТП (рис. 46, а).

Электродвигатели типов АДП, СЛ и др. не имеют специальных фланцев для крепления. Поэтому они устанавливаются на корпусах редукторов с помощью дополнительных деталей или за счет усложнения конструкции корпусов редукторов.

На рис. 44, б, з показаны два способа крепления таких двигателей: 1) с помощью кронштейна и хомутика; 2) с помощью специального цилиндрического прилива на корпусе редуктора. В первом случае (рис. 44, б) литой кронштейн 1 закрепляется на основании (или плате) редуктора четырьмя винтами, а двигатель устанавливается на кронштейне и зажимается стальным никелированным хомутиком 2 с помощью винтов 3 (М4×10). Размеры кронштейнов приведены в табл. 52. Во втором случае (рис. 44, з) на литом корпусе редуктора делается специальный цилиндрический прилив, имеющий внутреннюю расточку под посадочную поверхность корпуса двигателя

Т а б л и ц а 52. Размеры кронштейнов для крепления электродвигателей в мм

<i>D</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>H</i>	<i>h</i>	<i>R</i>
50	55	35	25	4,5	70	50	35	8	30
60	65	40	30	5,5	80	55	40	10	36
70	74	45	30	5,5	94	65	46	12	42

(по ходовой посадке третьего класса точности) и круговую проточку под кольцевой выступ корпуса двигателя. Этот способ крепления двигателя называют креплением в корпусе.

На рис. 44, *г* показано крепление двигателя АДП-123 на приливе диаметром 64 мм и высотой 75 мм. Двигатель 1 установлен на приливе 2 в отверстии диаметром 50 А₃ и закреплен двумя накладками 3 с помощью винтов 4 (М5×10). Для крепления накладок на приливе имеются два выступа с резьбовыми отверстиями. Соединение двигателя с редуктором осуществляется через крестовидную муфту, один из поводков которой закрепляется на валике двигателя с помощью сегментной шпонки 1×7. В приливе имеются технологические окна, через которые второй поводок муфты штифтуется на валике редуктора.

Крепление двигателей АДП, СЛ и др. можно осуществить также с помощью специальных установочных стаканов, применяемых обычно для крепления вращающихся трансформаторов.

Крепление вращающихся трансформаторов. В электромеханических вычислительных устройствах широкое применение получили вращающиеся трансформаторы (ВТ), т. е. индукционные электрические машины, конструктивно сходные с асинхронными двигателями с неявно выраженными полюсами.

Вращающиеся трансформаторы различаются между собой по типу воспроизводимой функции (линейные — ЛВТ, синусные — СВТ, синусно-косинусные — СКВТ, масштабные — МВТ), по электрическим характеристикам, по классу точности и по габаритам (в зависимости от диаметра посадочной поверхности корпуса). Технические данные и габаритные размеры ВТ приведены в [52, 57].

Крепление ВТ на корпусе механизма осуществляется чаще всего с помощью установочных стаканов. Применяется также крепление в корпусе, аналогичное крепление двигателя АДП-123 (см. рис. 44, *г*).

На рис. 45, *а, б* показаны две разновидности стаканов для крепления ВТ. Стакан первой конструкции (рис. 45, *а*) устанавливается в корпус редуктора по диаметру D_3 (по скользящей посадке третьего класса точности) и закрепляется *n* винтами диаметром *d*. Крепление ВТ в этом стакане производится аналогично креплению двигателя АДП в корпусе (рис. 44, *г*), т. е. с помощью двух накладок и четырех винтов М5×10. Посадка корпуса ВТ в стакан — скользящая второго класса точности. Соединение валика ВТ с выходным валиком редуктора осуществляется через крестовидную муфту с люфтовывбирателями. Чтобы обеспечить соосность валика ротора ВТ с выходным валиком редуктора, подшипники выходного валика установлены в отверстия диаметром D_4 прилива стакана. Это отверстие расточено соосно с отверстием диаметра *D* под посадочную поверхность корпуса ВТ. В стакане второй конструкции (рис. 45, *б*) ВТ крепится с помощью специального зажимного устройства. Стакан привинчивается к корпусу редуктора четырьмя или шестью винтами. Размеры стаканов обеих конструкций приведены в табл. 53.

Установленные в стаканах двигателя, сельсины и ВТ, входящие в схему механизма вычислительного или автоматического устройства, располагаются, как правило, на внешней стороне одной из стенок корпуса механизма.

Крепление потенциометров. Потенциометры имеют весьма широкое распространение в вычислительных и автоматических устройствах. Они служат элементами следящих систем для ввода и обработки данных, используются в качестве реостатов в электрических схемах и для воспроизведения различных функциональных

зависимостей. Таким образом, при конструировании редукторов следящих систем и механизмов электромеханических вычислительных устройств возникает необходимость установки потенциометров различных типов на корпусах этих механизмов. Чаще

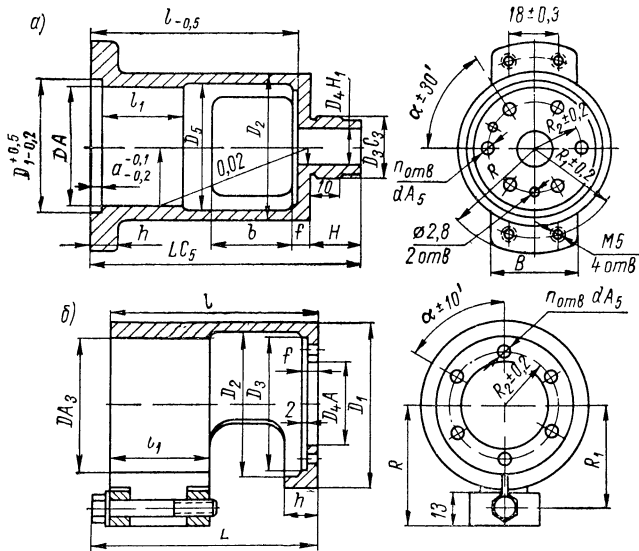


Рис. 45. Стаканы для крепления вращающихся трансформаторов

Т а б л и ц а 53. Размеры стаканов для крепления ВТ и электродвигателей в мм

Рисунок	D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	L	l	l ₁	H	h
45, а	45	50	55	22	13	47	98	76	30	18	10
	70	80	82	28	19	74	121	97	35	18	12
45, б	50	62	54	50	32	—	81,5	75,5	36	—	12
	60	72	64	60	38	—	84	78	36	—	12
	70	82	74	72	45	—	94	88	36	—	12
Рисунок	D	a	b	B	f	R	R ₁	R ₂	α	n	d
45, а	45	4,1	30	32	6	39	31,5	16	90°	4	5
	70	4,1	46	34	8	53	46	27	60°	6	6
45, б	50	—	—	—	6	44,5	38	21	90°	4	4,5
	60	—	—	—	6	49,5	43	25	90°	4	5,5
	70	—	—	—	6	54,5	48	30	60°	6	6

($2,45 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м}$), ПТП2 и ПЛ1-2 — не более $4 \text{ Г} \cdot \text{дм}$ ($3,9 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м}$) и ПД — не более $2,4 \text{ Г} \cdot \text{дм}$ ($2,45 \cdot 10^{-3} \text{ н} \cdot \text{м}$). Другие технические данные потенциометров приведены в [52, 57].

Technical drawing of a mechanical part showing three views: front, side, and top. The front view is a semi-circular shape with a central hole of diameter 31. The side view shows a profile with a central hole of diameter 5.5 and a base of 3. The top view is a circular shape with a central hole of diameter 13 and a base of 10.5. Dimensions are given in millimeters.

1 мм на корпусе (кронштейне, плате) редуктора с последующим закреплением тремя винтами М3 и специальными накладками или шайбами. Пример крепления потенциометров ПТП1 и ПТП2 и разметка для их крепления приведены на рис. 46, б. Установочные размеры для ПТП1 — $R = 19 \pm 0,1$, $D = 30A_3$ и $D_1 = 27A_3$; для ПТП2 — $R = 25 \pm 0,1$, $D = 42A_3$ и $D_1 = 39A_3$. Соединение валика потенциометра с редуктором осуществляется через муфту или зубчатое колесо, которые закрепляются на валике потенциометра гайкой. При этом зубья втулки зацепления потенциометра войдут в шлицы ступицы муфты (или колеса), что обеспечивает надежную посадку муфты (колеса) на валик потенциометра.

131

корпуса (платы) двумя винтами М3. Закрепление зубчатого колеса (или муфты) на валиках этих потенциометров осуществляется с помощью гайки и цилиндрического штифта (аналогично рис. 44, в).

Потенциометр типа ПД (рис. 47) устанавливается своим фланцем на кронштейн или скобу на корпусе редуктора и закрепляется двумя винтами М2. Соединение валика потенциометра с редуктором производится путем установки на валик потенциометра ($\varnothing 5,5$) плоского зубчатого колеса или вспомогательной втулки (рис. 46, в) с последующим закреплением их двумя винтами М2 к фланцу потенциометра.

20. Расчет размерных цепей в редукторах

В процессе конструирования редукторов приходится производить расчеты размерных цепей отдельных узлов, например определять величины и предельные отклонения зазоров между заплечиком валика и втулкой (рис. 48, а) или между корпусом и крышкой (рис. 48, б) по заданным или выбранным предельным отклонениям размеров. Расчет размерных цепей дает возможность более обоснованно выбрать допуски на изготовление деталей и узлов приборных редукторов.

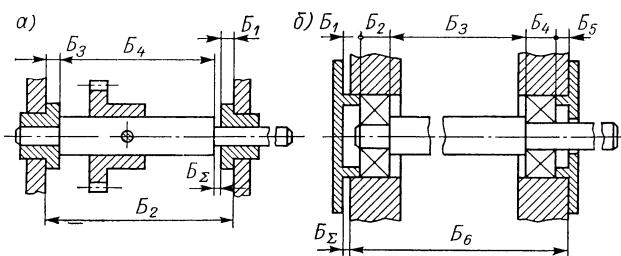


Рис. 48. К расчету размерных цепей

Размерной цепью называется совокупность размеров, расположенных по замкнутому контуру и непосредственно влияющих на точность одного из размеров контура.

Звенья размерной цепи, т. е. размеры, определяющие расстояния между поверхностями деталей, разделяются на несколько составляющих звеньев (B_1 , B_2 , B_3 и пр.) и одно замыкающее звено (B_Σ). Допуск замыкающего звена зависит от допусков всех составляющих звеньев. В число составляющих звеньев включают только те размеры деталей, которые непосредственно влияют на точность замыкающего звена.

Размерные цепи делятся на линейные, плоскостные и пространственные. В данном пособии рассматриваются только линейные размерные цепи, в которых все входящие в них размеры параллельны между собой и связаны линейной зависимостью. Все составляющие звенья линейной цепи можно представить в виде увеличивающих или уменьшающих звеньев. Увеличивающим называется составляющее звено, с увеличением которого увеличивается замыкающее звено. Уменьшающим называется составляющее звено, с увеличением которого уменьшается замыкающее звено.

При расчете размерных цепей выявляются все составляющие и замыкающее звенья и изображаются в виде схемы на упрощенном эскизе анализируемого узла (рис. 48). Затем звенья размерной цепи обозначаются буквами русского алфавита (кроме букв А, к) и нумеруются последовательно по направлению вращения часовой стрелки, начиная со звена, соседнего с замыкающим.

Для определения увеличивающих и уменьшающих звеньев в линейных цепях применяют следующий простой прием. Все составляющие звенья цепи, находящиеся по схеме в одной ветви с замыкающим звеном, относят к уменьшающим, а все остальные звенья — к увеличивающим. Из рис. 48, а видно, что в одной ветви с замыкающим звеном B_Σ находятся уменьшающие звенья B_1 , B_3 и B_4 . В другой ветви нахо-

дится одно увеличивающее звено B_2 . Наоборот, в узле, показанном на рис. 48, б, в одной ветви с замыкающим звеном B_{Σ} находится уменьшающее звено B_6 . Другая ветвь содержит увеличивающие звенья B_1, B_2, B_3, B_4 и B_5 .

После выявления всех звеньев составляется уравнение размерной цепи, в котором увеличивающие звенья берут со знаком плюс, а уменьшающие звенья — со знаком минус. Уравнение линейной размерной цепи будет иметь следующий вид:

$$B_{\Sigma} = \sum_1^m B_{y\phi} - \sum_1^n B_{y\mu}, \quad (54)$$

где $B_{y\phi}$ — номинальный размер увеличивающего звена;

$B_{y\mu}$ — номинальный размер уменьшающего звена;

m и n — соответственно числа увеличивающих и уменьшающих звеньев.

Уравнение размерной цепи позволяет определить номинальный размер замыкающего звена (B_{Σ}).

Задачами расчета размерных цепей являются определение величины допуска замыкающего звена по известным допускам составляющих звеньев размерной цепи (прямая задача) или определение допусков всех составляющих звеньев цепи по их номинальным размерам и известному допуску замыкающего звена (обратная задача).

Для решения этих задач пользуются двумя методами: методом максимума и минимума и вероятностным методом. Метод максимума и минимума применяется при единичном и мелкосерийном производстве деталей и приборов, а вероятностный метод расчета размерных цепей — при крупносерийном производстве.

В методе максимума и минимума допуск замыкающего звена δ_{Σ} равен сумме допусков всех составляющих звеньев размерной цепи:

$$\delta_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \delta_i, \quad (55)$$

где δ_i — допуск i -го составляющего звена;

n — число всех составляющих звеньев.

Верхнее $\Delta_{\Sigma\phi}$ и нижнее $\Delta_{\Sigma\mu}$ предельные отклонения замыкающего звена определяются по формулам:

$$\Delta_{\Sigma\phi} = \sum_1^m \Delta_{y\phi}^a - \sum_1^n \Delta_{y\mu}^H; \quad (56)$$

$$\Delta_{\Sigma\mu} = \sum_1^m \Delta_{y\phi}^H - \sum_1^n \Delta_{y\mu}^a, \quad (57)$$

где $\Delta_{y\phi}^a$ и $\Delta_{y\phi}^H$ — верхнее и нижнее отклонения увеличивающего звена;

$\Delta_{y\mu}^a$ и $\Delta_{y\mu}^H$ — верхнее и нижнее отклонения уменьшающего звена.

Таким образом, решение прямой задачи расчета размерной цепи методом максимума и минимума не представляет затруднений.

Пример 1. Определить величину и предельные отклонения зазора B_{Σ} между корпусом и крышкой (рис. 48, б) при следующих размерах и предельных отклонениях составляющих звеньев данной цепи:

$$B_1 = B_5 = 2A_4 = 2^{+0,06} \text{ мм}; \quad B_2 = B_4 = 5C_4 = 5_{-0,08} \text{ мм}$$

(по ГОСТу 8338—57);

$$B_3 = 86,5 \text{ мм}; \quad C_4 = 86,5_{-0,23} \text{ мм}; \quad B_6 = 100 \text{ мм}; \quad C_4 = 100_{-0,23} \text{ мм}.$$

Находим сначала номинальный размер и допуск замыкающего звена

$$B_{\Sigma} = B_1 + B_2 + B_3 + B_4 + B_5 - B_6 = 2 + 5 + 86,5 + 5 + 2 - 100 = 0,5 \text{ мм};$$

$$\delta_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \delta_i = 0,06 + 0,08 + 0,23 + 0,08 + 0,06 + 0,23 = 0,74 \text{ мм}.$$

Далее определяем предельные отклонения замыкающего звена по формулам (56) и (57)

$$\Delta_{\Sigma\theta} = 0,06 + 0 + 0 + 0 + 0,06 - (-0,23) = +0,35 \text{ мм};$$

$$\Delta_{\Sigma\kappa} = 0 - 0,08 - 0,23 - 0,08 + 0 - 0 = -0,39 \text{ мм}.$$

Таким образом, будем иметь $B_{\Sigma} = 0,5^{+0,35}_{-0,39} \text{ мм}$.

Если методом максимума и минимума требуется решить обратную задачу, т. е. определить наиболее рациональные предельные отклонения составляющих звеньев по заданным предельным отклонениям замыкающего звена, то следует воспользоваться способом попыток или способом размерной компенсации.

При способе попыток заданный допуск замыкающего звена распределяют между составляющими звеньями цепи, сохраняя равенство (55) и учитывая экономическую точность изготовления деталей по размерам, входящим в состав размерной цепи. Исходя из полученных допусков, назначают предельные отклонения Δ_{θ} и Δ_{κ} составляющих звеньев и определяют средние значения этих отклонений по формуле

$$\bar{\Delta} = 0,5 (\Delta_{\theta} + \Delta_{\kappa}).$$

Далее определяют среднее отклонение поля допуска замыкающего звена по формуле

$$\bar{\Delta}_{\Sigma} = \sum_1^m \bar{\Delta}_{y\theta} - \sum_1^n \bar{\Delta}_{y\kappa},$$

где $\bar{\Delta}_{y\theta}$ и $\bar{\Delta}_{y\kappa}$ — средние отклонения полей допусков каждого из увеличивающих и уменьшающих звеньев цепи.

Полученное значение $\bar{\Delta}_{\Sigma}$ сравнивают с заданным значением $\bar{\Delta}_{\Sigma} = 0,5 (\Delta_{\Sigma\theta} + \Delta_{\Sigma\kappa})$ и в случае несовпадения сравниваемых величин в значения $\bar{\Delta}_{y\theta}$ и $\bar{\Delta}_{y\kappa}$ вносят некоторые изменения и производят повторные расчеты $\bar{\Delta}_{\Sigma}$ до совпадения с заданным значением.

При способе размерной компенсации, как и при способе попыток, допуск замыкающего звена распределяют между звеньями цепи. После этого назначают предельные отклонения на все составляющие звенья цепи, кроме одного звена, называемого зависимым (B_x). Отклонения зависимого звена $\Delta_{x\theta}$ и $\Delta_{x\kappa}$ определяют по формулам

$$\Delta_{x\theta} = \bar{\Delta}_x + 0,5\delta_x; \quad \Delta_{x\kappa} = \bar{\Delta}_x - 0,5\delta_x,$$

где δ_x — допуск зависимого звена, установленный при распределении допуска замыкающего звена;

$\bar{\Delta}_x$ — среднее отклонение поля допуска зависимого звена, определяемое по формулам:

а) для случая, когда зависимое звено выбрано из числа увеличивающих звеньев,

$$\bar{\Delta}_x = \sum_1^n \bar{\Delta}_{y\kappa} - \sum_1^{m-1} \bar{\Delta}_{y\theta} + \bar{\Delta}_{\Sigma};$$

б) для случая, когда зависимое звено выбрано из числа уменьшающих звеньев,

$$\bar{\Delta}_x = \sum_1^m \bar{\Delta}_{y\theta} - \sum_1^{n-1} \bar{\Delta}_{y\kappa} - \bar{\Delta}_{\Sigma},$$

где $\bar{\Delta}_{y\kappa}$ и $\bar{\Delta}_{y\theta}$ — среднее отклонение полей допусков уменьшающих и увеличивающих звеньев цепи;

$\bar{\Delta}_{\Sigma}$ — заданное значение среднего отклонения замыкающего звена.

Правильность найденных отклонений зависимого звена проверяется по формуле

$$\Delta_{x\theta} - \Delta_{x\kappa} = \delta_x.$$

Пример 2. Определить предельные отклонения размеров B_1 , B_2 , B_3 и B_4 узла редуктора (рис. 48, а), если между заплечиком валика и втулкой при сборке необходимо обеспечить зазор в пределах 0,05—0,35 мм. Номинальные размеры звеньев цепи выбираем из конструктивных соображений:

$$B_1 = B_3 = 2 \text{ мм}; \quad B_2 = 40 \text{ мм}; \quad B_4 = 36 \text{ мм}.$$

Звено B_2 является увеличивающим, остальные звенья цепи — уменьшающие. Замыкающим звеном является зазор, номинальный размер которого принимаем $B_\Sigma = 0$. Следовательно, будем иметь

$$\Delta_{\Sigma\delta} = +0,35 \text{ мм}; \quad \Delta_{\Sigma\kappa} = +0,05 \text{ мм}; \quad \bar{\Delta}_\Sigma = +0,2 \text{ мм}; \quad \delta_\Sigma = 0,3 \text{ мм}.$$

Распределяем допуск δ_Σ между звеньями цепи с учетом экономически целесообразной точности изготовления деталей. Для размеров B_1 , B_3 и B_4 выбираем 4-й класс точности, а для размера B_2 (расстояние между платами или длина стоек). — 3-й класс точности, т. е. будем иметь

$$B_1 = B_3 = 2C_4 = 2_{-0,06} \text{ мм}; \quad B_2 = 40C_3 = 40_{-0,05} \text{ мм};$$

$$B_4 = 36X_4 = 36_{-0,25}^{0,08} \text{ мм}.$$

В этом случае среднее отклонение поля допуска замыкающего звена (зазора) будет равно

$$\bar{\Delta}_\Sigma = \sum_1^m \bar{\Delta}_{y\delta} - \sum_1^n \bar{\Delta}_{y\kappa} = -0,025 - (-0,03 - 0,165 - 0,03) = +0,2 \text{ мм}.$$

Следовательно, полученное значение $\bar{\Delta}_\Sigma$ совпадает с заданным значением $\bar{\Delta}_\Sigma = +0,2 \text{ мм}$. При этом предельные отклонения замыкающего звена (зазора) равны

$$\Delta_{\Sigma\delta} = 0 - (-0,06 - 0,25 - 0,06) = +0,37 \text{ мм};$$

$$\Delta_{\Sigma\kappa} = -0,05 - (0 - 0,08 + 0) = +0,03 \text{ мм},$$

т. е. получили достаточно близкое совпадение с заданными пределами изменения зазора.

При расчете линейных размерных цепей вероятностным методом номинальный размер замыкающего звена вычисляется по формуле (54).

Допуск и среднее отклонение поля допуска замыкающего звена определяются по следующим формулам:

$$\delta_\Sigma = \frac{1}{\kappa_\Sigma} \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} \kappa_i^2 \delta_i^2}; \quad (58)$$

$$\bar{\Delta}_\Sigma = \left[\sum_1^m (\bar{\Delta}_{y\delta} + 0,5\alpha_{y\delta}\delta_{y\delta}) - \sum_1^n (\bar{\Delta}_{y\kappa} + 0,5\alpha_{y\kappa}\delta_{y\kappa}) \right] - 0,5\alpha_\Sigma\delta_\Sigma, \quad (59)$$

где δ_i ($\delta_{y\delta}$, $\delta_{y\kappa}$) — допуски составляющих звеньев цепи;

α_Σ , κ_Σ — коэффициенты относительной асимметрии и относительного рассеивания отклонений замыкающего звена;

α_i ($\alpha_{y\delta}$, $\alpha_{y\kappa}$), κ_i — коэффициенты относительной асимметрии и относительного рассеивания отклонений каждого из составляющих звеньев цепи (увеличивающих и уменьшающих).

Коэффициенты α_Σ и κ_Σ при гауссовом или близком к нему законе распределения отклонений принимают значения $\alpha_\Sigma = 0$ и $\kappa_\Sigma = 1$. Значения коэффициентов α_i и κ_i для приближенных расчетов рекомендуется принимать в следующих пределах [48]: для охватывающих размеров $\alpha_i = -0,1 \div -0,25$; $\kappa_i = 1,1 \div 1,4$; для охватываемых размеров $\alpha_i = +0,1 \div +0,3$; $\kappa_i = 1,0 \div 1,4$; для остальных размеров $\alpha_i = 0$; $\kappa_i = 1,0 \div 1,4$ (при более жестких допусках значения κ_i следует выбирать ближе к верхнему пределу).

Решение прямой задачи расчета размерной цепи вероятностным методом производится в следующем порядке: вычисляются номинальные значения замыкающего звена, выясняются значения δ_i и $\bar{\Delta}_i$ по допускаемым отклонениям, заданным в чертежах, и по формулам (58) и (59) определяются значения δ_Σ и $\bar{\Delta}_\Sigma$. Затем находятся $\Delta_{\Sigma\sigma}$ и $\Delta_{\Sigma\pi}$ по формулам

$$\Delta_{\Sigma\sigma} = \bar{\Delta}_\Sigma + 0,5\delta_\Sigma; \quad \Delta_{\Sigma\pi} = \bar{\Delta}_\Sigma - 0,5\delta_\Sigma.$$

Решение обратной задачи расчета размерной цепи вероятностным методом осуществляется способом попыток или способом размерной компенсации.

При способе попыток по заданным значениям δ_Σ , $\bar{\Delta}_\Sigma$, $\Delta_{\Sigma\sigma}$ и $\Delta_{\Sigma\pi}$ на все составляющие звенья цепи назначают допускаемые отклонения $\Delta_{i\sigma}$ и $\Delta_{i\pi}$ в соответствии с экономической точностью изготовления деталей. Затем вычисляют δ_i и $\bar{\Delta}_i$ и определяют δ_Σ и $\bar{\Delta}_\Sigma$ по формулам (58) и (59). Полученные значения δ_Σ и $\bar{\Delta}_\Sigma$ сравнивают с заданными их значениями и в случае несовпадения производят повторные расчеты.

При способе размерной компенсации в случае несовпадения сравниваемых величин δ_Σ и $\bar{\Delta}_\Sigma$ вычисляют допуск δ_x и среднее отклонение $\bar{\Delta}_x$ зависимого звена по формулам, приведенным в [48]. Правильность вычисленных значений δ_x и $\bar{\Delta}_x$ проверяется путем их подстановки в формулы (58) и (59).

21. Особенности конструирования деталей редукторов

Конструирование деталей приборов, в том числе деталей приборных редукторов, требует от конструктора умения правильно выбирать и обозначать на чертежах конструктивные параметры деталей, к которым относятся: форма детали, ее размеры, предельные отклонения размеров, отклонения формы и расположения поверхностей, шероховатость поверхностей, материал детали, поверхностное покрытие и др.

При выполнении рабочего чертежа детали конструктор должен прежде всего правильно нанести изображение детали и ее отдельных конструктивных элементов, затем нанести на чертеж размеры детали, предельные отклонения размеров, обозначения шероховатости поверхностей, материала, покрытия детали и т. д. Некоторые вопросы, относящиеся к выбору указанных выше конструктивных параметров деталей редукторов (например, правила нанесения изображений деталей на чертежах, нанесение размеров на чертежах, выбор классов чистоты поверхностей, выбор и обозначение материалов и покрытий деталей и др.) в данном справочном пособии не рассматриваются. В случае необходимости следует руководствоваться правилами, изложенными в ГОСТах.

Кроме знания основных правил оформления рабочих чертежей деталей, конструктор должен быть знаком с особенностями конструирования и технологичностью конструкций различных по выполнению деталей (механически обрабатываемых, литых, штампованных, пластмассовых и др.).

Под технологичностью конструкции детали следует понимать такую совокупность ее конструктивных параметров, которая позволит изготовить деталь с наименьшей себестоимостью при данном объеме и условиях производства. Совокупность конструктивных параметров детали будет определять экономический показатель технологического процесса изготовления этой детали, к которым относятся: расход материала на деталь, трудоемкость обработки, расходы на эксплуатацию оборудования и затраты на амортизацию технологической оснастки. Эти показатели влияют на себестоимость детали, величина которой и будет определять технико-экономический эффект от применения данного варианта конструкции при заданном объеме и условиях производства.

Рассмотрим особенности конструирования и технологичность наиболее распространенных деталей редукторов точных приборов.

Механически обрабатываемые детали. Большинство деталей приборных редукторов изготавливается механической обработкой на металлорежущих станках. Поэтому при конструировании таких деталей следует обращать внимание на их технологичность, т. е. в первую очередь на выбор простых форм деталей и их обрабатываемых

поверхностей, не связанных с трудоемкими процессами резания, а также на рациональный выбор баз, размеров и допусков.

Наиболее удобной для обработки является форма тел вращения с наружными цилиндрическими и плоскими торцовыми поверхностями. Такую форму имеют валики, втулки, стойки, заготовки зубчатых колес, червяков, трибов и т. д.

В а л и к и и аналогичные им по форме детали (стойки, оси, заготовки трибов и др.) изготавливают из прутков обтачиванием и шлифованием (с последующей доводкой и отделкой). К ним предъявляют следующие требования: прямолинейность и соосность всех участков детали; правильность формы сечения; перпендикулярность торцовых поверхностей к оси детали; точность диаметральных и продольных размеров; необходимое качество рабочих поверхностей.

Для того чтобы валики, обрабатываемые на токарных станках, обладали достаточной жесткостью, рекомендуется сохранять следующие соотношения между длиной и диаметром валика: при обработке в центрах $\frac{l}{d} \leq 10$, при обработке в патроне $\frac{l}{d} \leq 5$. Для валиков, обрабатываемых в центрах, следует предусматривать возможность оставления центровых отверстий.

Ступенчатые поверхности валиков должны выполняться с небольшим перепадом размеров. На цилиндрических поверхностях, требующих обработки шлифованием, следует предусматривать канавки для выхода шлифовального круга.

Примеры конструктивного оформления валика, стойки и оси с фланцем показаны на рис. 49.

В т у л к и изготавливают из прутков или труб обтачиванием на токарных станках или автоматах с последующими шлифованием (цилиндрических и торцовых опорных поверхностей), доводкой и отделкой. К ним предъявляют следующие требования: правильность геометрической формы поверхностей; точность размеров и соосность внутренних и наружных цилиндрических поверхностей; перпендикулярность торцовых поверхностей к оси цилиндрических поверхностей; необходимое качество рабочих поверхностей. При крупносерийном производстве заготовки некоторых втулок (например, втулок-фланцев) изготавливают литьем под давлением.

Конструкция втулок должна по возможности позволять вести обработку их с одной стороны. При наличии точных внутренних поверхностей (например, гнезд под шарикоподшипники) толщину стенок во втулках необходимо брать не менее 1 мм во избежание упругих деформаций стенок. Профильные отверстия во втулках, а также канавки в глухих отверстиях втулок не следует применять в связи с трудоемкостью их обработки.

Примеры конструктивного оформления втулок показаны на рис. 50, а—в.

З у б ч а т ы е к о л е с а для редукторов точных приборов изготавливают механической обработкой из круглого горячекатаного или листового металла (сталь, латунь, бронза, алюминиевый сплав Д16 и др.). Сначала ведутся предварительная и окончательная обработки заготовок, затем зуборезные и зубоотделочные операции [10, 25]. Чаще всего применяется обработка зубчатых колес червячными фрезами по методу обката с последующей чистовой отделкой зубьев шевингованием. Технология изготовления зубчатых колес определяется заданной степенью точности и конструкцией колес, а также объемом производства.

При конструировании высокоточных зубчатых колес необходимо обеспечить жесткость конструкции в соответствии с выбранным материалом. При этом форма их должна быть такой, чтобы объем механической обработки был наименьшим.

Ступицы колес по возможности следует выполнять односторонними (см. рис. 8, а, б), так как двусторонние ступицы (см. рис. 8, в) нетехнологичны. При больших наружных диаметрах (свыше 80 мм) следует применять колеса сборной конструкции (см. рис. 9, в).

К о р п у с а и к р о н ш т е й н ы, применяемые в редукторах точных приборов, изготавливают из алюминиевых сплавов (АЛ2, АЛ9 и др.), а также из стали. Заготовки корпусов и кронштейнов из алюминиевых сплавов получают литьем под давлением, в кокиль (при крупносерийном производстве) или в песчаные формы (при мелкосерийном производстве). Особенности конструирования и технологичность литых деталей (заготовок) рассмотрены ниже.

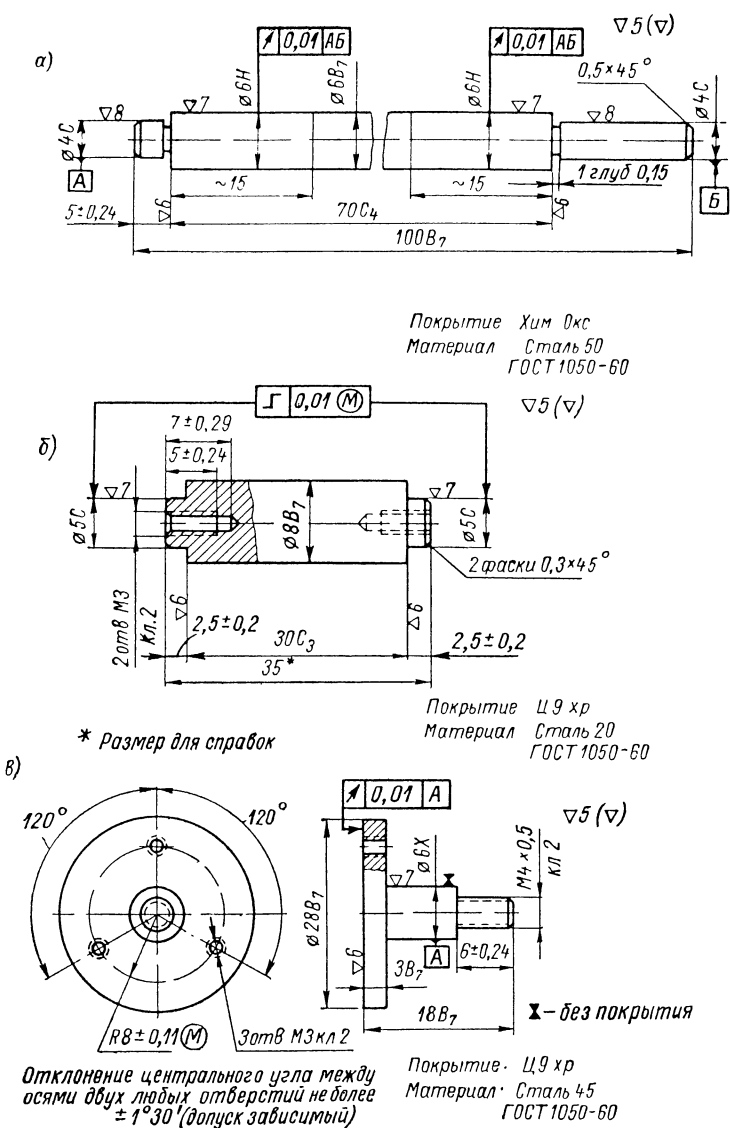


Рис. 49. Примеры конструктивного оформления валика (а), стойки (б) и оси с фланцем (в)

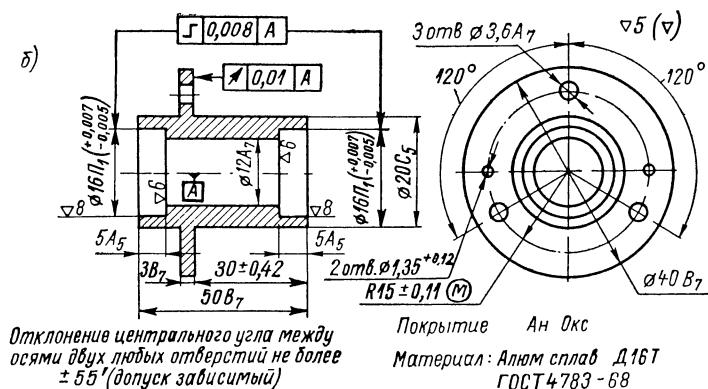
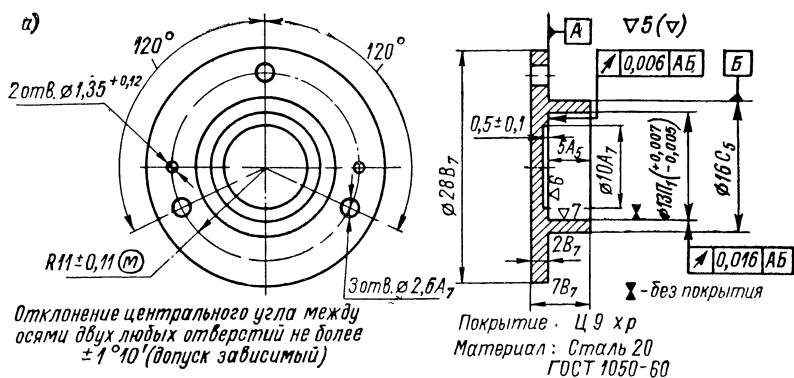


Рис. 50. Примеры конструктивного оформления втулок

Корпуса редукторов имеют чаще всего прямоугольную (коробчатую) форму с днищем (рис. 51, а, б) или без него. К ним предъявляют требования сохранения стабильности размеров и высокой точности расположения базовых поверхностей и соосных или взаимно перпендикулярных отверстий.

Литые заготовки корпусов требуют большого объема механической обработки: фрезерования плоскостей, приливов, лап, ушек и пр.; растачивания точных отверстий в стенках; сверления отверстий на проход и под резьбу и т. д.

Для уменьшения трудоемкости обработки литых заготовок корпусов необходимо выполнять основные требования технологичности при их конструировании: избегать применения фасонных поверхностей, как наиболее трудоемких при механической обработке;

уменьшать размеры обрабатываемых поверхностей заменой плоскостей приливами, выступами, опорными площадками и пр.;

устанавливать обрабатываемые поверхности приливов по возможности на одной высоте;

задавать межосевые расстояния отверстий в стенках корпуса в прямоугольной системе координат от одной технологической базы, используемой при обработке на агрегатно-расточных станках.

Кронштейны, применяемые в приборных редукторах, по технологическим признакам разделяют на одностоечные (рис. 51, в, г, д), двухстоечные и кронштейны,

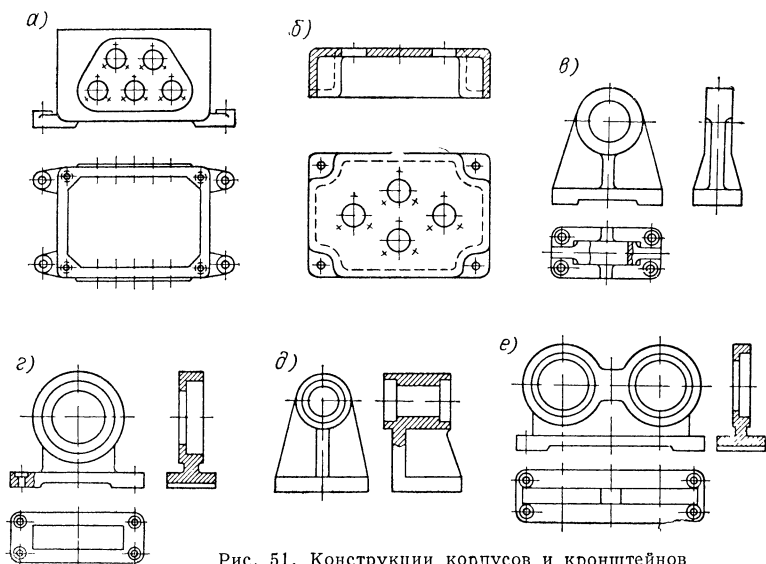


Рис. 51. Конструкции корпусов и кронштейнов

имеющие два отверстия с параллельными осями (рис. 51, е). Каждый из этих подклассов кронштейнов разделяют на три группы: с отверстием на проход (рис. 51, в), с односторонней выточкой (рис. 51, г) и с двусторонней выточкой (рис. 51, д). Применяются и другие конструкции кронштейнов.

Заготовки кронштейнов получают литьем в кокиль, под давлением или по выплавляемым моделям. Механическая обработка кронштейнов состоит из фрезерования основания и бобышек, растачивания отверстий в бобышках с подрезкой торцов, сверления и зенкерования крепежных отверстий. Наиболее трудоемкой операций механической обработки кронштейнов является растачивание двусторонних выточек в отверстиях (рис. 51, д). Эта операция выполняется на координатно-расточных или токарных станках (с применением специального приспособления).

К конструкциям кронштейнов предъявляют следующие требования: прямолинейность оси посадочного отверстия; перпендикулярность оси отверстия к его тор-

цам; плоскостность базовой поверхности основания; соосность двусторонних выточек; параллельность осей отверстий двухстоечного кронштейна. На чертеже кронштейна эти требования должны быть выражены соответствующими допусками расположения.

Литые детали. В приборостроении литые детали составляют по весу около 30—40% всех деталей. Многие детали приборных редукторов (корпуса, основания, стаканы, кронштейны, платы, втулки, муфты и др.) изготавливают из литых заготовок. При этом используют следующие основные способы литья: в песчаные формы, в металлические формы (кокилы), под давлением и по выплавляемым моделям. Литье в песчаные формы применяется при мелкосерийном производстве, а другие способы литья (главным образом литье под давлением) — при крупносерийном и массовом производствах.

В качестве материала для отливок применяют в основном алюминиевые сплавы АЛ2, АЛ6, АЛ9 и др. (ГОСТ 2685—63), которые имеют малый удельный вес, достаточно высокую прочность и стабильность размеров во времени.

При конструировании литых деталей для серийного производства необходимо выполнять следующие основные требования технологичности их конструкций.

1. Предусматривать плоский разъем формы (рис. 52, а, б). При этом большая часть детали должна располагаться в одной половине формы, что повышает точность отливки.

2. Выбирать для поверхностей отливок простые геометрические формы (плоские цилиндрические и конические); избегать применения криволинейных поверхностей

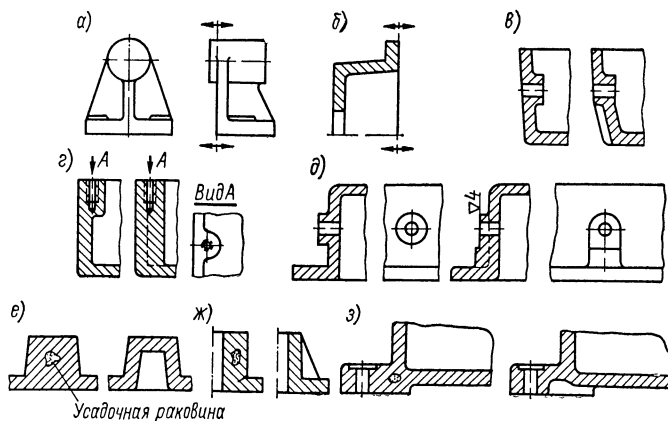


Рис. 52. Технологичность литых деталей

3. Обеспечивать беспрепятственное извлечение отливки из формы, т. е. избегать применения в отливках поднутрений и выступов, затрудняющих легкий разъем двух половинок формы. Примеры устранения поднутрений в литых корпусах показаны на рис. 52, в—д.

4. Добиваться равномерности отливок и избегать местных скоплений металла и резких изменений сечения, так как различная толщина стенок ведет к образованию усадочных раковин и трещин. На рис. 52, е—з показаны примеры конструкций с неравномерной толщиной стенок и способы выравнивания толщины стенок путем создания полостей и применения ребер жесткости.

5. Применять ребра жесткости для повышения прочности отливок без увеличения толщины стенок. Толщину ребер жесткости a_1 нужно выбирать не более 0,6—0,8 толщины a примыкающей стенки, а высоту их h не более 5 толщин стенки (рис. 53, а).

6. Закруглять все острые углы в отливках, так как они мешают заполнению формы, ускоряют износ форм и концентрируют напряжения.

Наименьшую величину радиусов закруглений (галтелей) R определяют из следующих соотношений: при литье в песчаные формы $R = \frac{a}{2}$ для одинаковой толщины сопрягаемых стенок (рис. 53, б, в) и $R = \frac{1}{4} (a + b)$ для разной толщины стенок

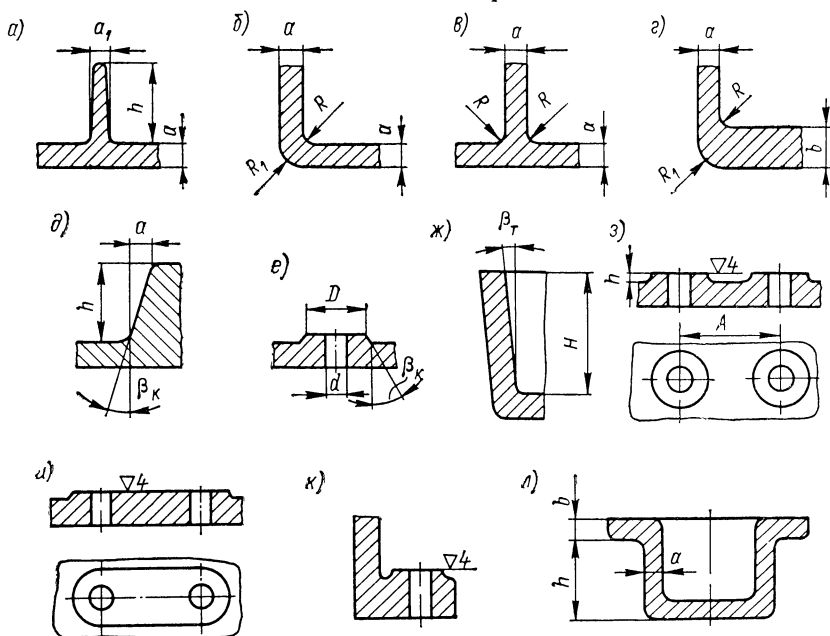


Рис. 53. Элементы конструирования литых деталей

нок (рис. 53, г); при литье в кокиль и под давлением $R = \frac{a}{3}$ для одинаковой толщины стенок и $R = \frac{1}{6} (a + b)$ для разной толщины стенок.

Т а б л и ц а 54. Величины конструктивных литейных уклонов

h в мм	Уклон $a : h$	β_k
До 25	1 : 5	11° 30'
Св. 25	1 : 10	5° 30'
до 500	1 : 20	3°

Величину наружного радиуса закругления R_1 определяют из соотношений: $R_1 = R + a$ при стенках одинаковой толщины; $R_1 = R + 0,5 (a + b)$ при стенках разной толщины.

7. Устанавливать необходимые литейные уклоны, облегчающие извлечение отливки из формы и уменьшающие напряжения в стенках отливки.

Следует различать конструктивные β_k (рис. 53, д, е) и технологические (формовочные) β_r (рис. 53, ж) литейные уклоны.

Величины конструктивных уклонов для всех способов литья выбирают из табл. 54. На чертеже отливки конструктивный уклон указывают отношением $a : h$ или углом β_k . Для приливов конструктивный уклон увеличивают до 30—45° (рис. 53, е) или применяют радиусное скругление.

Технологические литейные уклоны в большинстве случаев находятся в пределах поля допуска соответствующего элемента отливки. На чертежах отливок такие уклоны не указывают или же обозначают общей надписью, например: «Неуказанные литейные уклоны не более 1°».

Величина технологического уклона зависит от способа литья и высоты H элемента отливки. При литье в песчаные формы уклоны составляют $1\text{--}3^\circ$ в зависимости от высоты стенки H (с увеличением высоты уклоны уменьшаются). При литье под давлением минимальные наружные уклоны составляют $0,5\text{--}1\%$ от высоты стенки H , а внутренние уклоны — $1\text{--}1,5\%$ от H . При литье в кокили наружные уклоны составляют $1\text{--}1,5\%$ от H , а внутренние уклоны — $2\text{--}5\%$ от H (меньшее значение — для $H > 50$ мм).

8. Располагать механически обрабатываемые поверхности приливов (бобышек, платиков и пр.) на одном уровне (рис. 53, а). Наименьшую высоту приливов h , обеспечивающую свободную механическую обработку их поверхностей, принимают равной 2 мм при наибольшем габаритном размере отливки $L \leq 50$ мм; 3 мм — при $L = 50 \div 250$ и 4 мм — при $L = 250 \div 500$ мм.

Наружные диаметры бобышек D при наличии отверстия диаметром d рекомендуется выбирать не менее $2,2d$ (рис. 53, е).

Если расстояние A между центрами бобышек под крепежные детали меньше 25—30 мм (при литье в песчаные формы) или 15—18 мм (при литье в кокили и под давлением), то отдельные бобышки (рис. 53, з) соединяют в одну (рис. 53, и).

Места под шайбы, гайки, винты должны иметь обработанные приливы (рис. 53, к).

Если опорная поверхность под крепежные детали может быть получена zenкованием (подрезкой цапфенбором), то выполнять специальные приливы нецелесообразно (рис. 52, з).

Обработанная поверхность прилива не должна переходить непосредственно в стенку или фланец; необходимо расположить ее на разных уровнях с необработанными поверхностями (рис. 52, д).

9. Для полых деталей с фланцами (рис. 53, л) во избежание появления трещин в местах сопряжения фланца с боковой стенкой необходимо соблюдать соотношение $b : h \geq 0,1$ (здесь b — толщина фланца; h — высота стенки с затрудненной усадкой). Кроме того, для предотвращения разрыва стенки вследствие больших усадочных напряжений необходимо соблюдать другое соотношение $a : h \geq 1 : 15$ (здесь a — толщина стенки).

10. Допуски на размеры отливок из алюминиевых сплавов следует назначать по нормам НО.010.006 [3] в зависимости от способа литья, размеров отливок и расположения отливок в одной или разных частях формы.

Расположение отклонений для расстояний между центрами отверстий, расстояний от поверхностей до осей отверстий, толщин стенок, ребер, фланцев, глубин впадин и радиусов закруглений выбирается симметричным. Для других размеров расположение отклонений должно быть односторонним.

Размеры между обработанными поверхностями выполняются с точностью, задаваемой конструкцией. Например, свободные размеры между обработанными поверхностями выполняются по 7-му классу точности.

Штампованные детали. Холодная штамповка деталей из листового материала получила в приборостроении широкое применение благодаря высокой производительности, простоте технологического процесса, малой стоимости деталей, постоянной точности получения размеров деталей, небольшому отходу материала, небольшим доделочным операциям и др. Штамповкой получают плоские, гнутые и полые детали. В редукторах точных приборов находят применение главным образом плоские и гнутые штампованные детали (заготовки зубчатых колес, платы, крышки, скобы и пр.).

При конструировании плоских деталей, изготавливаемых вырубкой и пробивкой в штампах, необходимо выполнять следующие требования технологичности:

1. Выбирать простые контуры из прямых линий и окружностей без узких и длинных выступов и впадин. Высоту выступов и глубину впадин h на наружном контуре детали выбирать не меньше толщины листа s (рис. 54, а). Ширину выступа a брать более $2s$ (но не менее 1 мм), а ширину впадины b — более $0,7s$ (но не менее 0,5 мм).

2. Закруглять все острые углы небольшими радиусами (рис. 54, б): для наружного контура $R \geq 0,25s$ при $\alpha \geq 90^\circ$, $R > 0,5s$ при $\alpha < 90^\circ$; для внутреннего контура $R_1 \geq 0,35s$ при $\alpha \geq 90^\circ$, $R_1 \geq 0,6s$ при $\alpha < 90^\circ$.

3. Наименьшие размеры пробиваемых отверстий выбирать в зависимости от толщины и материала детали: $d \geq 0,8s$ для алюминия, $d \geq 0,9s$ для латуни и меди, $d \geq s$ для мягкой стали.

4. Перемычку между круглым отверстием и наружным контуром детали (рис. 54, б) выбирать не менее толщины материала ($c \geq s$), а перемычку c_1 между краем прямоугольного отверстия и контуром детали — не менее $1,5s$. Наименьшее расстояние между одновременно пробиваемыми отверстиями — от 2 до $3s$.

5. Допускаемые отклонения ответственных размеров плоских штампованных деталей назначать по таблицам, приведенным в [58].

Для неотчетливых размеров плоских деталей следует назначать большие допуски [36]: для диаметральных размеров — по 7-му классу точности ($A_7—B_7$);

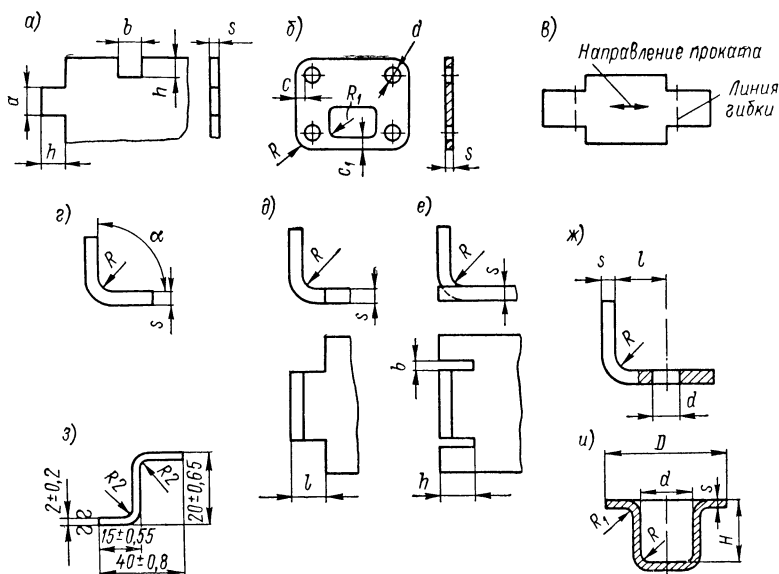


Рис. 54. Технологичность штампованных деталей

для длин — по 8-му классу точности ($A_8—B_8$); для размеров уступов, впадин, радиусов, расстояний между центрами отверстий и отверстий от баз — по 8-му классу точности с симметричным расположением отклонений ($\pm \frac{1}{2}$ допуска 8-го класса).

При конструировании гнутых деталей, изготавливаемых в штампах, необходимо выполнять следующие требования технологичности:

1. Располагать линии гибки поперек волокон проката (рис. 54, в) или под углом 45° .

2. Правильно назначать радиусы гибки (рис. 54, г). Минимальный радиус гибки тонколистового проката можно определять в зависимости от толщины листа, марки материала и угла гибки по формуле

$$R_{\min} = \kappa_1 \kappa_2 s, \quad (60)$$

где s — толщина листа в мм;

κ_1 — коэффициент, зависящий от угла гибки α ;

κ_2 — коэффициент, зависящий от материала детали и расположения линии гибки.

Значения коэффициентов κ_1 и κ_2 для определения радиуса гибки:

α в град	90	80	70	60	45
κ_1	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5
Материал					κ_2
Алюминий, медь					0,3
Сталь 10, латунь Л62					0,5
Дюралюминий Д16АМ					1,5

Приведенные значения коэффициента κ_2 соответствуют расположению линий гибки перпендикулярно направлению проката. Если линия гибки совпадает с направлением проката, то значения коэффициента κ_2 нужно увеличить примерно в 2 раза. Вычисленные по формуле (60) значения радиусов гибки следует округлять до нормальных.

3. При гибке узкой части детали (рис. 54, *д*) расстояние l до кромки листа выбирать не меньше $R + s$. Если в конструкции необходимо выполнить отгибку в пределах кромок листа (рис. 54, *е*), то нужно делать пазы глубиной $h \geq R + s$ и шириной $b \geq s$. Расстояние l от полки до центра отверстия (рис. 54, *ж*) выбирать не меньше $0,5d + R + 3s$.

4. Точность размеров при гибке деталей в штампах нельзя назначать высокой, так как вследствие ряда технологических факторов происходит значительное рассеивание размеров деталей при гибке.

Для неотвественных размеров гнутых деталей допуски следует назначать по 9-му классу точности с симметричным расположением отклонений (рис. 54, *з*).

При конструировании полых деталей, изготавливаемых вытяжкой в штампах, необходимо выполнять следующие требования технологичности:

1. Применять высокопластичные материалы (сталь 08КП, 10КП, латунь Л90, Л80, Л68, алюминий АО, АМ, медь М1 и др.).

2. Выбирать несложную и симметричную форму полых деталей, например форму тел вращения (рис. 54, *и*).

3. Избегать применения глубоких вытяжек ($H > 2d$) с широким фланцем ($D > 3d$), так как это потребует изготовления большого количества дорогостоящих штампов.

4. Применять возможно большие радиусы закруглений у дна и фланца: между дном и стенкой $R \geq s$, между стенкой и фланцем $R_1 \geq 2s$ (для тел вращения) или $R_1 \geq 3s$ (для коробчатых деталей прямоугольной формы).

5. Допускаемые отклонения для диаметральных размеров полых деталей назначать по 8-му классу точности ($A_8 - B_8$), а для всех остальных размеров (длин, уклонов, впадин, радиусов и пр.) — по 9-му классу точности с симметричным расположением отклонений.

Пластмассовые детали. Пластмассы получают с каждым годом все более широкое распространение. Метод прессования деталей из пластмасс дает возможность получать детали сложной формы сравнительно высокой точности при высокой производительности. Детали из пластмасс дешевы, имеют малый удельный вес, обладают высокими антикоррозионными, электроизоляционными и другими ценными свойствами. В механизмах приборов применяются пластмассовые корпуса, ручки, зубчатые колеса и другие детали.

При конструировании пластмассовых деталей необходимо выполнять следующие конструктивно-технологические требования:

1. Для обеспечения легкого извлечения деталей из пресс-формы следует избегать поднутрений наружного и внутреннего контура детали. Пример правильного оформления внутреннего контура детали показан на рис. 55, *а* (справа).

2. Чтобы в деталях не возникали опасные напряжения, вызывающие образование трещин, вздутий и пр., следует избегать резких переходов и массивных утолщений в стенках, основаниях, приливах и опорах деталей. Толщину стенок нужно выбирать одинаковой, а все острые углы закруглять. На рис. 55, *б*—*д* приведены примеры неправильных (с резкими переходами и массивными утолщениями) и правильных (с плавными переходами без утолщений) элементов пластмассовых деталей. Особенно опасны острые углы и резкие переходы сечений на внутренних

поверхностях деталей из фенoplastов. Радиусы закруглений внутренних углов нужно выбирать максимально возможными.

3. Толщину стенок деталей нужно выбирать минимальной — от 1,5 до 2,5 мм (при больших поверхностях — до 5 мм) в зависимости от глубины прессования (при глубине до 50 мм минимальная толщина стенок 1,5 мм и т. д.), так как с увеличением толщины стенок будет увеличиваться расход материала и время выдержки детали в пресс-форме.

4. Для повышения прочности пластмассовых деталей и предотвращения их коробления следует предусматривать ребра жесткости (рис. 55, е, ж). Толщина ребра должна быть меньше толщины стенки ($b = 0,7 a$), высота ребра — не более трех толщин ($h \leq 3b$).

5. Для облегчения выемки деталей из пресс-форм следует предусматривать технологические уклоны, которые должны располагаться в поле допуска соответствующего размера.

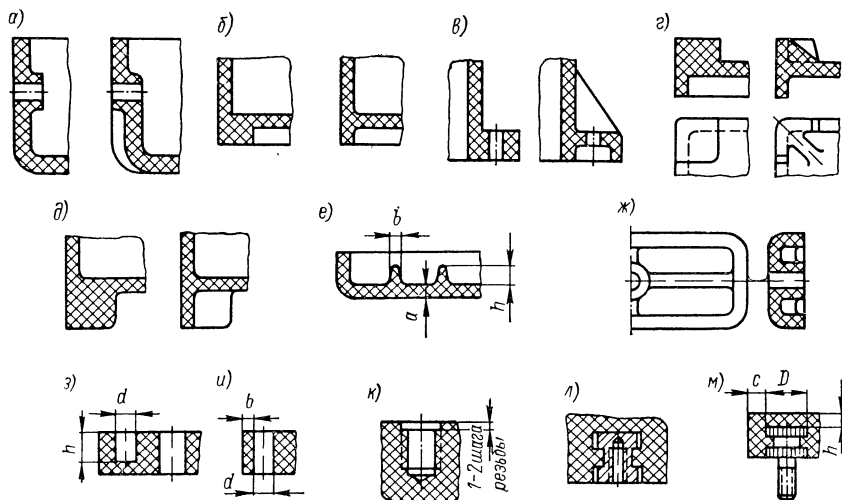


Рис. 55. Технологичность пластмассовых деталей

шего размера. Наименьшие значения технологических уклонов для деталей повышенной точности равны 10—15', а для деталей нормальной точности — 20—30'.

6. В пластмассовых деталях можно оформлять отверстия и внутренние или наружные резьбы. Отверстия следует располагать вдоль направления прессования и соблюдать следующие соотношения диаметров и глубин глухих (несквозных) отверстий: при $d < 1,5 \text{ мм}$ $h \leq d$; при $d > 1,5 \text{ мм}$ $h \leq 3d$; при $h > 4d$ — отверстия сквозные (рис. 55, а). Перемычки между отверстиями и краем детали (рис. 55, и) должны быть не меньше 1,5—2 мм при $d = 1,5 \div 3 \text{ мм}$ и не меньше 3—3,5 мм при $d = 3 \div 10 \text{ мм}$. Минимальный диаметр внутренней резьбы — 2 мм, наружной — 4 мм при отношении длины резьбовой поверхности к ее диаметру не более двух. В деталях с резьбой (рис. 55, к) во избежание выкрашивания крайних ниток резьбы должны быть предусмотрены цилиндрические участки длиной в 1—2 шага резьбы.

7. При конструировании пластмассовых деталей целесообразно применять армирование пластмасс, т. е. запрессовку металлической арматуры (подшипников, осей, резьбовых втулок и пр.). Арматура должна иметь элементы, предохраняющие ее от вырыва из пластмассы и от проворачивания (рис. 55, л, м). Толщину h пластмассы над арматурой и перемычку c между арматурой и краем детали следует выбирать в зависимости от диаметра D арматуры: при $D \leq 4 \text{ мм}$ $h = 0,8 \text{ мм}$, $c = 1,5 \text{ мм}$; при D св. 4 до 8 мм $h = 1,5 \text{ мм}$, $c = 2 \text{ мм}$; при D св. 8 до 12 мм $h = 2 \text{ мм}$, $c = 3 \text{ мм}$.

8. Следует правильно назначать точность размеров пластмассовых деталей, которая зависит от колебания усадки материала, расположения плоскостей разреза

пресс-формы, конструкции и технологии изготовления деталей. Для деталей, получаемых в пресс-формах, точность размеров соответствует классам 3а—5 и грубее.

Допуски и посадки для деталей из пластмасс назначаются по ГОСТу 11710—66. Наряду с посадками, применяемыми в системе ОСТ (классов точности 3а, 4 и 5), в этом стандарте рекомендованы новые посадки с натягом и зазором ($A_{3a}/Pr1_{3a}$; $A_4/Pr2_4$; $A_4/Pr1_4$; $A_4/Ш1_4$; $A_4/Ш2_4$).

Точность неотчетливых размеров устанавливается в зависимости от величины размера и расположения плоскостей разреза пресс-формы: для размеров, параллельных плоскости разреза формы, до 30 мм — 7-й класс точности, свыше 30 мм — 8-й класс точности; для размеров, перпендикулярных плоскости разреза формы, до 30 мм — 8-й класс точности, свыше 30 мм — 9-й класс точности. Расположение отклонений берется в «плюс» для охватывающих размеров (A_7 , A_8 , A_9), в «минус» для охватываемых размеров (B_7 , B_8 , B_9) и симметрично для остальных размеров ($C_{м7}$, $C_{м8}$, $C_{м9}$).

22. Точность изготовления деталей.

Допуски и посадки

Конструктор обязан задавать только необходимую точность изготовления деталей и узлов, чтобы обеспечить требуемую точность работы прибора при наиболее низких точностях изготовления деталей, т. е. при минимальной их трудоемкости и себестоимости.

В автоматических, измерительных и других приборах и устройствах детали, как правило, изготавливаются невысоких классов точности, хотя приборы или устройства отличаются высокой точностью, что достигается за счет выбора соответствующих схем и регулировочных устройств. Однако и здесь встречаются механизмы, в которых детали имеют высокую точность изготовления.

Правильный выбор точности изготовления деталей определяет не только возможность получения необходимых сопряжений деталей, но и возможность взаимозаменяемости деталей, а также стоимость изготовления, которая резко возрастает при повышении точности изготовления.

Точность изготовления деталей и узлов нормируется допусками и посадками.

Для цилиндрических и плоских соединений применяются стандартные поля допусков и посадки, количество которых в приборостроении ограничено. Кроме допусков на неточность изготовления деталей важное значение имеют допуски расположения осей отверстий для крепежных деталей и предельные отклонения формы и расположения поверхностей.

Задаваемые на чертежах номинальные размеры деталей (диаметры, длины, высоты и др.) должны, как правило, выбираться из рядов нормальных линейных размеров по ГОСТу 6636—69.

Эти размеры могут быть выполнены с теми или иными предельными отклонениями. Различают верхние и нижние предельные отклонения. Верхним отклонением называется разность между наибольшим предельным и номинальным размерами. Нижним отклонением называется разность между наименьшим предельным и номинальным размерами.

Допуском размера называется разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами (или отклонениями).

В зависимости от величины допусков установлено десять классов точности: 1, 2, 2а, 3, 3а, 4, 5 для сопрягаемых размеров и 7, 8 и 9 — для свободных (несопрягаемых) размеров.

В соединении двух деталей, входящих одна в другую, различают охватывающую (внутреннюю) и охватываемую (наружную) поверхности деталей. Первая носит общее название «отверстие», вторая — «вал», независимо от формы поверхности (цилиндрическая или плоская).

Посадкой называется характер соединения деталей, определяемый разностью между размерами отверстия и вала. Посадки бывают подвижные (с зазором), неподвижные (с натягом) и переходные. Применение соответствующих посадок обеспечивает получение различных видов соединений.

Различают две системы допусков и посадок: систему отверстия и систему вала. В системе отверстия все посадки имеют нижнее отклонение отверстия, равное нулю, а в системе вала — верхнее отклонение вала, равное нулю. Осуществление разных посадок в системе отверстия достигается за счет изменения предельных размеров валов, а в системе вала — за счет изменения предельных размеров отверстий.

В приборостроении применяется главным образом система отверстия как более экономичная. Система вала находит применение только в специальных случаях, например для посадки шарикоподшипников в корпуса (обоймы) механизмов или для посадки деталей (зубчатых колес, муфт) на консольные части валиков за шарикоподшипниками.

Полем допуска называется зона между наибольшим и наименьшим предельными размерами. Поля допусков отверстий и валов обозначаются буквами с числовым ин-

дексом класса точности (для второго класса точности индекс опускается). В системе отверстия поля допусков отверстий обозначаются буквами $A_1, A, A_{2a}, A_3, A_4, A_5, A_7, A_8$ и A_9 , а поля допусков валов — начальными буквами соответствующих посадок с числовым индексом класса точности (кроме второго класса), например $H, C, X, C_3, X_3, C_4, C_5, B_7$ и т. д. Поля допусков стандартизованы для любых применяемых в приборостроении размеров. Различные сочетания стандартных полей допусков отверстий и валов позволяют получить необходимые посадки.

На рис. 56, а—в показаны примеры графического изображения полей допусков в системе отверстия. Поля допусков отверстий обозначены буквами A, A_3 и A_{2a} , а поля допусков валов — буквами H, C, X, X_3 и $Pr1_{2a}$ в соответствии с наименованием посадок (см. ниже). Здесь же (рис. 56, б, в) показаны номинальные ($D_{ном}$ и $d_{ном}$), наибольшие ($D_{нб}$ и $d_{нб}$) и наименьшие ($D_{нм}$ и $d_{нм}$) размеры отверстий и валов, а также верхние ($\Delta_{верхн}$) и нижние ($\Delta_{нижн}$) отклонения размеров и допуски отверстий ($\Delta_{отв}$) и валов ($\Delta_{вал}$).

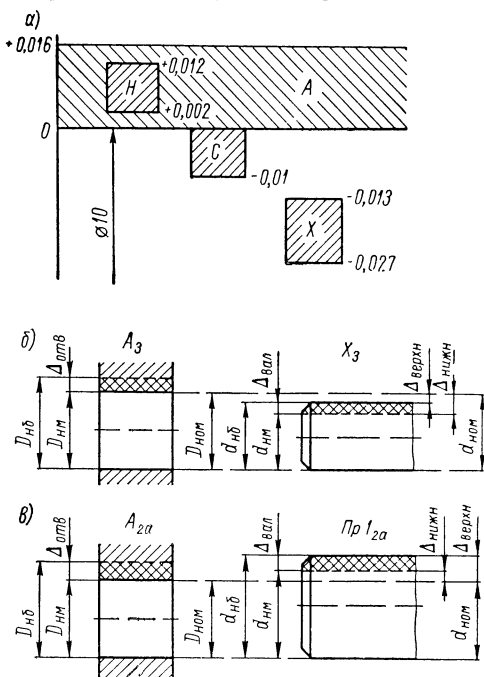


Рис. 56. Поля допусков в системе отверстия

Предельные отклонения на рабочих чертежах должны быть установлены возможно широко, но обеспечивающими условия работы детали в изделии, условия взаимозаменяемости и другие требования, предъявляемые к качеству изделия.

В приборостроении количество применяемых полей допусков отверстий и валов, а также число их сочетаний (посадок) ограничены. В первую очередь рекомендуется применять поля допусков и посадки, указанные в табл. 55.

Предельные отклонения размеров отверстий и валов, соответствующие рекомендованным полям допусков, выбираются из табл. 56 и 57.

Рассмотрим основные характеристики и области применения рекомендованных для приборостроения посадок.

Напряженные посадки $\frac{H_1}{C_1}$ и $\frac{H}{C}$ в системе вала являются посадками точного центрирования и применяются для посадки на валики зубчатых колес, муфт, колец и других деталей, расположенных за шарикоподшипниками (с обязательным

Т а б л и ц а 55. Рекомендованные для применения поля допусков и посадки

Система	Поля допусков		Рекомендуемые посадки
	отверстий	валов	
Отверстия	$A, A_{2a}, A_3, A_4, A_5, A_7, A_8, A_9$	$H, C, X, Pp1_{2a}, C_3, X_3, C_4, C_5, B_7, B_8, B_9$	$\frac{A}{H}, \frac{A}{C}, \frac{A}{X}, \frac{A_{2a}}{Pp1_{2a}}, \frac{A_3}{C_3}, \frac{A_3}{X_3}, \frac{A_4}{C_4}, \frac{A_5}{C_5}$
Вала	H_1, P_1^*, H, P^*	$B_1 = C_1, B = C$	$\frac{H_1}{C_1}, \frac{H}{C}$
Пр и м е ч а н и е. Поля допусков, обозначенные *, применяются в основном для посадок шарикоподшипников.			

предохранением от проворачивания штифтами). Допускают повторную сборку и разборку соединений без изменения натяга и без значительных усилий. Посадка $\frac{H_1}{C_1}$ применяется для установки зубчатых колес 5 и 6-й степеней точности (с применением шарикоподшипников классов точности А и С). Посадка $\frac{H}{C}$ применяется для установки зубчатых колес 7 и 8-й степеней точности.

Напряженная посадка $\frac{A}{H}$ в системе отверстия аналогична посадке $\frac{H}{C}$. Применяется для деталей, устанавливаемых на ступенчатые валики (с полем допуска H) между подшипниками.

Скользящая посадка $\frac{A}{C}$ применяется для соединений, требующих продольного относительного перемещения сопряженных деталей с минимальными зазорами.

Ходовая посадка $\frac{A}{X}$ применяется для соединения точных деталей, вращающихся относительно друг друга со значительными скоростями, например для валиков, вращающихся в опорах скольжения.

Прессовая посадка $\frac{A_{2a}}{Pp1_{2a}}$ применяется для неподвижного соединения деталей без дополнительного крепления, например для запрессовки втулок в корпуса, на валики и т. д.

Скользящая посадка $\frac{A_3}{C_3}$ применяется для соединений деталей невысокой точности (валиков, осей, втулок), требующих свободного относительного перемещения вдоль оси.

Ходовая посадка $\frac{A_3}{X_3}$ применяется в соединениях невысокой точности, требующих свободного вращения деталей.

Скользящая посадка $\frac{A_4}{C_4}$ применяется для соединений со свободным относительным перемещением деталей при невысоких требованиях к точности, а также для свободной сборки деталей.

Т а б л и ц а 56. Предельные отклонения размеров отверстий и валов для классов точности 1, 2, 2а, 3

Номинальные размеры в мм	Система отверстия																			
	A		H		C		X		A _{2a}		Pr ₁ ' _{2a}		A ₃		C ₃		X ₃			
	Предельные отклонения в мкм																			
	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.		
От 0,1 до 0,3	+5	+5	0	-5	-3	-8	+8	+29	+21	+13	-13	-3	-16							
Св. 0,3 » 0,6	+6	+6	0	-6	-4	-10	+10	+33	+23	+15	-15	-4	-19							
» 0,6 » 1 (искл.)	+7	+7	0	-7	-5	-12	+12	+37	+25	+18	-18	-5	-23							
От 1 до 3	+10	+7	+1	-6	-8	-18	+14	+24	+15	+20	-20	-7	-32							
Св. 3 до 6	+13	+9	+1	-8	-10	-22	+18	+31	+19	+25	-25	-11	-44							
» 6 » 10	+16	+12	+2	-10	-13	-27	+22	+38	+23	+30	-30	-15	-55							
» 10 » 18	+19	+14	+2	-12	-16	-33	+27	+46	+28	+35	-35	-20	-70							
» 18 » 30	+23	+17	+2	-14	-20	-40	+33	+56	+35	+45	-45	-25	-85							
» 30 » 50	+27	+20	+3	-17	-25	-50	+39	+68	+43	+50	-50	-32	-100							
» 50 » 65	+30	+23	+3	-20	-30	-60	+46	+83	+53	+60	-60	-40	-120							
» 65 » 80								+89	+59											
» 80 » 100	+35	+26	+3	-23	-40	-75	+54	+106	+71	+70	-70	-50	-140							
» 100 » 120								+114	+79											
Система вала																				
Номинальные размеры в мм	B ₁ =C ₁		H ₁		P ₁		V=C		H		P									
	Предельные отклонения в мкм																			
	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.								
От 0,1 до 0,3	-	-	-	-	-	-	-5	0	-5	+2	-3									
Св. 0,3 » 0,6	-	-	-	-	-	-6	-7	0	-6	+3	-3									
» 0,6 » 1 (искл.)	-	-	-	-	-	-7		0	-7	+3	-4									
От 1 до 3	-4	+1	-5	+4	-2	-6	-8	+3	-7	+7	-3									
Св. 3 » 6	-5	+1	-7	+5	-3	-8	-9	+4	-9	+9	-4									
» 6 » 10	-6	+1	-8	+6	-4	-10	-12	+4	-12	+11	-5									
» 10 » 18	-8	+1	-10	+7	-5	-12	-14	+5	-14	+13	-6									
» 18 » 30	-9	+2	-12	+8	-6	-14	-17	+6	-17	+16	-7									
» 30 » 50	-11	+2	-14	+9	-7	-17	-20	+7	-20	+18	-8									

Т а б л и ц а 57. Предельные отклонения размеров отверстий и валов для классов точности 4, 5, 7, 8 и 9

Номинальные размеры в мм	Система отверстий									
	A_4	C_4	A_5	C_5	A_7	B_7	A_8	B_8	A_9	B_9
	Предельные отклонения в мкм									
	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.	верхн.	нижн.
От 0,1 до 0,3	+35	-35	+50	-50	—	—	—	—	—	—
Св. 0,3 » 0,6	+40	-40	+60	-60	+140	-140	—	—	—	—
» 0,6 » 1 (искл.)	+45	-45	+70	-70	+160	-160	—	—	—	—
От 1 до 3	+60	-60	+120	-120	+250	-250	+400	-400	+600	-600
Св. 3 » 6	+80	-80	+160	-160	+300	-300	+480	-480	+750	-750
» 6 » 10	+100	-100	+200	-200	+360	-360	+580	-580	+900	-900
» 10 » 18	+120	-120	+240	-240	+430	-430	+700	-700	+1100	-1100
» 18 » 30	+140	-140	+280	-280	+520	-520	+840	-840	+1300	-1300
» 30 » 50	+170	-170	+340	-340	+620	-620	+1000	-1000	+1600	-1600
» 50 » 80	+200	-200	+400	-400	+740	-740	+1200	-1200	+1900	-1900
» 80 » 120	+230	-230	+460	-460	+870	-870	+1400	-1400	+2200	-2200
» 120 » 180	+260	-260	+530	-530	+1000	-1000	+1600	-1600	+2500	-2500
» 180 » 260	+300	-300	+600	-600	+1150	-1150	+1900	-1900	+2900	-2900
» 260 » 360	+340	-340	+680	-680	+1350	-1350	+2200	-2200	+3300	-3300
» 360 » 500	+380	-380	+760	-760	+1550	-1550	+2500	-2500	+3800	-3800

Скольльзящая посадка $\frac{A_5}{C_5}$ применяется для свободного соединения неотвественных деталей и для легкой сборки грубых соединений.

Наряду с сопрягаемыми размерами многие детали приборов имеют размеры, точность выполнения которых не оказывает влияния на качество самих деталей или узлов, содержащих такие детали. Эти размеры являются несопрягаемыми неотвественными размерами и называются также свободными размерами. Они выполняются с большими допусками по 7, 8 или 9-му классам точности.

Точность выполнения несопрягаемых неотвественных размеров зависит от методов обработки деталей.

Для деталей, обрабатываемых резанием со снятием стружки, диаметральные и линейные размеры выполняются по 7-му классу точности с односторонним расположением отклонений, т. е. для отверстий — по A_7 , для валов — по B_7 ; прочие размеры (расстояния от баз до центров отверстий, размеры уступов, впадин, глубин и т. п.) выполняются по 8-му классу точности с симметричным расположением отклонений относительно номинального размера, т. е. с отклонениями $\pm 1/2$ допуска 8-го класса.

Для литых, штампованных и пластмассовых деталей точность выполнения свободных размеров рассмотрена в п. 21.

Если свободные размеры многократно повторяются на чертеже, то предельные отклонения таких размеров на изображение не наносят, а делают, например, следующую запись на поле чертежа:

«Неуказанные предельные отклонения размеров: охватывающих — по A_7 , охватываемых — по B_7 , прочих $\pm 1/2$ допуска 8 кл.»

Допуски расположения осей отверстий для крепёжных деталей выбираются по ГОСТу 14140—69 в зависимости от следующих трех факторов: 1) типа соединения; 2) величины зазора между отверстием и крепёжной деталью; 3) характера расположения отверстий.

Применяются два типа соединений: тип А — со сквозными отверстиями в обеих деталях и тип Б — со сквозными отверстиями в одной детали и резьбовыми отверстиями в другой детали. Диаметры сквозных отверстий под крепёжные детали выбираются по ГОСТу 11284—65.

Величина зазора z между отверстием и крепёжной деталью определяется по формуле

$$z = d_0 - d,$$

где d_0 — диаметр сквозного отверстия (по ГОСТу 11284—65);

d — номинальный диаметр крепёжной детали.

По величине зазора рассчитывается предельное смещение оси от номинального расположения Δ : для соединения типа А — $\Delta = \frac{1}{2}z$, типа Б — $\Delta = \frac{1}{4}z$.

Предельные отклонения размеров, координирующих оси отверстий, выбираются по таблицам ГОСТа 14140—69 в зависимости от величины Δ . При этом величины предельных отклонений зависят также от характера расположения отверстий.

Для отверстий, расположенных по окружности (в полярных координатах), предельные отклонения приведены в табл. 58. Отклонения δR , δD и $\delta \alpha$ выбираются в зависимости от предельного смещения оси от номинального расположения (Δ).

Когда три и более отверстия координированы друг относительно друга и центрального базового элемента (см. рис. 49, в; рис 50, а, б, в), то на чертеже детали следует указывать отклонение радиуса (δR) и отклонение центрального угла ($\delta \alpha$) между осями двух любых отверстий. Отклонение $\delta \alpha$ выбирается из табл. 58 в зависимости от радиуса R и указывается в текстовой записи (см. рис. 50). Если же отверстия координированы только друг относительно друга, то на чертеже детали следует указывать предельное отклонение диаметра расположения отверстий (δD) и отклонение центрального угла ($\delta \alpha$) между осями двух любых отверстий. Отклонение $\delta \alpha$ выбирается в этом случае в зависимости от диаметра $D = 2R$ и указывается в текстовой записи, аналогичной рис. 50.

Все предельные отклонения размеров, координирующих оси отверстий, задаются зависимыми (см. ниже). Поэтому на чертеже детали рядом с предельными отклонениями необходимо указывать знак М, помещенный в круге.

Т а б л и ц а 58. Предельные отклонения размеров, координирующих оси отверстий (система полярных координат)

Δ в мм	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50
$\delta R (\pm) \gg$	0,035	0,04	0,055	0,07	0,08	0,11	0,14	0,18	0,20	0,28	0,35
$\delta D (\pm) \gg$	0,07	0,08	0,11	0,14	0,16	0,22	0,28	0,35	0,40	0,55	0,70
Номиналь- ные ра- диусы R в мм	$\delta\alpha (\pm)$										
Св. 3 до 5	1°	1° 10'	1° 40'	2°	2° 20'	3°	4°	3° 20'	4°		
» 5 » 7	40'	50'	1°	1° 20'	1° 40'	2°	2° 40'	2° 20'	3°		
» 7 » 9	30'	35'	45'	1°	1° 10'	1° 30'	2°	1° 50'	3°	4°	3° 40'
» 9 » 12	22'	28'	35'	45'	55'	1° 10'	1° 30'	1° 50'	2° 20'	3°	3°
» 12 » 15	18'	22'	28'	35'	45'	55'	1° 10'	1° 30'	1° 50'	2° 20'	2° 20'
» 15 » 20	14'	16'	22'	28'	35'	45'	55'	1° 10'	1° 20'	1° 30'	1° 40'
» 20 » 25	10'	12'	16'	20'	25'	30'	40'	50'	1°	1° 20'	1° 20'
» 25 » 32	8'	10'	12'	16'	20'	25'	30'	40'	50'	1°	1°
» 32 » 40	6'	8'	10'	12'	16'	20'	25'	30'	40'	50'	1°
» 40 » 50	5'	6'	8'	10'	12'	16'	20'	25'	30'	40'	50'

Кроме предельных отклонений размеров на рабочих чертежах деталей в случае необходимости должны быть указаны также предельные отклонения формы и расположения поверхностей. Отсутствие указаний на отклонения формы и расположения поверхностей означает, что эти отклонения ограничиваются полем допуска на соответствующие размеры (это относится к отклонениям формы цилиндрических поверхностей и к отклонениям от параллельности).

Отклонением формы называется отклонение формы реальной поверхности или реального профиля от формы геометрической поверхности или геометрического профиля. Отсчет отклонений формы производится от прилегающей поверхности или прилегающего профиля.

К основным видам отклонения формы относятся: неплоскостность, непрямолинейность, нецилиндричность, некруглость, конусообразность и др.

Отклонением расположения называется отклонение от номинального расположения рассматриваемой поверхности, ее оси или плоскости симметрии относительно баз или отклонение от номинального взаимного расположения рассматриваемых поверхностей.

К основным видам отклонения расположения относятся: непараллельность плоскостей или осей, перпендикулярность плоскостей или осей, торцовое биение, радиальное биение, несоосность, пересечение осей, несимметричность.

Торцовым биением называется разность расстояний от точек реальной торцевой поверхности, расположенных на окружности заданного диаметра, до плоскости, перпендикулярной к базовой оси вращения. Торцовое биение является результатом перпендикулярности торцевой поверхности к базовой оси вращения.

Радиальным биением называется разность расстояний от точек реальной поверхности до базовой оси вращения в сечении, перпендикулярном к этой оси. Радиальное биение является результатом смещения центра (эксцентриситета) рассматриваемого сечения относительно оси вращения и некруглости профиля этого сечения. Эксцентриситет вызывает вдвое большее по величине радиальное биение.

Т а б л и ц а 59. Предельные отклонения расположения поверхностей

Виды отклонений	Номинальные размеры в мм	Степени точности							
		IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI
		Предельные отклонения в мкм							
Радиальное биение	До 6	5	8	12	20	30	50	80	120
	Св. 6 до 18	6	10	16	25	40	60	100	160
	» 18 » 50	8	12	20	30	50	80	120	200
	» 50 » 120	10	16	25	40	60	100	160	250
Торцовое биение, непараллельность и перпендикулярность	До 10	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
	Св. 10 до 25	2,5	4	6	10	16	25	40	60
	» 25 » 60	4	6	10	16	25	40	60	100
	» 60 » 160	6	10	16	25	40	60	100	160

Несоосностью называется расстояние от оси рассматриваемой поверхности до общей оси двух или нескольких соосных поверхностей вращения в пределах длины рассматриваемой поверхности. Предельное значение несоосности определяется как половина предельного значения радиального биения.

Несимметричностью называется наибольшее расстояние между плоскостью (осью) симметрии рассматриваемой поверхности и плоскостью (осью) симметрии базовой поверхности.

Предельные отклонения формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными обозначениями (предпочтительно) или в технических требованиях текстом в соответствии с ГОСТом 2.308—68.

Примеры указания на чертежах предельных отклонений расположения поверхностей условным обозначением показаны на рис. 49 и 50.

Величины предельных отклонений расположения поверхностей следует выбирать из табл. 59, составленной по ГОСТу 10356—63. Под номинальными размерами в этой таблице понимаются диаметры и длины, на которых задаются соответствующие

Т а б л и ц а 60. Предельные значения радиальных и торцовых биений цилиндрических зубчатых колес в мкм

Диаметр колеса D_e в мм	Степень точности колеса					
	6	7	8	6	7	8
	Радиальное биение			Торцовое биение		
До 12	8	13	21	9	11	14
Св. 12 до 20	8	14	22	11	14	18
» 20 » 30	9	15	24	12	16	20
» 30 » 50	10	16	25	14	18	22
» 50 » 80	13	21	32	18	22	28
» 80 » 120	16	25	40	20	25	32

предельные отклонения. Для получения предельных значений несоосности и несимметричности указанные в табл. 59 величины радиальных биений должны уменьшаться вдвое (с округлением результата до ближайшего числа, приведенного в таблице).

При выборе предельных отклонений формы и расположения поверхностей необходимо правильно определять степени точности конструируемых деталей. Следует иметь в виду не только условия работы этих деталей, но и технологические возможности обеспечения требований к точности формы и расположения поверхностей. Для этого можно пользоваться рекомендациями, приведенными в [64].

Для некоторых специальных деталей величины предельных отклонений расположения поверхностей устанавливаются нормами приборостроения. Например, предельные значения радиальных и торцовых биений цилиндрических зубчатых колес определяются по табл. 60 в зависимости от диаметра и степени точности колеса [36]. Эти значения указываются на рабочих чертежах зубчатых колес.

Большое значение для правильной работы узлов с шарикоподшипниками имеет выбор отклонений от соосности посадочных мест валиков и отверстий корпусов под шарикоподшипники. Наиболее правильным способом задания таких отклонений является указание их относительно общей оси (см. рис. 49, а; 50, б).

Несимметричность расположения элементов (отверстий, пазов и т. п.) относительно контура детали устанавливается конструктором с учетом технологических возможностей производства и экономической целесообразности. Величины отклонений от симметричности расположения элементов детали относительно контура выбирают в зависимости от методов обработки и номинальных размеров [64]. Например, при сверлении отверстий (по кондуктору или по разметке), фрезеровании, штамповке, литье в металлические формы и прессовании пластмасс отклонения от симметричности берут равными 0,2 мм (для номинальных размеров до 30 мм) или 0,3 мм (для размеров свыше 30 до 180 мм). При обтачивании и растачивании отклонения берут соответственно 0,1 или 0,2 мм.

Допуски расположения поверхностей (или осей) имеют не менее важное значение, чем допуски на неточность изготовления размеров деталей. Они разделяются на два вида: зависимые и независимые.

Зависимым допуском расположения называется допуск, величина которого зависит не только от заданного предельного отклонения расположения, но и от действительных отклонений размеров рассматриваемых элементов.

Например, имеем крышку с четырьмя сквозными отверстиями $\varnothing 3,6 A_7$, расположенными в два ряда, которую необходимо соединить с корпусом винтами МЗ. В случае увеличения отверстий $\varnothing 3,6$ на величину отклонения A_7 предельные отклонения $\pm 0,22$ мм на размеры, координирующие оси отверстий, могут быть увеличены до $\pm 0,52$ мм, если на чертеже будет указано, что допуски расположения зависимые.

Зависимые допуски (предельные отклонения) расположения поверхностей обозначают условным знаком М, который помещают после предельного отклонения, или записывают на поле чертежа словами: «допуск зависимый».

Если вид допуска расположения не указан, его считают независимым.

Независимым допуском расположения называется допуск, величина которого определяется только заданным предельным отклонением расположения и не зависит от действительных отклонений размеров рассматриваемых элементов.

Независимые допуски расположения следует назначать только в тех случаях, когда предъявляются высокие требования к точности работы узла. К таким допускам относятся: несоосность отверстий корпусов под шарикоподшипники, несоосность посадочных ступеней валиков, допуск на межцентровое расстояние корпуса (для нерегулируемых зубчатых передач) и т. п.

ЛИТЕРАТУРА

1. Альшиц И. Я., Анисимов Н. Ф., Благоев Б. Н. Проектирование деталей из пластмасс. Справочник. М., изд-во «Машиностроение», 1969.
2. Андреева В. Н., Вайнтрауб Д. А., Губанова Г. А., Сидоров Н. Х. Холодная штамповка в мелкосерийном производстве. Лениздат, 1965.
3. Анисимов Н. Ф., Благоев Б. Н. Проектирование литых деталей. Справочник. М., изд-во «Машиностроение», 1967.
4. Бородачев Н. А. Анализ качества и точности производства. М., Машгиз, 1946.
5. Бородачев Н. А. Основные вопросы теории точности производства. М.—Л., АН СССР, 1950.
6. Воронцов С. П., Майоров С. А. Приборные шарикоподшипники. М., Оборонгиз, 1951.
7. Выходцев Н. А. Оценка величины мертвого хода в цилиндрических зубчатых передачах малого модуля, применяемых в следящих системах. — Приборостроение и измерительная техника. М., Машгиз, 1960.
8. Гинзбург Е. Г. Волновые зубчатые передачи. Л., изд-во «Машиностроение», 1969.
9. Голиков В. И. О расчете бокового зазора в мелко модульных зубчатых передачах. — Точность, взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении. Труды 2-го совещания. М., изд-во «Наука», 1964.
10. Голиков В. И. Технология изготовления точных цилиндрических зубчатых колес. М., изд-во «Машиностроение», 1968.
11. Голованов Н. Ф., Гинзбург Е. Г., Фирун Н. Б. Зубчатые и червячные передачи. Справочник. Л., изд-во «Машиностроение», 1967.
12. Грейм И. А. Основы расчета механизмов приборов на точность. Учебное пособие. Л., СЗПИ, 1964.
13. Дмитриев Ф. С. Распределение передаточных отношений приборных редукторов по ступеням. — Расчет, проектирование, технология изготовления и контроль малогабаритных редукторов. Материалы к краткосрочному семинару. ЛДНТП, 1968.
14. Дмитриев Ф. С. Расчет мертвых ходов в приборных зубчатых редукторах. — Расчет, проектирование, технология изготовления и контроль малогабаритных редукторов. Материалы к краткосрочному семинару. ЛДНТП, 1968.
15. Дмитриев Ф. С. Расчет и конструирование приборных зубчатых редукторов. Учебное пособие. ЛЭТИ, 1969.
16. Домбровская М. М. Экспериментальное и теоретическое исследование деформации штифтового соединения вала и втулки. Автореф. канд. дисс., ЛИТМО, 1964.
17. Домбровская М. М. Приближенный метод расчета деформации штифтового соединения вала и втулки. — Изв. вузов. Приборостроение, 1968, № 1.
18. Дьяконов В. А. Проектирование счетно-решающих приборов. Л., Судпромгиз, 1950.
19. Забелин Н. А. Расчет ошибок зубчатых механизмов. — Вопросы радиоэлектроники. Сер. 12 общетехн. Вып. 18. 1960.
20. Инструктивные материалы по применению стандартов на допуски мелко модульных передач и исходный контур мелко модульных зубчатых колес. М., Изд-во стандартов, 1964.

21. Кентурин И. П. Кинематическая погрешность и ее контроль. — «Стандартизация», 1963, № 6.
22. Клямкин К. Х., Куцоконь В. А. Определение кинематической погрешности линий счетно-решающих приборов по результатам измерения углов поворота звеньев. — Вопросы радиоэлектроники. Сер. 12 общетехн. Вып. 20. 1965.
23. Клямкин К. Х., Куцоконь В. А. Определение зависимостей, связывающих погрешности прямозубых цилиндрических зубчатых колес с основными погрешностями зубофрезерования. — Точность и контроль в машиностроении. Материалы к краткосрочному семинару. Ч. 2. ЛДНТП, 1967.
24. Ковалев М. П., Сивоконенко И. М., Явленский К. Н. Опоры приборов. М., изд-во «Машиностроение», 1967.
25. Козлов М. П. Зубчатые передачи точного приборостроения. М., изд-во «Машиностроение», 1969.
26. Копаневич Е. Г. Точность изготовления заготовок. М., Машгиз, 1963.
27. Копейкин А. М. К вопросу об определении ширины прямозубых мелко модульных колес. — «Приборостроение», 1966, № 5.
28. Копейкин А. М., Тайнов А. И. Передаточные механизмы приборов. Ч. 1. Зубчатые и червячные передачи. Ярославль, Верх.-Волж. кн. изд-во, 1967.
29. Кораблев П. А. Технологичность конструкций в приборостроении. М., НТО Приборпром, 1965.
30. Крылов А. А. Влияние величины мелких делений на читаемость шкал стрелочных контрольно-измерительных приборов. — Докл. Акад. пед. наук РСФСР, 1962, № 3.
31. Куцоконь В. А. О корригировании цилиндрических зубчатых колес. — Вопросы радиоэлектроники. Сер. 12 общетехн. Вып. 20. 1965.
32. Куцоконь В. А. Точность мелко модульных цилиндрических зубчатых колес и ее технологический контроль. ЛДНТП, 1969.
33. Куцоконь В. А., Клямкин К. Х. Уточнение основных понятий, необходимых при расчете точности мелко модульных цилиндрических зубчатых передач. — Расчет, проектирование, технология изготовления и контроль малогабаритных редукторов. Материалы к краткосрочному семинару. ЛДНТП, 1968.
34. Куцоконь В. А., Клямкин К. Х. Определение накопленной погрешности окружного шага цилиндрических зубчатых колес. — Расчет, проектирование, технология изготовления и контроль малогабаритных редукторов. Материалы к краткосрочному семинару. ЛДНТП, 1968.
35. Куцоконь В. А., Шевченко-Грабский И. В. Расчет статических моментов и мертвых ходов в кинематических цепях точных приборов. Л., изд-во «Машиностроение», 1968.
36. Левин И. Я. Справочник конструктора точных приборов. М., изд-во «Машиностроение», 1967.
37. Лесная В. И., Штульберг И. М. К расчету диаметра окружности выступов цилиндрических мелко модульных зубчатых передач. — «Приборостроение», 1966, № 4.
38. Лесная В. И., Штульберг И. М. Передовая технология изготовления цилиндрических мелко модульных зубчатых колес. — «Приборостроение», 1964, № 7.
39. Линдтроп Н. Г. Расчет кинематической точности малогабаритных редукторов. — Расчет, проектирование, технология изготовления и контроль малогабаритных редукторов. Материалы к краткосрочному семинару. ЛДНТП, 1968.
40. Ляндон Ю. Н. Функциональная взаимозаменяемость в машиностроении. М., изд-во «Машиностроение», 1967.
41. Машнев М. М., Красковский Е. Я., Хотин Б. М. Теория и проектирование механизмов приборов, счетно-решающих устройств и машин. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1965.
42. Методика расчета размерных цепей (на базе теории вероятностей) РТМ 23—61. М., Изд-во стандартов, 1967.
43. Микроэлектродвигатели для систем автоматики (технический справочник). Под ред. Э. А. Лодочникова и Ф. М. Юферова. М., изд-во «Энергия», 1969.

44. Милосердин Ю. В., Лакин Ю. Г. Расчет и конструирование механизмов приборов и установок. МИФИ, 1966.
45. Михайлов Е. А. О повышении точности счетно-решающих приборов методом регулировки. М., Оборонгиз, 1958.
46. Мосягин Р. В., Павлов Б. И. Детали и узлы малогабаритных редукторов. Справочное пособие. Л., изд-во «Машиностроение», 1967.
47. Мурашов И. И. Зубчатые механизмы и их точность. М., изд-во «Машиностроение», 1967.
48. Мягков В. Д. Допуски и посадки. Справочник. Л., изд-во «Машиностроение», 1966.
49. Новосельцев Я. В., Лебедев А. Н. Счетно-решающие устройства. М.—Л., Машгиз, 1954.
50. Олексюк В. К вопросу выбора оптимальных передаточных отношений в зубчатых редукторах. — «Измерения, автоматика, контроль» (польск.), 1964, № 12.
51. Олексюк В. К вопросу подбора оптимального расположения совместно работающих колес зубчатых редукторов. — «Измерения, автоматика, контроль» (польск.), 1968, № 7.
52. Панасенко В. Д. Элементы автоматических устройств и вычислительной техники. М., Оборонгиз, 1962.
53. Первицкий Ю. Д. Расчет и конструирование точных механизмов. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1965.
54. Пименов А. И. Механизмы управления в радиоаппаратуре. М.—Л., изд-во «Энергия», 1966.
55. Плюснин А. К., Ермаков В. И., Пин Л. Г. Проектирование механических передач приборов. М., изд-во «Высшая школа», 1967.
56. Повилейко Р. П. Шкалы и циферблаты. Новосибирск, НЭТИ, 1965.
57. Преснухин Л. Н., Смирнов Ю. М., Соломонов Л. А., Темнов И. В. Основы расчета и проектирования счетно-решающих устройств. М., изд-во «Высшая школа», 1965.
58. Приборостроение и средства автоматизации. Справочник. Под ред. А. Н. Гаврилова. М. Т. 1. Машгиз, 1963. Т. 2, кн. 1. Т. 3. кн. 1, 2. Изд-во «Машиностроение», 1964.
59. Проектирование и расчет вычислительных машин непрерывного действия. Под ред. А. Н. Лебедева и В. Б. Смолова. М., изд-во «Машиностроение», 1966.
60. Равва Ж. С., Сорокин О. В. Точные механизмы и их детали. Куйбышев, Кн. изд-во, 1966.
61. Рябчук Г. П. Конструирование редукторов в приборостроении. Москва—Киев, Машгиз, 1956.
62. Саников К. А. Расчет усилий и моментов в счетно-решающих механизмах. М., Оборонгиз, 1948.
63. Смирнов А. С. Допуски и посадки в приборостроении. Л., изд-во «Машиностроение», 1968.
64. Смирнов А. С. Методика внедрения ГОСТа 10356—63 в конструкторскую документацию. ЛДНТП, 1966.
65. Смирнов А. С. Технологичность деталей в приборостроении. Л., Судпромгиз, 1961.
66. Смоленский Г. Г. Малоинерционные износостойчивые зубчатые колеса в точном приборостроении. — «Приборы и средства автоматизации», 1962, № 11.
67. Соловьев А. И. Расчет механизмов измерительных, вычислительных и автоматических устройств. М.—Л., изд-во «Энергия», 1966.
68. Справочник конструктора оптико-механических приборов. Под ред. М. Я. Кругера и В. А. Панова. Л., изд-во «Машиностроение», 1967.
69. Справочник конструктора точного приборостроения. Под ред. Ф. Л. Литвина. М.—Л., изд-во «Машиностроение», 1964.
70. Тайц Б. А. Допуски на зубчатые и червячные передачи. — Справочник машиностроителя. Т. 4. Кн. 1. М., Машгиз, 1963.
71. Технологичность конструкций. Справочное пособие. Под ред. С. Л. Ананьева и В. П. Купровича. М., изд-во «Машиностроение», 1969.

72. Топчиев Ю. И. Влияние передаточных отношений редукторов на момент инерции якоря электродвигателя. — Основы автоматического управления. Под ред. В. В. Солодовникова. Т. 3. М., Машгиз, 1963.
73. Фараонов Г. Т. Мелкомодульные зубчатые колеса из полиамидной смолы. ЛДНТП, 1965.
74. Хесин Г. И. Точность размеров при гибке деталей на штампах. М., НИИМаш, 1967.
75. Цуккерман С. Т. О деформациях в точных механизмах. — «Опико-механическая промышленность», 1962, № 2, 4, 5; 1963, № 4, 5.
76. Чертежи в машиностроении. М., Изд-во стандартов, 1968.
77. Чурабо Д. Д. Детали и узлы приборов. Конструирование и расчеты. Справочное пособие. М., изд-во «Машиностроение», 1965.
78. Шахнес Т. А. Качество поверхности и методы его определения. Учебное пособие. Челябинск, ЧПИ, 1967.
79. Шнейдер Ю. Г. Качество поверхности и эксплуатационные свойства деталей машин и приборов. ЛДНТП, 1963.
80. Шильман С. Я. Некоторые особенности расчета и проектирования редукторных механизмов приборов. ЛДНТП, 1966.
81. Юрьев Ю. А. Определение мертвого хода в планетарных зубчатых механизмах. — Изв. вузов. Приборостроение, 1968, № 8.
82. Якушев А. И. Основы взаимозаменяемости и технические измерения. М., изд-во «Машиностроение», 1968.

Федор Сергеевич
Дмитриев

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РЕДУКТОРОВ ТОЧНЫХ ПРИБОРОВ

Редактор издательства Т. С. Васильева
Переплет художника Н. И. Васильева
Технический редактор А. А. Бардина
Корректор А. И. Лавриненко

Сдано в производство 4/IX 1970 г. Подписано к печати 24/XII 1970 г. М-51817
Формат бумаги 60×90^{1/16}. Печ. л. 10 Уч.-изд. л. 12,6
Тираж 13 000 экз. Зак. № 821 Цена 77 коп.

Ленинградское отделение
издательства «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Ленинград, Д-65, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР
Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10

77 коп.

