

Ю.А. Кокорев, Ф.В. Звягин

Способы расчета точностных характеристик деталей и узлов приборов

Под редакцией В.А. Городничева

*Допущено Учебно-методическим объединением вузов
Российской Федерации по университетскому политехническому
образованию в качестве учебного пособия для студентов высших
учебных заведений, обучающихся по приборостроительным
и машиностроительным направлениям подготовки*

2-е издание, исправленное



Москва

ИЗДАТЕЛЬСТВО
МГТУ им. Н. Э. Баумана

2 0 1 8

УДК 62-2, 681

ББК 34.4

К55

Рецензенты:

доцент кафедры «Инновационные технологии в приборостроении, микро- и оптоэлектронике» Московского государственного университета информационных технологий, радиотехники и электроники, канд. техн. наук *М.Н. Семчуков*;
зав. кафедрой «Радиоэлектроника, телекоммуникации и нанотехнологии (РТН)» «МАТИ — Российский государственный технологический университет имени К.Э. Циолковского, д-р техн. наук, профессор *В.В. Слепцов*

Кокорев, Ю. А.

К55 Способы расчета точностных характеристик деталей и узлов приборов: учебное пособие / Ю. А. Кокорев, Ф. В. Звягин ; под ред. В. А. Городничева. — 2-е изд., испр. — Москва : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. — 211, [1] с.: ил.

ISBN 978-5-7038-4776-3

Представлены основные сведения о способах точностного расчета приборных устройств. Подробно изложены вопросы обоснования выбора точностных параметров, рассмотрены возможные методы расчета на точность сложных и взаимосвязанных деталей и узлов. Учебное пособие содержит справочные материалы, необходимые для расчета на точность деталей и узлов приборных устройств с учетом их назначения, условий эксплуатации, требований к разработке.

Приведены примеры расчетов приборных устройств различного назначения и рационального оформления конструкторской документации.

Материалы пособия подготовлены с учетом новых ГОСТов.

Для студентов технических вузов, изучающих вопросы конструирования приборных устройств различного назначения.

УДК 62-2, 681

ББК 34.4

© Кокорев Ю. А., Звягин Ф. В., 2016

© Кокорев Ю. А., Звягин Ф. В., 2018,
с изменениями

© Оформление. Издательство
МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018

ISBN 978-5-7038-4776-3

Оглавление

Предисловие.....	5
1. Обеспечение взаимозаменяемости деталей узлов и приборов.	
Стандарты единой системы допусков и посадок	7
1.1. Точность и взаимозаменяемость.....	7
1.2. Основные понятия о размерах, отклонениях и посадках	9
1.2.1. Линейные размеры, отклонения и допуски размеров ...	9
1.2.2. Посадки. Основные понятия и определения	13
1.3. Единая система допусков и посадок	16
1.4. Обозначение размеров деталей и соединений в конструкторской документации	29
<i>Контрольные вопросы</i>	<i>31</i>
2. Расчет размеров деталей и соединений.....	33
2.1. Построение полей допусков	33
2.2. Расчет предельных и средних размеров деталей и соединений. Метод максимума-минимума	34
2.3. Вероятностный расчет точности размеров и посадок.....	36
2.3.1. Определение вероятности проявления размеров в заданном интервале.....	39
2.3.2. Вероятностный расчет характеристик посадок. Определение предельных вероятностных значений посадок	42
2.3.3. Определение вероятности появления соединений с заданными параметрами	43
<i>Контрольные вопросы</i>	<i>47</i>
3. Рекомендации по выбору точностных параметров деталей и соединений приборных устройств.....	48
3.1. Условия, определяющие выбор системы посадок	48
3.2. Рекомендации по выбору качества для деталей и соединений	49
3.3. Выбор посадок и примеры их применения	51
<i>Контрольные вопросы</i>	<i>63</i>
4. Посадки подшипников качения и методика их выбора	64
<i>Контрольные вопросы</i>	<i>70</i>
5. Особенности выбора полей допусков для оптических деталей и узлов	71
<i>Контрольные вопросы</i>	<i>74</i>
6. Расчет и выбор посадок с учетом температурных деформаций соединяемых деталей.....	75
<i>Контрольные вопросы</i>	<i>78</i>
7. Назначение параметров шероховатости поверхностей деталей и соединений	79
<i>Контрольные вопросы</i>	<i>90</i>

8. Рекомендации по назначению допусков формы и расположения поверхностей	92
<i>Контрольные вопросы</i>	100
9. Методы обеспечения необходимой точности деталей и узлов приборов в процессе проектирования	101
9.1. Расчет параметрических цепей.....	102
9.1.1. Расчет параметрических цепей с функциональными элементами одинаковой физической природы	104
9.1.2. Расчет параметрических цепей с функциональными элементами разной физической природы	106
9.2. Расчет размерных цепей	110
9.2.1. Линейные размерные цепи.....	118
9.2.2. Вероятностный метод расчета	121
9.2.3. Проектный расчет линейных размерных цепей.....	122
9.2.4. Проектные методы расчета допусков размеров в условиях полной взаимозаменяемости (расчет на максимум-минимум).....	125
9.2.5. Метод определения параметров звеньев размерных цепей при наличии звеньев с заданными размерами ..	127
9.2.6. Определение предельных отклонений размеров составляющих звеньев	128
9.2.7. Проектный расчет РЦ методом неполной взаимозаменяемости	129
9.2.8. Проверочный расчет размерных цепей.....	142
9.3. Плоские размерные цепи	155
9.3.1. Проектный расчет плоских размерных цепей. Метод максимума-минимума.....	156
9.3.2. Проектный расчет плоских размерных цепей. Вероятностный метод	159
9.3.3. Проверочные расчеты плоских размерных цепей.....	160
9.4. Связанные размерные цепи.....	163
9.5. Заключительный этап выбора точностных параметров деталей и узлов	169
<i>Контрольные вопросы</i>	179
Литература	181
Приложения	183
<i>Приложение 1.</i> Соответствие точностных показателей ОСТ и ЕСДП.....	183
<i>Приложение 2.</i> Чертежи деталей и сборочных единиц	188
<i>Приложение 3.</i> Допуски и посадки гладких деталей и соединений из пластмасс	198
<i>Приложение 4.</i> Методические указания по выполнению точностных расчетов с учетом законов рассеивания погрешностей звеньев.....	204

Предисловие

Основными задачами разработчика различных приборных устройств (ПУ) являются создание новых и совершенствование существующих изделий, грамотная подготовка конструкторской документации, способствующей получению изделий высокого качества и росту экспортных возможностей. При решении этих задач расчет на точность основных частей и изделия в целом является одним из важнейших. Цель расчета — обеспечение требуемой точности и взаимозаменяемости, низкой себестоимости, высокой надежности и долговечности изделий, для чего необходимо решить ряд взаимосвязанных задач, таких как рациональный выбор типа функциональных узлов и деталей, анализ требований к ним и к конструкции изделия, установление допустимых отклонений размеров и параметров, выбор и оценка технологических приемов изготовления и сборки. Принятые решения по указанным задачам весьма ответственны. Например, с одной стороны, нерациональная конструкция детали, узла, необоснованное уменьшение допусков на параметры прямо ведут к усложнению и удорожанию производства, увеличению сроков изготовления, с другой — назначение слишком низких допусков влечет за собой доделку и подгонку при сборке.

Цель настоящего пособия — помочь студенту в изучении и рациональном применении стандартов и современных методов расчета на точность, для чего в учебном пособии представлены теоретические и справочные материалы, необходимые для самостоятельного выполнения домашних заданий, курсовых и дипломных проектов, выполнения научно-исследовательских работ. Приведены основные сведения из стандартов, методики расчета и подбора посадок для соединений приборных устройств, опорных узлов, рекомендации по нормированию отклонений формы и расположения поверхностей, выбору и учету шероховатости, методы обеспечения требуемой точности ПУ, примеры расчетов на точность и рационального конструктивного оформления типовых элементов ПУ.

Взаимозаменяемость изделий в общем случае обеспечивается как по геометрическим, так и по физико-техническим параметрам (прочности, жесткости, электрическим, оптическим свойствам и пр.). В настоящей работе рассмотрены вопросы обеспечения взаимозаменяемости по геометрическим параметрам

при выполнении взаимозаменяемости по другим функциональным параметрам.

Необходимо отметить, что процесс расчета на точность, который включает проектный и проверочный расчеты, является весьма трудоемким и отличается большим разнообразием способов и методов, конструктивно-технологических решений, которые часто взаимно противоречивы. Для облегчения расчетов применяют ЭВМ. Приведенные в данном учебном пособии алгоритмы и методы могут быть полезны для усовершенствования разработанных ранее программ для расчета на точность и улучшения используемых методик расчетов конкретных ПУ. Представленные иллюстрации выполнены авторами согласно требованиям ЕСКД.

По завершении освоения материала, представленного в настоящем пособии, студент будет:

- *знать* систему допусков и посадок; способы работы с конструкторской документацией, технической и справочной литературой;
- *владеть* методами точностных расчетов при различных требованиях к качеству и стоимости производства деталей, узлов и приборных устройств в целом;
- *иметь* профессиональные навыки осознанного выбора того или иного способа назначения размеров, исходя из поставленных заказчиком задач и возможностей технологического оборудования предприятия, а также определять наилучшую стратегию приемки готовых изделий.

Авторы надеются, что представленный труд будет полезен не только студентам приборостроительных специальностей, но и работникам промышленности.

1. ОБЕСПЕЧЕНИЕ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ ДЕТАЛЕЙ УЗЛОВ И ПРИБОРОВ. СТАНДАРТЫ ЕДИНОЙ СИСТЕМЫ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

1.1. Точность и взаимозаменяемость

Расчеты на точность и обеспечение взаимозаменяемости являются важнейшими и обязательными при разработке современных ПУ. *Точность* — степень приближения действительных параметров изделий к их заданным истинным значениям. Понятие точности является качественным показателем изделия (точность бывает высокая, низкая и т. д.). Отклонение действительных параметров изделия от их заданных параметров называют *погрешностью* (ошибкой). Термин «погрешность» применяют для количественной оценки точности. Наличие погрешностей при изготовлении и сборке неизбежно. Допустимые значения погрешностей зависят от назначения, функционально-эксплуатационных показателей разрабатываемого изделия. Причинами возникновения погрешностей являются погрешности используемого оборудования, температурные деформации, погрешности обработки, сборки, погрешности измерения, уровень квалификации рабочего и сборщика и т. д.

Погрешности проявляются в виде отклонений диаметральных, линейных и угловых размеров, геометрической формы (конусность, овальность и др.), расположения поверхностей, величин зазоров и натягов, непараллельности и перпендикулярности. К погрешностям также относят непрохождение осей через заданные точки, несоблюдение требований к качеству обработки поверхностей. Все эти погрешности влияют на качество приборов и узлов.

Для обеспечения необходимого качества изделия используют принцип нормирования (установления) точности, который заключается в оптимальном назначении точностных показателей. Другой задачей нормирования точности является обеспечение необходимой взаимозаменяемости.

Взаимозаменяемость — возможность сборки и замены любых сопряженных деталей, узлов, ПУ и др. соответствующими одно-

типными независимо изготовленными деталями, узлами, ПУ в разное время и в разных местах, причем без их предварительного подбора и подгонки по месту. После сборки или замены отдельных элементов, узлов, ПУ изделие должно нормально функционировать, сохраняя свои рабочие параметры.

Взаимозаменяемость является одним из главных принципов, используемых при разработке и изготовлении ПУ, особенно в условиях серийного, массового и автоматизированного производства. Соблюдение взаимозаменяемости облегчает проектирование и конструирование и связывает в единое целое конструирование и технологию производства и контроль, так как позволяет конструктору, метрологу и технологу использовать уже опробованные и проверенные на практике решения, сокращает номенклатуру используемых элементов, упрощает сборку, обеспечивает сокращение сроков подготовки производства и проектирования, а также удешевление проектирования, производства и эксплуатации, возможность использования технических достижений других стран, международную унификацию и стандартизацию изделий и технической оснастки, ведение совместных проектно-конструкторских работ, возможность специализации и кооперирования производства.

Различают следующие виды взаимозаменяемости: полная и неполная (частичная), внешняя, внутренняя, функциональная (параметрическая).

Полная взаимозаменяемость — способ конструирования и изготовления деталей, узлов и ПУ, при котором любая деталь, сборочная единица, ПУ из партии может быть заменена другой без подгонки и регулирования.

Неполная (частичная) взаимозаменяемость имеет место в приборостроении, когда при замене детали, сборочной единицы или ПУ требуется подбор, регулирование или дополнительная обработка.

Внешняя взаимозаменяемость — взаимозаменяемость изделий по входным и выходным параметрам: по присоединительным и установочным размерам, габаритам и др. (например, замена подшипников качения по размерам присоединительных поверхностей, двигателя — по центрирующим буртикам и др.).

Внутренняя взаимозаменяемость — взаимозаменяемость деталей и сборочных единиц, входящих в изделие.

Функциональная (параметрическая) взаимозаменяемость — взаимозаменяемость по эксплуатационным параметрам; достигается изготовлением деталей и сборкой узлов и ПУ с допустимой погрешностью их геометрических, механических, физических, а также (в зависимости от принципа действия) оптических, электрических и других параметров.

Взаимозаменяемость деталей, узлов и ПУ по геометрическим параметрам осуществляют с учетом требований Единой системы допусков и посадок (ЕСДП). ЕСДП распространяется на гладкие сопрягаемые и несопрягаемые цилиндрические и плоские размеры с номинальными размерами до 10 000 мм: для размеров до 3150 мм (ГОСТ 25346—82), менее 1 мм (ГОСТ 3047—66), менее 0,1 мм (ГОСТ 8809—71), от 3150 до 10 000 мм (ГОСТ 25348—82). Области применения ЕСДП предусмотрены для нормальной температуры 20 °С.

1.2. Основные понятия о размерах, отклонениях и посадках

Разработка современных точных приборных устройств является сложной комплексной задачей, в решении которой принимают участие специалисты разного профиля (конструкторы, технологи, метрологи, эксплуатационники (потребители) и др.). Для того чтобы их совместная работа была согласованной и эффективной, необходимо, чтобы все участники процесса создания ПУ опирались на единые понятия, определения, принципы нормирования точности, обеспечение взаимозаменяемости и соответствующие стандарты ЕСДП.

1.2.1. Линейные размеры, отклонения и допуски размеров

В основе ЕСДП лежат три фундаментальных понятия — отверстие, вал и размер.

Отверстие — термин, обозначающий внутренний (охватываемый) элемент детали или узла.

Вал — термин, используемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов детали или узла.

Эти термины применяют не только к наружным и внутренним поверхностям и элементам цилиндрической формы, но и

к другим поверхностям, ограниченными параллельными плоскостями (шпонкам, пазам и т. п.), уступам.

Размер — числовое значение величины (диаметра, длины и т. п.) в выбранных единицах измерения.

В конструкторской документации (КД) используют размеры: номинальные, действительные и предельные.

Номинальный размер — размер детали или соединения, назначаемый разработчиком на основе кинематических, прочностных и других расчетов или из конструктивных, технологических, эстетических и других соображений (для валов d , отверстий D , соединений $D(d)$). Номинальный размер указывают на чертежах и другой КД. Относительно номинального размера определяют отклонения. Номинальный размер является общим для вала и отверстия, образующих соединение.

Действительный размер — размер, определяемый измерением с установленной погрешностью измерения, т. е. экспериментально.

Расчетный размер $D_p(d_p)$ — размер, полученный в результате расчета на прочность, жесткость, при конструировании для обеспечения технологических и эстетических требований и др. Установленное значение расчетного размера в целях обеспечения унификации и стандартизации рекомендуется заменять соответствующим размером из рядов предпочтительных чисел, установленных ГОСТ 6636 — 69.

Истинный размер — размер, получаемый при изготовлении. Значение этого размера не известно, так как о правильности величины, полученной при изготовлении ПУ, узнают по результатам измерения, т. е. с учетом погрешности измерения. При этом чем меньше погрешность измерения, тем ближе его измеренное значение к истинному. На практике вместо понятия истинного размера часто используют понятие действительного размера, близкого к истинному в условиях поставленной задачи.

Предельные размеры — два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться, включая предельные, действительный размер. Они определяются разработчиком из условий обеспечения годности и взаимозаменяемости (работоспособности) изделия. Наибольший предельный размер отверстия обозначают как D_{\max} , вала — d_{\max} ; соответственно наименьший предельный размер отверстия — D_{\min} , вала — d_{\min} . На практике при оформлении КД неудобно нормировать точность размера

непосредственно с помощью предельных размеров из-за ее усложнения. Поэтому в нашей стране и большинстве других стран предельные размеры указывают с помощью номинального размера и отклонений. Согласно действующим стандартам, предельные размеры могут быть больше, меньше или совпадать с номинальным размером.

Средний размер — полусумма максимального и минимального размеров:

$$D_m = (D_{\max} + D_{\min})/2; d_m = (d_{\max} + d_{\min})/2. \quad (1.1)$$

Предельные отклонения — алгебраическая разность между соответствующими предельными (действительными) и номинальными размерами. Их подразделяют на верхние и нижние в соответствии с расположением относительно номинального размера нулевой линии, а также на расчетные и стандартные. Расчетные отклонения устанавливаются разработчиком из условия обеспечения работоспособности соответствующей детали или узла и являются основой для определения стандартных отклонений. Верхнее расчетное отклонение обозначают как $\Delta_{вD(d)}$, расчетное нижнее отклонение — $\Delta_{нD(d)}$, расчетное среднее отклонение — $\Delta_{mD(d)}$. Отклонения рассчитывают по формулам

$$\Delta_{вD(d)} = D_{\max}(d_{\max}) - D(d); \quad (1.2)$$

$$\Delta_{нD(d)} = D_{\min}(d_{\min}) - D(d); \quad (1.3)$$

$$\Delta_{mD(d)} = (\Delta_{вD(d)} + \Delta_{нD(d)})/2. \quad (1.4)$$

Отклонения могут быть положительными, отрицательными и равными нулю. В конструкторской документации всегда указывают знак отклонения (+) или (–).

Допуск — разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или верхним и нижним отклонениями; он всегда является положительной величиной:

$$\begin{aligned} \delta_{D(d)} &= D_{\max}(d_{\max}) - D_{\min}(d_{\min}); \\ \delta_{D(d)} &= \Delta_{вD(d)} - \Delta_{нD(d)}. \end{aligned} \quad (1.5)$$

Допуск определяет требуемую точность изготовления детали (изделия), т. е. возможное допустимое рассеивание размеров годных деталей (узлов); при этом чем меньше допуск, тем выше точность и стоимость, и наоборот.

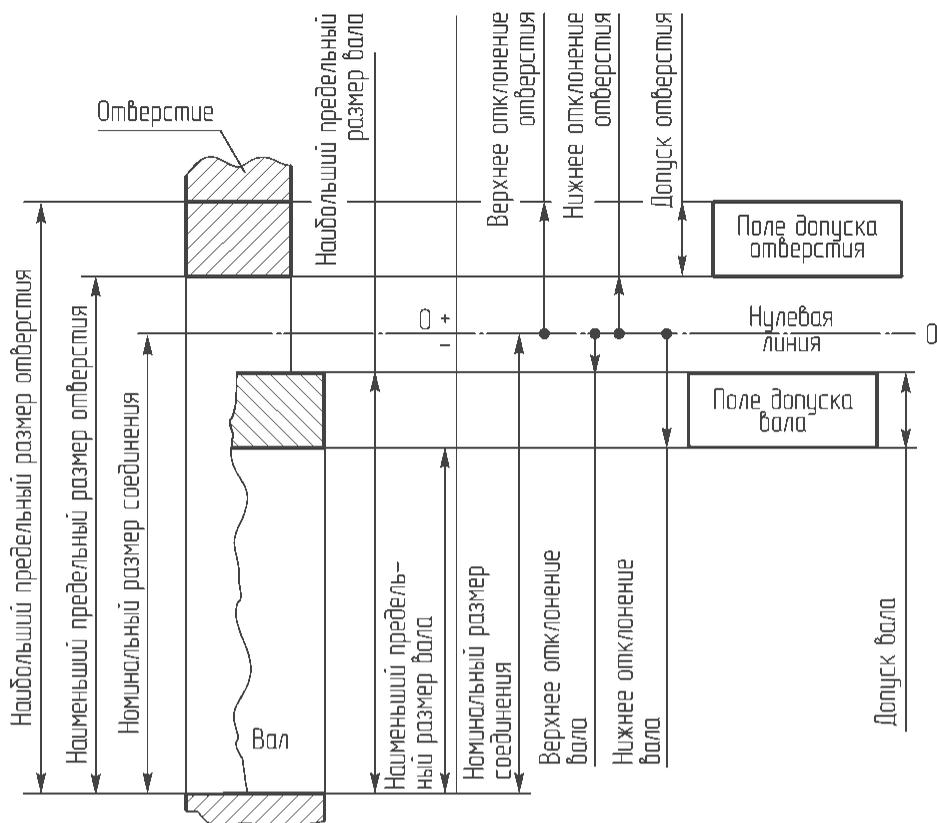


Рис. 1.1. Графическое изображение размеров, отклонений и полей допусков вала и отверстия

Поле допуска — поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Поле допуска отличается от допуска тем, что определяет не только размер, но и расположение этого допуска при графическом изображении относительно нулевой линии, т. е. линии, соответствующей на схемах номинальному размеру $D(d)$ (рис. 1.1).

Изделие считается годным, если действительное отклонение проверяемого размера (разность между действительным и номинальным размерами) находится между верхним и нижним отклонениями или сам размер находится между предельными размерами, включая их границы.

Следует отметить, что предельные размеры и отклонения определяют не только границы годных изделий, но и границы исправимого и неисправимого брака.

Граница исправимого брака определяется максимумом материала (массы) у проверяемой детали. Эти границы определяют-

ся: для отверстия это D_{\min} , для вала d_{\max} , т. е. если размеры деталей выходят за указанные пределы, то брак может быть устранен с помощью последующей обработки.

Граница неисправимого брака (окончательного) определяется предельными размерами и отклонениями, которые соответствуют минимуму материала (массы): для отверстия это D_{\max} , для вала d_{\min} .

Графическое изображение размеров, отклонений и полей допусков показано на рис. 1.1.

1.2.2. Посадки. Основные понятия и определения

В ПУ используются сборочные единицы (узлы), которые состоят из деталей. Характер соединения и параметры сопрягаемых деталей, т. е. посадка, определяется функциональным назначением сборочной единицы.

Посадка — характер соединения деталей (узлов), определяемый значениями возникающих в нем зазоров или натягов. Различают посадки с зазором (подвижные), с натягом (неподвижные) и переходные (возможно получение как зазора, так и натяга) в зависимости от размеров сопрягаемых деталей.

Зазоры S и натяги N рассчитываются по формулам

$$S = D - d; N = d - D, \quad (1.6)$$

где D и d — действительные размеры сопрягаемых деталей (отверстия и вала) до сборки.

Обеспечение требуемых посадок является одной из главных задач взаимозаменяемости.

Посадка с зазором характеризуется наличием положительной или нулевой разности размеров отверстия и вала (рис. 1.2):

$$S = D - d; D \geq d; S \geq 0. \quad (1.7)$$

Зазор S обеспечивает свободу относительного перемещения деталей, входящих в сборочную единицу. Поскольку детали изготавливают с допусками, то имеет место изменение зазоров в соединении от S_{\min} до S_{\max} .

Минимальный и максимальный зазоры — предельные зазоры, между которыми должен находиться действительный зазор, определяемый выбранной посадкой.

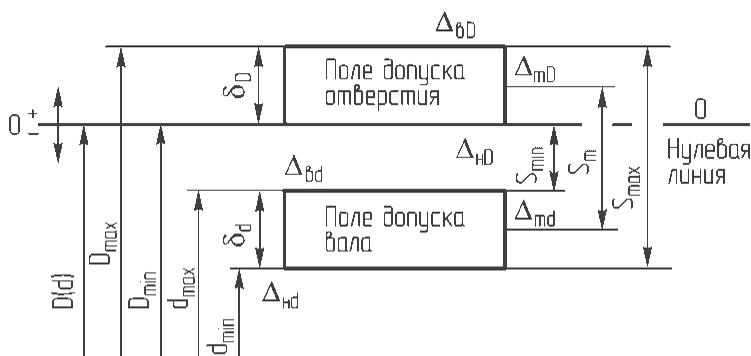


Рис. 1.2. Графическое изображение посадок с зазором

В качестве исходного зазора принимают минимальный зазор, так как он характеризует посадку. При графическом изображении посадки с зазором поле допуска отверстия всегда расположено выше поля допуска вала (см. рис. 1.2).

К посадкам с зазором относят и посадки, у которых нижняя граница поля допуска отверстия совпадает с верхней границей поля допуска вала, т. е. когда $S_{\min} = 0$.

Посадка с натягом предназначена для получения неподвижных соединений. Она характеризуется разностью размеров вала и отверстия до сборки (рис. 1.3):

$$N = d - D; d > D; N > 0. \quad (1.8)$$

При графическом изображении посадки с натягом поле допуска вала всегда расположено выше поля допуска отверстия (см. рис. 1.3). Так как вал и отверстие изготовляют с допустимыми погрешностями (δ_d и δ_D), то натяг изменяется в диапа-

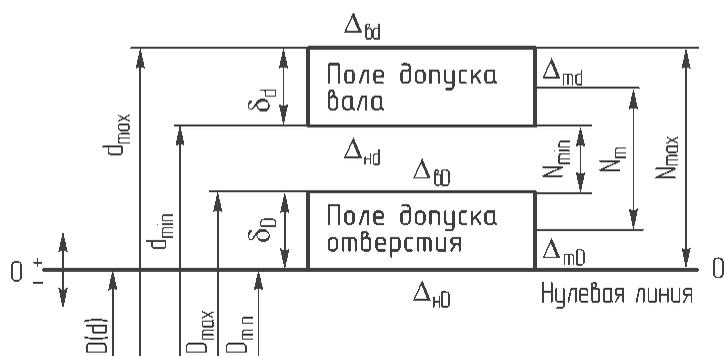


Рис. 1.3. Графическое изображение посадок с натягом

зоне от N_{\min} до N_{\max} . Следовательно, действительный натяг должен находиться в указанном диапазоне. Отметим, что нижняя граница натягов N_{\min} устанавливается из условия обеспечения прочности соединения при эксплуатации, а верхняя N_{\max} ограничивается прочностью используемых материалов для вала и отверстия.

Переходную посадку используют для точного центрирования, а также для неподвижного соединения деталей (с дополнительным креплением), подлежащих периодической разборке при эксплуатации. Для нее возможно получение как натяга, так и зазора:

$$S = D - d, D > d, S \geq 0 \text{ и } N = d - D, d > D, N > 0. \quad (1.9)$$

При графическом изображении поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью (рис. 1.4). Поэтому до сборки невозможно заранее сказать, что получится в результате — зазор или натяг. Если на сборку поступает отверстие с максимальным предельным размером, а вал с минимальным, то в соединении будет наибольший зазор S_{\max} .

В соединении будет иметь место наибольший натяг N_{\max} , если при сборке будут использоваться детали с d_{\max} и D_{\min} . В переходной посадке зазоры и натяги в принципе могут изменяться от минимальных значений до максимальных.

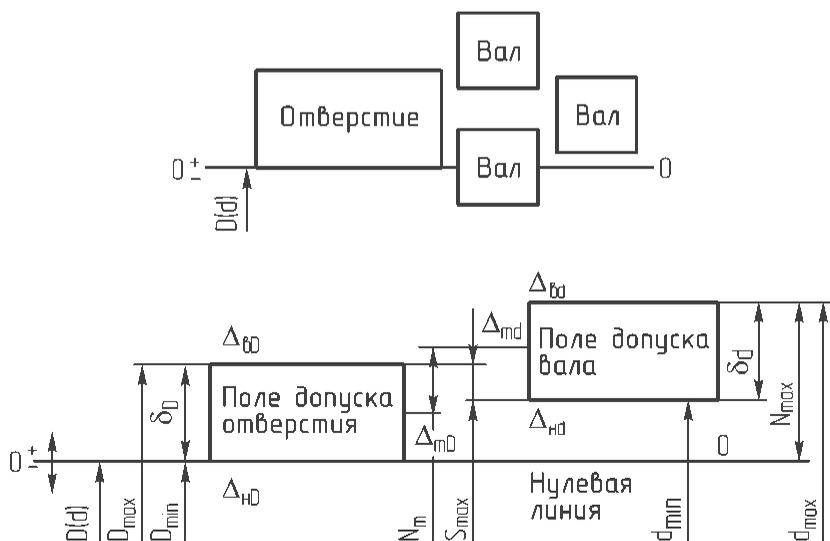


Рис. 1.4. Графическое изображение переходных посадок

Для оценки параметров соединений (посадок) используют понятие *допуск посадки* $T_{S(N)}$, который характеризует точность сборки. Для посадок с зазором и натягом допуск посадки определяют по формуле

$$T_{S(N)} = S_{\max}(N_{\max}) - S_{\min}(N_{\min}) = \delta_D + \delta_d. \quad (1.10)$$

Для переходных посадок

$$T_{S(N)} = S_{\max} + N_{\max} = \delta_D + \delta_d. \quad (1.11)$$

Допуск посадки не зависит от типа посадки и является всегда величиной положительной, равной сумме допусков сопрягаемых деталей.

1.3. Единая система допусков и посадок

Системой допусков и посадок называют закономерно построенную совокупность стандартизованных допусков и предельных отклонений размеров элементов детали, а также посадок, образованных отверстием и валом и имеющих стандартные предельные отклонения.

Применение Единой системы допусков и посадок (ЕСДП) позволяет упростить и обеспечить единообразное оформление конструкторской и технологической документации, единый парк измерительных средств, взаимозаменяемость и унификацию оригинальных и покупных деталей и сборочных единиц при сборке ПУ, возможность совместного ведения проектно-конструкторских работ, взаимовыгодной торговли и т. п.

Система ЕСДП устраняет произвол в выборе точностных параметров деталей и соединений, вводит ограничения на использование размеров, допусков, отклонений и посадок, что заложено в понятия, рекомендуемые для обязательного и предпочтительного применения. Значения точностных параметров, полученные при проектных расчетах, должны быть заменены на стандартные. Такой подход, изложенный в ЕСДП, позволяет сократить число типоразмеров деталей и сборочных единиц и значительно повысить эффективность разрабатываемого ПУ (ускорить и удешевить проектно-конструкторские работы, снизить затраты на изготовление, обеспечить взаимозаменяемость, технологичность и т. п.).

Общие положения ЕСДП, а также ряды допусков и основных отклонений предусмотрены в ГОСТ 25346 — 89, а поля допусков и рекомендуемые посадки регламентированы ГОСТ 25347 — 82.

Номинальные размеры детали должны соответствовать значениям, указанным в основных или дополнительных рядах ГОСТ 6636 — 69. Использование стандартных размеров позволяет сократить число типоразмеров деталей режущего инструмента, средств измерения, упростить КД и в целом снизить затраты.

Основные ряды размеров в диапазоне от 1 до 10 мм

Ряд <i>Ra5</i>	1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10
Ряд <i>Ra10</i>	1,2; 2,0; 3,2; 5,0; 8,0
Ряд <i>Ra20</i>	1,1; 1,4; 1,8; 2,2; 2,8; 3,6; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0
Ряд <i>Ra40</i>	1,05; 1,15; 1,3; 1,5; 1,7; 1,9; 2,1; 2,4; 2,6; 3,0; 3,4; 3,8; 4,2; 4,8; 5,3; 6,0; 6,7; 7,5; 8,5; 9,5

Примечание. Указаны только значения, которые добавляются к предыдущему ряду. Например, ряд *Ra10* содержит все значения ряда *Ra5* и значения, указанные в строке для ряда *Ra10*.

Дополнительные линейные размеры, мм: 1,25; 1,35; 1,45; 1,55; 1,65; 1,75; 1,85; 1,95; 2,05; 2,15; 2,3; 2,7; 2,9; 3,1; 3,3; 3,5; 3,7; 3,9; 4,1; 4,4; 4,6; 4,9; 5,2; 5,5; 5,8; 6,2; 6,5; 7,0; 7,3; 7,8; 8,2; 8,8; 9,2; 9,8.

Значения размеров в других десятичных интервалах получают умножением указанных значений на 10^{-2} , 10^{-1} , 10 и т. д., например: 0,1; 0,16; 10; 16; 100; 160. При выборе номинальных размеров основные ряды следует предпочитать дополнительным, а также рядам с большей градацией, т. е. ряд *Ra5* ряду *Ra10*, ряд *Ra10* ряду *Ra20*, ряд *Ra20* ряду *Ra40*.

Расчетные размеры должны заменяться ближайшими большими из указанных рядов.

Интервалы размеров. В ЕСДП весь диапазон размеров разделен на интервалы. В наиболее важном диапазоне изменения размеров от 1 до 500 мм предусмотрены 13 основных интервалов: от 1 до 3 мм, свыше 3 до 6, свыше 6 до 10 мм и т. д., в пределах которых допуск размеров постоянный.

Интервалы размеров используют также и для нормирования основных отклонений. При определении принадлежности размера к тому или иному интервалу следует обратить внимание на то, что интервалы номинальных размеров указывают с добавле-

нием слов «свыше» и «до». Это означает, что последнее число интервала относится к данному интервалу, а первое — к предыдущему.

Ряды точности (допусков) в системе ЕСДП называют качествами; в ранее действовавшей системе допусков и посадок — классами точности, или степенью точности. Указанные термины можно считать синонимами.

Квалитет — совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени (уровню) точности для всех номинальных размеров. Согласно ГОСТ 25346—82, для размеров от 1 до 500 мм установлено 20 квалитетов (01; 0; 1; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18). При возрастании номера точность понижается.

Квалитеты 01, 0 и 1 предназначены для концевых мер длины; квалитеты 2—4 — для калибров и особо точных изделий; квалитеты 5—13 — для сопрягаемых размеров; квалитеты 14—18 — для несопрягаемых и неответственных размеров.

Значение допуска IT в каждом квалитете выражают формулой

$$IT = ai, \quad (1.12)$$

где a — число единиц допуска соответствующего квалитета; i — единица допуска, принята в качестве единицы точности, с помощью которой учитывают зависимость допуска от изменения размера.

Число единиц допуска a_n для квалитетов 5—14 для отверстий и валов до 500 мм

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Число единиц допуска a_n ...	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400

Допуск размера в каждом квалитете обозначают двумя буквами латинского алфавита (IT) с добавлением номера квалитета. Например, допуск по квалитету 7 обозначают как $IT7$.

Единицу допуска i для размеров в диапазоне от 1 до 500 мм рассчитывают по формуле

$$i = 0,45\sqrt[3]{D_{cp}} + 0,001D_{cp}, \quad (1.13)$$

где D_{cp} — среднегеометрический размер для крайних значений интервалов номинальных размеров от D_1 до D_2 , $D_{cp} = \sqrt{D_1 D_2}$.

Значения единицы допуска i для размеров до 120 мм

Интервал размеров, мм..Свыше 1 до 3	Свыше 3 до 6	Свыше 6 до 10	
Единица допуска, мкм ..	0,55	0,73	0,90
Интервал размеров, мм..Свыше 10 до 18	Свыше 18 до 30	Свыше 30 до 50	
Единица допуска, мкм ..	1,08	1,31	1,56
Интервал размеров, мм..Свыше 50 до 80	Свыше 80 до 120		
Единица допуска, мкм ..	1,86	2,17	

Числовые значения допусков размеров отверстий и валов приведены в табл. 1.1.

Соответствие квалитетов ЕСДП и классов точности ОСТ приведено в прил. 1, ознакомление с которым позволит разработчику использовать ранее накопленный опыт при разработке современных изделий.

Таблица 1.1

Значения допусков, мкм, для размеров отверстий и валов до 120 мм и для 5—14-го квалитетов

Интервал размеров, мм		Квалитет									
		5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Свыше	До										
1	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250
3	6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300
6	10	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360
10	18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430
18	30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520
30	50	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620
50	80	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740
80	120	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870

Поля допусков отверстий и валов. Поле допуска определяет величину допуска и его положение относительно номинального размера, которое задается с помощью стандартных отклонений.

Стандартные отклонения, согласно ЕСДП, обозначают следующим образом: верхние (предельные) отклонения отверстия ES вала es; нижние (предельные) отклонения отверстия EI вала ei. Отклонения могут быть положительными (располагаются выше номинального размера), отрицательными (ниже номинального размера) и равными нулю. В таблицах стандартов их указывают в микрометрах, а на чертежах — в миллиметрах. Числовые значения отклонений всегда сопровождаются знаком, причем знак «+» указывается обязательно. Например, $ES = +25$; $es = -10$; $EI = 0$.

В ЕСДП для обозначения положения предельных отклонений используются понятия основного и неосновного отклонений, с помощью которых определяются границы годных изделий.

Основное отклонение — одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), используемое для определения положения поля допуска относительно нулевой линии. В системе ЕСДП предусмотрено 28 рядов основных отклонений, которые обозначают одной или двумя буквами латинского алфавита: прописной для отверстий (A, B, C и т. д.) и строчной для валов (a, b, c и т. д.). Расположение рядов основных отклонений и их обозначения

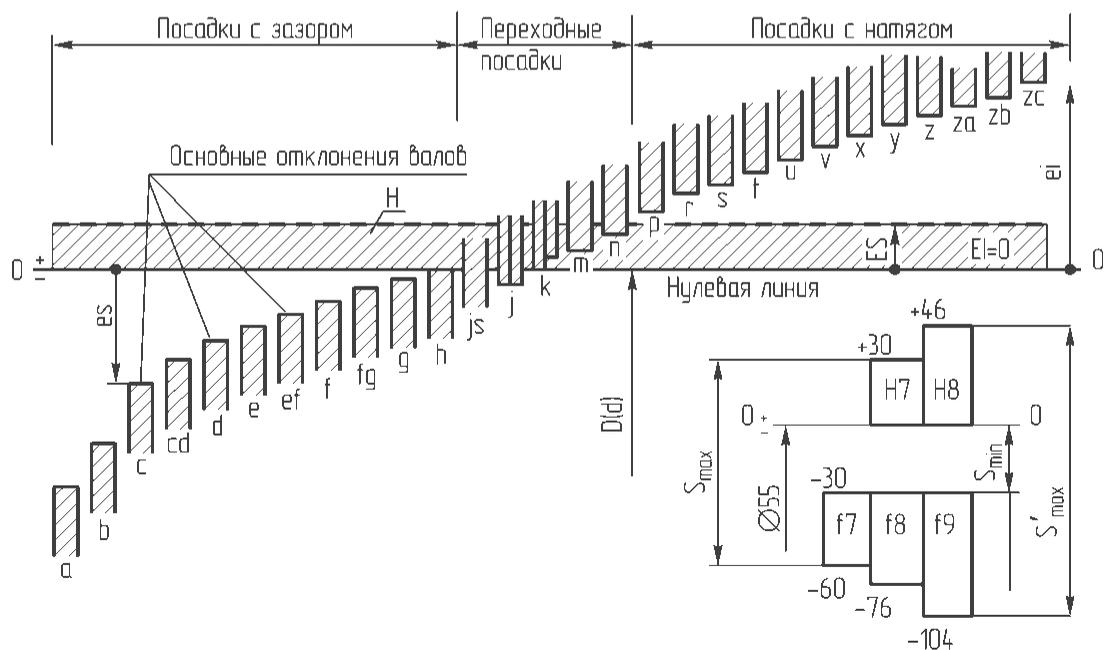


Рис. 1.5. Относительные положения полей допусков валов в системе отверстия

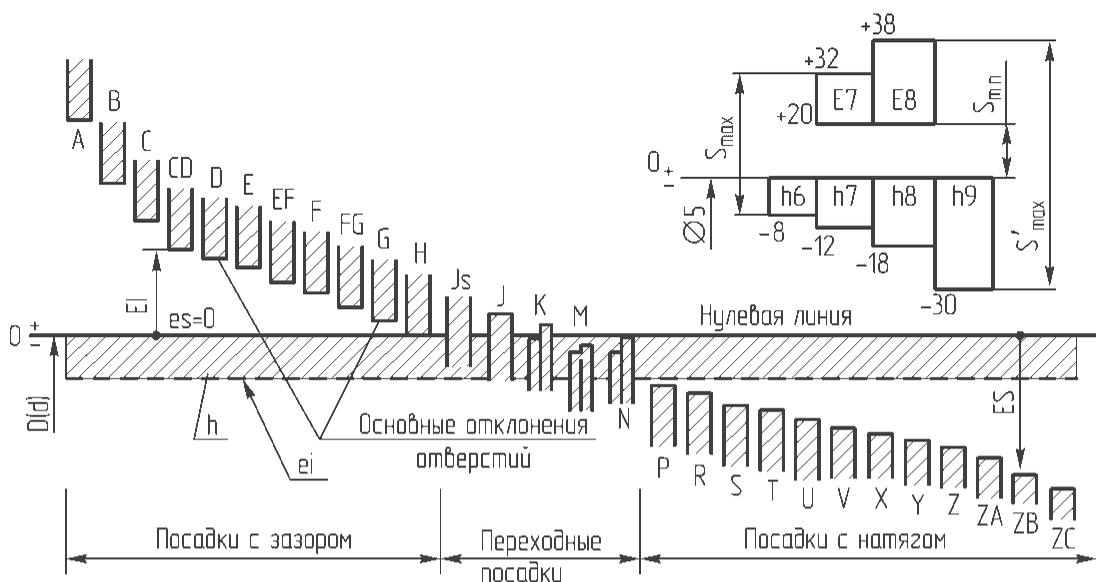


Рис. 1.6. Относительные положения полей допусков отверстий в системе вала

показаны на рис. 1.5, 1.6. Каждому основному отклонению соответствует горизонтальная черта, от которой начинается допуск. Направление поля допуска показано штриховкой. Значение основного отклонения от качества точности не зависит. Для каждого буквенного обозначения основного отклонения устанавливается его значение и знак (табл. 1.2 — 1.5).

Среди основных отклонений выделяют отклонения, которые обозначают: буквой H ($EI = 0$) — определяет основное отверстие; буквой h ($es = 0$) — определяет основной вал. Эти отклонения используют для получения посадок в системе отверстия и в системе вала соответственно. Поэтому их используют наиболее часто. Отметим, что номинальный размер основного отверстия совпадает с минимальным предельным размером, у основного вала — наоборот, с максимальным, т. е. с границами исправимого брака.

Расположения остальных отклонений также представлены на рис. 1.5, 1.6.

Второе (неосновное) отклонение определяет границы поля допуска. Величина этого отклонения переменна (по этой причине оно не показано на рис. 1.5, 1.6) и зависит от качества точности, т. е. от значения допуска. Значения второго отклонения находят с учетом знаков:

$$e_i = e_s - IT \text{ — для валов от } a \text{ до } h; \quad (1.14)$$

$$e_s = e_i + IT \text{ — для валов от } j \text{ до } zc; \quad (1.15)$$

$$ES = EI + IT \text{ — для отверстий от } A \text{ до } H; \quad (1.16)$$

$$EI = ES - IT \text{ — для отверстий от } J \text{ до } ZC, \quad (1.17)$$

где IT — допуск размера (стандартный допуск), величина всегда положительная.

Впредь допуски размеров валов будем обозначать T_d , отверстий — T_D .

Таблица 1.2

Основные отклонения размеров отверстий и валов, предназначенных для посадок с зазором

Обозначение основного отклонения		Интервал номинальных размеров, мм												
		Свыше 1 до 3	Свыше 3 до 6	Свыше 6 до 10	Свыше 10 до 14	Свыше 14 до 18	Свыше 18 до 24	Свыше 24 до 30	Свыше 30 до 40	Свыше 40 до 50	Свыше 50 до 65	Свыше 65 да 80	Свыше 80 до 100	Свыше 100 до 120
вала	отверстия													
a	A	270	270	280	290	290	300	300	310	320	340	360	380	410
b	B	140	140	150	150	150	160	160	170	180	190	200	220	240
c	C	60	70	80	95	95	110	110	120	130	140	150	170	180
cd	CD	34	46	56	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
d	D	20	30	40	50	50	65	65	80	80	100	100	120	120
e	E	14	20	25	32	32	40	40	50	50	60	60	72	72
ef	EF	10	14	18	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
f	F	6	10	13	16	16	20	20	25	25	30	30	36	36
fg	FG	4	6	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
g	G	2	4	5	6	6	7	7	9	9	10	10	12	12
h	H	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Примечание. Верхнее отклонение вала e_s брать со знаком «-», нижнее отклонение отверстия EI брать со знаком «+».

Таблица 1.3

Основные отклонения размеров отверстий и валов, предназначенных для посадок с натягом

Обозначение основного отклонения		Интервал номинальных размеров, мм												
		Свыше 1 до 3	Свыше 3 до 6	Свыше 6 до 10	Свыше 10 до 14	Свыше 14 до 18	Свыше 18 до 24	Свыше 24 до 30	Свыше 30 до 40	Свыше 40 до 50	Свыше 50 до 65	Свыше 65 до 80	Свыше 80 до 100	Свыше 100 до 120
вала	отверстия													
p	P	6	12	15	18	18	22	22	26	26	32	32	37	37
r	R	10	15	19	23	23	28	28	34	34	41	43	51	54
s	S	14	19	23	28	28	35	35	43	43	53	59	71	79
t	T	—	—	—	—	—	—	41	48	54	66	75	91	104
u	U	18	23	28	33	33	41	48	60	70	87	102	124	144
v	V	—	—	—	—	39	47	55	68	81	102	120	146	172
x	X	20	28	34	40	45	54	64	80	97	122	146	178	210
y	Y	—	—	—	—	—	63	75	94	114	144	174	214	254
z	Z	26	35	42	50	60	73	88	112	136	172	210	258	310
za	ZA	32	42	52	64	77	98	118	148	180	226	274	335	400
zb	ZB	40	50	67	90	108	136	160	200	242	300	360	445	525
zc	ZC	60	80	97	130	150	188	218	274	325	405	480	585	690

Примечание. Нижнее отклонение вала e_i брать со знаком «+», верхнее отклонение отверстия ES брать со знаком «-».

Для валов и отверстий, которые имеют основные отклонения js , J_s , поле допуска располагается симметрично, и оба предельных отклонения равны $\pm IT/2$.

Средние отклонения для вала em и отверстия EM вычисляют следующим образом:

$$em = (es + ei)/2; EM = (ES + EI)/2. \quad (1.18)$$

Таблица 1.4

Основные отклонения размеров отверстий и валов, предназначенных для переходных посадок

Номинальные размеры, мм		Нижнее отклонение валов				Верхнее отклонение отверстий											
		j	k	m	n	J	K	M	N								
Свыше	До	Квалитет							Квалитет								
		5;6	7	8	4-7	До 3 и свыше 7	Все	6	7	8	До 8	9-16	До 8	9-16	До 8	9-16	
1	3	-2	-4	-6	0	0	+2	+4	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4
3	6	-2	-4	-	+1	0	+4	+8	+5	+6	+10	-1 +Δ	-	-4 +Δ	-4	-8 +Δ	0
6	10	-2	-5	-	+1	0	+6	+10	+5	+6	+12	-1 +Δ	-	-6 +Δ	-6	-10 +Δ	0
10	18	-3	-6	-	+1	0	+7	+12	+6	+10	+15	-1 +Δ	-	-7 +Δ	-7	-12 +Δ	0
18	30	-4	-8	-	+2	0	+8	+15	+8	+12	+20	-2 +Δ	-	-8 +Δ	-8	-15 +Δ	0
30	50	-5	-10	-	+2	0	+9	+17	+10	+14	+24	-2 +Δ	-	-9 +Δ	-9	-17 +Δ	0
50	80	-7	-12	-	+2	0	+11	+20	+13	+18	+28	-2 +Δ	-	-11 +Δ	-11	-20 +Δ	0
80	120	-9	-15	-	+3	0	+13	+23	+16	+22	+34	-3 +Δ	-	-13 +Δ	-13	-23 +Δ	0

Поля допусков в системе ЕСДП образуются сочетанием основного отклонения с допуском по одному из квалитетов. Условно поле допуска обозначают числом, представляющим собой номинальный размер, за которым следует буквенное обозначение основного отклонения и номер квалитета. Например, 30H7; 10f7, 20g6.

Таблица 1.5

Значение поправки Δ , мкм

Диаметр, мм		Квалитет				Диаметр, мм		Квалитет			
Свыше	До	5	6	7	8	Свыше	До	5	6	7	8
1	3	0	0	0	0	18	30	3	4	8	12
3	6	2	3	4	6	30	50	4	5	9	14
6	10	2	3	6	7	50	80	5	6	11	16
10	18	3	3	7	9	80	120	5	7	13	19

Таблица 1.6

Поля допусков основного отверстия и валов основного отбора для размеров от 1 до 500 мм (квалитеты 5—14)

Основные		С симметричным расположением допуска	Для подвижных посадок	Для переходных посадок и посадок с натягом
Отверстие	Вал	Вал	Вал	Вал
H5	h5	js5	a11 b11 c11	k5 k6 k7
H6	h6	js6	c8 d8 d9	m5 m6 m7
H7	h7	js7	d10 d11 e7	n5 n6 n7
H8	h8	js8	e8 e9 f6	p5 p6 r5
H9	h9	js9	f7 f8 f9	r6 s5 s6
H10	h10	js10	g5 g6	s7 t6 u7
H11	h11	js11		u8 x8 z8
H12	h12	js12		
H13	h13	js13		
H14	h14	js14		

Предпочтительные поля допусков и предельные отклонения

Размеры, мм	Поле допуска											
	вала											
	g6	h6	js6	k6	n6	p6	r6	s6	f7	h7	e8	h8
Предельное отклонение es/ei, мкм												
От 1 до 3	-2 -8	0 -6	+3,0 -3,0	+6 0	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +14	-6 -16	0 -10	-14 -28	0 -14
Свыше 3 до 6	-4 -12	0 -8	+4,0 -4,0	+9 +1	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +19	-10 -22	0 -12	-20 -38	0 -18
Свыше 6 до 10	-5 -14	0 -9	+4,5 -4,5	+10 +1	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	-13 -18	0 -15	-25 -47	0 -22
Свыше 10 до 18	-6 -17	0 -11	+5,5 -5,5	+12 +1	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28	-16 -34	0 -18	-32 -59	0 -27
Свыше 18 до 30	-7 -20	0 -13	+6,5 -6,5	+15 +2	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+48 +35	-20 -41	0 -21	-40 -73	0 -33
Свыше 30 до 50	-9 -25	0 -16	+8,0 -8,0	+18 +2	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +43	-25 -50	0 -25	-50 -89	0 -39
Свыше 50 до 65	-10	0	+9,5	+21	+39	+51	+60 +41	+72 +53	-30	0	-60	0
Свыше 65 до 80	-29	-19	-9,5	+2	+20	+32	+62 +43	+78 +59	-60	-30	-106	-46
Свыше 80 до 100	-12	0	+11,5	+25	+45	+59	+73 +51	+93 +71	-36	0	-72	0
Свыше 100 до 120	-34	-22	-11,5	+3	+23	+37	+76 +54	+101 +79	-71	-35	-126	-54

Для размеров свыше 1 до 500 мм ЕСДП предусматривает поля допусков основного набора по ГОСТ 25347 — 82. В табл. 1.6 приведены поля допусков 5 — 14-го квалитетов. Среди основных полей допусков рамками выделены поля допусков для предпочтительного применения. Использование этих полей допусков позволяет снизить затраты на изготовление и контроль, сократить номенклатуру режущего и измерительного инструмента, так как производители ориентируются именно на эти поля допусков.

Таблица 1.7

валов и отверстий для номинальных размеров от 1 до 120 мм

Поле допуска													
вала				отверстия									
d9	h9	d11	h11	H7	Js7	K7	N7	P7	F8	H8	E9	H9	H11
				Предельное отклонение ES/EI, мкм									
-20	0	-20	0	+10	+5	0	-4	-6	+20	+14	+39	+25	+50
-45	-25	-80	-60	0	-5	-10	-14	-16	+6	0	+14	0	0
-30	0	-30	0	+12	+6	+3	-4	-8	+28	+18	+50	+30	+75
-60	-30	-105	-75	0	-6	-9	-16	-20	+10	0	+20	0	5
-40	0	-40	0	+15	+7	+5	-4	-9	+35	+22	+61	+36	+90
-76	-38	-130	-90	0	-7	-10	-19	-24	+13	0	+25	0	0
-50	0	-50	0	+18	+9	+6	-5	-11	+43	+27	+75	+43	+110
-93	-43	-160	-110	0	-9	-12	-23	-29	+16	0	+32	0	0
-55	0	-65	0	+21	+10	+6	-7	-14	+53	+33	+92	+52	+130
-117	-52	-195	-130	0	-10	-15	-28	-35	+0	0	+40	0	0
-80	0	-80	0	+25	-12	+7	-8	-17	+64	+39	+112	+62	+160
-142	-62	-240	-160	0	+12	-18	-33	-42	+25	0	+50	0	0
-100	0	-100	0	+30	+15	+9	-9	-21	+76	+46	+134	+74	+190
-174	-74	-290	190	0	-15	-21	-39	-51	+30	0	+60	0	0
-120	0	-120	0	+35	+17	+10	-10	-24	+190	+54	+159	+87	+220
-207	-87	-340	-220	0	-17	-25	-45	-59	+36	0	+72	0	0

Если предпочтительные поля допусков не могут обеспечить конструктивные и технологические требования, то выбирают наиболее подходящие поля допусков из основного или дополнительного набора (см. ГОСТ 25347 — 82).

Числовые значения предельных отклонений для полей допусков отверстий и валов предпочтительного применения в соответствии с ГОСТами приведены в табл. 1.7. (Допуск вычисляют по формуле $T_{D(d)} = ES(es) - EI(ei)$.)

Нетрудно установить, что посадки с одинаковыми зазорами или натягами можно получить при разных размерах отверстия и вала. Такая свобода выбора экономически невыгодна, так как усложняет разработку КД, обеспечение взаимозаменяемости, централизованный выбор режущего и мерительного инструмента и технологический процесс.

Поэтому во всех странах вводится ограничение на выбор полей допусков отверстий и валов введением понятий «система отверстия» и «система вала».

Посадки в системе отверстия (принято называть просто «система отверстия») отнесены к одному и тому же номинальному размеру. Желаемые зазоры или натяги достигаются соответствующим изменением размеров вала при постоянном размере основного отверстия, т. е. соединением основного отверстия с различными валами.

В качестве основного отверстия принято отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю ($EI = 0$), его обозначают буквой H.

Схематичное изображение посадок в системе отверстия показано на рис. 1.5. В условном обозначении посадки в системе отверстия (CA) в числителе дроби, следующей за номинальным размером, всегда указывается поле допуска основного отверстия H, в знаменателе — поле допуска вала. Например, $\varnothing 20H7/f7$; $\varnothing 15H8/e8$.

Посадки в системе вала отнесены к одному и тому же номинальному размеру. Желаемые зазоры и натяги достигаются изменением размеров отверстий при постоянном размере вала, т. е. при соединении основного вала с различными отверстиями.

Под основным валом понимают вал, верхнее отклонение которого равно нулю ($es = 0$), его обозначают буквой h.

Схематичное изображение посадок в системе вала приведено на рис. 1.6. В условном обозначении посадки в системе вала (CB) в знаменателе дроби всегда указывается поле допуска основного вала h; в числителе — поле допуска отверстия. Например, $\varnothing 40F7/h6$, $20K6/h5$.

Следует отметить, что ЕСПД обеспечивает эквивалентность одноименных посадок всех типов (равенство предельных зазоров или натягов) при изменении системы посадок, если допуски вала и отверстия находятся в пределах одного качества точности (например, посадки $\varnothing 20H7/f7$, $\varnothing 20F7/h7$ эквивалентны).

При комбинированных посадках, когда отверстие изготавливается на квалитет ниже, чем вал, эквивалентность посадок сохраняется только для посадок с зазором. Для соблюдения эквивалентности при использовании посадок с натягом или переходных посадок вводится поправка Δ в значение верхнего отклонения отверстия, которое зависит от качества точности и выбирается по таблице поправок (см. табл. 1.5). Порядок получения одноименной посадки при перемене системы посадок рассмотрен в [1, 2] и далее в примере 2.3.

Учитывая возможность получения эквивалентной посадки при перемене системы посадки, в дальнейшем будем рассматривать посадки только в системе отверстия.

ГОСТ 25437 — 82 предусматривает для применения рекомендуемые посадки. Из них для предпочтительного применения выделены 17 посадок в СА и 10 посадок в СВ.

Посадки предпочтительного применения для размеров от 1 до 500 мм

В системе отверстия	$\frac{H7}{e8}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H7}{k6}$
	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{h7}$
	$\frac{H8}{h8}$	$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H11}{d11}$	$\frac{H11}{h11}$	
В системе вала.....	$\frac{F8}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{Js7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{P7}{h6}$
	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{E9}{h8}$	$\frac{H8}{h8}$	$\frac{H11}{h11}$		

1.4. Обозначение размеров деталей и соединений в конструкторской документации

В настоящее время существует несколько способов обозначения размеров деталей в КД (ГОСТ 2.307 — 68*). Независимо от способа при обозначении размеров обязательно указываются номинальный размер и поле допуска.

Первый способ — размеры указывают с условными обозначениями полей допусков, например, 10H7, 15k6.

Второй способ — размеры указывают с числовыми значениями предельных отклонений, например $20_{+0,041}^{+0,060}$; $12_{-0,05}$; $14 \pm 0,1$.

Третий способ (смешанный) — размеры указывают с условным обозначением полей допусков и числовым значением справа в скобках, например $25e8\left(\begin{smallmatrix} -0,040 \\ -0,073 \end{smallmatrix}\right)$; $30H7\left(\begin{smallmatrix} +0,021 \end{smallmatrix}\right)$. Этот способ является предпочтительным, так как при таких обозначениях удобно пользоваться КД в любых условиях (при изготовлении, контроле, кооперации и т. п.).

Четвертый способ — на чертеже не указывают поля допусков, а приводят только номинальный размер. Этот способ применяют для обозначения свободных размеров, т. е. размеров невысокой точности и несопрягаемых размеров, начиная с 12-го качества. О таком способе обозначения размеров делают указания в стандартах предприятия (СТП) или технических требованиях на поле чертежа, например: «Неуказанные предельные отклонения размеров отверстий по H14, валов — по h14, остальных — по $\pm IT14/2$ », или с помощью рядов точности: t_1 — точный (12-й качество), t_2 — средний (13, 14-й качества), t_3 — грубый (15, 16-й качества), t_4 — очень грубый (17-й качество). Примеры обозначения: $+t_1$, $-t_1$, $\pm t_1/2$. В точном приборостроении свободным размерам деталей назначают допуски по 12-му качеству.

Пятый способ нанесения размеров в КД применяют в технологической документации, где размеры, как правило, указывают в виде одного отклонения в «тело» (материал) детали: для отверстий со знаком «+», для валов — со знаком «-» и допуска размера. При этом в качестве исходного размера принимают: для отверстия — минимальный, для вала — максимальный. Например, размер вала $\varnothing 70r6\left(\begin{smallmatrix} +0,062 \\ +0,043 \end{smallmatrix}\right)$ в технологической документации записывают так: $\varnothing 70,062_{(-0,019)}$.

На сборочных чертежах обозначение посадки указывают: в виде дроби или в одну строку, причем в числителе или на первом месте указывают обозначение поля допуска отверстия, а в знаменателе или на втором месте — вала, например: $\varnothing 10H8/f7$; $\varnothing 10 \frac{H8}{f7}$; $\varnothing 10H8-f7$.

Следует обратить внимание на то, что при числовом способе размеры и отклонения указывают в миллиметрах. Нулевые от-

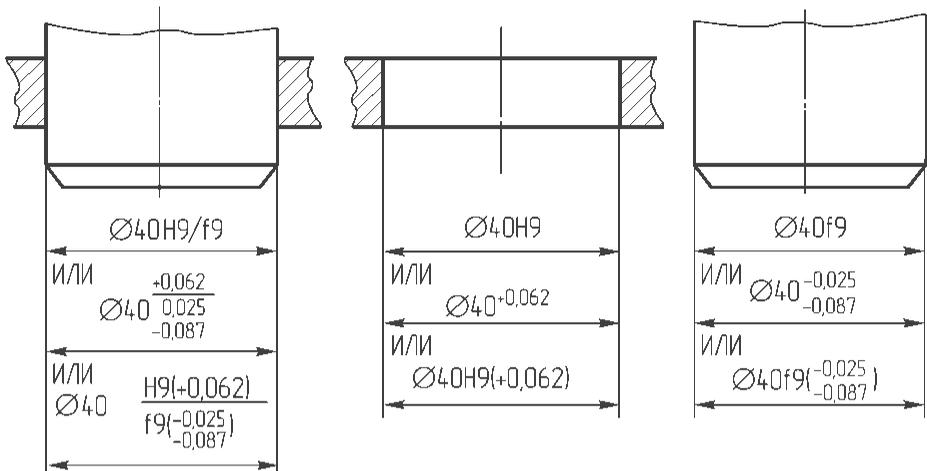


Рис. 1.7. Способы простановки размеров на чертежах деталей и соединений

клонения на чертежах не проставляют, в этом случае указывают только одно отклонение. В остальных случаях указывают верхнее и нижнее отклонения со своими знаками. При этом число знаков верхнего и нижнего отклонений должно быть одинаковым, выравнивание производят добавлением нулей справа. Примеры обозначения размеров приведены на рис. 1.7.

Контрольные вопросы

1. Что такое точность в приборостроении?
2. Что называют погрешностью? Каковы причины ее появления?
3. Что такое взаимозаменяемость деталей и узлов ПУ? С помощью каких параметров она обеспечивается?
4. Что называют полной, неполной и функциональной взаимозаменяемостью?
5. Каковы достоинства взаимозаменяемости деталей, узлов и ПУ?
6. Какова роль стандартизации и унификации в обеспечении взаимозаменяемости?
7. Что понимают под терминами «вал» и «отверстие»?
8. Что называют номинальным, истинным, действительным и предельным размерами?
9. Что называют верхним и нижним отклонениями; какие знаки они имеют?
10. Что такое допуск размера? Как величина допуска влияет на стоимость изготовления деталей и сборки?

11. Как определяют границы годности деталей, исправимого и неисправимого брака валов и отверстий?
12. В чем заключается различие между допуском размера и полем допуска?
13. Что называют посадкой, на какие виды она подразделяется?
14. Как рассчитывают допуск посадки? Что он характеризует?
15. Как располагаются поля допусков отверстия и вала в посадках с зазором, натягом и в переходных посадках? Как в этих посадках определяются зазоры и натяги?
16. Для чего применяют систему допусков и посадок, каковы ее основные признаки?
17. Что понимают под посадками в системе отверстия и в системе вала?
18. Что такое единица допуска и где ее применяют?
19. Что такое квалитет и для чего его применяют?
20. Зачем в ЕСДП введены интервалы размеров и как они ограничиваются?
21. Что такое поле допуска размера и как оно образуется и обозначается в конструкторской документации?
22. Что такое набор полей допусков основного и предпочтительного применения?
23. Как образуются посадки в СА и СВ? Приведите примеры посадок с зазором, натягом и переходных.
24. Когда применяют комбинированные посадки?
25. Как обозначают посадки в КД?

2. РАСЧЕТ РАЗМЕРОВ ДЕТАЛЕЙ И СОЕДИНЕНИЙ

Рассмотрим методику расчета размеров деталей и соединений на основе использования стандартных допусков и отклонений. В КД размеры деталей и соединений указывают согласно действующим стандартам. Для проверки правильности назначения точностных показателей (номинальных и предельных размеров, отклонений и допусков) и подбора их стандартных значений по расчетным, а также для определения их параметров в заданных диапазонах выполняют расчеты размеров деталей и посадок методом полной взаимозаменяемости или вероятностным методом в зависимости от решаемой задачи. Для наглядности используют графические изображения размеров и посадок.

2.1. Построение полей допусков

При различных расчетах широко используют графическое представление полей допусков размеров в виде схем расположения полей допусков. На схемах в произвольном масштабе изображают поля допусков в виде прямоугольников, ограниченных по вертикали верхним и нижним отклонениями; длина прямоугольника не ограничивается. Отклонения размеров наносят относительно нулевой линии, соответствующей номинальному размеру. Обычно эту линию располагают горизонтально и обозначают $0—0$. Выше нулевой линии расположена зона положительных отклонений, ниже — отрицательных. На схемах отклонения указывают в микрометрах, а номинальный размер — в миллиметрах. Ось изделия (детали) не показывают, но предполагается, что она располагается ниже нулевой линии.

При построении полей допусков рекомендуется придерживаться такого порядка:

- 1) нанести нулевую линию и обозначить номинальный размер $D(d)$;

- 2) определить численное значение основного отклонения по заданным номинальному размеру и основному отклонению по табл. 1.2—1.5;

- 3) определить по табл. 1.1 допуск размера по номинальному размеру и качеству точности;

4) определить второе неосновное отклонение по формулам (1.14)—(1.17);

5) выбрать масштаб схемы и нанести изображение поля допуска с указанием предельных отклонений и размеров (см. пример 2.1, рис. 1.2—1.4).

2.2. Расчет предельных и средних размеров деталей и соединений.

Метод максимума-минимума

Расчет предельных и средних размеров деталей. Максимальные и минимальные размеры отверстия D_{\max} , D_{\min} и вала d_{\max} , d_{\min} определяют по следующим формулам:

$$D_{\max} = D + ES; d_{\max} = d + es; \quad (2.1)$$

$$D_{\min} = D + EI; d_{\min} = d + ei, \quad (2.2)$$

где D , d — номинальные размеры отверстия и вала соответственно.

Отклонения ES , EI , es , ei принимают со своим знаком.

Средние, наиболее вероятные, размеры деталей рассчитывают по формуле (1.18).

Расчет предельных и средних зазоров и натягов. Расчет зазоров и натягов в соединениях проводят по формулам (1.6) — (1.9). Поскольку размеры годных деталей имеют разброс в пределах допуска, возможно получение разных действительных зазоров и натягов, ограничиваемых двумя предельными значениями зазора S_{\min} и S_{\max} или натяга N_{\min} и N_{\max} .

Предельные зазоры и натяги рассчитывают по разности предельных размеров отверстия и вала, образующих соединение.

При расчете и выборе посадок конструктора могут интересовать не только предельные зазоры и натяги, но и средние, наиболее вероятные, зазоры S_m и натяги N_m .

В посадке с зазором поле допуска отверстия располагается над полем допуска вала (см. рис. 1.2, 1.5, 1.6). К посадкам с зазором относят и те, для которых $S_{\min} = 0$. Предельные значения зазоров (максимальный S_{\max} , минимальный S_{\min} и средний зазор S_m) рассчитывают по формулам

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei; \quad (2.3)$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es; \quad (2.4)$$

или

$$\begin{aligned} S_m &= (S_{\max} + S_{\min})/2 = E_m - e_m \\ S_m &= S_{\max} - T_S/2 = S_{\min} + T_S/2. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Допуск посадки с зазором T_S определяет возможное (или допустимое) колебание зазора в сопряжении, т. е. точность посадки; его находят по формуле (1.10).

В *посадке с натягом* поле допуска вала располагается выше поля допуска отверстия (см. рис. 1.3, 1.5, 1.6).

Учитывая принятое в ЕСДП определение натяга, имеем:

$$N_{\min} = -S_{\max} = ei - ES = d_{\min} - D_{\max}; \quad (2.6)$$

$$N_{\max} = -S_{\min} = es - EI = d_{\max} - D_{\min}; \quad (2.7)$$

или

$$\begin{aligned} N_m &= (N_{\max} + N_{\min})/2 = e_m - E_m \\ N_m &= N_{\max} - T_N/2 = N_{\min} + T_N/2. \end{aligned} \quad (2.8)$$

Допуск посадки T_N (допуск натяга) определяют по формуле (1.10).

В *переходной посадке* поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью (см. рис. 1.4, 1.5, 1.6). Поэтому при определенных сочетаниях размеров отверстия и вала возможно появление как зазоров, так и натягов, предельные значения которых S_{\max} и N_{\max} находят по формулам (2.3) и (2.7); допуск посадки вычисляют по формуле (1.11). Средний зазор или натяг определяют по формулам (2.5) или (2.8).

Для проверки правильности расчетов предельных зазоров и натягов можно использовать соотношения

$$S_{\max} = S_{\min} + T_D + T_d; \quad N_{\max} = N_{\min} + T_D + T_d \quad (2.9)$$

или

$$S_{\max} = S_m + T_S/2; \quad N_{\max} = N_m + T_N/2;$$

$$S_{\min} = S_m - T_S/2; \quad N_{\min} = N_m - T_N/2.$$

Формулы (2.3), (2.4), (2.6) и (2.7) соответствуют методу расчета посадки на максимум-минимум (расчет по предельным отклонениям и размерам). Этот метод обеспечивает полную взаимозаменяемость соединений.

Приведенные формулы для расчета предельных посадок удобны, когда разработчику заранее известен характер посадок.

На практике имеют место случаи, когда заранее неизвестно, будет ли в сопряжении зазор или натяг, например при экспериментальных определениях посадок, работе изделий при изменяющемся температурном режиме, в переходных посадках и др. В таких случаях для определения посадок рекомендуется использовать при расчетах формулы (2.3) и (2.4), т. е. установить единый порядок их определения — всегда из размера охватывающей детали вычитать размер охватываемой. Если при расчетах получается, что $S_{\min} > 0$ и $S_{\max} > 0$, то это означает, что имеет место посадка с зазором; если при расчетах окажется, что $S_{\min} < 0$ и $S_{\max} < 0$, — это посадка с натягом. Для нее $N_{\max} = -S_{\min}$, $N_{\min} = -S_{\max}$. Если при расчетах получают значения S_{\min} и S_{\max} с разными знаками, в этом случае имеет место переходная посадка. Для нее $S_{\max} > 0$, $S_{\min} < 0$, следовательно, $N_{\max} = -S_{\min}$. Среднее значение зазора (натяга) определяют по формуле (2.5), где значения S_{\max} и S_{\min} подставляются со своими знаками. Если окажется, что $S_m > 0$, то в посадке будет иметь место средний зазор, а при $S_m < 0$ — средний натяг ($N_m = -S_m$).

2.3. Вероятностный расчет точности размеров и посадок

Для управления качеством изделий необходимо иметь более точное представление о характере распределения размеров деталей и параметров посадок, чем это позволяет метод расчета максимума-минимума.

Эта задача может быть решена с применением вероятностного метода, который учитывает рассеяние размеров деталей и посадок. При расчете устанавливают вероятностные значения предельных и средних натягов или зазоров и допуска посадки, вероятность появления размеров или соединений с определенными параметрами (рис. 2.1). Применение вероятностного метода расчета позволяет по сравнению с методом максимума-минимума расширить допуски на изготовление деталей и сборку узлов и повысить экономичность производства.

Распределение параметров посадок и размеров отдельных деталей, соединений и групп однородных механизмов [3—5, 6, 7] описываются различными законами (см. прил. 4). При

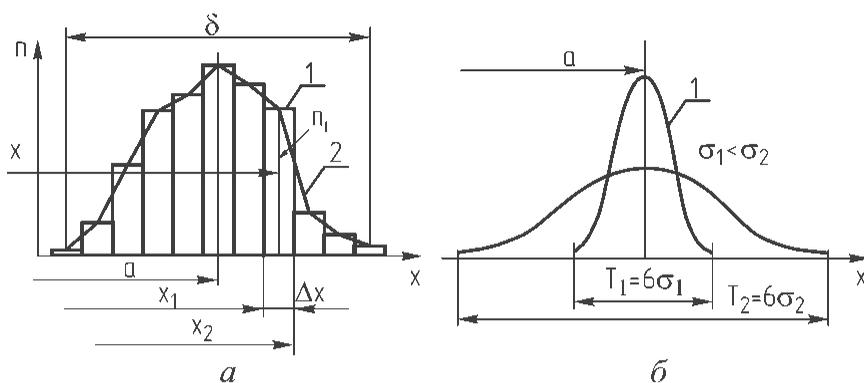


Рис. 2.1. Кривые распределения размеров:
а — гистограмма; *б* — кривые Гаусса

установлении законов разработчик ориентируется на рекомендации, изложенные в справочной литературе, а также на собственный опыт изготовления подобных изделий на производстве. При серийном производстве по разным причинам приходится корректировать технологический процесс. В таких случаях для определения закона рассеивания размеров производят опытную партию. Все изготовленные детали измеряют и сортируют на 10 — 20 групп по размерам x_i . При этом устанавливают число деталей в каждой группе n . Затем полученные результаты рассеяния размеров обрабатывают и представляют в виде столбиковой диаграммы, называемой гистограммой (рис. 2.1, *а*, поз. 1).

При построении гистограммы по горизонтальной оси x откладывают интервалы размеров (или непосредственно размеры x_i) деталей, а по вертикали — их количество n , которое попадает в данный интервал. Соединив середины высот прямоугольников на диаграмме, получают практическую кривую распределения размеров, называемую полигоном распределения (см. рис. 2.1, *а*, поз. 2), с учетом которого устанавливают теоретический закон распределения. Отметим, что в гистограмме площадь каждого прямоугольника пропорциональна вероятности (частоте) появления размеров в заданном интервале.

На практике распределение случайных погрешностей размера при установившихся процессах изготовления деталей чаще всего описывается законом нормального распределения, который характеризуется кривой нормального распределения (кри-

вой Гаусса), расположенной симметрично относительно центра группирования (рис. 2.1, б):

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}}, \quad (2.10)$$

где y — плотность вероятности; σ — среднее квадратическое отклонение размера; x — размер детали (случайная величина); a — среднее арифметическое значение размера.

Основными показателями закона распределения размеров являются: параметр a , характеризующий положение центра группирования размеров, и параметр σ , который характеризует рассеяние значений размеров относительно этого центра (см. рис. 2.1, б). Параметры a и σ определяются соотношениями

$$a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i; \quad \sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - a)^2}, \quad (2.11)$$

где n — число деталей; x_i — действительные размеры деталей.

На рис. 2.1, б приведены две кривые распределения размеров для разных технологических процессов. Ветви кривых Гаусса приближаются к оси x , но не сливаются с ней, уходя в бесконечность. Считается, что площадь под кривой Гаусса соответствует всему числу случаев появления размеров, т. е. вероятность их появления равна 100 %.

При распределении случайных величин по закону Гаусса поле рассеяния от -3σ до $+3\sigma$ принимают за практическое поле рассеяния случайной величины (допуск), так как вероятность попадания случайной величины в указанные пределы составляет 0,9973, или 99,73 %. Вероятность выхода случайной величины за пределы $\pm 3\sigma$ ($z = \pm 3$) равна 0,0027, или 0,27 %. С учетом этого принимают, что допуск отверстия (вала) $T_{D(d)} = 6\sigma$.

Среднее квадратическое отклонение $\sigma = T_{D(d)}/6$. По величине σ оценивают точность технологического процесса. Чем круче кривая распределения, тем меньше σ и, следовательно, точнее технологический процесс (см. рис. 2.1, б, поз. 1).

Отметим, что при распределении размеров по закону Гаусса вероятность появления случайной величины с одинаковыми отклонениями от среднего значения, но с разными знаками равновероятна.

2.3.1. Определение вероятности появления размеров в заданном интервале

При разработке ПУ в ряде случаев возникает необходимость в установлении числа деталей или соединений с размерами, находящимися в определенных интервалах (при селективной сборке, определении количества брака и т. п.).

Вероятность появления размеров и соединений в заданном интервале определяют с помощью нормированной функции Лапласа:

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz. \quad (2.12)$$

Переход от действительных размеров x к безразмерной величине z проводят по формуле

$$z = \frac{x - a}{\sigma}. \quad (2.13)$$

Значения $\Phi(z)$ табулированы и приведены в табл. 2.1, пользуясь которой определяют вероятность нахождения размеров деталей и соединений в любом интервале $x_1 \dots x_2$, который характеризуется площадью под кривой распределения размеров, ограничиваемой этим интервалом. В зависимости от расположения интервала (рис. 2.2), обозначенного штриховкой, определение вероятности появления размеров проводят по формулам

$$P(x_1 \leq x \leq x_2) = [\Phi(z_2)] 100 \% \text{ (рис. 2.2, а);} \quad (2.14)$$

$$P(x_1 \leq x \leq x_2) = [\Phi(z_2) - \Phi(z_1)] 100 \% \text{ (рис. 2.2, б);} \quad (2.15)$$

$$P(x_1 \leq x \leq x_2) = [0,5 - \Phi(z_1)] 100 \% \text{ (рис. 2.2, в).} \quad (2.16)$$

В формулах (2.14) — (2.16) значения z получены по (2.13).

Для значений z , одинаковых по величине, но разных по знаку, $\Phi(z)$ имеет одинаковые значения в силу симметрии.

При расчетах вероятности появления размеров в интервале $x_1 \dots x_2$ значение среднего квадратического отклонения размера определяют по формуле $\sigma = T/6$, для соединений — по формуле $\sigma_{S(N)}^B = \delta_{S(N)}/6$.

Таблица 2.1

Значения функции Лапласа

z	$\Phi(z)$									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0,0000	0,0040	0,0080	0,0120	0,0160	0,0199	0,0239	0,0279	0,0319	0,0359
0,1	0,0398	0,0438	0,0478	0,0517	0,0557	0,0596	0,0636	0,0675	0,0714	0,0753
0,2	0,0793	0,0832	0,0871	0,0910	0,0948	0,0987	0,1026	0,1064	0,1103	0,1141
0,3	0,1179	0,1217	0,1255	0,1293	0,1331	0,1368	0,1406	0,1443	0,1480	0,1517
0,4	0,1554	0,1591	0,1628	0,1664	0,1700	0,1736	0,1772	0,1808	0,1844	0,1879
0,5	0,1915	0,1950	0,1985	0,2019	0,2054	0,2088	0,2123	0,2157	0,2190	0,2224
0,6	0,2257	0,2291	0,2324	0,2357	0,2389	0,2422	0,2454	0,2486	0,2517	0,2549
0,7	0,2580	0,2611	0,2642	0,2673	0,2703	0,2734	0,2764	0,2794	0,2823	0,2852
0,8	0,2661	0,2910	0,2939	0,2967	0,2995	0,3023	0,3051	0,3078	0,3106	0,3133
0,9	0,3159	0,3186	0,3212	0,3238	0,3264	0,3289	0,3315	0,3340	0,3365	0,3389
1,0	0,3413	0,3437	0,3461	0,3485	0,3308	0,3531	0,3554	0,3577	0,3599	0,3621
1,1	0,3643	0,3665	0,3686	0,3708	0,3729	0,3749	0,3770	0,3790	0,3810	0,3830
1,2	0,3849	0,3869	0,3888	0,3907	0,3925	0,3944	0,3962	0,3980	0,3997	0,4015
1,3	0,4032	0,4049	0,4066	0,4082	0,4099	0,4115	0,4131	0,4147	0,4162	0,4177
1,4	0,4192	0,4207	0,4222	0,4236	0,4251	0,4265	0,4279	0,4292	0,4306	0,4319
1,5	0,4332	0,4345	0,4357	0,4370	0,4382	0,4394	0,4406	0,4418	0,4429	0,4441
1,6	0,4452	0,4463	0,4474	0,4484	0,4495	0,4505	0,4515	0,4525	0,4535	0,4545
1,7	0,4554	0,4564	0,4573	0,4582	0,4591	0,4599	0,4608	0,4616	0,4625	0,4633
1,8	0,4641	0,4649	0,4656	0,4664	0,4671	0,4678	0,4686	0,4693	0,4699	0,4706
1,9	0,4713	0,4719	0,4726	0,4732	0,4738	0,4744	0,4750	0,4756	0,4761	0,4767
2,0	0,4772	0,4778	0,4783	0,4788	0,4793	0,4798	0,4803	0,4808	0,4812	0,4817
2,1	0,4821	0,4826	0,4830	0,4834	0,4838	0,4842	0,4846	0,4850	0,4854	0,4857
2,2	0,4861	0,4864	0,4868	0,4871	0,4874	0,4878	0,4881	0,4884	0,4887	0,4890
2,3	0,4693	0,4895	0,4898	0,4901	0,4903	0,4906	0,4909	0,4911	0,4913	0,4916

Окончание табл. 2.1

z	Φ(z)									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
2,4	0,4918	0,4920	0,4922	0,4924	0,4926	0,4928	0,4930	0,4932	0,4934	0,4936
2,5	0,4938	0,4940	0,4941	0,4943	0,4945	0,4946	0,4948	0,4949	0,4951	0,4952
2,6	0,4953	0,4955	0,4956	0,4957	0,4958	0,4960	0,4961	0,4962	0,4963	0,4964
2,7	0,4965	0,4966	0,4967	0,4968	0,4969	0,4970	0,4971	0,4972	0,4973	0,4974
2,8	0,4974	0,4975	0,4976	0,4977	0,4977	0,4978	0,4979	0,4979	0,4980	0,4981
2,9	0,4931	0,4982	0,4982	0,4983	0,4983	0,4984	0,4935	0,4985	0,4986	0,4986
3,0	0,4986	0,4987	0,4988	0,4988	0,4988	0,4988	0,4989	0,4989	0,4990	0,4990

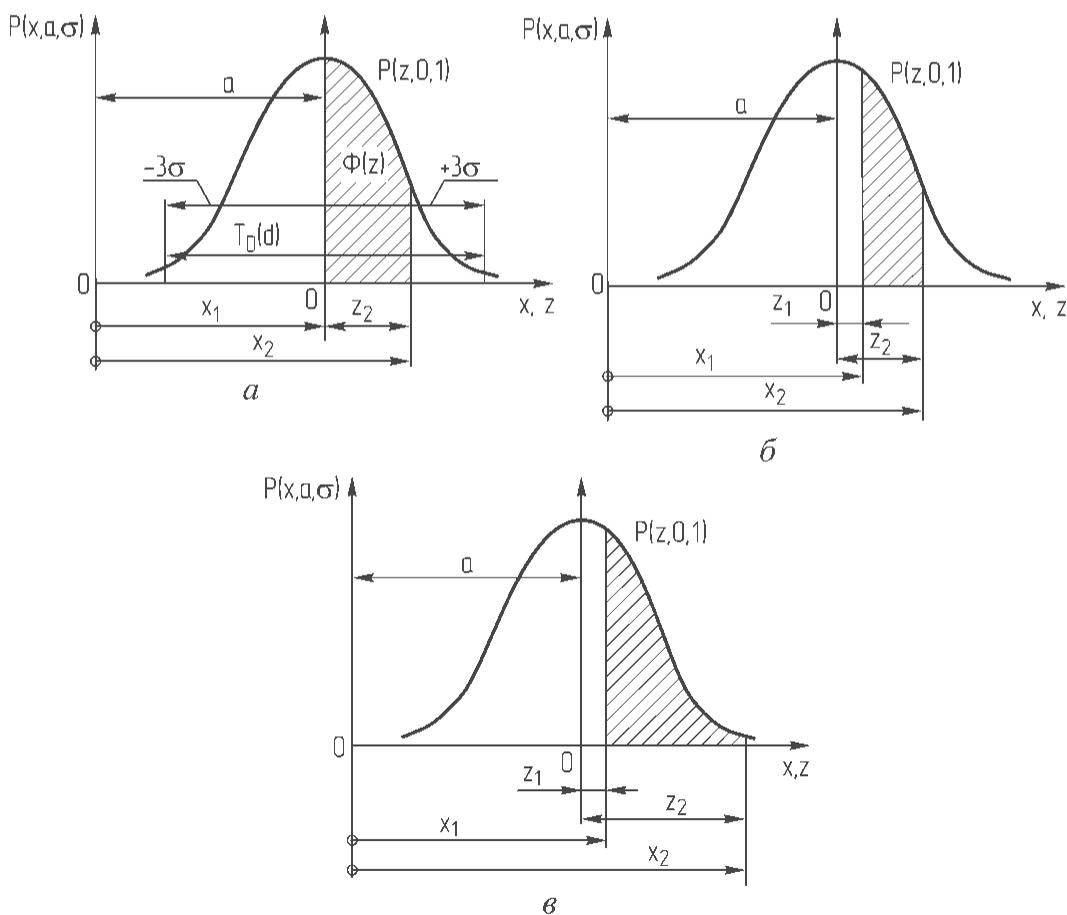


Рис. 2.2. Схемы (а — в) для определения вероятности появления размеров в заданном диапазоне $x_1 \dots x_2$ (в зависимости от расположения интервала)

2.3.2. Вероятностный расчет характеристик посадок. Определение предельных вероятностных значений посадок

При определении вероятностных характеристик посадок исходят из того, что если размеры отверстия и вала в пределах поля допуска распределяются по нормальному закону с центром группирования в середине поля допуска (E_m и e_m) и средним квадратическим отклонением, равным $1/6$ допуска $T_D(T_d)$, то значение зазора или натяга также распределяется по нормаль-

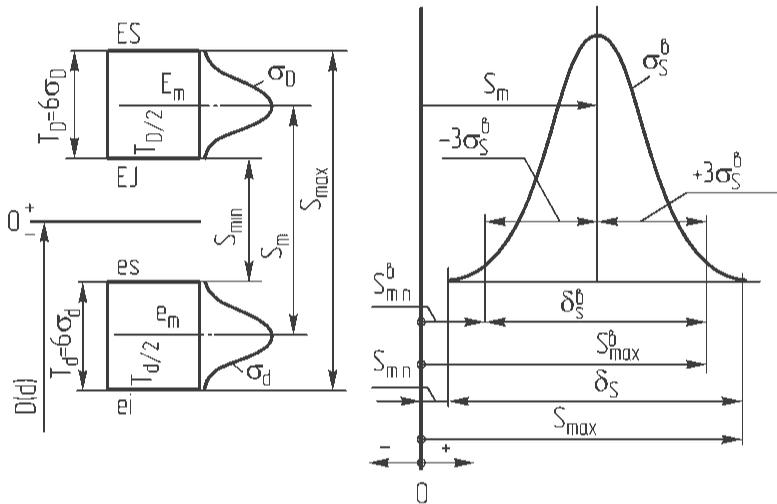


Рис. 2.3. Схемы определения зазора вероятностным методом

ному закону относительно среднего значения S_m или N_m . При этом вероятностные характеристики $\sigma_{S(N)}^B$ и $\delta_{S(N)}^B$ посадок определяют по следующим формулам:

- среднее квадратическое отклонение

$$\sigma_{S(N)}^B = \sqrt{\sigma_D^2 + \sigma_d^2}; \quad (2.17)$$

- вероятностный допуск посадки

$$\delta_{S(N)}^B = \sqrt{T_D^2 + T_d^2}; \quad (2.18)$$

- вероятностные предельные зазоры (натяги) для посадок: с зазором

$$S_{\max}^B = S_m + \delta_S^B/2; \quad S_{\min}^B = S_m - \delta_S^B/2; \quad (2.19)$$

с натягом

$$N_{\min}^B = N_m - \delta_N^B/2; \quad N_{\max}^B = N_m + \delta_N^B/2; \quad (2.20)$$

переходных

$$S_{\max}^B = S_m(N_m) + \delta_{S(N)}^B / 2; \quad S_{\min}^B = S_m(N_m) - \delta_{S(N)}^B / 2;$$

$$N_{\max}^B = -S_{\min}^B. \quad (2.21)$$

На рис. 2.3 показано расположение полей допусков отверстия и вала, а также предельные вероятностные зазоры, кривые рассеяния этих размеров.

Следует отметить, что в переходной посадке распределение зазоров (натягов) происходит относительно зазора S_m , если $S_{\max} > |N_{\max}|$, или относительно среднего натяга N_m , если $S_{\max} < |N_{\max}|$.

2.3.3. Определение вероятности появления соединений с заданными параметрами

Вероятность появления соединений с зазором или натягом в зависимости от типа посадки в любом интервале $S_1 \dots S_2$ или $N_1 \dots N_2$ определяют по формулам (2.14) — (2.16) в зависимости от расположения интервала (см. рис. 2.2).

Параметры z_1 и z_2 , соответствующие границам интервала соединений $S_1(N_1) \dots S_2(N_2)$, определяют по формуле (2.13), куда вместо x_1 и x_2 подставляют значения границ интересующего разработчика интервала $S_1(N_1)$ и $S_2(N_2)$; вместо a — среднее значение зазора S_m или натяга N_m исходной посадки; вместо σ — среднее квадратическое отклонение зазора или натяга $\sigma_{S(N)}^B$. Значение $\sigma_{S(N)}^B$ рассчитывают по формуле (2.17) или по формуле $\sigma_{S(N)}^B = \delta_{S(N)}^B / 6$, где $\delta_{S(N)}^B$ определяют (2.18). При расчетах значения допусков и отклонений размеров отверстий и валов устанавливают согласно параметрам исходной посадки, указанной в КД.

Практическое рассеяние ошибок может отличаться от нормального закона распределения, что следует учитывать при вычислении действительных ошибок в точностных расчетах ПУ. Сведения по расчету отклонений размеров при рассеянии размеров по другим теоретическим законам, а также несовпадении центра группирования рассеяния размеров с серединой поля допуска приведены в [1 — 3, 9, 11] и прил. 4.

Пример 2.1. В результате расчетов получено, что надежная работа изделия обеспечивается при изменении предельных диаметров вала в диапазоне 54,935... 54,975. Номинальный размер вала $\varnothing 55$ мм. Определить стандартное поле допуска размера.

Решение. Согласно условию задачи, имеем $d_{p\max} = 54,975$ мм; $d_{p\min} = 54,935$ мм.

Найдем расчетные отклонения вала по формулам (1.2) и (1.3):

$$\Delta_{вд} = 54,975 - 55,000 = -0,025 \text{ мм} = -25 \text{ мкм};$$

$$\Delta_{нд} = 54,935 - 55,000 = -0,065 \text{ мм} = -65 \text{ мкм}.$$

По найденным $\Delta_{вд}$ и $\Delta_{нд}$ построим расчетное поле допуска (рис. 2.4, а). При определении стандартного поля учитываем, что оно должно располагаться внутри расчетного, включая его границы. Сначала определим основное отклонение. По номинальному размеру $\varnothing 55$ мм по табл. 1.2 и рис. 1.5 найдем верхнее отклонение $es = -30$ мкм, что соответствует основному отклонению f . Второе неосновное отклонение ei подберем с помощью формул (1.14) и табл. 1.1. С учетом того, что ei не должно выходить за пределы расчетного поля допуска, находим, что для $\varnothing 55$ мм $T_d = 30$ мкм, что соответствует 7-му качеству. Таким образом, расчетное поле допуска $\varnothing 55_{-0,025}^{-0,065}$ должно быть заменено стандартным $\varnothing 55 f7 \left(\begin{smallmatrix} -0,030 \\ -0,060 \end{smallmatrix} \right)$, расположение которого показано на рис. 2.4, а. ■

Пример 2.2. Определить предельные зазоры и допуск для посадки 55H7/f7 (рис. 2.4, б).

Решение. Построим поле допуска для отверстия $\varnothing 55H7$. Для основного отверстия $EI = 0$. По табл. 1.2 для $\varnothing 55$ мм и 7-го качества

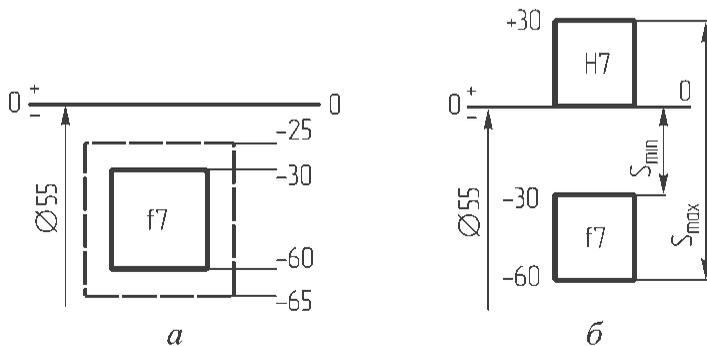


Рис. 2.4. Схемы полей допусков размеров и соединений:

а — расчетное поле допуска; б — предельные зазоры и допуск

найдем $T_D = 30$ мкм. Поле допуска отверстия показано на рис. 2.4, б. Здесь же нанесено поле допуска вала (из примера 2.1) $\varnothing 55f7$.

Определим предельные зазоры по формулам (2.3) и (2.4):

$$S_{\max} = 30 - (-60) = 90 \text{ мкм}; S_{\min} = 0 - (-30) = 30 \text{ мкм}.$$

Допуск посадки вычислим по формуле (1.10): $T_S = 90 - 30 = 60$ мкм. ■

Пример 2.3. Дана посадка $\varnothing 32H7/r6$; установить эквивалентную ей посадку в системе вала.

Решение. На рис. 2.5 показана схема посадки $\varnothing 32H7/r6$. Для нее $N_{\min} = 9$ мкм, $N_{\max} = 50$ мкм. При изменении системы посадки получим посадку $\varnothing 32R7/h6$. Схема этой посадки нанесена пунктиром. Для нее $N_{\max} = 59$ мкм, $N_{\min} = 18$ мкм, т. е. эта посадка не эквивалентна исходной.

Для получения эквивалентной посадки следует применить специальное правило, согласно которому для отверстий J, K, M, N до 8-го качества и отверстий от P до ZC 7-го качества (для диаметров > 3 мм) в верхнее отклонение отверстия необходимо ввести поправку Δ , которую выбирают по табл. 1.1. Для 7-го качества и $\varnothing 32$ мм находим $\Delta = 9$ мкм.

На рис. 2.5 скорректированное поле допуска отверстия изображено сплошными линиями. Для скорректированной посадки $ES = -25$ мкм, $EI = -50$ мкм, $N'_{\min} = 9$ мкм, $N'_{\max} = 50$ мкм, т. е. предельные натяги такие же, как и у исходной. ■

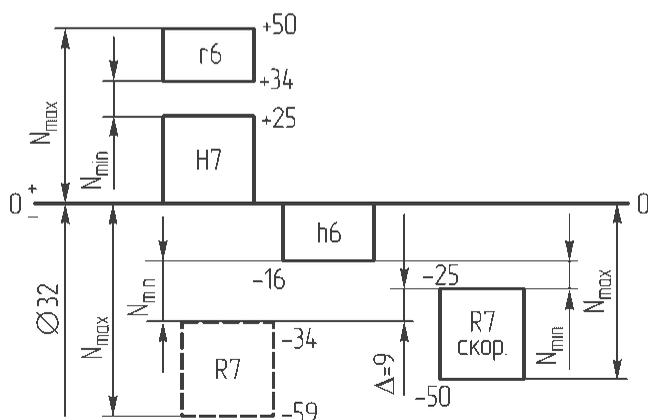


Рис. 2.5. Расчетная схема для определения эквивалентной посадки в системе вала

Пример 2.4. Для установки зубчатого колеса конструктором назначена посадка 20H7/k6. Определить вероятные зазор, натяг и допуск посадки.

Решение. Для заданного размера $\varnothing 20H7/k6$ найдем допуски и основные отклонения вала и отверстия. Для $\varnothing 20$ мм по табл. 1.2 определим, что $T_d = 13$ мкм, $T_D = 21$ мкм. Нижнее отклонение основного отверстия $EI = 0$. Согласно табл. 1.4, определим нижнее отклонение вала $ei = +2$ мкм. По формулам (1.15), (1.16) и (1.18) найдем второе и среднее отклонения вала и отверстия: $ES = +21$ мкм, $es = +2 + 13 = +15$ мкм; $E_m = (21+0)/2 = +10,5$ мкм, $e_m = (15 + 2)/2 = +8,5$ мкм; по формуле (2.5) — среднее значение зазора $S_m = E_m - e_m = 10,5 - 8,5 = +2$ мкм; по формуле (2.17) — вероятностный допуск посадки $\delta_{S(N)}^B = \sqrt{21^2 + 13^2} = 25$ мкм; по формуле (2.21) — наибольшие вероятностные значения зазора и натяга: $S_{\max}^B = +2 + 25/2 = +14,5$ мкм, $S_{\min}^B = +2 - 25/2 = -10,5$ мкм, т. е. $N_{\max}^B = +10,5$ мкм. ■

На рис. 2.6 приведены полная схема полей допусков размеров отверстия и вала, кривые рассеяния этих размеров и посадки, а также их предельные вероятностные и максимальные значения зазоров и натягов.

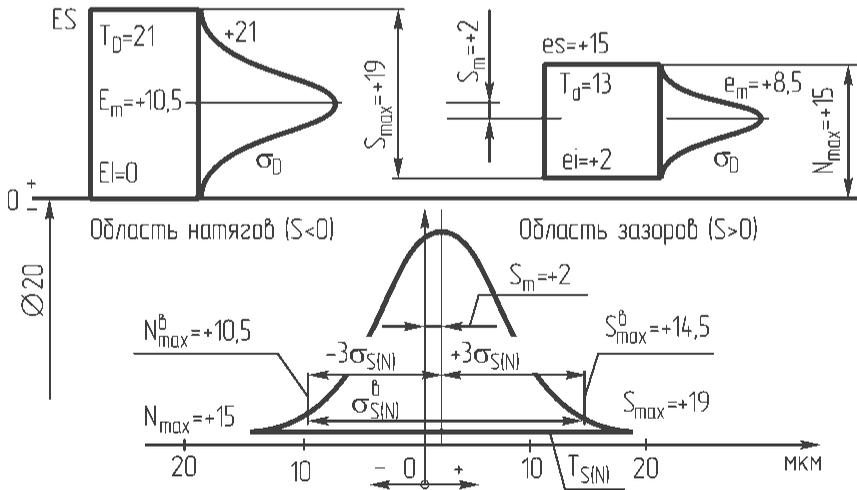


Рис. 2.6. Схема для определения параметров соединения при применении переходной посадки

Пример 2.5. Определить вероятность появления соединений с зазором в интервале от $x_1 = 90$ до $x_2 = 100$ мкм для посадки $\varnothing 70H8/e8$.

Решение. Для указанной посадки найдем (см. примеры 2.1, 2.2, 2.4): $ES = 46$ мкм; $EI = 0$ мкм; $E_m = 23$ мкм; $TD = 46$ мкм; $es = -60$ мкм; $ei = -106$ мкм; $e_m = -83$ мкм; $T_d = 46$ мкм; $S_m = 23 - (-83) = 106$ мкм; $\delta_s^B = 64,4$ мкм; $S_{\max}^B = 138,2$ мкм, $S_{\min}^B = 73,8$ мкм; $\sigma_s^B = 10,73$ мкм.

Согласно формуле (2.13), $z_1 = (90 - 106)/10,73 = -1,49$; $z_2 = (100 - 106)/10,73 = -0,56$.

Следует отметить, что при расчетах не обращают внимание на знаки, поскольку функция симметрична и расчет ведут по модулю. По табл. 2.1 для $z_1 = 1,49$ получим $\Phi(z_1) = 0,4319$ и для $z_2 = 0,56$ $\Phi(z_2) = 0,2133$. Тогда по формуле (2.15) $P(x) = 0,4319 - 0,2133 = 0,2186$. Следовательно, вероятность появления соединений с зазором в интервале 90...100 мкм равна 21,86 %. ■

Контрольные вопросы

1. Каков порядок графического изображения полей допусков размеров отверстия и вала?
2. Что означает нулевая линия на графическом изображении размеров?
3. Как определяют предельные и средние размеры деталей?
4. Когда проводят расчет числовых значений зазоров и натягов по предельным размерам отверстия и вала?
5. Каковы достоинства и недостатки вероятностного метода расчета размеров и соединений?
6. Как определяют закон рассеяния размеров деталей при изготовлении?
7. Какими параметрами характеризуется нормальный закон распределения размеров?
8. Как определяют вероятность появления размеров в заданном интервале с помощью нормированной функции Лапласа?
9. Изложите методику вероятностного расчета посадок с зазором и натягом.

3. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫБОРУ ТОЧНОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛЕЙ И СОЕДИНЕНИЙ ПРИБОРНЫХ УСТРОЙСТВ

При проектировании ПУ процесс выбора точностных параметров деталей и соединений характеризуется наличием определенного набора возможных решений, приведенного в справочной и учебной литературе, из которого разработчик путем перебора или расчета определяет наиболее подходящие по условиям поставленной задачи. Обоснованность выбора посадок в дальнейшем обязательно проверяют расчетом и экспериментально.

Такой же подход используют и при применении ЭВМ. В системах автоматизированного проектирования (САПР) с помощью ЭВМ выбирают подходящие конструктивные решения и точностные показатели (поля допусков размеров деталей и посадок), которые хорошо зарекомендовали себя на практике. Подчеркнем, что правильный выбор точностных показателей является основным исходным условием при разработке современных изделий.

В данной главе приведены рекомендации и примеры выбора точностных параметров с учетом функционального назначения изделий, возможностей производства и экономических факторов.

3.1. Условия, определяющие выбор системы посадок

Для сопряжения деталей и узлов в основном используют системы отверстия и вала. (В отдельных технически обоснованных случаях применяют «внесистемные» посадки, не относящиеся ни к системе отверстия, ни к системе вала, например F7/g6, P7/s6.) ГОСТ 25346 — 82 предусматривает равноправное использование обеих систем. Однако вид сопряжения и возможности производства заставляют разработчика в каждом конкретном случае выбирать наиболее целесообразную систему. На практике при сопряжении валов и отверстий с номинальными размерами $D(d) > 1$ мм рекомендуется использовать систему отверстия, которая является более экономичной, поскольку позволяет значительно сократить номенклатуру режущих и

измерительных инструментов. Применять систему вала экономически и технологически выгодно лишь в особых случаях, например при использовании в конструкциях покупных, унифицированных или стандартных сборочных единиц и деталей (подшипников качения при посадке в корпус, контрольных и установочных штырей, штифтов и т. п.), номинальные установочные размеры которых заданы и изменениям не подлежат. Целесообразно применять систему вала и тогда, когда для изготовления изделия используется цельнотянутый материал в виде прутка или проволоки без последующей дополнительной обработки.

3.2. Рекомендации по выбору качества для деталей и соединений

При разработке конструкции ПУ очень важно правильно назначить соответствующие качества точности размеров, поскольку от этого зависит качество, надежность, долговечность и стоимость изделия, а также требования к технологическому оборудованию. Выбор конкретного качества определяется расчетом или на основании опыта работы подобных конструкций с учетом обеспечения надежной работы изделия, состояния и вида используемого оборудования, точности самого ПУ, характера требуемых соединений и стоимости.

В зависимости от служебного назначения деталей и соединений применяют следующие качества:

- 5-й качество назначают для особо точных соединений, когда необходимо предельно сузить возможное колебание размеров, зазоров или натягов, например при установке приборных подшипников в корпуса или на валах, при изготовлении высокоточных зубчатых колес и т. д.;
- 6 и 7-й качества применяют в точных соединениях, когда предъявляются высокие требования к посадкам для обеспечения механической прочности деталей, точности поворотов, центрирования, перемещений, плавности хода, герметичности соединений и точности сборки. По указанным качествам устанавливают подшипники нормальной точности в корпуса и на валы; подшипники скольжения в приборных редукторах; выполняют центрирующие буртики, отверстия и стойки, зубчатые колеса и т. п.;

- 8 и 9-й квалитеты применяют для посадок деталей, выполняющих служебные функции с меньшими требованиями к точности зазоров и натягов, перемещений, поворотов, а также для посадок, обеспечивающих среднюю точность сборки. Эти квалитеты назначают, например, для опор скольжения средней точности, посадок с зазором с целью компенсации значительных погрешностей формы и расположения сопряженных поверхностей, для установки потенциометров, распорных втулок редукторов часового типа;
- 10 — 13-й квалитеты используют в малоточных соединениях, где необходимы большие зазоры, допустима низкая точность (грубая сборка), например в соединениях штампованных деталей и деталей из пластмасс, крышек, фланцев и т. д.

Свободные (несопрягаемые) размеры не влияют на характер соединения и не входят в размерные цепи, поэтому их выполняют по 14, 15-му квалитетам точности, в точном приборостроении — по 12-му.

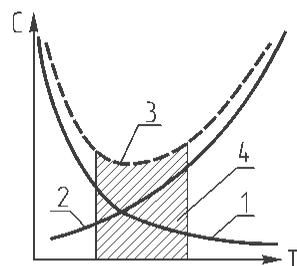
Квалитет размеров может быть выбран и расчетным путем, если известны необходимые предельные зазоры или натяги: S_{\min} и S_{\max} ; N_{\min} и N_{\max} . Для нахождения требуемого квалитета в этом случае определяют по формулам (1.10), (1.11) допуск посадки $T_{S(N)}$, затем допуск на сопрягаемые детали. Полагая, что допуск посадки распределяется поровну между деталями, находим $T_D = T_d = T_{S(N)}/2$. По заданному номинальному размеру и T_D (T_d) находим в табл. 1.1 требуемый квалитет для изготовления деталей (см. пример 2.1), учитывая, что стандартный допуск должен быть меньше или равен расчетному.

При окончательном выборе квалитета точности следует учитывать, что по технологическим соображениям в точных соединениях рекомендуется применять комбинированные посадки, в которых отверстие изготавливается на один квалитет грубее, чем вал. Поэтому если найденная точность находится в пределах 5 — 8-го квалитетов, целесообразно допуск посадки $T_{S(N)}$ распределить между валом и отверстием неравномерно в сторону некоторого ужесточения допуска на вал и, следовательно, расширения допуска на отверстие.

Для 9 — 12-го квалитетов точности, где обычно используют основные посадки (в этих посадках вал и отверстие имеют оди-

Рис. 3.1. Затраты на изготовление и сборку изделий:

1 — затраты на изготовление деталей; 2 — затраты на сборку изделия; 3 — суммарные затраты; 4 — оптимальная зона допусков



наковые допуски, например, H9/f9; H11/h11), уточнение квалитетов не требуется.

При окончательном выборе качества разработчик должен учитывать не только служебные функции изделий, но и технологические и экономические требования. При этом необходимо учитывать стоимость не только изготовления, но и сборки ПУ. Как видно из графиков, приведенных на рис. 3.1, с увеличением допуска на погрешности собираемых деталей затраты на изготовление деталей (кривая 1) падают, а на сборку возрастают (кривая 2). Зависимость суммарных затрат на сборку и изготовление (кривая 3) показывает, что существует оптимальная зона допусков, при которых эти затраты минимальны. Поэтому при конструировании следует стремиться назначить оптимальные допуски, т. е. выбрать такой квалитет точности, при котором соединение и детали работают нормально, а суммарные затраты на изготовление и сборку минимальны (зона 4).

Более подробно эти вопросы изучаются в курсе «Технология приборостроения».

3.3. Выбор посадок и примеры их применения

При назначении посадок учитывают требуемую подвижность соединения и точность сопряжения, исходя из назначения и условий эксплуатации изделия. При этом могут быть проведены предварительные расчеты или экспериментальные исследования. На практике посадки часто назначают с учетом опыта работы аналогичных соединений в подобных условиях. Их выбор зависит от назначения устройства, серийности производства, требований к монтажу (демонтажу), условий эксплуатации (температурный режим, наличие вибраций и т. д.). Его осуществляют путем перебора рекомендуемых (прежде всего из предпочтительных, указанных в разд. 1.3 и табл. 3.1 прямоугольных рамках) посадок. Обоснованность их выбора проверяют расче-

том, в котором учитывают шероховатость сопрягаемых поверхностей, температурный режим, а также экспериментально.

В ЕСДП посадки не имеют названия, поскольку регламентируются расположения поля допуска вала или отверстия, а не характеристики соединения. Однако на практике сложились определенные названия посадок, которые позволяют кратко и достаточно точно характеризовать тип посадки. В дальнейшем будем придерживаться такой типизации посадок. Посадки оптических деталей, подшипников качения, деталей из пластмасс рассматриваются отдельно, с учетом их специфики.

Посадки с зазором. Они предназначены для получения подвижных и неподвижных соединений. При выборе конкретного типа посадок для подвижных соединений обычно исходят из условия обеспечения точности перемещения, необходимости компенсации отклонений формы и расположения поверхностей, колебаний температуры, размещения смазки.

При выборе посадок с зазором для неподвижных соединений учитывают необходимость обеспечения точного взаимного расположения деталей, возможность регулирования для устранения погрешностей формы и расположения, если эти погрешности превышают поле допуска размеров таких поверхностей. Неподвижность подобных соединений после регулирования обеспечивается креплением винтами и штифтами.

Посадки с тепловыми зазорами типа Н/а, Н/б, Н/с применяют в соединениях, в которых необходимы большие зазоры. Для соединения деталей чаще используют посадки Н11/б11, Н11/с11, Н12/б12.

Посадки скольжения типа Н/н имеют минимальный зазор, равный нулю. Их рекомендуется использовать для неподвижных соединений различных деталей и изделий с центрирующими поясками, направляющими штифтами, осями и для подвижных соединений (опор и направляющих). Посадки позволяют обеспечить точное относительное продольное перемещение или центрирование при сохранении некоторой подвижности. Если нужна высокая точность соединений деталей (изделий) и необходимо обеспечить хорошее центрирование или точное перемещение при незначительном колебании температуры, рекомендуется применять посадку $\boxed{H7/h6}$. Достаточно высокую точность соединений дает посадка $\boxed{H8/h7}$.

При пониженных требованиях к точности соединения можно применить посадку $\boxed{H8/h8}$, например для обеспечения вращения вала, учитывая, что в этом случае вероятность получения в соединениях зазоров, близких к нулю, мала, а вероятность получения средних зазоров велика.

Для соединения деталей невысокой точности предназначены посадки $\boxed{H11/h11}$ и $\boxed{H12/h12}$.

На рис. 3.2 показаны примеры применения скользящих посадок. Посадка $\boxed{H7/h6}$ в соединении двигателя и потенциометра (рис. 3.2, а, б) позволяет компенсировать наличие эксцентриситета между посадочным буртиком и осью вала и тем самым обеспечить легкость и плавность работы зубчатого зацепления. На рис. 3.2, в показано конструктивное оформление соединения отверстия и посадочного пояса крышки редуктора типа РЦ. Посадку $\boxed{H7/h6}$ (рис. 3.2, л) применяют для соединения платы со стойкой в редукторах часового типа (рис. 3.2, и).

Посадку $\boxed{H8/h8}$ в ряде случаев используют для получения подвижного соединения при относительно большой его длине, а посадку $\boxed{H11/h11}$ — для получения легкого вращения роликов относительно неподвижных осей, а также для установки шкал (рис. 3.2, з). Ввиду относительно больших допусков сопрягаемых деталей (11-й квалитет) вероятность зазоров, близких к нулю, очень мала.

Посадки движения типа H/g имеют небольшой гарантированный минимальный зазор. Рекомендуется применять их для соединения деталей (изделий), в которых необходимо гарантировать точное перемещение, хорошее центрирование, а также отсутствие ударов при перемене нагрузки.

Посадка $\boxed{H7/g6}$ предназначена для точных направляющих, а также для опор редукторов. Она обеспечивает высокую точность перемещения (вращения) при небольшой скорости. Кроме того, ее применяют для обеспечения точного положения деталей, например для передвижных зубчатых колес в коробках скоростей, сменных втулок кондукторов. На рис. 3.2, г показано применение посадки $\boxed{H7/g6}$ в переключателе.

Посадки ходовые типа H/f имеют несколько увеличенный (гарантированный) наименьший зазор. Наиболее широко ис-

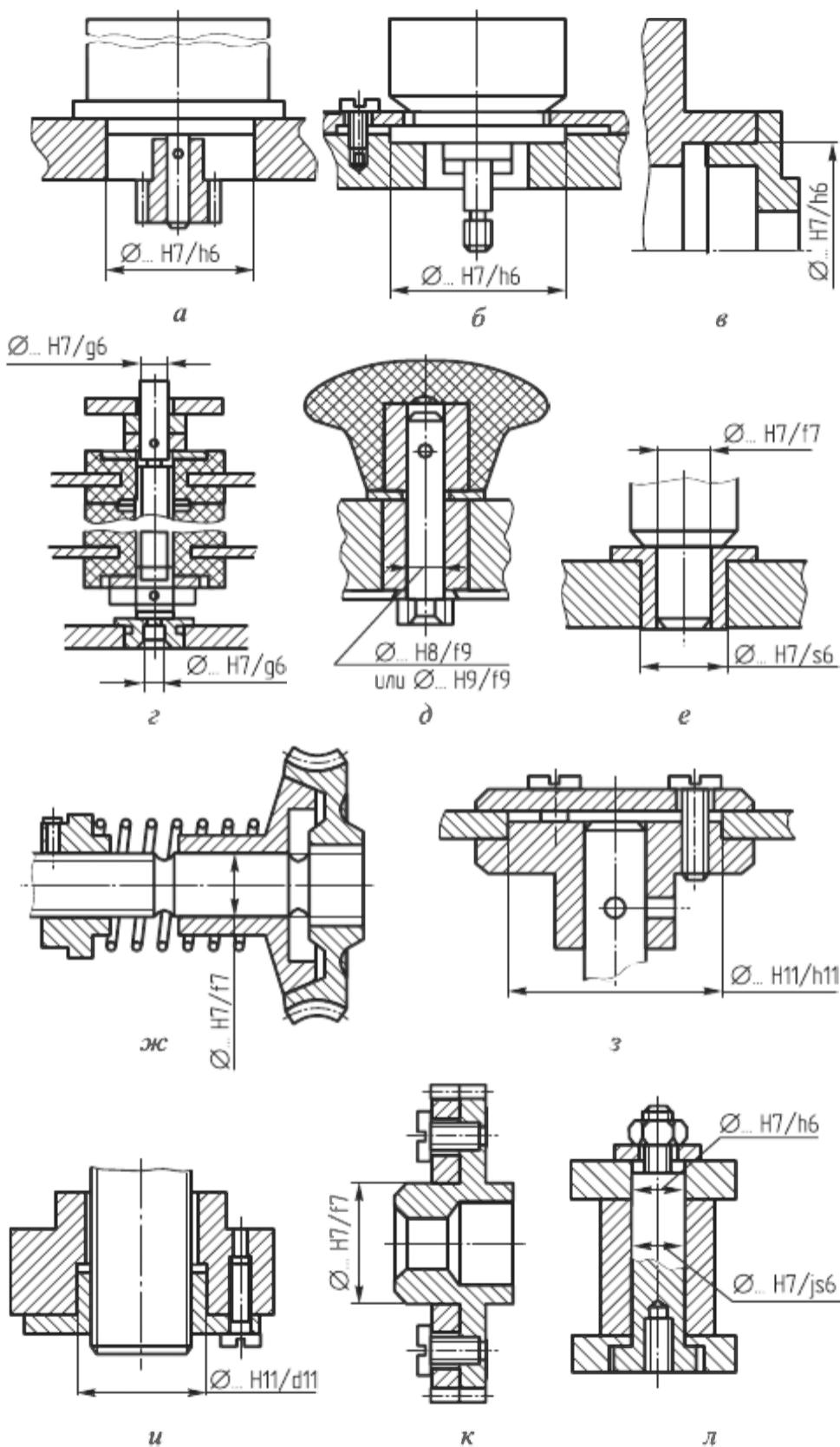


Рис. 3.2. Примеры применения посадок с зазором в типовых сборочных единицах

пользуют посадки Н7/f6, $\boxed{\text{H7/f7}}$, Н9/f8, Н9/f9, особенно для точных цилиндрических направляющих, а также опор скольжения при вращении валов (втулок) со средним числом оборотов. При повышенных требованиях к точности вращения (перемещения) применяют посадки Н7/f6 и $\boxed{\text{H7/f7}}$. На рис. 3.2, е показана посадка $\boxed{\text{H7/f7}}$ в опорах скольжения редукторов. В предохранительной муфте (рис. 3.2, ж) она дает необходимую точность центрирования при продольном перемещении подвижной полумуфты. Посадку $\boxed{\text{H7/f7}}$ используют в безлюфтовом колесе (рис. 3.2, к). На рис. 3.2, д показана посадка Н8/f9 для обеспечения поворота рукоятки. Значительный зазор гарантирует легкость поворота при пониженных требованиях к точности.

Посадки легкоходовые типа Н/е обеспечивают относительно большой зазор. Посадки Н7/e7, $\boxed{\text{H7/e8}}$, $\boxed{\text{H8/e8}}$, Н9/e9 предназначены для соединения деталей, работающих при высокой температуре, когда рабочий зазор может уменьшиться вследствие неодинакового расширения деталей. Рекомендуется использовать эти посадки для обеспечения вращения валов в опорах скольжения при частоте вращения более 1000 мин^{-1} .

Посадки широкоходовые типа Н/d применяют для соединения деталей, работающих с большими скоростями, когда допускаются неточное центрирование, перекосы, прогибы при большой длине посадочной поверхности. Эти посадки в неотвественных подвижных соединениях позволяют снизить себестоимость изготовления и сборки.

На рис. 3.2, и показано применение посадки $\boxed{\text{H11/d11}}$. Наличие большого зазора в соединении гарантирует легкость перемещения детали в прямоугольном пазе.

Переходные посадки. Они предназначены для обеспечения точных перемещений, хорошего центрирования соединяемых деталей, а также неподвижных соединений, подлежащих периодической разборке и сборке (исключение составляет посадка Н7/n6, как правило, обеспечивающая неразъемное соединение).

При этих посадках можно получить как небольшие зазоры, так и небольшие натяги. Чем больше вероятность появления

натяга, тем более прочной является посадка. Такие посадки применяют для точного центрирования при ударных и вибрационных нагрузках, а также для установки деталей без дополнительного крепления.

Плотные посадки типа Н/js, в частности $\boxed{\text{H7/js6}}$, используются для соединения деталей, подвергающихся сборке и разборке, а также для обеспечения точного центрирования и перемещения; применяют в особо точных направляющих ПУ с последующей взаимной притиркой направляющей и ползуна, а также вместо напряженной посадки при длине втулки более $1,5d$. Эти посадки преимущественно обеспечивают появление зазора. Вероятность появления натяга составляет 0,5..5 %.

На рис. 3.2, л показана посадка $\boxed{\text{H7/js6}}$ в стойках соединения плат редукторов, электромеханизмов.

Посадки напряженные типа Н/к (рис. 3.3, а) получили наибольшее распространение, поскольку обеспечивают хорошее центрирование. Сборка и разборка соединений проводится при небольших усилиях. Посадку применяют в точных направляющих с притиркой поверхностей, а также при установке зубчатых колес, неподвижных муфт, шкивов на валы. Чтобы гарантировать невозможность проворота деталей при использовании этой посадки, необходимо дополнительное крепление деталей (штифтами, винтами и др.).

Посадки тугие типа Н/т обеспечивают в соединении преимущественно натяг. Использование этих посадок на практике ограничено.

Применение посадки Н7/т6 (рис. 3.3, в) при относительно большой длине штифта обеспечивает неподвижное его соединение с валом. На рис. 3.3, б показана посадка Н7/т6 для установки текстолитового зубчатого колеса на вал.

Посадки глухие типа Н/п, например $\boxed{\text{H7/p6}}$ и Н8/п7, предназначены для получения неразъемных соединений, работающих при больших динамических нагрузках (ударах и вибрациях). Обеспечивают в соединении присутствие натяга, вероятность которого может составлять 88 — 100 %. При малых нагрузках они не требуют дополнительного крепления деталей. Примеры применения посадки $\boxed{\text{H7/p6}}$ даны на рис. 3.3, в — е.

Прессовые посадки. Их целесообразно применять для всех неразъемных соединений, если производство располагает соот-

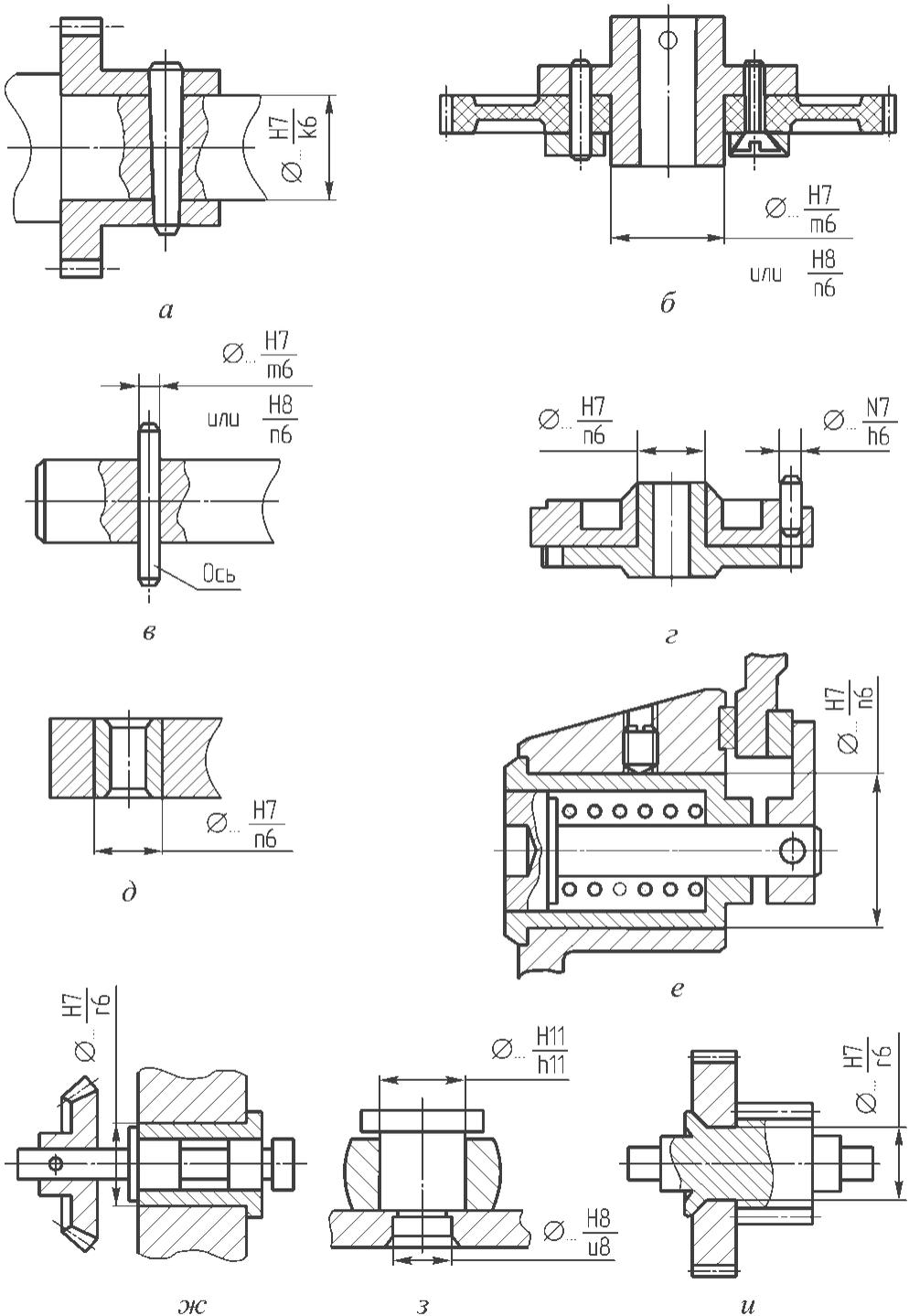


Рис. 3.3. Типовые примеры посадок

ветствующими средствами сборки. Отсутствие необходимости в дополнительном креплении и высокая точность центрирования являются большим преимуществом прессовых соединений. Посадки подразделяют на легкопрессовые (Н/р), прессовые средние (Н/г, Н/с, Н/т) и прессовые тяжелые (с большими натягами: Н/и, Н/х, Н/з).

Посадки типа $\boxed{H7/r6}$, $\boxed{H7/s6}$, Н8/с7, Н8/и8 хорошо центрируют детали даже при сравнительно коротких посадочных местах, во многих случаях обеспечивают надежное соединение без дополнительного крепления (штифтами, шпонками и т. п.) при умеренных нагрузках.

Посадки Н7/и7 или Н7/т7 используют, когда посадка $\boxed{H7/r6}$ не гарантирует передачу заданной нагрузки. Посадку Н8/и8 рекомендуется применять при запрессовке в детали из материалов менее прочных, чем сталь (например, силумина, дюралюминия). Запрессовку, особенно при больших размерах отверстий, рекомендуется производить при нагреве охватываемой детали.

Некоторым преимуществом $\boxed{H7/p6}$ перед другими прессовыми посадками является возможность демонтажа и повторной сборки, а также соединения тонкостенных деталей, так как она обеспечивает минимальный гарантированный натяг. На рис. 3.2, д и 3.3, ж показаны типовые примеры применения посадок с натягом, на рис. 3.3, з — соединение оси с корпусом по посадке Н8/и8. Поскольку длина посадочной поверхности мала, предусмотрено дополнительное крепление развальцовкой.

Посадки $\boxed{H7/r6}$ или $\boxed{H7/s6}$ применяют при установке зубчатого колеса на вал-трибку. Для повышения надежности соединения в конструкциях используют развальцовку или кернение (рис. 3.3, и).

Расчет посадок с натягом проводят как при подборе типа посадки, так и для проверки (наряду с проверкой опытным путем) возможности передачи нагрузки, если отсутствует опыт ее применения в других ПУ и узлах, работающих в аналогичных условиях. Посадку считают пригодной, если она удовлетворяет требованиям прочности соединения и деталей.

Прочность (неподвижность) посадки зависит от многих факторов: толщины, площади и состояния поверхности соединяемых деталей, погрешностей формы поверхностей, свойств

материалов. Она должна обеспечиваться при наименьшем эксплуатационном натяге N_{\min} . При наибольшем эксплуатационном натяге N_{\max} должна обеспечиваться прочность соединяемых деталей, т. е. наибольшее напряжение, возникающее в материалах деталей, не должно превышать допустимого значения. Значения натягов N_{\min} и N_{\max} рассчитывают по формулам

$$N_{\min} = \delta + u; \quad N_{\max} = [\delta_{\max}] + u, \quad (3.1)$$

где δ — требуемая деформация деталей из условия передачи нагрузки (минимальный потребный натяг N_{\min}); u — поправка на ослабление натяга из-за обмятия микронеровностей при сборке под прессом (ее расчет приведен ниже) (рис. 3.4); $[\delta_{\max}]$ — максимальная деформация, допустимая прочностью деталей (максимальный допустимый натяг $[N_{\max}]$).

Требуемая деформация деталей (для идеально гладких поверхностей)

$$\delta = pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (3.2)$$

где d — номинальный диаметр; p — необходимое контактное давление для передачи заданной нагрузки; E_1, E_2 — модули упругости материалов соединяемых деталей.

В формуле (3.2) коэффициенты

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d^2 + d_2^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \quad (3.3)$$

где d_1 — диаметр отверстия охватываемой детали (для сплошного вала $d_1 = 0$); d_2 — наружный диаметр охватывающей детали;

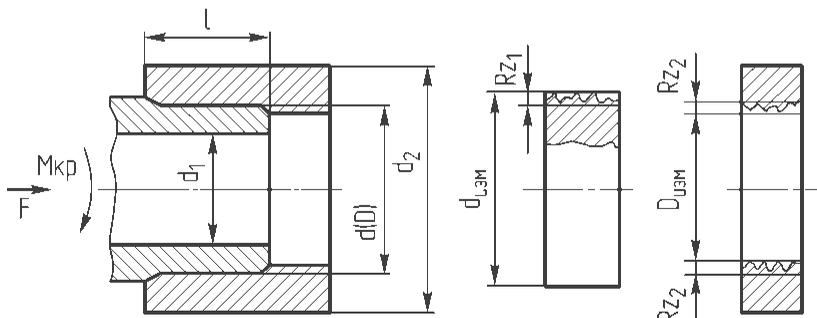


Рис. 3.4. Расчетная схема для посадок с натягом

μ_1 и μ_2 — значения коэффициента Пуассона для материалов деталей (для стали $\mu = 0,3$; для бронзы $\mu = 0,33$).

Контактное давление рассчитывают из условия прочности соединения, т. е. возможности передачи заданной нагрузки. При нагружении осевой силой F

$$p = Fn/\pi dlf; \quad (3.4)$$

при нагружении крутящим моментом $M_{кр}$

$$p = 2M_{кр}n/\pi d^2lf; \quad (3.5)$$

при совместном действии $M_{кр}$ и F

$$p = \frac{n\sqrt{(2M_{кр})^2/d^2 + F^2}}{\pi dlf}. \quad (3.6)$$

Здесь n — коэффициент запаса прочности на возможные перегрузки и воздействие вибраций ($n = 1,5...2$); l — длина соединения; f — коэффициент трения: при сборке под прессом принимают $f = 0,08...0,1$, при сборке с нагревом или охлаждением $f = 0,12...0,14$.

Допустимую деформацию $[\delta_{max}]$ рассчитывают по формуле

$$[\delta_{max}] = [p_{max}]\delta/p, \quad (3.7)$$

где $[p_{max}]$ — максимальное давление, допустимое по условиям прочности деталей; для охватываемой (1) и охватывающей (2) деталей

$$[p_{max}]_1 = \sigma_{т1} \frac{d^2 - d_1^2}{2d^2} \text{ и } [p_{max}]_2 = \sigma_{т2} \frac{d_2^2 - d^2}{2d_2^2}, \quad (3.8)$$

где $\sigma_{т1}$ и $\sigma_{т2}$ — пределы текучести материалов деталей.

При расчетах $[\delta_{max}]$ в качестве допустимого контактного давления используют значение $[p_{max}]$ для менее прочной детали, т. е. принимают меньшее значение $[p_{max}]$ из рассчитанных.

По найденным значениям N_{min} и N_{max} подбирают стандартную посадку, прежде всего из ряда посадок предпочтительного применения. При этом должны выполняться условия

$$N_{min}^T \geq N_{min} \text{ и } N_{max}^T \leq N_{max}, \quad (3.9)$$

где N_{min}^T и N_{max}^T — соответственно минимальное и максимальное значения натяга стандартной посадки.

Значения N_{\min}^T и N_{\max}^T рассчитывают по формулам (2.6) и (2.7) или подбирают по таблицам, приведенным в [5].

При отсутствии стандартной посадки, удовлетворяющей расчетным значениям натягов, выбирают посадку с натягом, близким к расчетным данным, и применяют дополнительное крепление.

Если в процессе эксплуатации детали соединения нагреваются до относительно высоких температур, то при расчете N_{\min} должна быть учтена температурная поправка ΔN_T . Ее расчет приведен в гл. 6.

Разность $N_{\max} - N_{\max}^T$ определяет запас прочности деталей, а $N_{\min}^T - N_{\min}$ — запас прочности соединения.

Когда посадка предварительно выбрана, проверяют обоснованность этого выбора. Проверку следует проводить, сравнивая контактные давления, возникающие от натяга и необходимые для передачи нагрузки, поскольку эксплуатационные натяги заданы и равны табличным. Посадку считают пригодной, если она удовлетворяет требованиям прочности соединения и деталей. Расчеты проводят по формулам (3.2) — (3.9).

Если условия применения посадок отличаются от ранее принятых (хорошо зарекомендовавших), то необходимо при их выборе учитывать рекомендации, приведенные в табл. 3.1, 3.2.

Таблица 3.1

Области применения различных типов посадок

Характер соединения	Рекомендуемые посадки						
	Система отверстия	Система вала					
Медленные перемещения и повороты деталей для установки, регулировки, центрирования и т. п.	Посадки с зазором <i>точные</i>						
	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H8}{h8}$	$\frac{H9}{h9}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H8}{h8}$
	Посадки <i>грубые</i>						
	$\frac{H11}{h11}$	$\frac{H12}{h12}$			$\frac{H11}{h11}$	$\frac{H12}{h12}$	

Окончание табл. 3.1

Характер соединения	Рекомендуемые посадки							
	Система отверстия				Система вала			
Вращение валов в опорах скольжения	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{e7}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{d9}$	$\frac{F8}{h8}$	$\frac{F9}{h9}$	$\frac{F8}{h6}$	
Соединения, в которых требуется относительно большой зазор	$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{d11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{D11}{h12}$	$\frac{E9}{h8}$	$\frac{F9}{h8}$	
	$\frac{H12}{b12}$	$\frac{H7}{e8}$						
Неподвижные соединения с применением фиксирующих устройств, разбираемые для осмотра, ремонта, замены деталей и т. п., а также соединения для обеспечения хорошего центрирования деталей	Переходные посадки							
	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{js5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{JS6}{h6}$	$\frac{K6}{h5}$	$\frac{M6}{h5}$	$\frac{N6}{h5}$
	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{Js7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$
	$\frac{H8}{js7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$	$\frac{JS8}{h7}$	$\frac{K8}{h7}$	$\frac{M8}{h7}$	$\frac{N8}{h7}$
Неподвижные соединения, как правило, не подлежащие разъему	Посадки с натягом							
	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{P6}{h5}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{R7}{h6}$
Примечание. Рамками обведены посадки предпочтительного применения.								

Таблица 3.2

Поправки к выбору посадок

Условия эксплуатации	Зазоры должны быть	Натяги должны быть
Меньшее допустимое напряжение материала	Уменьшены	Уменьшены

Окончание табл. 3.2

Условия эксплуатации	Зазоры должны быть	Натяги должны быть
Частый демонтаж	—	Уменьшены
Ударная нагрузка	Уменьшены	Увеличены
При эксплуатации температура отверстия выше, чем температура вала (материалы деталей одинаковы)	То же	То же
Температура вала выше, чем отверстия при тех же условиях	Увеличены	Уменьшены
Большая длина соединения	То же	То же
Большие отклонения формы и расположения сопрягаемых поверхностей	»	»
Возможны перекосы в сборке и деформации деталей	»	»
Большие скорости вращения	»	Увеличены
Осевое смещение	»	—
Большая вязкость смазочного масла	»	—
Более шероховатая поверхность	Уменьшены	Увеличены
Повышенная точность монтажа	То же	Уменьшены
Пониженная точность монтажа	Увеличены	Увеличены

Контрольные вопросы

1. Когда и почему рекомендуется применять посадки в системе отверстия?
2. В каких случаях предпочтительнее использовать посадки в системе вала?
3. Какие качества применяются в точном приборостроении?
4. Приведите примеры применения конкретных качеств.
5. Какие правила учитываются при выборе посадок с зазором, натягом и переходных?
6. Каковы рекомендации по выбору посадок, если условия их применения отличаются от ранее использовавшихся (рекомендованных)?

4. ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И МЕТОДИКА ИХ ВЫБОРА

Срок службы подшипника качения в значительной мере зависит от того, насколько правильно выбраны посадки для соединения его колец с валом и корпусом. Известно, что в этих соединениях не следует допускать ни больших зазоров, ни больших натягов. Например, при посадке внутреннего кольца на вал с зазором не обеспечивается необходимая точность центрирования, а с большим натягом — уменьшается радиальный зазор, который является основным параметром подшипника. В последнем случае шарики могут оказаться зажатыми между кольцами, что приведет к быстрому выходу подшипника из строя.

При назначении посадок обычно руководствуются методикой, изложенной в ГОСТ 3125—85.

Для соединения колец применяют так называемые подшипниковые посадки, отличающиеся от обычных. Образование этих посадок связано с конструированием подшипниковых узлов на базе стандартных подшипников. Присоединительными размерами подшипников являются внешний диаметр наружного кольца и диаметр отверстия внутреннего кольца. Для сокращения номенклатуры подшипников их посадочные диаметры изготовляют с отклонениями, не зависящими от посадок, с которыми они устанавливаются в изделия. Поля допусков колец регламентированы ГОСТ 520—71 в зависимости от класса точности подшипника. Особо отметим, что поля допусков внутреннего и наружного колец располагаются в минус от номинального размера, т. е. ниже нулевой линии.

Требуемые посадки в подшипниковом узле получают за счет изменения диаметров вала и отверстия в корпусе, т. е. обязательного применения системы отверстия для соединения внутреннего кольца с валом и системы вала — для соединения наружного кольца с корпусом. При этом для вала и отверстия используют стандартные поля допусков для гладких цилиндрических поверхностей по ЕСДП.

Отметим, что в качестве номинального размера в подшипниковых узлах используют средние значения диаметров колец подшипников: внутреннего d_m и наружного D_m . Это связано с тем, что кольца подшипников весьма податливы и при установке на вал (корпус) принимают форму более жесткой поверхно-

сти. Поэтому поля допусков колец подшипников нормализуют относительно их средних значений.

С учетом указанных факторов соединения внутреннее кольцо—вал и наружное кольцо—отверстие в корпусе отличаются от одноименных посадок гладких цилиндрических поверхностей. Например, валы, обработанные с полями допусков под переходные посадки $k6$, $m6$, $n6$, сопрягаются с подшипниками только с натягом, а валы, обработанные с полями допусков $h5$, $h6$, $g5$, $g6$, имеют переходные сопряжения, т. е. с натягом или зазором (рис. 4.1).

Приступая к выбору посадок, разработчик должен прежде всего установить значение и направление действующих нагрузок, частоту вращения, тип и класс точности подшипника, температуру его эксплуатации, условия монтажа, вид нагружения колец и конструктивное оформление узла.

Приборные подшипники выпускают пяти классов точности (в порядке повышения точности): 0; 6; 5; 4 и 2. Подшипники нулевого класса рекомендуется применять, когда точность вращения не нормируется и при средних нагрузках; подшипники 6 и 5-го классов точности нашли наибольшее применение в точных приборных устройствах. При высоких скоростях и повышенных требованиях к точности вращения рекомендуется использовать подшипники 4 и 2-го классов.

Выбор посадок колец подшипников определяется характером их нагружения и условиями эксплуатации (табл. 4.1). На рис. 4.1, а показана схема расположения ряда полей допусков подшипников, валов и корпусов при вращающемся вале и неподвижном корпусе, и наоборот.

Указанные на рис. 4.1, а предельные нижние отклонения d_m и D_m распространяются на $d_m \leq 10$ мм и $D_m = 2,5 \dots 18$ мм (в скобках даны нижние отклонения D_m для интервала $18 \dots 30$ мм).

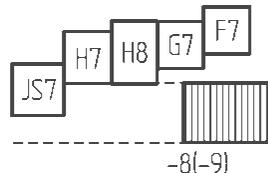
В зависимости от конструктивного решения узла и действующих нагрузок различают следующие виды нагружения колец (внутреннего и внешнего): местное, циркуляционное и колебательное.

При местном нагружении кольцо воспринимает радиальную, постоянную по направлению нагрузку, ограниченную участком кольца. В этом случае назначают посадку с зазором.

При циркулярном нагружении радиальная нагрузка относительно кольца (или кольцо относительно нагрузки) вращается.

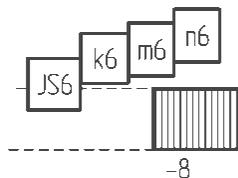
Посадки подшипников 0 и 6-го классов

Поля допусков на отверстие в корпусе по СВ

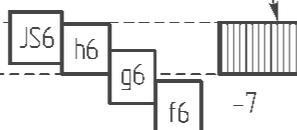


Поле допуска на наружный диаметр подшипника

Поля допусков на вал по СА



Поле допуска на внутренний диаметр подшипника

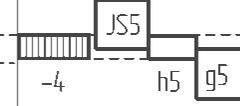
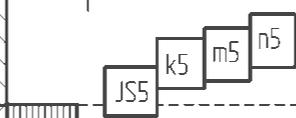
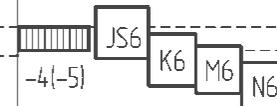
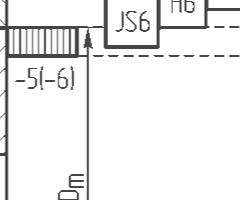


Вращается вал

Вращается корпус



Посадки подшипников 5 и 4-го классов



Вращается вал

Вращается корпус

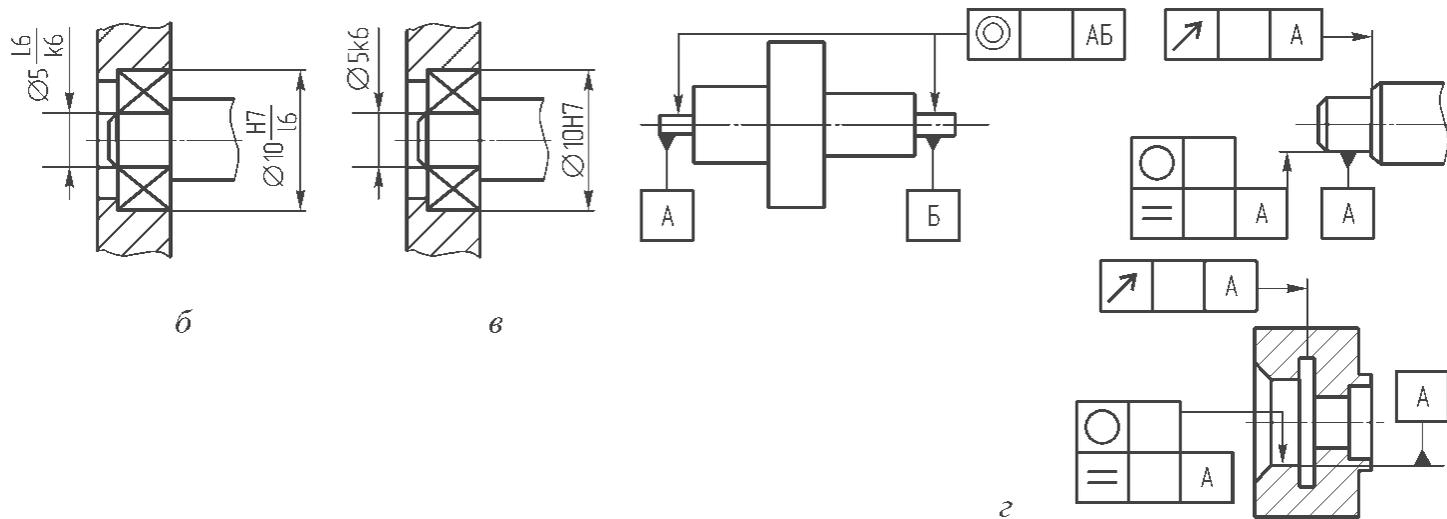


Рис. 4.1. Схема расположения полей допусков при посадке подшипников на вал и в отверстие в корпусе (а), примеры обозначения (б, в) и размещения на чертеже полей допусков формы и поверхностей (z)

Таблица 4.1

Рекомендуемые поля допусков для посадки подшипников

Вид нагружения	Класс точности подшипника	Поле допуска	
		вала	отверстия
Местное	0 и 6	js6, h6, g6, f6	JS7, H7, G7, F7
	5 и 4	js5, h5, g5	JS6, H6, G6
	2	js4, h4	JS5, H5, G5
Циркуляционное	0 и 6	js6, k6, m6, n6	JS7, K7, M7, N7
	5 и 4	js5, k5, m5, n5	JS6, K6, M6, N6
	2	js4, k4, m4, n4	JS5, K5, M5, N5
Колебательное	0 и 6	js6	JS7
	5 и 4	js5	JS4, JS5
	2	js4	JS4

Для этого вида нагружения назначают посадку с натягом (см. табл. 4.1). При колебательном нагружении кольцо не совершает полного оборота, и действие нагрузки колеблется на определенном участке кольца. Посадку выбирают из числа плотно подвижных.

На практике наибольшее распространение получили конструкции подшипниковых узлов с наружным кольцом, устанавливаемым в корпус с зазором, и внутренним кольцом, устанавливаемым на вал с натягом, поскольку в этом случае условие работы для колец выравнивается. Кроме того, при таком назначении посадок обеспечивается медленное проворачивание наружного кольца в работающем подшипнике, что содействует равномерному износу его дорожек. Указанные факторы благоприятно сказываются на работе подшипника и увеличении срока его службы.

Для упорных подшипников всех размеров рекомендуется тугие кольца устанавливать на вал с посадками js6, k6, а свободные кольца — с зазором.

Для обеспечения нормального функционирования подшипникового узла к посадочным поверхностям вала и отверстия предъявляют определенные требования по шероховатости поверхности и допустимым отклонениям формы.

Конусообразность и овальность не должны превышать 0,5 допуска на размер для подшипников классов 0 и 6 и 0,25 для подшипников классов 4 и 5.

Для подшипников классов 6 и 5 шероховатость посадочной поверхности вала и опорных торцов назначают Ra 0,63 и Ra 1,25, для отверстия в корпусе — Ra 0,63.

Подшипники наиболее часто устанавливают на концах валов и противоположных отверстиях корпуса. Поэтому необходимо нормировать требования к точности взаимного расположения посадочных поверхностей валов и отверстий, на которые устанавливают подшипники. Требования к допустимым перекосам колец приведены в приложении ГОСТ 3325 — 85, а также в гл. 8.

Обозначение и расчет посадок в подшипниковых узлах. В соединениях подшипников качения с валами и отверстиями в корпусе применяют посадки, в обозначении которых указывают (как и в ЕСДП) номинальный размер соединения, в числителе — поле допуска отверстия, в знаменателе — поле допуска подшипника. Поле допуска наружного кольца обозначают буквой l и классом точности подшипника, например $l6$; для внутреннего кольца поле допуска обозначают буквой L и классом точности подшипника, например $L6$. С учетом указанных условий обозначения полей допусков колец подшипников и посадки подшипника на вал могут иметь вид: $\varnothing 5 \frac{L6}{k6}$ или $\varnothing 5L6-k6$ или

$\varnothing 5 L6/k6$, при установке в корпус — $\varnothing 10 \frac{H7}{16}$, $\varnothing 10H7-16$ или $\varnothing 10 H7/16$.

Обозначение посадок приведено на рис. 4.1, б. В ранее действовавшей КД для обозначения посадок в подшипниковых узлах указывали только поля допусков вала и отверстия (рис. 4.1, в).

Для подбора посадок подшипников или проверки пригодности намеченной посадки используют расчетные методы.

Основными критериями пригодности посадок для циркуляционно-нагруженного кольца являются: отсутствие проворачивания и обкатывания колец, минимальный натяг в соединении (для приборных подшипников натяг в соединении внутреннее кольцо—вал составляет 1...3 мкм, в соединении наружное кольцо—корпус — 1...4 мкм) [2].

Выбор необходимой посадки для циркуляционно-нагруженного внутреннего кольца проводят по интенсивности радиальной нагрузки на посадочной поверхности или минимальному потребному натягу.

Методика определения посадки по интенсивности радиальной нагрузки рассмотрена в [1].

Минимальный потребный натяг, км, при вращающемся внутреннем кольце

$$N_{\min} > [(d+3)/d](0,08\sqrt{dF_r/B'} + d \cdot 0,0015\Delta t), \quad (4.1)$$

где d — номинальный размер отверстия подшипника, мм; B' — рабочая ширина посадочного места, $B' = B - 2r$, B — ширина подшипника; r — размер фаски; F_r — радиальная нагрузка на подшипник, Н; Δt — разность температур подшипника и воздуха, окружающего корпус, °С.

Чтобы гарантировать отсутствие проворота кольца при длительной работе, рекомендуется значение N_{\min} , рассчитанное по формуле (4.1), увеличивать на 10...15%. По скорректированному значению минимального натяга N_{\min} подбирают ближайшее поле допуска вала из числа рекомендуемых для циркулярно-нагруженных колец по табл. 4.1 с учетом класса точности используемого подшипника.

Проверку прочности колец при установке их с натягом, как правило, не проводят, так как практически реализуемые натяги весьма далеки от натягов, при которых возможен разрыв колец.

Методика расчета N_{\min} для циркуляционно-нагруженного наружного кольца рассмотрена в [5].

Для повышения точности центрирования подшипники устанавливают в изделие с осевым натягом, значение которого регулируется перемещением (за счет прокладок) кольца, размещаемого по посадке с зазором.

Контрольные вопросы

1. Что понимают под термином «подшипниковые посадки» и чем эти посадки отличаются от посадок ЕСДП?
2. Что учитывают при выборе посадок подшипников качения при установке их в корпус и на вал?
3. Как обозначают посадки подшипников при установке их в корпус и на вал?

5. ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ПОЛЕЙ ДОПУСКОВ ДЛЯ ОПТИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ

При выборе посадок для соединения оптических элементов с механическими деталями крепления учитывают особые свойства стекла и необходимость обеспечения высоких требований к точности, надежности, стабильности и характеристикам силового режима. Поэтому в оптических узлах применяют посадки с гарантированным зазором.

Соединения оптических элементов с механическими выполняют как в системе отверстия, так и в системе вала (при установке по месту).

Выбирая поля допусков для установки круглых оптических деталей в оправе, следует руководствоваться рекомендациями табл. 5.1. При выборе конкретного поля допуска в первую очередь учитывают требование точности центрирования линз или блока линз в оправе. Для линз фотообъективов, оправы которых растачиваются под линзу при сборке, допуск на диаметр линзы может быть назначен по $f7$ или $f9$, а для линз, по которым центрирование не производится, — по $s11$. Иногда в этом случае для линз большого диаметра применяют поле допуска $s12$.

Для защитных стекол, к которым предъявляют требования по герметизации, рекомендуется применять поле допуска $e9$.

Оптические детали с размерами до 180 мм, для которых требуется повышенная точность центрирования и посадочные поверхности которых должны быть покрыты эмалью, рекомендуется изготавливать с полями допусков $e6$ (до покрытия) и $g6$, $f7$, $h8$ (после покрытия). При этом толщина слоя эмали должна лежать в пределах 0,008...0,012 мм для деталей с размерами свыше 3 до 10 мм, в пределах 0,01...0,016 мм для деталей с размерами свыше 10 и до 30 мм, в пределах 0,012...0,020 мм для деталей с размерами свыше 30 и до 80 мм и в пределах 0,016...0,025 мм для деталей с размерами свыше 80 и до 180 мм.

Рассмотрим примеры крепления линз в оправе. В конструкции фотообъектива (рис. 5.1) высокая точность центрирования в мелкосерийном производстве обеспечивается расточкой гнезда $\varnothing 20^*$ под линзу в оправе при сборке с зазором 0,01...0,02 мм. Одновременно обтачиваются центрирующий пояс $\varnothing 28$ $h6$ или

Таблица 5.1

Поля допусков для соединения круглых оптических деталей с оправами

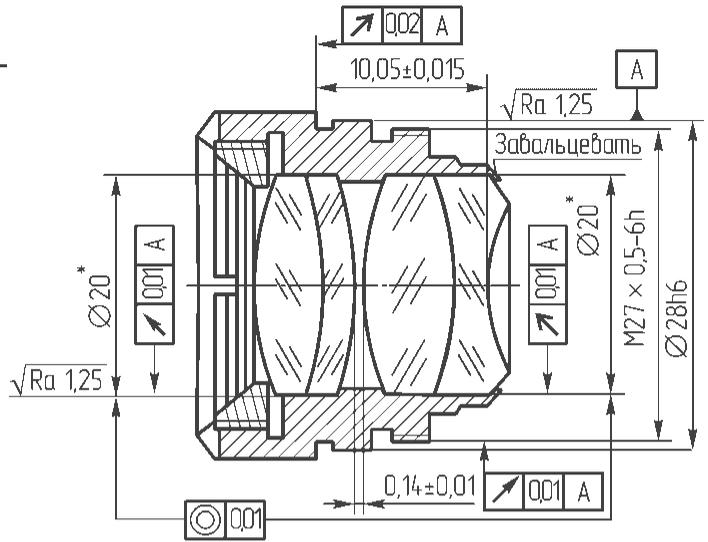
Точность центрирования		Поле допуска			Область применения
Характеристика	Допуск на децентрировку, мм	на диаметры оптических деталей		на внутренний диаметр оправы	
		центрирующих	нецентрирующих		
Повышенная	До 0,02	h8	d9	H9	Линзы микрообъективов
		g6	d11	H7	Линзы светосильных фотообъективов
		f7			Точная оптика: линзы, сетки, шкалы
Средняя	Свыше 0,02 до 0,05	h8	d9	H9	Линзы окуляров
		e9	c11	H8	Оптика телескопических приборов, сетки, шкалы
		f9; e8		H9	
Пониженная	Свыше 0,05	d11	—	H11	Конденсорные линзы, светофильтры, плоские зеркала, защитные стекла

посадочная резьба, с помощью которых обеспечивается точная установка объектива в корпус.

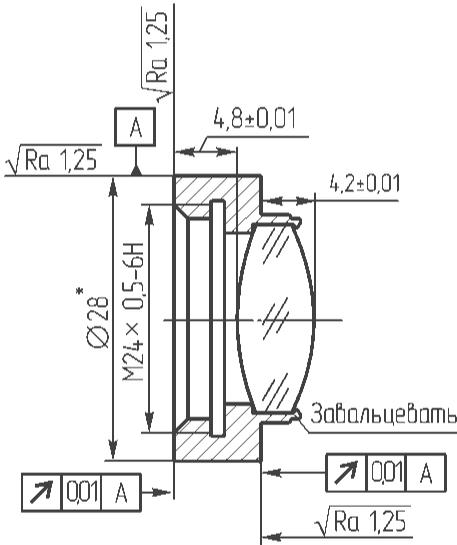
В конструкции оптического узла (рис. 5.2) линза установлена в оправе по посадке H7/f7. Высокая точность центрирования обеспечивается обточкой по диаметру $\varnothing 28$ мм для получения соединения с зазором 0,01 ... 0,02 мм при сборке после закрепления линзы.

На рис. 5.3 приведены примеры посадок в объективах с промежуточными и пружинным кольцами.

Рис. 5.1. Крепление блока линз в конструкции фотообъектива



* Расточить по линзе с зазором 0,01...0,02



* Расточить по корпусу с зазором 0,01...0,02

Рис. 5.2. Крепление линзы в оправе завальцовкой

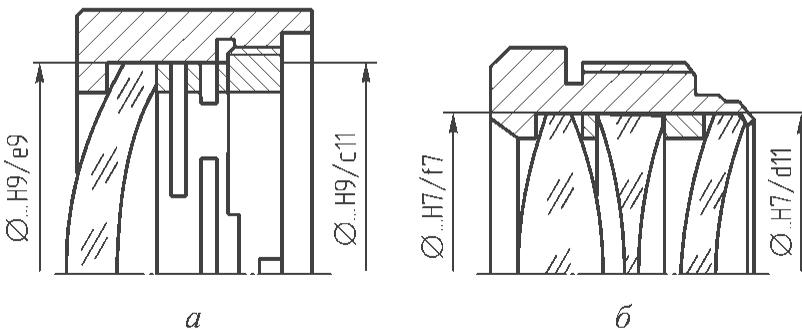


Рис. 5.3. Крепление линз с помощью пружинного (а) и промежуточных (б) колец

Для крепления зеркал призм и других подобных элементов посадки, как правило, не регламентируются, поскольку их крепление осуществляют с применением эластичных прокладок. Поля допусков на линейные размеры указанных элементов обычно назначают по $h12$, в ответственных случаях — по $h11$, а в отдельных случаях — по $\pm js12$.

Посадки отдельных типовых оптических элементов, выполненных в виде самостоятельных узлов, регламентируются с целью обеспечить их взаимозаменяемость. Например, окуляры имеют гладкий посадочный диаметр $\varnothing 23 f9$, а отверстие, в которое они установлены, — $\varnothing 23,2 H11$.

Более подробные сведения по выбору полей допусков для оптических деталей и узлов даны в [2, 3, 8 — 11].

Контрольные вопросы

1. Какие посадки используют для соединения оптических деталей с механическими и что учитывают при их выборе?
2. Приведите примеры применения посадок для установки круглых оптических деталей в оправу.
3. Каковы особенности при выборе полей допусков при креплении призм и плоских зеркал?
4. Зачем при установке линз используют метод пригонки?

6. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С УЧЕТОМ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ СОЕДИНЯЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ

Установленные в стандартах допусков и посадок отклонения размеров деталей соответствуют температуре 20 °С. В реальных условиях температурный режим, в котором могут находиться изделия при работе, хранении и перевозке, изменяется в интервале ±50 °С и более. Например, изделия, работающие в условиях холодного климата или вне герметизированных кабин ЛА, могут охлаждаться до –60 °С и ниже, а расположенные вблизи двигателя — нагреваться до 80 °С и выше.

При изменении температуры наблюдается как увеличение, так и уменьшение размеров деталей, зазоров и натягов, что может сказаться на работоспособности изделий, если при проектировании не принять необходимых мер. Среди таких мер наиболее эффективными являются рациональный выбор посадок, материалов, более точное определение рабочего диапазона значений температуры для каждого элемента.

Предельные зазоры или натяги при температуре $t, ^\circ\text{C}$, определяют по формулам

$$S'_{\max(\min)} = S_{\max(\min)} + \Delta S_t; \quad (6.1)$$

$$N'_{\max(\min)} = N_{\max(\min)} + \Delta N_t, \quad (6.2)$$

где $S'_{\max(\min)}$ и $N'_{\max(\min)}$ — максимальный (минимальный) рабочий зазор и натяг (зазор и натяг в рабочем состоянии соединения); $S_{\max(\min)}$, $N_{\max(\min)}$ — максимальный (минимальный) сборочный зазор и натяг (зазор и натяг в соединении при сборке); ΔS_t и ΔN_t — изменение зазора и натяга, вызванное отличием рабочей температуры деталей соединения от сборочной.

Изменения ΔS_t и ΔN_t рассчитывают по формулам

$$\Delta S_t = D(d) [\alpha_D (t_D - t_0) - \alpha_d (t_d - t_0)]; \quad (6.3)$$

$$\Delta N_t = D(d) [\alpha_d (t_d - t_0) - \alpha_D (t_D - t_0)], \quad (6.4)$$

где $D(d)$ — номинальный размер соединения; α_d , α_D — коэффициенты линейного расширения материалов вала и детали с от-

верстием; t_D , t_d — рабочие температуры детали с отверстием и вала; t_0 — температура окружающей среды при сборке.

Анализ формул (6.1) — (6.4) показывает, что изменение температурных условий по-разному сказывается на посадках. Например, для соединений, которые образуются элементами, изготовленными из материалов с разными коэффициентами линейного расширения (при $\alpha_D > \alpha_d$), понижение температуры приводит к уменьшению зазоров и увеличению натягов, а при повышении температуры имеет место обратное явление. Поэтому при выборе посадок разработчику следует обратить внимание на обеспечение S'_{\min} и N'_{\max} в первом случае и S'_{\max} и N'_{\min} — во втором.

Если посадка предварительно выбрана (например, при $t_0 = 20^\circ\text{C}$), то определяют значение $S'_{\max(\min)}$ или $N'_{\max(\min)}$, сравнивают его с допустимым по условиям эксплуатации и делают вывод о пригодности этой посадки. Если при расчетах получается, что $S'_{\max(\min)} < 0$, это свидетельствует о натяге в соединении, а при $N'_{\max(\min)} < 0$ — о зазоре.

Если разработчику заранее заданы предельные зазоры (натяги) при температуре эксплуатации $S'_{\max(\min)}$ ($N'_{\max(\min)}$), то, предварительно вычислив изменение зазора (натяга), устанавливают сборочные зазоры (натяги) $S_{\max(\min)}$ ($N_{\max(\min)}$), по которым подбирают необходимую стандартную посадку. Если при этом не удастся найти подходящую посадку (например, из-за значительного сокращения допусков), то следует рассмотреть возможность замены материалов другими, имеющими близкие коэффициенты линейного расширения или ограничения температурного режима эксплуатации изделия (например, за счет обогрева, охлаждения и т. д.), или перемену материалов.

При работе оптического узла в условиях перепада температур обоснованность выбора посадки следует проверить на отсутствие возможности появления натяга при максимально возможной температуре эксплуатации.

Коэффициенты линейного расширения $\alpha \cdot 10^7$ для некоторых марок оптического стекла в интервалах температур $-60 \dots +20^\circ\text{C}$ и $20 \dots 120^\circ\text{C}$ имеют следующие значения: К8 — 68(76), БК4 — 74(80), ТК2 — 64(70), КФ4 — 63(71), ЛФ5 — 67(72), Ф1 — 71, ТФ4 — 77(82); для оптического кварцевого стекла марок КИ, КВ, КУ — 2(5). Оправы для крепления круглой оптики обычно

изготавливают из алюминиевых сплавов Д1, Д16, латуней Л63, ЛС59-1, сталей (20, 40, 45, 50) и титановых сплавов. Коэффициенты линейного расширения для таких материалов в 2...3 раза больше, чем у стекол, поэтому опасность температурных деформаций велика (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Физико-механические свойства материалов

Вид и марка материала	$\alpha \cdot 10^6, \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$	$E, \text{ МПа}$	$\sigma_T, \text{ МПа}$	$\sigma_B, \text{ МПа}$
Сталь 20	10,6... 12,4	$(2 \dots 2,2)10^5$	250	450
Сталь 40, 45	10,6... 12,4	$(2 \dots 2,2)10^5$	580... 600	800... 900
Сталь 40Х, 40ХН	10,6... 12,4	$(2 \dots 2,2)10^5$	800... 850	1000
Сталь У10, У10А	10,6... 12,4	$(2 \dots 2,2)10^5$	350	650
Латунь ЛС59-1	18,5... 19,2	93 000	140	400
Бронза БрАЖ9-4	19,8	—	—	400... 450
Алюминиевые сплавы:				
Д16Т	22,7	72 000	280	470
АЛ2	21,1	—	—	147... 157

При очень жестких температурных условиях работы, а также при больших размерах оправ применяют титановые сплавы, коэффициенты линейного расширения которых ($\alpha = (81,5 \pm 1,5)10^{-7} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$) близки к коэффициентам линейного расширения стекла.

Пример 6.1. Для цилиндрической направляющей средней точности диаметром $\varnothing 65$ мм выбрана посадка Н7f7. Проверить обоснованность такого выбора, если направляющая эксплуатируется при температуре $t = \pm 50 \text{ } ^\circ\text{C}$. Материал охватываемой детали — латунь (коэффициент линейного расширения $\alpha_D = 19,2 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$), охватываемой — сталь ($\alpha_d = 11,8 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$).

Решение. Для условий задачи ($\alpha_D > \alpha_d$) рекомендуется проверку пригодности посадки с зазором вести по минимальному зазору S'_{\min} при $t = -50^\circ\text{C}$. Определим минимальный зазор в соединении при температуре сборки направляющей $t_0 = 20^\circ\text{C}$. По формуле (2.4) и табл. 1.7 получим $\varnothing 65\text{H7} = \varnothing 65^{+0,03}$ и $\varnothing 65\text{f7} = 65_{-0,06}^{-0,03}$, $S_{\min} = EI - es = 0 - (-0,03) = 0,03$ мм. Используя формулы (6.1) и (6.3), найдем минимальный зазор при температуре $t = -50^\circ\text{C}$:

$$S_{\min}(-50^\circ\text{C}) = 0,03 + 65[19,2 \cdot 10^{-6}(-50 - 20) - 11,8 \cdot 10^{-6}(-50 - 20)] = -0,0037 \text{ мм} = -3,7 \text{ мкм.}$$

Расчеты показывают, что в направляющей при $t = -50^\circ\text{C}$ возникает натяг $N = 3,7$ мкм (так как $S_{\min} < 0$), т. е. возможно заклинивание направляющей. Следовательно, принятая посадка не удовлетворяет эксплуатационным требованиям, поэтому конструктор должен рассмотреть посадку типа H7/e7, провести аналогичные расчеты и принять окончательное решение. ■

Контрольные вопросы

1. Как учитывается влияние изменения температурного режима на выбор посадок?
2. Как обеспечивается работоспособность оптических узлов при жестких температурных условиях?
3. Какие материалы используют для оправы круглых оптических деталей?

7. НАЗНАЧЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ И СОЕДИНЕНИЙ

Для обеспечения надежной работы ПУ и его узлов недостаточно выдержать заданные размеры (с соответствующими допусками) элементов, образующих соединение, поскольку качественные и эксплуатационные характеристики соединения, внешний вид, а также его стоимость существенно зависят от параметров шероховатости сопрягаемых поверхностей.

При неподвижных посадках недостаточно чистая обработка поверхности приводит к уменьшению натяга и ослаблению соединения при ударах и вибрациях, нарушению герметичности, а в подвижных соединениях вызывает усиленный износ и увеличение зазоров в начальный период эксплуатации, что является причиной интенсивной коррозии.

При одной и той же высоте неровностей поверхности большое влияние на износ оказывает направление следов обработки. Например, при сухом трении износ больше, если направление следов перпендикулярно направлению относительного движения деталей. Следует отметить также, что слишком высокая чистота обработки поверхностей может вызвать в подвижных соединениях схватывание и отрыв частиц поверхности. Оптимальная чистота поверхности должна быть близкой к полученной в результате приработки.

Допуск натягов и зазоров увеличивается с увеличением размеров детали, а высота неровностей не зависит от размера обрабатываемой детали. Следовательно, при увеличении размеров относительное влияние шероховатости уменьшается.

Параметры шероховатости (рис. 7.1) регламентированы по ГОСТ 2789 — 73, в котором использованы следующие обозначения: Rz — высота неровностей профиля по десяти точкам; Ra — среднее арифметическое отклонение профиля; R_{max} — наибольшая высота неровностей (расстояние от линии выступов до линии впадин); S — средний шаг неровностей профиля по вершинам; Sm — средний шаг неровностей по средней линии; t_p — относительная опорная длина профиля на уровне p (характеризует фактическую площадь контакта). Значения параметров выбирают по рис. 7.2.

Параметры шероховатости оценивают в пределах базовой длины l , которую устанавливают с учетом эксплуатационных показателей поверхности (см. рис. 7.2). В дополнение к количественным параметрам в некоторых случаях целесообразно нормировать направление неровностей, например для обеспечения необходимой виброустойчивости и прочности при циклических нагрузках, а также для трущихся поверхностей. Например, наименьший момент трения и износ возникают, когда направление неровностей не совпадает с направлением движения. При необходимости конструктор также устанавливает способ или последовательность получения (обработки) поверхностей, если он является единственным для обеспечения ее заданного качества.

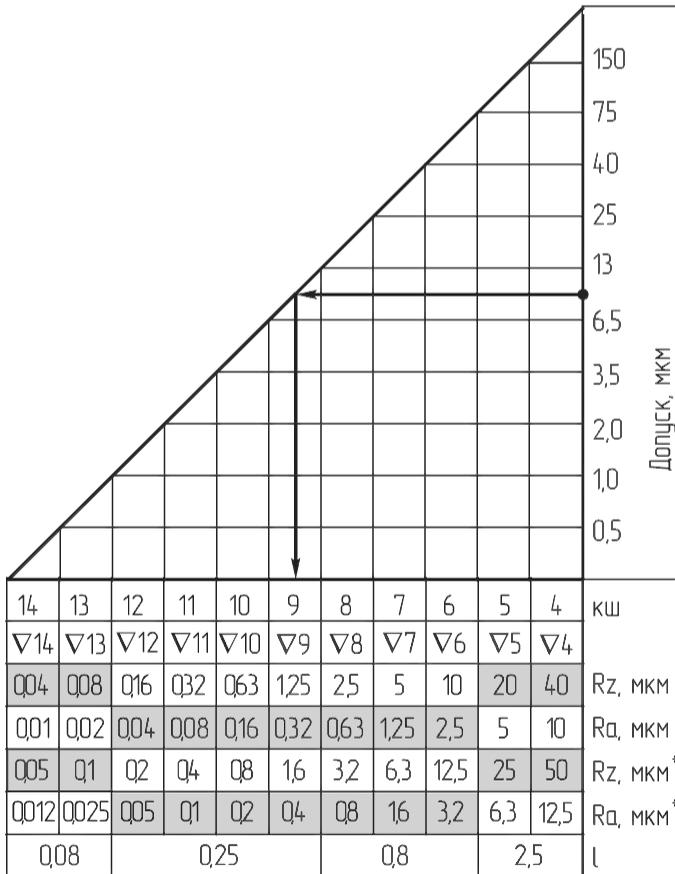


Рис. 7.2. Номограмма для определения классов и параметров шероховатости в зависимости от величин допусков на размер:

*, ■ — предпочтительного применения; кш — классы шероховатости, приведены для ориентировки в ранее разработанной документации

Параметры шероховатости распространяются на все виды материалов, кроме древесины и других материалов, имеющих ворсистость.

Параметр Ra более полно оценивает шероховатость, поэтому его применение является предпочтительным. Параметры Rz и R_{\max} указывают тогда, когда необходимо ограничить высоту неровностей и когда контроль параметра Ra затруднен из-за малых размеров (например, оптические поверхности, детали часовых механизмов и т. д.). Зоны предпочтительного применения параметров Ra и Rz указаны на рис. 7.2.

В ГОСТ 2789 — 73 не предусмотрены указания по выбору параметров шероховатости. В связи с этим при их назначении разработчик обычно руководствуется практикой работы своей отрасли промышленности.

Нормируемые параметры шероховатости устанавливают в зависимости от требуемых эксплуатационных свойств соединения:

- для обеспечения износостойкости назначают Ra (Rz), t_p , направление неровностей;
- виброустойчивости — Ra (Rz), t_p , Sm , S , направление неровностей;
- прочности — Ra (Rz);
- герметичности — Ra (Rz), R_{\max} , t_p ;
- жесткости — Ra (Rz), t_p ;
- сопротивления в волноводах — Ra (Rz), Sm , S ;
- прочности при циклических нагрузках — Ra (Rz), t_p .

Численные значения шероховатости выбирают в зависимости от назначения и условий работы узла.

Например, шероховатости типовых рабочих поверхностей направляющих с трением скольжения назначают в пределах $Ra = 0,1 \dots 1,6$ мкм; направляющих с фторопластовыми стержнями $Ra = 0,04 \dots 0,16$ мкм; направляющих с трением качения $Ra = 0,08 \dots 0,32$ мкм. Для цилиндрических опор скольжения $Ra = 0,04 \dots 1,25$ мкм; отверстий под подшипники качения $Ra = 0,32 \dots 1,25$ мкм; посадочных поверхностей оптических элементов $Ra = 1,25 \dots 2,5$ мкм; поверхностей разъема корпусов, посадочных отверстий для установки двигателей, потенциометров, стоек $Ra = 1,25$ мкм.

В типовых неразъемных соединениях, полученных сборкой под прессом, шероховатости поверхности назначают: для отверстия с полем допуска Н7 при $\varnothing 1 \dots 10$ мм $Ra = 0,63 \dots 0,32$ мкм;

при $\varnothing 10 \dots 80$ мм $Ra = 1,25 \dots 0,63$ мкм; для валов $\varnothing 1 \dots 10$ мм с полями допусков $r6, r6, s6, t7, u7$ $Ra = 0,32 \dots 16$ мкм и $Ra = 0,63 \dots 0,32$ мкм (для размеров $10 \dots 80$ мм).

Малую шероховатость поверхности бывает необходимо использовать под покрытие для придания красивого внешнего вида детали или удобства содержания поверхностей в чистоте.

При повышенных требованиях к качеству сборки и эксплуатации изделия, учитывая, что допуски размеров, формы и параметры шероховатости взаимосвязаны, максимальные значения Ra и Rz определяют по следующим соотношениям: при $T_{\phi}/T_p = 60\%$ (уровень *A*) $Ra \leq 0,05T_p$, $Rz \leq 0,2T_p$; при $T_{\phi}/T_p = 40\%$ (уровень *B*) $Ra \leq 0,025T_p$, $Rz \leq 0,1T_p$; при $T_{\phi}/T_p = 25\%$ (уровень *C*) $Ra \leq 0,012T_p$, $Rz \leq 0,05T_p$. Здесь T_{ϕ} , T_p — допуски формы и размера; *A*, *B*, *C* — уровни относительной геометрической точности; полученные значения Ra и Rz округляют до значений ряда $Ra 10$ (см. рис. 7.2).

Шероховатость поверхности отверстия обычно назначают на один-два класса ниже, чем шероховатость поверхности сопрягаемого с этим отверстием вала, что объясняется большей трудоемкостью обработки отверстия, чем вала. Кроме того, для малых размеров требования к качеству поверхности выше, чем для больших, поскольку относительное влияние шероховатости с уменьшением размеров растет.

Ориентировочно числовые значения параметров шероховатости можно определить с помощью номограммы на рис. 7.2, задаваясь допуском.

При разработке надежных и экономичных узлов конструктор должен четко представлять способы достижения требуемой шероховатости.

Приведем числовые значения параметра Ra , получаемые в наиболее распространенных технологических процессах обработки деталей, изготавливаемых из сталей, латуней и алюминиевых сплавов: сверление (\varnothing до 15 мм) — $3,2 \dots 12,5$; фрезерование чистовое — $3,2 \dots 6,3$; строгание чистовое — $3,2 \dots 6,3$; точение чистовое — $1,6 \dots 3,2$; точение алмазное — $0,4 \dots 0,8$; развертывание чистовое — $1,6 \dots 3,2$; развертывание тонкое — $0,4 \dots 0,8$; шлифование чистовое (кроме алюминиевых сплавов) — $0,8 \dots 1,6$; полирование обычное — $0,2 \dots 1,6$; литье под давлением (для алюминиевых и магниевых сплавов) — $0,8 \dots 6,3$; прессование из пластмасс — $0,2 \dots 3,2$.

Более подробные сведения о возможностях этих технологических процессов приведены в [5, 9, 10, 12, 13].

При выборе стандартных посадок на основе эксплуатационных натягов $N_{\max(\min)}$ и зазоров $S_{\max(\min)}$ должны выполняться следующие условия:

для посадок с зазором

$$S_{\min}^T \geq S_{\min} \text{ и } S_{\max}^T \leq S_{\max}; \quad (7.1)$$

для посадок с натягом

$$N_{\min}^T \geq N_{\min} \text{ и } N_{\max}^T \leq N_{\max}. \quad (7.2)$$

Эксплуатационные зазоры (с учетом износа)

$$S_{\max(\min)} = S_{p \max(\min)} - u_1, \quad (7.3)$$

где $S_{p \max(\min)}$ — максимальный (минимальный) расчетный зазор.

Эксплуатационные натяги рассчитываются по формуле (3.1).

Поправки на наличие микронеровностей для натягов и зазоров соответственно

$$u = 1,2(Rz_1 + Rz_2) \approx 5(Ra_1 + Ra_2); \quad (7.4)$$

$$u_1 = 2(Rz_1 + Rz_2) \approx 8(Ra_1 + Ra_2). \quad (7.5)$$

Здесь Rz_1, Rz_2, Ra_1, Ra_2 — высоты микронеровностей поверхностей сопрягаемых деталей.

Введение поправок связано с тем, что при запрессовке часть неровностей поверхности срезается, в результате чего действительный натяг уменьшается, а при посадках с зазором — для компенсации износа при эксплуатации.

Обозначение шероховатости поверхности в конструкторской документации. Шероховатость поверхности обозначают по ГОСТ 2.309—73 (изд. 2007 г.). Знак шероховатости имеет три начертания: $\sqrt{\quad}$, $\nabla\sqrt{\quad}$, $\ominus\sqrt{\quad}$.

Знаком $\sqrt{\quad}$ обозначают шероховатость поверхности, вид обработки которой не устанавливается.

Знак $\nabla\sqrt{\quad}$ используют в тех случаях, когда поверхность должна быть образована с удалением слоя материала. Если способ обработки материала является единственным для получения необходимого качества, то над знаком указывают способ обработки (полировать, шабрить и т. п.).

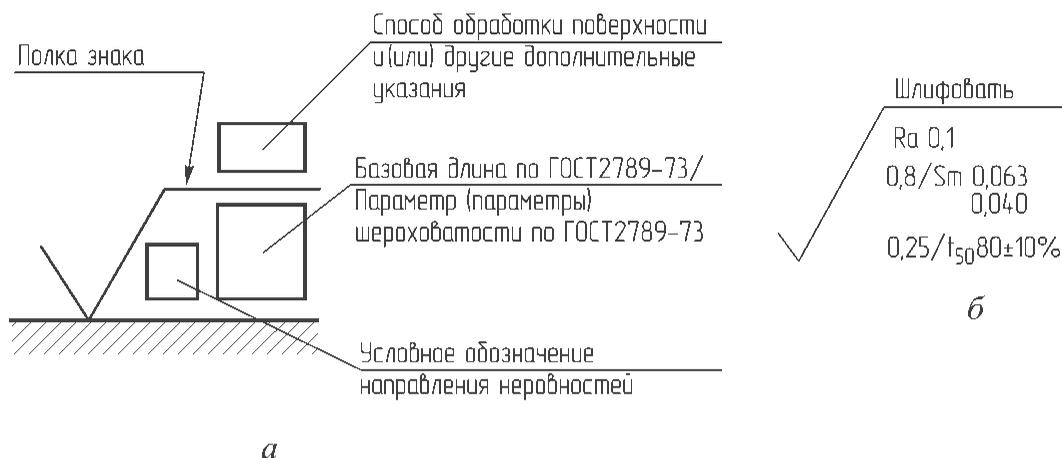


Рис. 7.3. Обозначение параметров шероховатости по ГОСТ 2.309—73 (а) и пример обозначения (б)

Знаком  обозначают шероховатость поверхности, которую получают без удаления слоя материала (литье, штамповка и т. п.) или не обрабатывают по данному чертежу (в состоянии поставки).

Обозначение параметров шероховатости приведено на рис. 7.3 (современная редакция ГОСТ 2.309—73).

Число параметров шероховатости определяется конструктором в зависимости от назначения соединения. При указании двух и более параметров шероховатости их значения записывают сверху вниз в следующем порядке: параметр высоты неровностей профиля Rz или Ra , R_{max} , параметр шага неровностей Sm или S и относительная опорная длина t_p . Указываемые на чертеже значения Rz или Ra являются верхними предельными значениями или нижними — Ra_{min} .

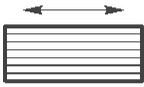
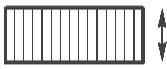
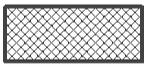
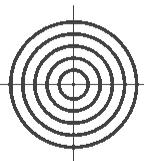
Базовую длину l указывают в случае несовпадения со стандартом. Ее наносят перед соответствующим параметром и отделяют от него наклонной линией. На полке знака указывают вид обработки поверхности. Знак направления неровностей указывают в случае, когда оно влияет на функциональные свойства поверхностей (табл. 7.1).

Следует отметить, что при разработке конструкторской документации детали на чертежах изображают с теми размерами и параметрами шероховатости, какие они должны иметь при поступлении на сборку.

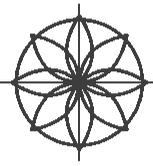
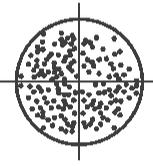
Если по условиям эксплуатации необходимо ограничить максимальное значение параметра шероховатости, то его чис-

Таблица 7.1

Типы и обозначение неровностей по ГОСТ 2.309—73

Тип направления неровностей	Обозначение	Схематическое изображение	Пояснение
Параллельное			Параллельные линии, изображающие на чертеже поверхность, к шероховатости которой устанавливаются требования
Перпендикулярное			Перпендикулярные линии, изображающие на чертеже поверхность, к шероховатости которой устанавливаются требования
Перекрещивающееся			Перекрещивание в двух направлениях наклонно к линии, изображающей на чертеже поверхность, к шероховатости которой устанавливаются требования
Произвольное			Различные направления по отношению к линии, изображающей на чертеже поверхность, к шероховатости которой устанавливаются требования
Кругообразное			Приблизительно кругообразно по отношению к центру поверхности, к шероховатости которой устанавливаются требования

Окончание табл. 7.1

Тип направления неровностей	Обозначение	Схематическое изображение	Пояснение
Радиальное			Приблизительно радиально по отношению к центру поверхности, к шероховатости которой устанавливаются требования
Точечное			На поверхности допускаются точечные углубления, возникающие, например, при электроэрозионной обработке

ловое значение указывают без предельных отклонений, например $\sqrt{Ra32}$ (параметр Ra не должен превышать 32 мкм). Если необходимо ограничить наименьшее значение параметра, то после обозначения указывают \min , например $\sqrt{Rz20_{\min}}$. Если кроме наибольшего значения параметра шероховатости необходимо ограничить и его наименьшую величину, то указывают оба предельных значения в две строки — сверху наибольшее, снизу — наименьшее, например $Ra_{0,4}^{0,8}; t_{30}^{70}; Sm_{0,040}^{0,063}$. Возможен и другой способ, когда указывается номинальное значение параметра и возможное отклонение от него (одностороннее или симметричное), например $Ra 20 \pm 10\%$, $Sm 0,63^{+20\%}$, $Rz 50_{-10\%}$.

Обозначение шероховатости на чертежах показано на рис. 7.3, б и 7.4. На рис. 7.3, б показано полное обозначение шероховатости поверхности, которую обрабатывают шлифованием. Среднее арифметическое отклонение Ra ограничивается величиной 0,1 мкм, средний шаг микронеровностей Sm нормируется в диапазоне 0,040... 0,063 мкм в пределах базовой длины $l = 0,8$ мм. Относительная опорная длина профиля $t_{50} = 80 \pm 10\%$ нормируется на уровне сечения профиля $p = 50\%$ и базовой длине $l = 0,25$ мм.

При назначении одинаковой шероховатости для всех поверхностей ее обозначение указывают в правом верхнем углу чертежа и на изображение детали не наносят (рис. 7.4, а).

При указании одинаковой шероховатости для части поверхностей (рис. 7.4, б) в правом верхнем углу чертежа помещают обозначение одинаковой шероховатости и условное обозначение (\checkmark). Это означает, что все поверхности, на которых не указано обозначение шероховатости, должны иметь шероховатость, указанную перед знаком \checkmark .

Если шероховатость одной и той же поверхности различна на отдельных участках, то ее обозначают, как показано на рис. 7.4, г.

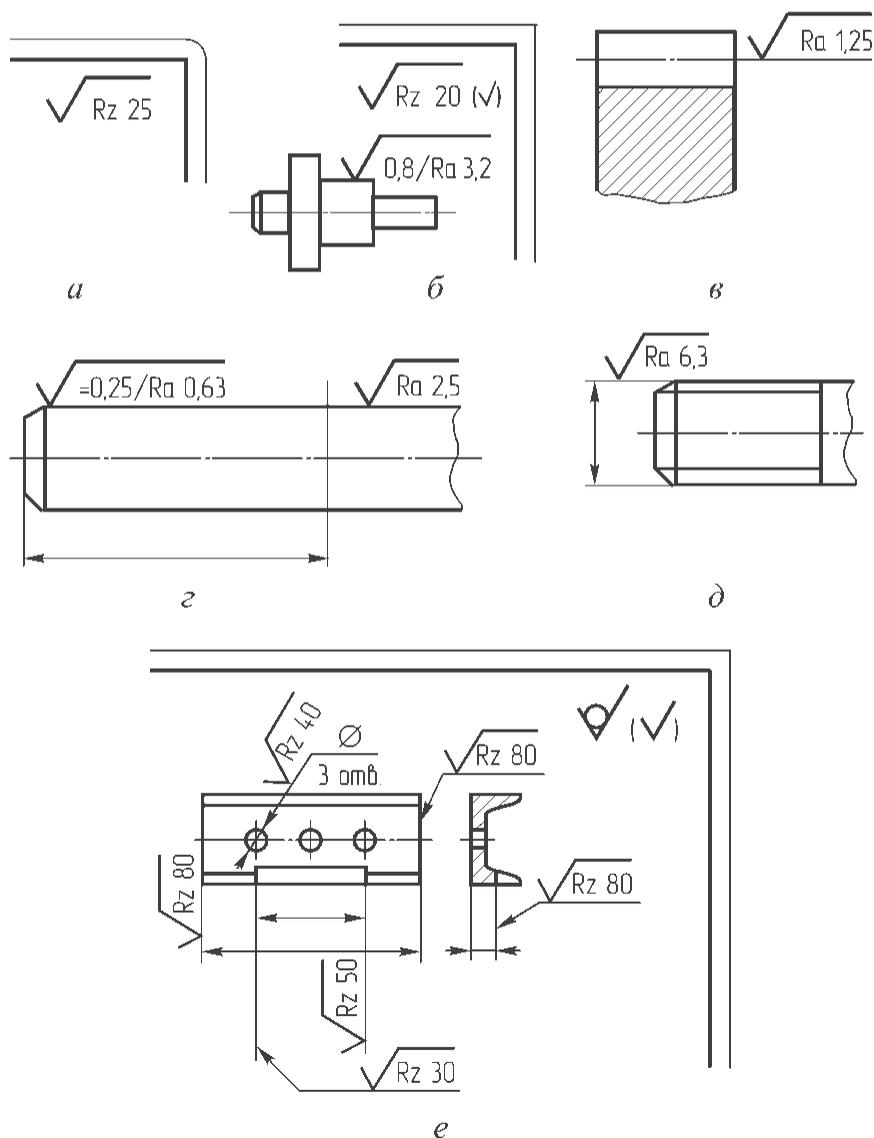


Рис. 7.4. Примеры обозначения параметров шероховатости на чертежах

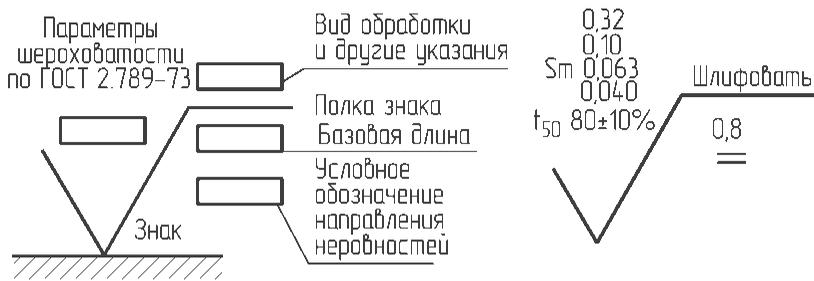


Рис. 7.5. Обозначение параметров шероховатости по ГОСТ 2.309—73*

Обозначение шероховатости рабочих поверхностей зубчатых колес указывают на линии делительного диаметра (рис. 7.4, в), для резьб — на выносной линии размера резьб (рис. 7.4, д).

На рис. 7.4, е показано обозначение шероховатости поверхности, когда часть поверхностей по данному чертежу не обрабатывают. В этом случае в правом верхнем углу указывают соответствующий знак, а на обрабатываемых поверхностях указывают требуемую шероховатость. При рассмотрении чертежа следует обратить внимание на возможные варианты расположения обозначения шероховатости.

Отметим, что разработчику необходимо не только знать порядок обозначения шероховатости согласно действующим стандартам, но и иметь полное представление о том, как она обозначалась ранее. Это позволит при разработке конструкций использовать накопленный ранее опыт.

На рис. 7.5 приведено обозначение шероховатости предыдущей редакции ГОСТа. Для обозначения шероховатости использовались знаки: \surd , \surd , \surd , \surd . Главное различие стандартов заключается в знаке обозначения шероховатости и размещении параметров шероховатости: ранее параметр Ra указывался без символа. Если шероховатость обозначалась только ее параметрами, то использовался знак \surd без полки. Знак с полкой применялся тогда, когда надо было указать вид обработки или базовую длину. В табл. 7.2 приведены обозначения шероховатости по предыдущей и современной редакции ГОСТа.

Пример 7.1. В результате расчета установлено, что надежная работа цилиндрической опоры скольжения редуктора обеспечивается при

Таблица 7.2

Обозначение параметров шероховатости

ГОСТ 2.309—73*	ГОСТ 2.309—73	ГОСТ 2.309—73*	ГОСТ 2.309—73
$\sqrt{2,5}$	$\sqrt{Ra_{2,5}}$	$Rz_{0,2} \sqrt{0,8}$	$\sqrt{= 0,8/Rz_{0,2}}$
$\sqrt[2,5]{\circ}$	$\sqrt[2,5]{\circ} Ra_{2,5}$	Rz_{20}	$\sqrt{Rz_{20}}$
Rz_{50min}	$\sqrt{Rz_{50min}}$	$0,8$ $0,4$	$\sqrt{Ra_{0,4}^{0,8}}$
Rz_{40} $\sqrt{(\checkmark)}$	$\sqrt{Rz_{40} (\checkmark)}$	$1 \pm 20 \%$	$\sqrt{Ra_{\pm 20 \%}}$
$0,025$ полировать \sqrt{M}	полировать $\sqrt{MRa_{0,025}}$	$0,8$ $t_{40} 60$ $\sqrt{2,5}$	$\sqrt{Ra_{2,5/t_{40} 60}^{0,8}}$

предельных зазорах $S_{min} = 38$ мкм и $S_{max} = 100$ мкм. Номинальный диаметр соединения $\varnothing = 50$ мм. Определить шероховатости поверхностей опоры скольжения и подобрать стандартную посадку.

Решение. Согласно рекомендациям, для цилиндрических опор скольжения выберем шероховатости поверхностей отверстия подшипников $Ra = 1,25$ мкм, цапфы $Ra = 0,63$ мкм.

Определим эксплуатационный зазор по формулам (7.3), (7.4):
 $S_{min} = 38 - 8(1,25 + 0,63) = 23$ мкм; $S_{max} = 100 - 8(1,25 + 0,63) = 85$ мкм.

В п. 3.3 Для опор скольжения рекомендуется применять посадки $H7/f7$; $H8/d9$; $H7/e7$; $H8/e8$. Выберем из указанных посадок $H7/f7$. Для нее $S_{min}^T = 25$ мкм, $S_{max}^T = 75$ мкм; для $50f7 es = -25$ мкм, $ei = -50$ мкм; для $H7 EI = 0$, $ES = +25$ мкм.

Поскольку условие (7.1) выполняется, намеченная посадка подходит. ■

Контрольные вопросы

1. Как влияет шероховатость поверхности на эксплуатационные показатели изделия?
2. Какие показатели применяют для нормирования параметров шероховатости и как их принято обозначать в КД?

3. В каких случаях шероховатость поверхности целесообразно нормировать показателем Ra или Rz ?
4. Какие знаки шероховатости используют для обозначения вида обработки поверхности в КД?
5. Как обозначают требования к шероховатости поверхности при одновременном указании нескольких параметров?
6. Укажите основные различия в обозначениях шероховатостей в КД в новой и прежней редакциях ГОСТ 2.309—73.
7. Какие соображения учитывают при назначении числовых значений параметров шероховатости?
8. Как учитывают шероховатость поверхностей при выборе посадок с зазором и натягом?
9. Приведите примеры обозначения шероховатости на чертежах.
10. Каким образом на чертежах указывают единственный способ, обеспечивающий получение необходимого качества поверхности?
11. В каких случаях указывают требование к шероховатости поверхности в правом верхнем углу чертежа?

8. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО НАЗНАЧЕНИЮ ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

При изготовлении деталей возникают погрешности не только линейных размеров, но и геометрической формы, а также погрешности в относительном расположении осей, поверхностей и конструктивных элементов деталей. Эти погрешности могут оказывать вредные воздействия на работу изделия. Например, если торец втулки (см. рис. 3.2, *e*) не перпендикулярен поверхности корпуса, то износ опоры скольжения при действии осевой нагрузки будет неравномерен; перекос колец подшипников увеличивает трение и уменьшает долговечность подшипника. Неточное изготовление посадочных поверхностей валов и зубчатых колес сказывается на точности и плавности передачи.

Для ослабления вредных воздействий, вызываемых погрешностями изготовления и базирования, разработчик ограничивает возможные отклонения формы и расположения поверхностей допусками, предусмотренными ГОСТ 24643 — 81. Виды отклонений формы и расположения поверхностей и их условные обозначения приведены в табл. 8.1 по ГОСТ 24642 — 81.

В основу измерения отклонений формы поверхностей деталей положен принцип прилегающих поверхностей, профилей и прямых. Отклонение формы определяют как наибольшее расстояние от точек реальной поверхности (профиля) до прилегающей поверхности (профиля) на длине нормируемого участка (рис. 8.1, *a — d*).

Для цилиндрических деталей учитывают отклонения от круглости (в поперечном сечении; частные случаи этого вида отклонений — овальность и огранка), цилиндричности (наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра). Отклонение от цилиндричности включает в себя отклонение от круглости профиля продольного сечения (частные случаи: конусообразность, седлообразность).

Отклонения расположения поверхностей, прямых и осей определяют относительно базовых плоскостей, прямых и осей. Отклонение от соосности осей рассматривают относительно оси базовой поверхности или общей оси и ограничивают допусками в диаметральном или радиусном выражении. Аналогично определяют отклонения и допуск симметричности, но вместо оси

Таблица 8.1

Обозначение допусков формы и расположения поверхностей

Допуск формы	Знак	Допуск расположения	Знак	Суммарный допуск	Знак
Прямолинейность	—	Параллельность	//	Радиальное или торцевое биение	
Плоскостность		Перпендикулярность	⊥	Полное радиальное или торцевое биение	
Круглость Цилиндричность	○ 	Наклон Соосность	 ◎	Форма заданной поверхности	
Профиль продольного сечения	≡	Симметричность Пересечение осей Позиционный допуск	 ⊗ ⊕	Форма заданного профиля	

рассматривают базовую или общую плоскость симметрии; отклонение от параллельности — разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний между прилегающими поверхностями в пределах нормируемого участка; отклонение от перпендикулярности — отклонение угла между плоскостями или плоскостью и осью, выраженное в линейных единицах Δ на длине нормируемого участка l (рис. 8.1, $e - u$).

Из суммарных допусков формы и расположения наиболее часто указывают допуски радиального и торцевого биений. Радиальное биение — результат проявления эксцентриситета и отклонений от круглости — определяют как разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля до базовой оси. Торцевые биения — разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцевой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси (см. рис. 8.1, u).

Плоские поверхности детали характеризуются отклонениями от плоскости и прямолинейности. Отклонения от плоскости определяются наибольшим расстоянием точек детали от прилегающей плоскости (Δ). Отклонение от прямолинейности Δ рассматривается как отклонение от прямой линии поверхности детали в заданном направлении. Частными видами отклонения от прямолинейности являются вогнутость и выпуклость.

Кроме радиального и торцевого биения в стандарт введены полное радиальное и полное торцевое биения. Первое применяется для нормирования цилиндрических поверхностей и ограничивает суммарное отклонение от цилиндричности и соосности; второе относится к плоским торцевым элементам и ограничивает суммарное отклонение их от плоскостности и перпендикулярности (рис. 8.1, *к*).

При нормировании допусков формы и расположения поверхностей учитывают, что допуск на размер T_p ограничивает одновременно и отклонения формы, т. е. любые отклонения формы годных деталей не могут превзойти допуск на размер. Поэтому допуски формы и расположения назначают отдельно только в тех случаях, когда к ним предъявляются более жесткие или менее жесткие требования.

Примером менее жесткого ограничения отклонений формы являются кольца подшипников качения, овальность которых может превышать допуск, и только средний из измеренных размеров диаметра кольца должен лежать в пределах допуска. К посадочным поверхностям валов и отверстий под подшипники предъявляют более жесткие требования к отклонениям формы. Это связано с тем, что кольца подшипников очень податливы и поэтому при соединении с посадочными поверхностями валов принимают форму последних.

Допуски формы и расположения назначают по табл. 8.2 — 8.5. В приборостроении используют 12 степеней точности из 16 предусмотренных ГОСТ 24643 — 81. Рекомендуется выбирать степень точности с учетом уровня относительной геометрической точности.

В зависимости от соотношения между допуском формы T_f и допуском размера T_p установлены три уровня точности: уровень нормальной точности *A* ($T_f/T_p = 60\%$), уровень повышенной точности *B* ($T_f/T_p = 40\%$) и уровень высокой точности *C* ($T_f/T_p = 25\%$).

Таблица 8.2

Допуски радиального биения и полного радиального биения, соосности, симметричности, пересечения осей в диаметральном выражении, мкм

Интервал номинальных размеров, мм		Степень точности											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Свыше	До												
—	3	0,8	1,2	2,0	3	5	8	12	20	30	50	80	120
3	10	1,0	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
10	18	1,2	2,0	3,0	5	8	12	20	30	50	80	120	200
18	30	1,6	2,5	4,0	6	10	16	25	40	60	100	160	250
30	50	2,0	3,0	5,0	8	12	20	30	50	80	120	200	300
50	120	2,5	4,0	6,0	10	16	25	40	60	100	160	250	400

Таблица 8.3

Допуски плоскостности и прямолинейности, мкм

Интервал номинальных размеров, мм		Степень точности											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Свыше	До												
—	10	0,25	0,4	0,6	1,0	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
10	16	0,3	0,5	0,8	1,2	2,0	3,0	5	8	12	20	30	50
16	25	0,4	0,6	1,0	1,6	2,5	4,0	6	10	16	25	40	60
25	40	0,5	0,8	1,2	2,0	3,0	5,0	8	12	20	30	50	80
40	63	0,6	1,0	1,6	2,5	4,0	6,0	10	16	25	40	60	100
63	100	0,8	1,2	2,0	3,0	5,0	8,0	12	20	30	50	80	120

Таблица 8.4

**Допуски цилиндричности, круглости,
профиля продольного сечения, мкм**

Интервал номинальных размеров, мм		Степень точности											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Свыше	До												
—	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2,0	3	5	8	12	20	30	50
3	10	0,4	0,6	1,0	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
10	18	0,5	0,8	1,2	2,0	3,0	5	8	12	20	30	50	80
18	30	0,6	1,0	1,6	2,5	4,0	6	10	16	25	40	60	100
30	50	0,8	1,2	2,6	3,0	5,0	8	12	20	30	50	80	120
50	120	1,0	1,6	2,5	4,0	6,0	10	16	25	40	60	100	160

Таблица 8.5

**Допуски параллельности, перпендикулярности, наклона, торцевого
биения и полного торцевого биения, мкм**

Интервал номиналь- ных разме- ров, мм		Степень точности											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Свыше	До												
—	10	0,4	0,6	1,0	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
10	16	0,5	0,8	1,2	2,0	3	5	8	12	20	30	50	80
16	25	0,6	1,0	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
25	40	0,8	1,2	2,0	3,0	5	8	12	20	30	50	80	120
40	63	1,0	1,6	2,5	4,4	6	10	16	25	40	60	100	160
63	100	1,2	2,0	3,3	5,0	8	12	20	30	50	80	120	200

Степень точности j в зависимости от качества n (для $n = 4 - 17$) можно найти по формуле

$$j = n - k, \quad (8.1)$$

где $k = 1$ для уровня A ; $k = 2$ — для уровня B и $k = 3$ для уровня C .

На практике рекомендуется 1-, 2-ю степени точности назначать для прецизионных направляющих и посадочных мест подшипников 2-, 4-го классов точности; 3-, 4-ю степени — для посадочных и рабочих поверхностей точных измерительных устройств и подшипников 5-, 6-го классов; 5-, 6-ю степени — для направляющих, цапф валов высокой и средней точности, посадочных поверхностей подшипника нулевого класса и зубчатых колес 6-, 7-й степени точности; 7-, 8-ю степени точности — для посадочных поверхностей зубчатых колес 8-й степени точности, осей приборов средней точности; 9 — 12-ю степени — для менее точных соединений.

Приведем сведения о назначении допусков для наиболее часто используемых соединений. Для ограничения перекоса колец на присоединительные поверхности под подшипники указывают допуски перпендикулярности, соосности, параллельности, биений, цилиндричности (рис. 8.1, л). Для подшипников 0-го и 6-го классов допуск цилиндричности не должен превышать $1/4$ допуска на размер, для подшипников 5, 4-го классов — $1/8$ допуска.

Торцевое биение заплечиков вала и корпуса регламентируют в зависимости от диаметра посадочной поверхности и класса подшипников. При $d = 1...3$ мм допускаемое биение не должно превышать для подшипников 0, 6- и 5-го классов соответственно 10, 6 и 3 мкм. Для корпусов с отверстиями $D = 6...10$ мм и тех же классов подшипников биения равны 22, 15 и 6 мкм, а для $D = 10...18$ мм — соответственно 27, 18 и 8 мкм.

Для подшипников скольжения нормируются следующие отклонения и допуски формы и расположения: отклонения от круглости $T_O = (1/6...1)T_p$; отклонения от прямолинейности $T_- = (1/5...1)T_p$; эксцентриситет $(1/12...1)T_p$, отклонение от перпендикулярности торца $(1/10...1)T_p$, где T_p — допуск на линейный размер.

Для корпусов взаимное расположение поверхностей характеризуется следующими параметрами: несоосностью (эксцентри-

ситетом и перекосом осей), равной 0,02... 0,01 мм; отклонениями от параллельности осей — (0,05... 0,01)/100 мм; отклонениями от плоскостности плоских посадочных поверхностей — 0,01/100 мм.

При соединении деталей, изготовленных с эксцентриситетами (например, установка втулок в корпус или установка зубчатых колес на валик), вероятное значение погрешностей суммарного эксцентриситета, мм, можно найти следующим образом:

$$T_{\Sigma e} = k(T_{e_1} + T_{e_2}), \quad (8.2)$$

где k — коэффициент соотношения погрешностей эксцентриситета, значение которого выбирается в зависимости от отношения T_{e_1}/T_{e_2} . При $T_{e_1}/T_{e_2} = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8$ коэффициент принимает значения 0,8; 0,73; 0,69; 0,67 соответственно.

Допуски формы и расположения поверхностей обозначают в соответствии с ГОСТ 2.308 — 79. Эти допуски указывают условными знаками (основной способ) или текстом. Знак допуска и его численное значение вписывают в первую и вторую части рамки. В третьей части рамки указывают базу предельного отклонения, если она задана прописной буквой. Рамку соединяют стрелкой с элементом, к которому она относится. Элемент детали, принимаемый за базу, обозначают зачерненным треугольником. При оформлении КД с помощью ЭВМ допускается треугольник не зачернять. Другой возможный вариант обозначения отклонений формы и расположения показан на рис. 8.1, ж. Если допустимое отклонение относится к определенной длине, то ее указывают в знаменателе (см. рис. 8.1, е — з).

Отметим, что стандарт устанавливает два знака, определяющих отклонения от соосности: один ограничивает радиальное биение, другой — непосредственно соосность. Часто контроль радиального биения используют для контроля отклонения от соосности. При этом для определения допуска T_{\odot} найденное значение T_{\nearrow} необходимо уменьшить вдвое. По найденному значению T_{\odot} подбирают ближайшее меньшее значение по табл. 8.2. Допуск круглости указывают только в том случае, если его значение отличается от допуска цилиндричности.

Зависимый допуск обозначают знаком \textcircled{M} . Этот вид допуска назначают тогда, когда сборку деталей осуществляют при сопряжении по нескольким поверхностям.

Контрольные вопросы

1. Что такое отклонение формы поверхности?
2. Что такое номинальная, реальная и прилегающая поверхности?
3. Перечислите виды отклонений формы и расположения поверхностей и приведите знаки, которыми их обозначают в КД.
4. Как учитывают связь между допуском на размер, отклонением формы и расположения при разработке КД?
5. Как обозначают отклонения формы и расположения на чертежах? Приведите примеры условных обозначений.
6. Назовите по условным обозначениям отклонений формы и расположения их вид, величину и базу (см. прил. 2, рис. П2.3 — П2.5).

9. МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НЕОБХОДИМОЙ ТОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ПРИБОРОВ В ПРОЦЕССЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

При разработке конструкции ПУ расчет на точность является одним из самых сложных этапов, так как он требует комплексного сочетания методов теории ошибок и метрологии, учета назначения, условий эксплуатации, требований действующих стандартов. Сложность расчета объясняется еще и тем, что современные ПУ представляют собой сочетание оптических, кинематических, электрических и электромеханических цепей, устройств и деталей.

Исходным критерием для расчета точности ПУ является суммарный допуск на интересующий разработчика показатель качества. Для расчета на точность применяют проектный и проверочный расчеты, которые на практике известны как прямая и обратная задачи точности.

При проектном расчете, который является основным видом расчета, разработчик, исходя из требуемой точности ПУ, определяет требования к точностным параметрам составляющих элементов с учетом конструкции, технологических и экономических требований. Для сложных ПУ расчет обычно проводят отдельно для каждого функционального узла (ФУ), а не для всего ПУ в целом. Это обусловлено тем, что на этапе проектирования, как правило, конструкции некоторых узлов разработаны недостаточно, а также тем, что часто ПУ компонуется из отдельных функциональных законченных узлов. В процессе проектного расчета разработчик решает несколько последовательных задач: определение допуска на ФУ, а затем допусков на составляющие узлы и элементы.

Проверочный расчет проводят, когда необходимо сравнить несколько вариантов конструкции или установить приемлемость выбора точностных параметров деталей или узлов, назначенных заранее по технологическим, экономическим или другим соображениям. Кроме того, проверочный расчет проводят для проверки результата проектного расчета или с целью определения возможности изменения точностных параметров некоторых составляющих элементов или узлов.

Расчеты на точность проводят методами полной и неполной взаимозаменяемости. Выбор метода расчета имеет практическое значение, поскольку помимо получения достоверных результатов расчета необходимо учитывать и экономические факторы.

Современные ПУ (узлы) состоят из функциональных устройств, работающих при использовании физических явлений как одинаковой, так и разной природы. Расчет таких ПУ имеет свою специфику. Для расчета ПУ первого типа используют теорию размерных цепей, второго типа — параметрических цепей. Примем, что погрешности устройств и их элементов носят случайный характер.

9.1. Расчет параметрических цепей

Под параметрическими цепями понимают цепи, включающие в себя узлы и элементы оптоэлектроники, РЭА, пневматики, упругие элементы и другие, связанные общим воздействием на выходной параметр Z .

В общем случае эта взаимосвязь может быть представлена зависимостью

$$Z = f(a_1, a_2, \dots, a_n), \quad i = 1, \dots, n, \quad (9.1)$$

где a_i — параметры функциональных элементов, образующих параметрическую цепь.

Параметры функциональных элементов могут быть независимыми и взаимосвязанными, иметь одинаковую или разную физическую природу.

Работоспособность и взаимозаменяемость изделия обеспечивается, в частности, надлежащей точностью параметра Z , что достигается назначением и согласованием отклонений параметров функциональных элементов. Для этого при разработке изделия необходимо производить анализ точности (проверочный расчет) или синтез точности (проектный расчет). Для решения подобных задач необходимо установить связь между номинальными параметрами, отклонениями выходного параметра и функциональных элементов. Исходное уравнение устанавливается с учетом (9.1).

Полагая, что функциональные элементы a_i являются независимыми, дифференцируя выражение (9.1) и заменяя da_1, da_2, \dots, da_n их погрешностями $\Delta a_1, \Delta a_2, \dots, \Delta a_n$, находим, что связь

между погрешностью выходного параметра ΔZ и погрешностью составляющих элементов параметрической цепи a_i выражается следующими формулами:

при расчете на максимум-минимум

$$\Delta Z = \frac{\partial Z}{\partial a_1} \Delta a_1 + \frac{\partial Z}{\partial a_2} \Delta a_2 + \dots + \frac{\partial Z}{\partial a_n} \Delta a_n = \sum_{i=1}^n \frac{\partial Z}{\partial a_i} \Delta a_i;$$

при вероятностном методе расчета и нормальном законе распределения погрешности

$$\Delta Z^B = \sqrt{\left(\frac{\partial Z}{\partial a_1} \Delta a_1\right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial a_2} \Delta a_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial Z}{\partial a_n} \Delta a_n\right)^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial Z}{\partial a_i} \Delta a_i\right)^2}.$$

В приведенных формулах $\frac{\partial Z}{\partial a_1}$, $\frac{\partial Z}{\partial a_2}$, ..., $\frac{\partial Z}{\partial a_n}$ коэффициенты влияния (частные производные) — соответствующей погрешности. Коэффициент влияния (в дальнейшем для упрощения записи формул будем обозначать буквой ξ) представляет собой безразмерный коэффициент, который характеризует влияние погрешности Δa_i на выходной параметр ΔZ .

С учетом $\xi_i = \frac{\partial Z}{\partial a_i}$

$$\Delta Z = \xi_1 \Delta a_1 + \xi_2 \Delta a_2 + \dots + \xi_n \Delta a_n = \sum_{i=1}^n \xi_i \Delta a_i; \quad (9.2)$$

$$\Delta Z^B = \sqrt{(\xi_1 \Delta a_1)^2 + (\xi_2 \Delta a_2)^2 + \dots + (\xi_n \Delta a_n)^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (\xi_i \Delta a_i)^2}. \quad (9.3)$$

Выражения (9.2) и (9.3) называют *уравнениями погрешностей выходного параметра*. Используя эти формулы, можно рассчитать погрешность выходного параметра при известных погрешностях параметров a_i и коэффициентах влияния ξ_i функциональных элементов, т. е. решить обратную задачу точности.

Установление погрешности ΔZ позволяет ответить на вопрос, будет ли работоспособным разрабатываемое изделие. При решении этой задачи необходимо учитывать, что функциональные элементы, образующие параметрическую цепь, могут иметь как одинаковую, так и разную физико-техническую природу.

Рассмотрим особенности расчетов для каждого варианта.

9.1.1. Расчет параметрических цепей с функциональными элементами одинаковой физической природы

Проверочный расчет. Сначала по формуле (9.1) определяют номинальное значение параметра Z . Затем рассчитывают предельную погрешность ΔZ по формуле (9.2) или вероятностную по формуле (9.3) в зависимости от решаемой задачи, предварительно выявив допуски и установив коэффициенты влияния составляющих звеньев. При расчете максимальной погрешности исходят из условия, что все погрешности составляющих звеньев оказывают одновременное максимальное влияние на суммарную погрешность в направлении наибольшего (наименьшего) изменения выходной величины, поэтому каждую из составляющих погрешностей берут с такими знаками, чтобы получить максимальное или минимальное значение погрешности $\Delta Z(\Delta Z^B)$.

Полученные значения Z , ΔZ или ΔZ^B (в зависимости от вида расчета) сравнивают с заданными значениями. Если условия $Z = [Z]$ и $\Delta Z(\Delta Z^B) \leq [\Delta Z]$ выполняются, то расчет на этом заканчивается; в противном случае необходимо наметить практические меры для достижения заданных параметров (переназначение допусков, номинальных значений параметров, введение регулировки, селективной сборки и т. п.).

Проектный расчет. Проводят также на основе формул (9.1)—(9.3). Однако в этих формулах значения $[Z]$, $[\Delta Z]$ и $[\Delta Z^B]$ полагают заданными. Целью расчета является распределение этих допусков между допусками функциональных элементов. Расчет осуществляют в две стадии: 1) непосредственный расчет допусков составляющих звеньев; 2) согласование расчетных допусков со стандартными.

Для проектного расчета допусков на составляющие звенья используют несколько способов.

Рассмотрим три наиболее распространенных способа.

Метод попыток. При расчете этим методом допуск на функциональные элементы предварительно задается конструктором на основании производственного или личного опыта разработки аналогичных устройств. Затем рассчитывается погрешность выходной величины ΔZ и сравнивается с заданной $[\Delta Z]$, после чего принимается обоснованное решение (согласиться, изменить и т. п.).

Способ равных допусков. Основан на предположении, что все функциональные узлы (элементы) изготавливают с одинаковым допуском, т. е. $\Delta a_1 = \Delta a_2 = \dots = \Delta a_n$. Тогда допуски на составляющие звенья:

при расчете на максимум-минимум (с учетом (9.2))

$$\Delta a_1 = \Delta a_2 = \dots = \Delta a_n = [\Delta Z] / \sum_i^n \xi_i; \quad (9.4)$$

при вероятностном методе расчета (с учетом (9.3))

$$\Delta a_1 = \Delta a_2 = \dots = \Delta a_n = [\Delta Z] / \sqrt{\sum_i^n (\xi_i)^2}. \quad (9.5)$$

Рассмотренный метод обладает тем недостатком, что допуски на все функциональные элементы устройства (сильно- и слабо-влияющие) получаются одинаковыми, что может привести к завышению требований для одних элементов и занижению для других и возможному удорожанию. Приемлемость такого варианта должна быть своевременно оценена.

Способ равного влияния (вклада). Основан на предположении, что все функциональные узлы (элементы) одинаково влияют на суммарный допуск. Полагая $(\xi_1 \Delta a_1) = \dots = (\xi_n \Delta a_n)$ в уравнениях (9.2) и (9.3), находим погрешности составляющих звеньев:

при расчете на максимум-минимум

$$\Delta a_1 = [\Delta Z] / (n \xi_1); \dots; \Delta a_n = [\Delta Z] / (n \xi_n); \quad (9.6)$$

при вероятностном методе

$$\Delta a_1 = [\Delta Z] / (\sqrt{n} \xi_1); \dots; \Delta a_n = [\Delta Z] / (\sqrt{n} \xi_n). \quad (9.7)$$

При этом способе расчета допуски на функциональные узлы (элементы) получаются разные, что позволяет установить устройства или элементы, влияющие наиболее сильно, и своевременно наметить необходимые мероприятия для достижения заданного допуска выходной величины.

При окончательном назначении допусков следует учитывать графики, показывающие, что существует оптимальная зона на изготовление, при которой суммарные затраты на сборку и изготовление минимальны.

После определения допусков $\Delta a_1, \Delta a_2, \Delta a_n$ проводят их согласование со стандартными, т. е. округляют их значения до

ближайших меньших по стандарту. При таком подходе создается некоторый запас точности на выходном звене (устройстве), который и может быть использован для расширения жестких допусков.

9.1.2. Расчет параметрических цепей с функциональными элементами разной физической природы

В состав параметрических цепей могут входить функциональные элементы с разными физическими величинами, определяемыми параметрами электрических цепей, оптических элементов, усилиями, линейными размерами, перемещениями, давлениями и другими показателями.

Для установления отклонений выходного параметра для таких параметрических цепей используют метод относительных погрешностей и допусков и коэффициенты влияния для относительных погрешностей. Установим расчетные формулы для рассматриваемого случая. В качестве исходных примем формулы (9.2), (9.3). Разделив левую и правую части уравнений (9.2) и (9.3) на Z , затем умножив и разделив каждый член правой части уравнений на значение соответствующего параметра a_i , при расчете на максимум-минимум и вероятностном расчете получим:

$$\Delta Z_0 = \frac{\Delta Z}{Z} = \sum_{i=1}^n \xi_i \frac{a_i}{Z} \frac{\Delta a_i}{a_i} = \sum_{i=1}^n \beta_i \Delta a_{i0}; \quad (9.8)$$

$$\Delta Z_0^B = \frac{\Delta Z^B}{Z} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\xi_i \frac{a_i}{Z} \frac{\Delta a_i}{a_i} \right)^2} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (\beta_i \Delta a_{i0})^2}, \quad (9.9)$$

где ΔZ_0 (ΔZ_0^B) — относительная погрешность выходного параметра; $\beta_i = \xi_i \frac{a_i}{Z}$ — коэффициент влияния i -го параметра для относительных погрешностей; $a_{i0} = \frac{\Delta a_i}{a_i}$ — относительная погрешность i -го параметра.

Численное значение погрешности выходного параметра определим по формуле $\Delta Z = \Delta Z_0 Z$.

Выражения (9.2), (9.3) и (9.8), (9.9) для определения абсолютных и относительных погрешностей выходного параметра отличаются друг от друга различными коэффициентами влияния

ξ_i и β_i . Знание этих коэффициентов позволяет легко определить погрешность устройства.

Методы определения коэффициентов влияния различны и зависят от сложности связи между выходным параметром и параметрами отдельных звеньев. Они могут быть определены как расчетным, так и экспериментальным или графическим методом. Выбор конкретного метода проводят с учетом состава функциональных элементов и их связи с выходным параметром [2, 4, 7, 12]. В частном случае, если связь между выходными параметрами и параметрами функциональных элементов выражается произведением

$$N = \frac{x_1^{a_1} x_2^{a_2} \dots x_k^{a_k}}{x_{k+1}^{a_{k+1}} x_{k+2}^{a_{k+2}} \dots x_n^{a_n}}, \quad (9.10)$$

то коэффициенты относительного влияния для относительных погрешностей равны показателям степени соответствующих параметров, т. е.

$$\beta_i = \pm a_i. \quad (9.11)$$

При поиске оптимального технического решения (ТР) на этапе проектирования важно своевременно установить звенья, которые оказывают наибольшее влияние на выходной параметр. Из рассмотрения уравнения (9.8) видно, что зависимость погрешности параметра ΔZ от входных параметров звеньев является линейной. Это позволяет анализировать действие (вклад) каждой конкретной погрешности входного параметра отдельно по формуле

$$\Delta Z_{i_0} = \beta_i \Delta a_{i_0}.$$

По этой формуле можно легко выявить погрешности, которые оказывают наибольшее влияние на погрешность выходного параметра, что позволяет принять обоснованное решение при проектировании.

Расчеты параметрических цепей рассмотрены в примерах 9.1 и 9.2.

Пример 9.1. При определении фокусного расстояния объективов фотографических камер используют коллиматор (рис. 9.1). При известном фокусном расстоянии коллиматора $f'_{\text{кол}}$ фокусное расстояние объектива f'_k вычислим по формуле [13]

$$f'_k = \frac{l''}{l} f'_{\text{кол}}, \quad (9.12)$$

где l — размер мира, устанавливаемой в фокальной плоскости коллиматора; l' — размер изображения мира на пленке фотографической камеры.

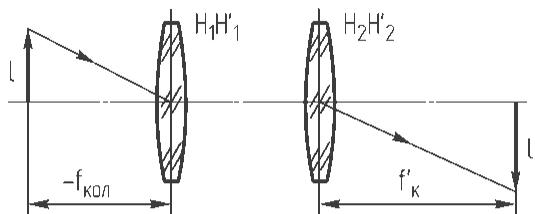


Рис. 9.1. Схема коллиматора

Определить максимальную погрешность измерения фокусного расстояния объектива, если $l = l' = 20$ мм.

Решение. Определим коэффициенты относительного влияния β для каждого входного параметра. Анализ формулы (9.12) показывает, что она аналогична формуле (9.10). Тогда с учетом (9.11) найдем: $\beta_l = 1$; $\beta_{f'} = 1$; $\beta_l = -1$. Относительная погрешность фокусного расстояния объектива с учетом формул (9.8), (9.12)

$$\frac{\Delta f'_k}{f'_k} = \frac{\Delta l'}{l'} + \frac{\Delta f'_{\text{колл}}}{f'_{\text{колл}}} - \frac{\Delta l}{l}, \quad (9.13)$$

где $\frac{\Delta f'_k}{f'_k}$, $\frac{\Delta f'_{\text{колл}}}{f'_{\text{колл}}}$, $\frac{\Delta l}{l}$ и $\frac{\Delta l'}{l'}$ — соответственно относительные погрешности фокусного расстояния объектива камеры, коллиматора, измерения мира и ее изображения.

Положим, что отрезок l на мире измеряется с погрешностью $\Delta l = 5$ мкм, погрешность измерения размера мира на пленке $\Delta l' = 0,02$ мм, погрешность коллиматора (при $f'_{\text{колл}} = 1000$ мм) составляет 0,05 % [9].

Поскольку рассчитывается максимальная погрешность, то в правой части уравнения знак «—» необходимо заменить на знак «+». Тогда формула (9.13) для вычисления максимальной погрешности примет вид

$$\frac{\Delta f'_k}{f'_k} = \frac{\Delta l'}{l'} + \frac{\Delta l}{l} + \frac{\Delta f'_{\text{колл}}}{f'_{\text{колл}}} = \frac{0,02}{20} + \frac{0,005}{20} + \frac{0,5}{1000} = 175 \cdot 10^{-5},$$

откуда $\Delta f'_k = 175 \cdot 10^{-5} f'_k \cdot 100\% = 0,175\% f'_k$.

Таким образом, погрешность определения фокусного расстояния камеры при расчете на максимум-минимум $\Delta f_k \approx 0,2\% f_k$.

Найдем погрешность определения фокусного расстояния объектива при вероятностном способе расчета. Принимая, что погрешности

носят случайный характер и подчиняются нормальному закону распределения, при тех же значениях параметров по формуле (9.9) имеем $\Delta f'_k = \pm 0,04 \% f'_k$. ■

Пример 9.2. Определить погрешность усилия плоской пружины, изготовленной из стандартной ленты бериллиевой бронзы (БрБ2) и имеющей следующие конструктивные размеры по условиям работы в ПУ: длину $l = 40$ мм, ширину $b = 6$ мм и толщину $h = 0,4$ мм. Максимальный ход пружины $\lambda = 2$ мм. Допуски на l , b , h и λ соответствуют экономическому уровню точности.

Решение. При назначении допусков на отклонения параметров l , b , h и λ следует учитывать условия эксплуатации, технологию изготовления и установки пружины, а также стоимость изделия. Пусть пружина изготавливается холодной штамповкой.

На l , b назначаем допуски, соответствующие экономическому уровню точности — 12-му качеству. Согласно ГОСТ 18175—78 при толщине ленты бериллиевой бронзы $h = 0,4$ мм допуск $\Delta h = 0,04$ мм, модуль упругости для материала БрБ2 $E = (12 \dots 13) \cdot 10^4$ МПа (Н/мм²), погрешность модуля упругости $\Delta E/E = 1,3 \%$.

Примем, что $E = 12,5 \cdot 10^4$ МПа, отклонение $\Delta E = 2 \cdot 10^3$ МПа и что по условиям эксплуатации и установки $\Delta \lambda = \pm 0,2$ мм.

Для плоских пружин усилие рассчитывают по формуле

$$F = b h^3 E \lambda / (4 l^3). \quad (9.14)$$

Номинальное усилие пружины $F = 6 \cdot 0,4^3 \cdot 12,5 \cdot 10^4 \cdot 2 / 4 \cdot 40^3 = 0,375$ Н.

Определим коэффициенты относительного влияния β_i для каждого показателя по формуле (9.11), так как структуры формул (9.10) и (9.14) аналогичны, тогда

$$\beta_h = 3; \beta_b = 1; \beta_E = 1; \beta_\lambda = 1; \beta_l = -3.$$

Определим относительные погрешности каждого параметра по формуле $\Delta a_{0i} = \frac{\Delta a_i}{a_{0i}}$. С учетом требований ТЗ найдем:

$$\Delta a_{0h} = \frac{0,04}{0,4} = 0,1; \Delta a_{0b} = \frac{0,16}{6} = 0,027;$$

$$\Delta a_{0l} = \frac{0,62}{40} = 0,0155; \Delta a_{0\lambda} = \frac{0,4}{2} = 0,2;$$

$$\Delta a_{0E} = \frac{2000}{125000} = 0,016.$$

Определим относительную погрешность силы пружины по формуле (9.9). С учетом значений коэффициентов β_i и Δa_{0i} получим:

$$\Delta F_{0\Sigma} = \frac{\Delta F_{\Sigma}}{F} = \sqrt{(\beta_h \Delta_{0h})^2 + (\beta_b \Delta_{0b})^2 + (\beta_l \Delta_{0l})^2 + (\beta_{\lambda} \Delta_{0\lambda})^2 + (\beta_E \Delta_{0E})^2} =$$

$$= \sqrt{(3 \cdot 0,1)^2 + (1 \cdot 0,027)^2 + (3 \cdot 0,0155)^2 + (1 \cdot 0,2)^2 + (1 \cdot 0,016)^2} = 0,366,$$

откуда допуск на усилие пружины с учетом формулы (9.9)

$$\Delta F_{\Sigma} = F \Delta F_{0\Sigma} = 0,375 \cdot 0,366 = 0,137 \text{ Н.}$$

Считая, что допуск имеет двустороннее отклонение, окончательно найдем $F = 0,375 \pm 0,069 \text{ Н.}$

Полученное значение сравним с допустимым по условиям эксплуатации. Если отклонения превышают допустимые, то необходимо уточнить, за счет какого параметра и какой технологии можно обеспечить усилие в заданных пределах. Прежде всего следует обратить внимание на те относительные погрешности, которые вносят наибольший вклад в суммарную. В данном случае из анализа частных производных видно, что главная составляющая суммарной погрешности связана с отклонением толщины материала. Известно, что допуски на изготовление ленты регламентируются стандартами и точность их изготовления ограничивается современной технологией: применение вместо ленты из бериллиевой бронзы нормальной точности ($\Delta h = 0,04 \text{ мм}$) ленты повышенной точности ($\Delta h = 0,03 \text{ мм}$) позволяет уменьшить погрешность.

В этом случае значение $\Delta F_{\Sigma} / F = 0,306$. Если этого недостаточно, то следует рассмотреть возможность уменьшения погрешности за счет снижения вклада погрешности $\Delta \lambda / \lambda$. Если и в этом случае не удастся довести суммарное усилие до требуемого значения, то следует применить метод компенсации. ■

9.2. Расчет размерных цепей

В процессе проектирования разработчик кроме кинематического, силового и прочностного расчетов, на основе которых создаются сборочные и рабочие чертежи ПУ и их деталей, должен выполнить точностный (геометрический) расчет ПУ и его элементов с целью простановки в КД размеров или проверки правильности установления допустимых ошибок взаимного положения, конструктивных форм и размеров, обеспечивающих

работоспособности ПУ. Точностный расчет обеспечивается расчетом так называемых размерных цепей (РЦ), так как при этом задействованы только размеры.

Под *размерной цепью* понимают совокупность взаимосвязанных геометрических размеров, расположенных по замкнутому контуру, непосредственно участвующих в решении задачи по достижению заданной точности. Замкнутость РЦ означает, что размеры в цепи не могут назначаться произвольно. В зависимости от поставленных задач различают размерные цепи конструкторские, измерительные и технологические. По расположению звеньев РЦ разделяют на линейные, плоские и пространственные, с параллельными и непараллельными звеньями, подетальные, сборочные, угловые и т. п.; по связи между звеньями — на независимые и связанные и т. п.

Размеры, входящие в РЦ, называют звеньями и обозначают прописными буквами русского алфавита (чаще всего) с индексами, например A_1 , A_2 , B_1 , B_2 и т. д.

В качестве звеньев РЦ могут быть не только размеры (расстояния между линиями или плоскостями), но и отклонения формы (эксцентриситет, несоосность, непараллельность и др.).

Простейшие линейные (с параллельными звеньями) сборочные и подетальные РЦ приведены на рис. 9.2, *a — e*. При соединении вал и отверстие, диаметры которых равны A_1 и A_2 совместно с зазором A_3 , образуют сборочную цепь, схема которой показана на рис. 9.2, *б*. Размеры сборочной цепи связаны соотношением $A_2 = A_1 + A_3$. На рис. 9.2, *в* показана толщина плоского зеркала; при нанесении на стеклянную заготовку зеркального покрытия получается толщина зеркала. Схема сборочной размерной цепи изображена на рис. 9.2, *г*. Размеры этой цепи связаны соотношением $A_3 = A_1 + A_2$. Подетальная РЦ и ее схема для ступенчатого валика показаны на рис. 9.2, *д, е*. Размеры валика связаны соотношением $A_4 = A_1 + A_2 + A_3$.

Пример плоской (с непараллельными звеньями или произвольно расположенными звеньями в плоскости) РЦ представлен на рис. 9.2, *ж, з*. Связь между размерами отверстий в корпусной детали $A_1 — A_4$ определяется соотношением $A_4 = A_2 \sin \alpha + A_3 \cos \alpha - A_1 \cos \alpha$.

Пространственные РЦ представляют наиболее общий случай. В таких цепях звенья могут быть расположены в разных плоскостях и произвольно. Однако с помощью проектирования

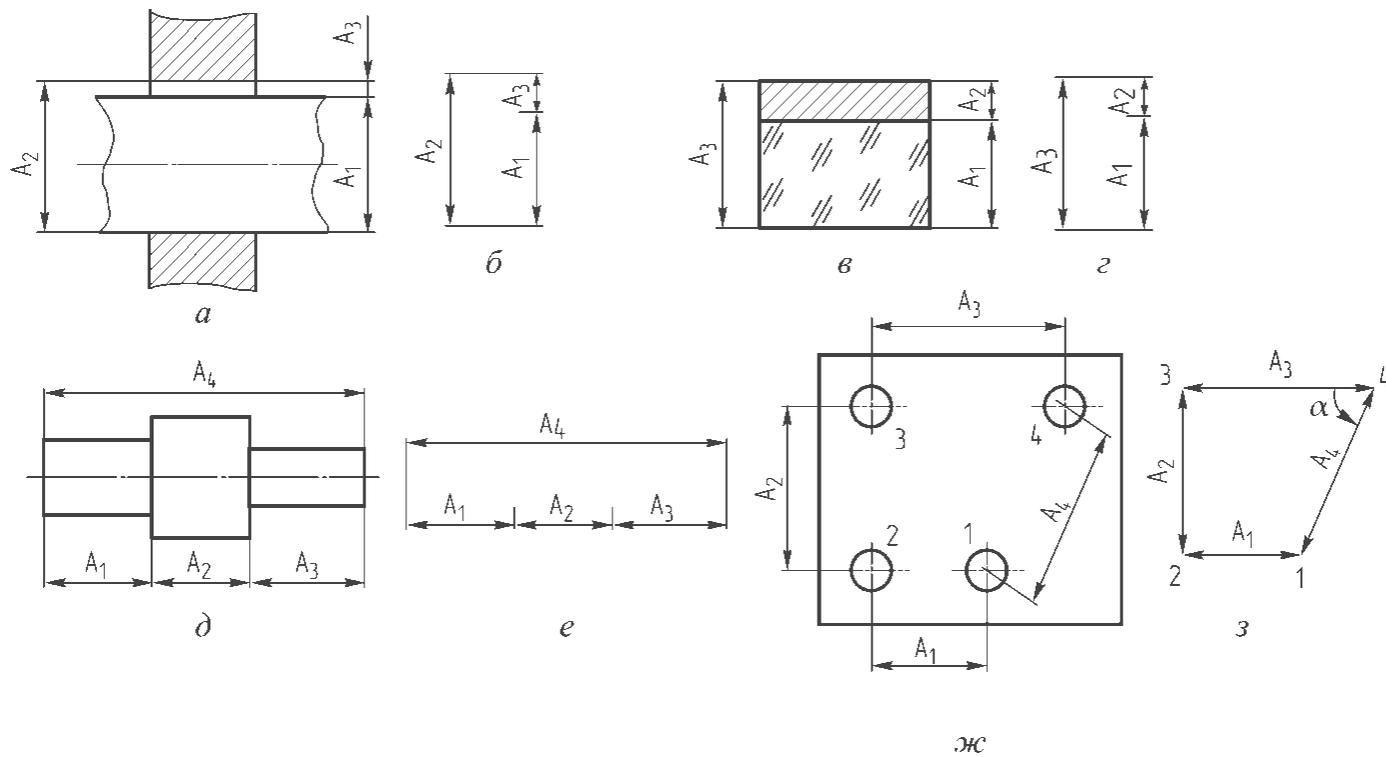


Рис. 9.2. Примеры размерных цепей

сначала на плоскости, а затем и на оси координат любая пространственная РЦ может быть преобразована к линейному виду. Таким образом, решение как пространственной, так и плоской РЦ сводится к решению линейных РЦ с параллельно расположенными звеньями.

Любая РЦ имеет одно исходное (замыкающее) звено и несколько составляющих звеньев.

Исходным (замыкающим) называют одно из звеньев, к которому предъявляются основные точностные требования, определяющие качество работы изделия. Для обеспечения точностных требований к исходному звену составляется и рассчитывается размерная цепь. Понятие исходного звена используют при проектном расчете РЦ.

При изготовлении или сборке ПУ (узла) исходное звено получается последним, замыкая РЦ, поэтому его называют замыкающим. Замыкающее звено (размер) непосредственно не выполняется, а является результатом выполнения всех звеньев размерной цепи. Оно может быть положительным, отрицательным или равным нулю. Замыкающее звено обозначают буквой с индексом Δ , например A_{Δ} , B_{Δ} , V_{Δ} и т. д. В КД замыкающий размер не указывают или указывают как справочный.

Расчет РЦ начинают с изучения конструкторской документации с целью выявления исходного (замыкающего) звена и установления его параметров (номинального размера и предельных отклонений). Рассмотрим решение этой задачи на конкретных примерах. Из рис. 9.2, *а* видно, что при сборке узла последним получается зазор, следовательно, замыкающим звеном будет размер $A_3 = A_{\Delta}$. Для зеркала (см. рис. 9.2, *в*) замыкающим звеном является толщина зеркала после нанесения покрытия, т. е. $A_3 = A_{\Delta}$. Рассмотрим более сложный случай — определение замыкающего звена для ступенчатого валика (см. рис. 9.2, *е*). В зависимости от последовательности обработки возможно несколько вариантов размерных цепей. Не рассматривая подробностей технологических процессов, которые могут различаться в зависимости от размеров и назначения ступеней, материалов, используемого оборудования и других факторов, укажем возможные варианты РЦ в зависимости от последовательности изготовления размеров:

- последовательность обработки: A_4, A_1, A_2 . В этом случае $A_{\Delta} = A_3$;

- последовательность обработки: A_1, A_2, A_3 . В этом случае $A_{\Delta} = A_4$;
- последовательность обработки: A_4, A_1, A_3 . В этом случае $A_{\Delta} = A_2$.

По отношению к замыкающему звену все составляющие звенья разделяют на увеличивающие и уменьшающие. Так как РЦ замкнутая, то изменение любого звена приводит к изменению замыкающего звена. Эту связь выражают соотношением $A_{\Delta} = f(A_1, A_2, A_3)$. Если при увеличении составляющего звена размер замыкающего также возрастает, то данное звено называют увеличивающим. Составляющее звено, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается, называют уменьшающим.

Для удобства расчетов РЦ выносят из чертежа и изображают в виде схем без соблюдения масштаба (см. рис. 9.2, б, г, е, з).

Построение схемы начинают с нанесения на рисунок замыкающего звена (его располагают между двумя параллельными линиями). Затем изображают составляющее звено, примыкающее к нему справа (чаще) или слева, с индексом A_1 , затем наносят следующие размеры с индексами A_2, A_3 и т. д., обходя изделие по контуру в одном направлении. Последний составляющий размер замыкает размерную цепь, так как подходит к замыкающему звену с другой стороны (рис. 9.3, а). Все звенья РЦ нумеруют последовательно по направлению обхода, начиная со звена, соседнего с замыкающим (исходным).

Для установления увеличивающих и уменьшающих звеньев РЦ удобно воспользоваться правилом «обход по контуру» (рис. 9.3, б). Суть этого метода заключается в том, что на размерной схеме задают направление стрелкой (вправо или влево над его буквенным обозначением) замыкающему звену, затем обходят контур в том же направлении, начиная от замыкающего

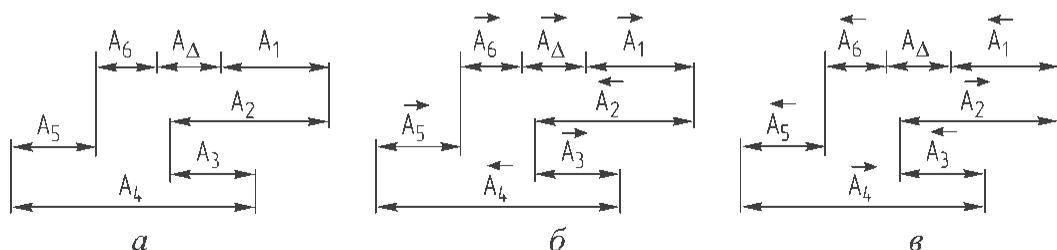


Рис. 9.3. Схемы определения увеличивающих и уменьшающих звеньев

звена, обозначая все размеры стрелками над их буквенными обозначениями. Далее выявляют увеличивающие и уменьшающие звенья: все звенья, направление стрелок которых совпадает с направлением стрелки замыкающего звена, — уменьшающие, все остальные — увеличивающие. Затем составляют окончательную расчетную схему размерной цепи. На этой схеме (рис. 9.3, в) все увеличивающие звенья обозначают стрелкой, направленной вправо, уменьшающие — влево, замыкающее звено — без стрелки.

Таким образом, для рассматриваемой схемы звенья A_1 и A_2 — увеличивающие, остальные — уменьшающие. Возможно и другое обозначение звеньев: с индексом для увеличивающих звеньев «ув», для уменьшающих «ум», например $A_{1ув}$, $A_{2ум}$.

Если в РЦ входят стандартные и покупные изделия, то при ее составлении учитывают не все элементы, входящие в то или иное изделие, а их конечные размеры (установочные, присоединительные, габаритные и др.).

Установим связь между номинальными размерами замыкающего звена A_Δ и номинальными размерами увеличивающих и уменьшающих звеньев. С учетом условия замкнутости размерной цепи $A_\Delta = f(A_1, A_2, \dots, A_n)$ и пользуясь правилом обхода по контуру (см. рис. 9.3, б) получим уравнение

$$A_\Delta + A_1 - A_2 + A_3 - A_4 + A_5 + A_6 = 0,$$

откуда

$$A_\Delta = (A_2 + A_4) - (A_1 + A_3 + A_5 + A_6). \quad (9.15)$$

Из уравнения (9.15) можно установить, что номинальный размер замыкающего звена A_Δ равен разности сумм увеличивающих и уменьшающих звеньев. В общем случае номинальное значение замыкающего звена

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^m A_j - \sum_{k=m+1}^n A_k, \quad (9.16)$$

где A_j и A_k — номинальные размеры увеличивающих и уменьшающих звеньев; m — число увеличивающих звеньев; j — порядковый номер увеличивающих звеньев; k — порядковый номер уменьшающих звеньев; $k = m+1, m+2, \dots, n$; n — число уменьшающих звеньев.

Уравнение (9.16) называют основным уравнением размерной цепи, оно служит для расчета номинальных размеров звеньев РЦ. Как известно, при изготовлении деталей и сборке узлов приборных устройств имеют место ошибки (погрешности), которые в целом влияют на замыкающий размер и, следовательно, на качество работы приборного устройства. Поэтому помимо номинальных размеров необходимо рассчитывать величины ошибок, возникающих при изготовлении деталей и их сборке, а также величины допускаемых ошибок (допусков) и их предельных отклонений от номинальных размеров, при которых обеспечивается правильное функционирование разрабатываемого изделия.

Для решения этих задач для размерных цепей разрабатывают дополнительно уравнения, устанавливающие связи между параметрами составляющих звеньев и замыкающего звена:

- предельных размеров;
- предельных отклонений размеров;
- средних размеров;
- координат середин полей допусков;
- точности (допусков).

Конкретные уравнения, используемые для расчета размерных цепей, устанавливают с учетом метода расчета и типа решаемой задачи.

Связь между допусками и предельными отклонениями всех размеров РЦ выражается различными формулами в зависимости от метода решения РЦ.

Методы обеспечения точности замыкающего звена. Основная задача разработчика точных ПУ заключается в том, чтобы установить такие показатели (номинальные размеры, допуски и предельные отклонения) на все звенья РЦ, при которых достигается заданная точность разрабатываемого узла (ПУ).

Для обеспечения заданной точности замыкающего звена используют методы: полной взаимозаменяемости и неполной (частичной) взаимозаменяемости.

Под *методом полной взаимозаменяемости* понимают такое решение размерных цепей, при котором все годные по размерам детали (составляющие звенья), входящие в РЦ, при любом их сочетании без дополнительных операций подбора, обработки и регулирования обеспечивают заданную точность всех без исключения РЦ (узлов) приборного устройства.

Метод неполной (частичной) взаимозаменяемости применяют, когда полученные расчетом допуски на составляющие звенья размерной цепи по заданному допуску на замыкающее звено получаются неприемлемыми из-за их малой величины и поэтому возникает необходимость в их расширении до экономически целесообразных значений. Увеличение допусков составляющих звеньев вызывает увеличение допуска замыкающего звена, который выходит за заданные пределы, т. е. $\delta_{\Delta} > [\delta_{\Delta}]$.

Для обеспечения заданной точности замыкающего звена в этих условиях разработаны конструктивные и технологические методы регулирования, подбора, пригонки, а также методы, основанные на учете вероятности рассеивания размеров, которые объединены под общим названием — метод неполной (частичной) взаимозаменяемости.

Указанные возможные варианты обеспечения точности имеют свои достоинства и недостатки, области предпочтительного применения. Рекомендации по их использованию приведены ниже.

Методы расчета размерных цепей. Расчеты размерных цепей могут быть выполнены:

- методом максимума-минимума, при котором учитываются только предельные отклонения составляющих звеньев. Этот метод обеспечивает полную взаимозаменяемость;
- вероятностным методом, при котором учитываются законы рассеяния размеров деталей и случайный характер их сочетания при сборке. Решение этим методом теоретически не обеспечивает полной взаимозаменяемости, однако возможность возникновения брака из-за несоблюдения предельных значений замыкающего звена ничтожна. Учет вероятного влияния погрешностей дает возможность расширить допуски составляющих размеров и снизить затраты производства.

При выборе конкретного метода расчета размерных цепей следует учитывать назначение изделия, условия эксплуатации, его конструктивные особенности, затраты на изготовление и сборку.

Типы задач, решаемых с помощью размерных цепей. РЦ используют для решения прямой и обратной задач определения точности.

Прямую задачу точности, или проектный расчет, выполняют при проектировании, когда устанавливают точностные показа-

тели и конструктивно-технологическое оформление узла (изделия) и его элементов исходя из точностных требований к исходному (замыкающему) звену. При проектном расчете по заданному номинальному размеру, допуску и отклонениям замыкающего звена устанавливают номинальные размеры, допуски и отклонения всех звеньев РЦ разрабатываемого изделия.

Обратную задачу точности, или проверочный расчет, выполняют для проверки правильности назначения и простановки точностных параметров всех составляющих звеньев РЦ (номинальных размеров, допусков и отклонений) в уже разработанной КД. При решении этой задачи определяют неизвестные расчетные значения параметров одного из звеньев размерной цепи замыкающего или составляющего звена. Затем анализируют результаты расчетов с учетом заданных требований к точностным параметрам замыкающего звена и принимают необходимое решение.

9.2.1. Линейные размерные цепи

Метод полной взаимозаменяемости: расчетные соотношения. При расчете РЦ *методом полной взаимозаменяемости* обеспечивается полная взаимозаменяемость, что позволяет осуществить сборку изделий без подбора, пригонки и регулировки, упрощает возможность кооперирования заводов и проблему запасных частей, поэтому разработчику рекомендуется в первую очередь ориентироваться на этот метод.

К недостаткам метода относят повышенные требования к точности изготовления. Применение этого метода экономически целесообразно для расчета точных цепей с небольшим числом звеньев или для цепей, отличающихся малой точностью. Рекомендуется для применения в индивидуальном и мелкосерийном производстве, а также в тех случаях, когда необходимо обеспечить 100 %-ную взаимозаменяемость изделий.

Связь между размерами звеньев расчетной цепи выражается формулой (9.16). Предельные размеры исходного (замыкающего) звена определяют по предельным значениям составляющих звеньев.

Очевидно, что при сочетании наибольших увеличивающих размеров $A_{j \max}$ и наименьших уменьшающих $A_{k \min}$ замыкающий

размер A_{Δ} будет иметь максимальное значение, а при обратном сочетании — минимальное:

$$A_{\Delta \max} = \sum_{j=1}^m A_{j \max} - \sum_{k=m+1}^n A_{k \min},$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{j=1}^m A_{j \min} - \sum_{k=m+1}^n A_{k \max}.$$
(9.17)

Верхнее ($\Delta_{\Delta \text{В}}$) и нижнее ($\Delta_{\Delta \text{Н}}$) предельные отклонения замыкающего звена связаны соотношениями

$$\Delta_{\Delta \text{В}} = \sum_{j=1}^m \Delta_{j \text{В}} - \sum_{k=m+1}^n \Delta_{k \text{Н}};$$

$$\Delta_{\Delta \text{Н}} = \sum_{j=1}^m \Delta_{j \text{Н}} - \sum_{k=m+1}^n \Delta_{k \text{В}},$$
(9.18)

где $\Delta_{j \text{В}}$, $\Delta_{j \text{Н}}$, $\Delta_{k \text{В}}$, $\Delta_{k \text{Н}}$ — верхние и нижние отклонения увеличивающих и уменьшающих составляющих звеньев размерной цепи соответственно.

Допуск замыкающего звена при известных значениях предельных размеров и отклонения определяются соотношениями

$$\delta_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min};$$
(9.19)

$$\delta_{\Delta} = \Delta_{\Delta \text{В}} - \Delta_{\Delta \text{Н}}.$$
(9.20)

Установим связь между допуском замыкающего звена δ_{Δ} и допусками составляющих звеньев. Вычитая почленно из соотношения $A_{\Delta \max}$ выражение $A_{\Delta \min}$ по (9.17), получим:

$$\begin{aligned} \delta_{\Delta} &= \sum_{j=1}^m A_{j \max} - \sum_{j=1}^m A_{j \min} + \sum_{k=m+1}^n A_{k \max} - \sum_{k=m+1}^n A_{k \min} = \\ &= \sum_{j=1}^m \delta_j + \sum_{k=m+1}^n \delta_k = \sum_{i=1}^{m+n} \delta_i, \end{aligned}$$

откуда следует, что допуск замыкающего звена равен сумме допусков соответствующих звеньев:

$$\delta_{\Delta} = \sum_{j=1}^n \delta_j.$$
(9.21)

Величину δ_{Δ} называют допуском замыкающего звена условно, так как она не назначается чертежом, а подсчитывается по допускам составляющих звеньев. На чертежах размер замыкающего звена обычно не проставляют или проставляют с указанием «Для справки».

Из формулы (9.21) видно, что замыкающее звено воспринимает все погрешности составляющих звеньев размерной цепи. Отсюда можно сделать важный практический вывод, что чем выше требования к точности замыкающего звена и чем больше звеньев размерной цепи, тем жестче требования к точности составляющих звеньев, а следовательно, возрастают затраты на изготовление. Удешевление производства, очевидно, связано с увеличением δ_{Δ} и уменьшением числа звеньев, поэтому при разработке конструкции и технологического процесса в качестве замыкающего звена не следует по возможности выбирать звено, к которому предъявляются наиболее высокие точностные требования. Уменьшение числа звеньев связано с практической реализацией двух основополагающих принципов конструирования: малодетальности и кратчайшей цепи преобразования.

Для определения предельных размеров замыкающего звена вместо формул (9.17) можно использовать формулы

$$A_{\Delta\max} = A_{\Delta} + \Delta_{\Delta\text{в}}; A_{\Delta\min} = A_{\Delta} - \Delta_{\Delta\text{в}}. \quad (9.22)$$

Отметим, что при расчетах значения отклонений всегда учитываются со своими знаками («+» или «-»).

В некоторых случаях, например при проверочных расчетах, предельные размеры замыкающего звена удобно определять с помощью средних значений размеров замыкающего звена по формулам

$$A_{\Delta\max} = A_{\Delta 0} + \delta_{\Delta}/2; A_{\Delta\min} = A_{\Delta 0} - \delta_{\Delta}/2 \quad (9.23)$$

или средним предельным отклонениям $\Delta_{\Delta 0}$:

$$\Delta_{\Delta\text{в}} = \Delta_{\Delta 0} + \delta_{\Delta}/2; \Delta_{\Delta\text{н}} = \Delta_{\Delta 0} - \delta_{\Delta}/2. \quad (9.24)$$

Среднее значение размеров замыкающего звена рассчитывают по формуле

$$A_{\Delta 0} = \sum_{j=1}^m A_{j0} - \sum_{k=m+1}^n A_{k0}, \quad (9.25)$$

где A_{j0} и A_{k0} — средние значения размеров составляющих увеличивающих и уменьшающих звеньев,

$$A_{j0} = \frac{A_{j \max} + A_{j \min}}{2}; \quad A_{k0} = \frac{A_{k \max} + A_{k \min}}{2}. \quad (9.26)$$

Средние значения отклонений замыкающего звена рассчитывают по формулам

$$\Delta_{\Delta 0} = \sum_{j=1}^m \Delta_{\Delta 0_j} - \sum_{k=m+1}^n \Delta_{\Delta 0_k}; \quad (9.27)$$

$$\Delta_{0_j} = \frac{\Delta_{j \max} + \Delta_{j \min}}{2}; \quad \Delta_{0_k} = \frac{\Delta_{k \max} + \Delta_{k \min}}{2}, \quad (9.28)$$

где $\Delta_{\Delta 0_j}$, $\Delta_{\Delta 0_k}$ — координаты середин полей допусков увеличивающих и уменьшающих звеньев соответственно.

На практике для упрощения КД указанные обозначения Δ_{\max} , Δ_{\min} , Δ_0 часто используют вместо стандартных обозначений $es(ES)$, $ei(EI)$, $em(Em)$.

9.2.2. Вероятностный метод расчета

Вероятностный метод экономичнее метода полной взаимозаменяемости за счет расширения допусков на составляющие звенья и обеспечивает практически полную взаимозаменяемость. Его применяют в серийном и массовом производстве для расчета размерных цепей с большим числом звеньев и малой величиной допуска исходного звена.

При расчете размерных цепей вероятностным методом предельные размеры и отклонения замыкающего звена определяют по формулам (9.23) или (9.24). Средние значения размеров и отклонения звеньев рассчитывают по формулам (9.25) — (9.28). Допуск замыкающего звена в общем случае рассчитывают по формуле

$$\delta_{\Delta} = \frac{t}{3} \sqrt{\sum_{i=1}^n \xi_i^2 k_i^2 \delta_i^2} \quad \text{или} \quad \delta_{\Delta} = t \sqrt{\sum_{i=1}^n \xi_i^2 \lambda_i^2 \delta_i^2}, \quad (9.29)$$

где t — коэффициент, зависящий от принимаемого процента риска p (вероятности выхода размера замыкающего звена за пределы поля допуска); ξ_i — передаточное отношение (коэффициент влияния) i -го звена; k_i — коэффициент относительного рассеивания i -го звена; λ_i — относительное среднее квадратическое отклонение рассеивания параметров i -го звена.

Коэффициенты k_i и λ_i учитывают закон рассеивания размеров. Рекомендации по выбору этих коэффициентов, а также коэффициентов t приведены в прил. 4.

Для линейных размерных цепей, состоящих из звеньев с нормальными законами рассеивания размеров ($k_i = 1$, $\lambda_i = \frac{1}{3}$, $p = 0,27\%$; $t = 3$; $|\xi_i| = 1$) формула (9.29) принимает вид

$$\delta_{\Delta} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \delta_i^2}. \quad (9.30)$$

Данная формула справедлива для многозвенных РЦ, а также для любых РЦ с нормальным законом рассеивания размеров составляющих звеньев.

Вместо формул (9.24) для определения верхнего и нижнего отклонения замыкающего звена можно использовать следующие формулы:

$$\Delta_{\Delta\text{в}} = (A_{\Delta 0} + \delta_{\Delta}/2) - A_{\Delta}; \quad \Delta_{\Delta\text{н}} = (A_{\Delta 0} - \delta_{\Delta}/2) - A_{\Delta}. \quad (9.31)$$

9.2.3. Проектный расчет линейных размерных цепей

Проектный расчет на точность (прямая задача) играет важную роль при создании точных ПУ. Целью проектного расчета является распределение точностных показателей замыкающего звена между всеми составляющими звеньями РЦ. По его результатам устанавливают не только точностные показатели деталей и сборочных единиц, при которых ПУ функционируют нормально, но и приемлемость их конструктивно-технологических решений, удовлетворяющих требованиям ТЗ и экономичности.

При выполнении проектного расчета рекомендуется придерживаться следующего порядка.

1. Постановка цели и задачи проектного расчета на точность. При формулировании целей и задачи учитывают назначение и условия эксплуатации разрабатываемого ПУ, а также экономические факторы. На основании анализа ТЗ устанавливают точностные показатели ПУ, а также способы расчета и методы достижения точности. По чертежам общего вида и сборочных единиц четко выявляют все требования, которые должны быть выполнены при изготовлении и сборке ПУ, т. е. выявляют ис-

ходные звенья и их параметры: номинальные размеры A_{Δ} , допуски δ_{Δ} и допускаемые отклонения $\Delta_{\Delta B}$ и $\Delta_{\Delta H}$.

2. Разработка схемы РЦ. После выявления исходного (замыкающего) звена на основе конструкции изделия устанавливают все звенья, влияющие непосредственно на него и образующие замкнутый контур, т. е. разрабатывают схему цепи. Методика разработки РЦ и установление характера ее звеньев рассмотрены ранее.

3. Проектный расчет РЦ. Сначала разрабатывают исходные уравнения: уравнение РЦ (9.16), уравнение, отнесенное к допускам с учетом метода обеспечения точности замыкающего звена (9.21) или (9.29), затем уравнения РЦ, отнесенные к отклонениям размеров (9.18) или (9.24).

Пользуясь установленными формулами, определяют номинальные размеры и допуски всех составляющих звеньев, затем назначают отклонения размеров. При необходимости расчетные значения номинальных размеров и допусков согласуют со стандартными значениями.

4. Проверочные расчеты. Выполняют с целью установления правильности назначения номинальных размеров, допусков и отклонений размеров составляющих звеньев. Для этого определяют расчетные значения номинального размера, допуск и предельные отклонения замыкающего звена по найденным точностным показателям всех составляющих звеньев.

5. Анализ результатов проектного расчета и принятие решения. Расчетные значения параметров замыкающего звена сравнивают с его заданным значением. Результаты проектного расчета признают удовлетворительными, если выполнены условия:

$$A_{\Delta} = [A_{\Delta}]; A_{\Delta \max} \leq [A_{\Delta}]_{\max}; A_{\Delta \min} \geq [A_{\Delta}]_{\min},$$

или
$$A_{\Delta} = [A_{\Delta}]; \Delta_{\Delta B} \leq [\Delta_{\Delta B}]; \Delta_{\Delta H} \geq [\Delta_{\Delta H}]. \quad (9.32)$$

При невыполнении условий (9.32) результаты расчетов корректируют. В дальнейшем окончательно установленные номинальные размеры и предельные отклонения размеров составляющих звеньев указывают в рабочих чертежах деталей и сборочных единиц.

При проектном расчете принимают, что параметры исходного (замыкающего) звена A_{Δ} , δ_{Δ} , $\Delta_{\Delta B}$, $\Delta_{\Delta H}$ или $A_{\Delta \max}$, $A_{\Delta \min}$, A_{Δ} в исходных уравнениях заданы, т. е. известны, а все параметры составляющих звеньев неизвестны и подлежат определению. Поскольку для их отыскания используют исходные уравнения, в которых число неизвестных равно числу составляющих звеньев размерной цепи, то каждое уравнение имеет множество возможных решений. Поэтому одной из задач проектного расчета является отыскание оптимального варианта распределения точностных параметров замыкающего звена между параметрами составляющих звеньев.

В настоящее время используют ряд методов проектного расчета параметров составляющих звеньев: пробных расчетов, равных допусков, одного качества точности и др. Далее будем рассматривать достоинства и недостатки указанных методов и расчетные зависимости для определения параметров составляющих звеньев, полагая при этом, что все звенья размерной цепи являются независимыми и используются при нормальных условиях работы. При проектном расчете будем обозначать заданные точностные параметры в квадратных скобках.

Проектный расчет выполняют методами полной и неполной взаимозаменяемости.

Определение номинальных размеров составляющих звеньев.

Проектный расчет начинают с определения номинальных размеров составляющих звеньев A_1, A_2, \dots независимо от метода достижения точности. Для решения этой задачи используют основное уравнение размерной цепи (9.16), которое для проектного расчета можно записать в виде $[A_{\Delta}] = \sum A_j - \sum A_k$.

Полагая, что номинальный размер замыкающего звена задан и изменению не подлежит, назначают номинальные размеры для всех составляющих звеньев с учетом намеченного конструктивного решения ПУ, чертежа общего вида или эскизно-компоновочного чертежа, конструктивно-технологических соображений, а также требований унификации и стандартизации размеров. После выбора оптимального варианта из ряда возможных назначений номинальных размеров составляющих звеньев выполняют проверочный расчет номинального размера замыкающего звена A_{Δ} по формуле (9.16).

Если условие $A_{\Delta} = [A_{\Delta}]$ не выполняется, то номинальные размеры одного или нескольких звеньев корректируют.

9.2.4. Проектные методы расчета допусков размеров в условиях полной взаимозаменяемости (расчет на максимум-минимум)

Задачей проектного расчета является рациональное распределение заданного допуска замыкающего звена $[\delta_{\Delta}]$ между допусками составляющих звеньев δ_i с учетом конструктивно-технологических и экономических требований. Применение этого метода расчета однозначно, если по условиям ТЗ должна быть обеспечена полная взаимозаменяемость при достаточно большом допуске замыкающего звена и малом числе составляющих звеньев. При решении задачи используют метод попыток, равных допусков и одного качества точности.

Метод попыток (пробных расчетов) нашел наибольшее применение на практике. При проектном расчете разработчик с учетом допуска $[\delta_{\Delta}]$ для выбранного технического решения ПУ предварительно назначает экономически и технологически приемлемые стандартные допуски и отклонения на все размеры составляющих звеньев с учетом личного опыта и опыта конструирования, изготовления и эксплуатации подобных деталей, узлов и ПУ.

Обоснованность назначения допусков на все составляющие звенья устанавливают с помощью выполнения проверочного расчета.

Если условия (9.32), обеспечивающие работоспособность изделия, не выполняются надлежащим образом, то допуски или отклонения размеров на одно или несколько составляющих звеньев корректируют с целью обеспечения выполнения требуемого условия.

Метод попыток весьма универсален и применяется в условиях единичного и мелкосерийного производства.

Метод равных допусков. В основу этого метода положено условие, что все размеры РЦ независимо от их номинальных размеров назначают с одинаковыми допусками, т. е. $\delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = \delta_0$.

Тогда с учетом уравнения (9.30) получим выражение для определения среднего допуска для всех звеньев РЦ:

$$\delta_0 = [\delta_{\Delta}]/n, \quad (9.33)$$

где n — число составляющих звеньев РЦ.

По найденному значению допуска δ_0 и номинальному размеру A_i для каждого звена согласно табл. 1.1 устанавливают стандартные допуски (ближайшие минимальные) и соответствующие качества точности.

Метод равных допусков широко применяют для определения допусков размеров составляющих звеньев (особенно для предварительной оценки точности РЦ), когда размеры однотипны и находятся в одном или близких интервалах размеров, а также если метод попыток оказывается достаточно громоздким.

Если интервалы размеров существенно различаются, то при назначении допусков рекомендуется их значение уточнять с помощью метода пропорционального вклада. По результатам расчета выполняют проверочный расчет.

Метод одного качества точности рекомендуется применять, когда размеры составляющих звеньев находятся в широком диапазоне изменения интервалов. Целью данного метода является определение таких допусков составляющих звеньев, величины которых находятся в пределах одного качества, а сами размеры могут находиться в широком диапазоне изменения интервалов. Известно, что стандартные допуски размеров рассчитывают по формуле $T = ai$, где a — число единиц допуска, устанавливаемое для каждого качества; i — единица допуска, значение i зависит от интервала, в котором находится размер (см. п. 1.3). В пределах одного качества допуск зависит только от номинального размера, так как для всех размеров выполняется условие: $a_1 = a_2 = a_3 = \dots = a_n = a_0$. Таким образом, задача расчета по методу одного качества сводится к определению числа единиц допуска a , которое однозначно определяет качество точности.

При расчете на максимум-минимум a определяют с учетом формулы (9.21), полагая, что $a_1 = a_2 = a_3 = \dots = a_n = a_0$, тогда

$$[\delta_{\Delta}] = \sum_{i=1}^n \delta_i = a_1 i_1 + a_2 i_2 + \dots + a_n i_n = a_0 \sum_{i=1}^n i_i,$$

откуда расчетное значение

$$a_0 = [\delta_{\Delta}] / \sum_{i=1}^n i_i. \quad (9.34)$$

По найденному расчетному значению a_0 устанавливают качество на искомые допуски для всех составляющих звеньев со-

гласно ЕСПП по ближайшему меньшему стандартному значению, после чего по найденному качеству и номинальному размеру каждого составляющего звена определяют их допуски. Затем выполняют проверочный расчет δ_{Δ} , по результатам которого принимают решение.

Метод одного качества точности широко применяют благодаря наглядности, определенности и простоте расчетов, а также когда размеры сильно различаются между собой.

К недостаткам метода относится то обстоятельство, что при его использовании нивелируется сложность изготовления и характер размеров.

9.2.5. Метод определения параметров звеньев размерных цепей при наличии звеньев с заданными размерами

В реальных конструкциях ПУ нередко используют стандартные, покупные или заимствованные детали и сборочные единицы (узлы), которые могут входить в размерную цепь. Номинальные размеры, допуски и отклонения размеров указанных элементов считаются заданными и изменениям не подлежат.

Тогда уравнение (9.21) можно записать в виде

$$[\delta_{\Delta}] = \sum_{j=1}^m \delta_j + \sum_{i=1}^{n-m} \delta_i, \quad (9.35)$$

где $\sum \delta_j$ — сумма заданных допусков размеров (стандартных, заимствованных и (или) покупных изделий); $\sum \delta_i$ — сумма неизвестных допусков размеров, подлежащих определению; n — общее число звеньев размерной цепи; m — число заданных звеньев РЦ.

Полагая, что значения $[\delta_{\Delta}]$ и $\sum \delta_j$ заданы, можно установить, что при проектном расчете между неизвестными звеньями распределяется не весь допуск δ_{Δ} , а его часть

$$\sum \delta_i = [\delta_{\Delta}] - \sum \delta_j. \quad (9.36)$$

С учетом уравнения (9.36) среднее значение допуска при расчете по методу равных допусков

$$\delta_0 = \frac{\sum \delta_i}{n-m} = \frac{[\delta_{\Delta}] - \sum \delta_j}{n-m}. \quad (9.37)$$

Среднее значение числа единиц допуска при расчете по методу одного квалитета

$$a_0 = \left([\delta_\Delta] - \left[\sum \delta_j \right] \right) / \sum_{i=1}^{n-m} i. \quad (9.38)$$

После определения среднего значения допуска δ_0 или числа единиц допуска a_0 определяют квалитет для искомых размеров.

Выбор квалитета по среднему допуску δ_0 проводят с учетом номинального размера по данным табл. 1.1 — по ближайшему минимальному к расчетному допуску значению стандартного допуска.

Установление при расчете РЦ методам одного квалитета точности квалитета для всех искомых звеньев цепи проводится по данным п. 1.3 и стандартному числу единиц допуска a .

В качестве стандартного значения a принимают ближайшее минимальное значение относительно расчетного среднего значения a_0 .

Отметим, что при таком подходе к выбору квалитетов (по ближайшему минимальному стандартному значению a_0 или δ_0) создается некоторый запас точности замыкающего звена, который в дальнейшем может быть использован для расширения «жестких» допусков размеров рассчитываемой РЦ.

9.2.6. Определение предельных отклонений размеров составляющих звеньев

В качестве исходного для решения поставленной задачи рассматривается уравнение (9.18), в котором полагают, что предельные отклонения замыкающего звена заданы, т. е. известны $[\Delta_{\Delta B}]$ и $[\Delta_{\Delta H}]$.

При установлении отклонений на размеры составляющих звеньев РЦ разработчик опирается на опыт изготовления подобных изделий. Рекомендуется устанавливать отклонения, размещая найденные выше допуски «в тело» (материал) детали т. е. «в плюс» на размеры, относящиеся к охватывающим поверхностям (отверстиям), указывать в качестве основного отклонения для основного отверстия (H), а на размеры, которые относятся к охватываемым (валам), — «в минус», т. е. отклонения указывают как для основного вала (h). Величина второго

(неосновного) отклонения определяется величиной допуска (качества). Тогда с учетом принятого в ЕСДП подхода к обозначению полей допусков предельные отклонения размеров обозначают для охватывающих размеров H5, H6, H7, H8 и т. д., для охватываемых — h5, h6, h7 и т. д.

Если отклонения замыкающего звена $[A_{\Delta}]$ симметричны, то отклонения размеров (одного или нескольких) составляющих звеньев также назначают симметричными, т. е. принимают их равными $\pm T_i/2$.

После установления точностных параметров (номинальных размеров, допусков и отклонений) всех искомым и заданных составляющих звеньев выполняют проверочный расчет точностных параметров замыкающего звена. Если условия (9.32) не выполняются или выполняются ненадлежащим образом, точностные показатели одного или нескольких звеньев корректируют.

9.2.7. Проектный расчет РЦ методами неполной взаимозаменяемости

Если для достижения заданной точности по методу полной взаимозаменяемости получаемые путем проектного расчета допуски размеров на составляющие звенья оказываются экономически неприемлемыми, поскольку из-за малой величины их трудно или невозможно изготовить, то применяют различные конструкторские, технологические и организационно-технические методы неполной взаимозаменяемости, с помощью которых допуски на составляющие звенья расширяют до экономически приемлемых значений при условии обеспечения требуемого качества ПУ. К таким методам относят: метод попыток, вероятностный метод, методы групповой взаимозаменяемости, регулирования и пригонки.

Правильный выбор метода достижения заданной точности имеет важное значение для создания оптимальных конструкций с минимальными затратами на их изготовление.

Выбор конкретного метода достижения точности необходимо осуществить на самых ранних этапах проектирования ПУ.

Метод попыток (пробных расчетов) применяют согласно приведенным ранее рекомендациям.

Вероятностный метод позволяет по сравнению с методом полной взаимозаменяемости получить увеличение допусков на

составляющие звенья РЦ в 2 раза и более. В ряде случаев допуски могут оказаться экономически приемлемыми при обеспечении необходимого качества работы ПУ.

Основная проблема использования вероятностного метода расчета связана с трудностью установления достоверного закона распределения параметров. В настоящем учебном пособии предполагается, что рассеяние размеров подчиняется нормальному закону. Это приемлемо, если изделие выпускают в больших количествах, а детали изготавливают на современном оборудовании.

При вероятностном методе обеспечивается как полная (в большинстве случаев), так и неполная взаимозаменяемость (реже). В последнем случае имеет место выход замыкающего (исходного) размера за допустимые пределы. Тогда в технических условиях указывают процент возможных дефектных изделий и предусматривают дополнительные контрольные и организационные мероприятия, исключающие возможность поставки потребителю бракованных изделий. Среди этих мер — направленный подбор или подгонка отдельных элементов, разборка уже собранного изделия с последующей его сборкой и т. д.

Далее приведены формулы для определения точностных параметров составляющих звеньев в зависимости от принятого метода расчета. При вероятностном методе решают те же задачи и в той же последовательности, что и при расчете на максимум-минимум.

Метод равных допусков. При использовании этого метода допуски на все составляющие звенья принимают равными: $\delta_1 = \delta_2 = \dots = \delta_n = \delta_0$. С учетом формулы (9.30) можно определить среднее значение допуска для всех звеньев независимо от их номинального размера:

$$\delta_0 = [\delta_\Delta] / \sqrt{n}. \quad (9.39)$$

При наличии в РЦ звеньев с заданными допусками δ_j

$$\delta_0 = \frac{\sqrt{[\delta_\Delta]^2 - \sum \delta_j^2}}{\sqrt{n - m}}, \quad (9.40)$$

где n — общее число звеньев РЦ; m — число звеньев РЦ с заданным допуском.

Метод одного качества. При расчете по этому методу полагают, что все размеры изготавливают по одному качеству, т. е. принимают, что число единиц допуска для всех размеров оди-

наково: $a_1 = a_2 = \dots = a_n = a_0$. Учитывая, что $\delta_i = a_i i_i$ (см. формулу (9.30)), находим среднее значение единиц допуска

$$a_0 = [\delta_\Delta] / \sqrt{\sum_{i=1}^n i_i^2}. \quad (9.41)$$

При наличии в РЦ звеньев с заданными параметрами

$$a_0 = \frac{\sqrt{[\delta_\Delta]^2 - \sum \delta_j^2}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n-m} i_i^2}}. \quad (9.42)$$

При расчетах значение единицы допуска i для каждого составляющего звена определяют по данным, приведенным в 1.3, с учетом его номинального размера. По найденным расчетным значениям допусков δ_0 и номинальным размерам A_i по табл. 1.1 или числу единиц допуска a_0 устанавливают качество для каждого звена (размера) по ближайшему минимальному стандартному значению T_i или a_i относительно их расчетных значений. После определения качества для каждого размера назначают основные отклонения по изложенной методике.

Метод групповой взаимозаменяемости широко применяют в серийном и массовом производстве. Для достижения заданной точности замыкающего звена методом групповой взаимозаменяемости (селективной сборки) в РЦ включают составляющие звенья с меньшим допуском из одноименных групп, на которые они предварительно рассортированы. Достоинством метода является то, что необходимая точность замыкающего звена обеспечивается на базе применения составляющих звеньев с экономически приемлемыми допусками, что приводит к повышению производительности труда, меньшим потерям от брака и снижению себестоимости изделий.

Число размерных групп, на которые необходимо рассортировать детали, определяют из условия

$$n = \sum_{i=1}^{m+n} T_i / [\delta_\Delta] \quad \text{или} \quad n = \frac{\delta_\Delta}{[\delta_\Delta]}, \quad (9.43)$$

где δ_Δ — допуск исходного звена с экономически приемлемыми допусками составляющих звеньев T_i , т. е. $\delta_\Delta = \sum T_i$. Обычно $n = 2 - 5$ (в отдельных случаях до 15).

Допуск составляющего размера (групповой допуск) в пределах группы

$$\delta_i^{\text{гп}} = T_i / n. \quad (9.44)$$

При выборе числа групп следует учитывать, что возможные отклонения формы должны находиться в пределах группового допуска $\delta_i^{\text{гп}}$. Если отклонения формы превышают $\delta_i^{\text{гп}}$, то рассортировка на группы невозможна, поскольку размеры детали, измеренные в разных сечениях, входят в разные группы. Например, рассортировка на n групп возможна, если овальность, бочкообразность, конусообразность меньше T_d/n , а некруглость или цилиндричность меньше $T_d/2n$.

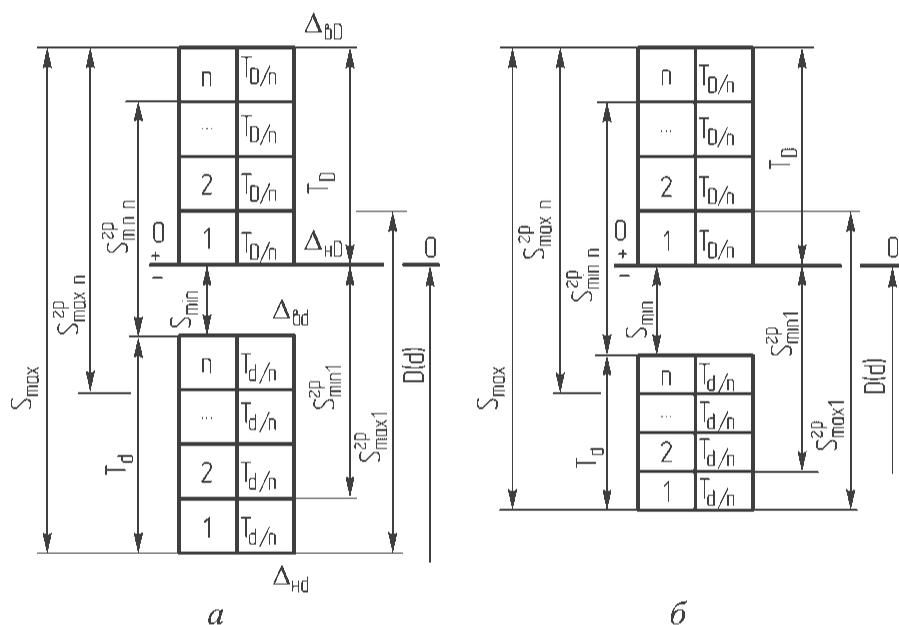


Рис. 9.4. Схемы размещения размерных групп при селективной сборке:

$$a - T_D = T_d; \quad б - T_D > T_d$$

Рассмотрим метод групповой взаимозаменяемости на примере РЦ, состоящей из двух звеньев, имея в виду, что полученные выводы могут быть распространены и на более сложные цепи. Обычно этот метод применяют при расчете на максимум-минимум. На рис. 9.4 приведены схемы расположения полей допусков отверстия и вала, показаны предельные зазоры для первой и n -й групп и исходного соединения для деталей с одинаковыми (рис. 9.4, а) и разными (рис. 9.4, б) допусками. Согласно рис. 9.4, можно записать:

$$\begin{aligned} S_{\min 1}^{\text{гр}} &= S_{\min} + T_d - T_d / n; & S_{\min n}^{\text{гр}} &= S_{\min} + T_D - T_D / n; \\ S_{\max 1}^{\text{гр}} &= S_{\max} - T_D + T_D / n; & S_{\max n}^{\text{гр}} &= S_{\max} - T_d + T_d / n. \end{aligned} \quad (9.45)$$

Из анализа уравнений (9.45) и рис. 9.4 следует, что:

- при одинаковых допусках составляющих звеньев ($T_D = T_d$) для всех групп зазоры $S_{\min}^{\text{гр}}$ и $S_{\max}^{\text{гр}}$ (групповые допуски) одинаковы;
- если допуски составляющих звеньев не равны ($T_D \neq T_d$), то предельные значения групповых допусков $S_{\min}^{\text{гр}}$ и $S_{\max}^{\text{гр}}$ будут разными. При $T_D > T_d$ максимальные зазоры получаются в n -й группе, при $T_D < T_d$ — в первой группе;
- точность посадки $T_{\delta}^{\text{гр}}$ после селективной сборки по сравнению с обычной сборкой повышается в n раз: $T_{\delta}^{\text{гр}} = \frac{T_D + T_d}{n} = T_{\delta} / n$.

Предельные размеры отверстий и валов в k -группах, $k = 1, \dots, n$, рассчитывают по формулам

$$\begin{aligned} D_{\max}(d_{\max}) &= D(d) + \Delta_{\text{BD}(d)}^k; \\ D_{\min}(d_{\min}) &= D(d) + \Delta_{\text{HD}(d)}^k. \end{aligned} \quad (9.46)$$

Предельные отклонения для k -й группы определяют по формулам

$$\begin{aligned} \Delta_{\text{BD}}^k &= \text{EJ} + \frac{T_D}{n} k; & \Delta_{\text{HD}}^k &= \text{EJ} + \frac{T_D}{n} (k-1); \\ \Delta_{\text{Bd}}^k &= \text{ei} + \frac{T_d}{n} k; & \Delta_{\text{Hd}}^k &= \text{ei} + \frac{T_d}{n} (k-1). \end{aligned} \quad (9.47)$$

Указанные выводы полностью распространяются и на соединения с переходными посадками и натягами [2, 6].

Иногда селективную сборку применяют для уменьшения наибольшего зазора или натяга. При этом число групп определяют по формуле (9.45) для наихудшего случая.

Недостатком метода групповой взаимозаменяемости является так называемое незавершенное производство, поскольку не все детали поступают на сборку из-за разного их числа в одноименных группах. Для уменьшения объема незавершенного производства необходимо, чтобы кривые рассеяния размеров были идентичны по форме и характеристикам. Нельзя применять метод групповой взаимозаменяемости и тогда, когда какая-либо

деталь входит в РЦ двумя или более своими размерами, поскольку при сортировке на группы она по какому-то размеру может быть отнесена к одной размерной группе, а по другим — к иным.

К недостаткам метода относят необходимость 100%-ного измерения и последующей сортировки деталей и отсутствие полной взаимозаменяемости, так как имеет место взаимозаменяемость в пределах сортировочных групп. Применение контрольно-сортировочных автоматов позволяет значительно снизить затраты на контрольные операции. Применение метода групповой взаимозаменяемости усложняет КД из-за дополнительных указаний по сборке.

Пример 9.3. На сколько групп можно рассортировать валики $\varnothing 20h10$ ($T_d = 84$ мкм), если овальность достигает 20 мкм?

Решение. Сортировка на группы возможна, если отклонение формы лежит в пределах группового допуска. Принимая, что групповой допуск равен отклонению формы, найдем $n = T_d/T_{cp} = 84/20 = 4,2$. Примем $n = 4$. ■

Пример 9.4. Определить групповые зазоры и допуск для посадки $\varnothing 32H11/d11$, если детали рассортированы на четыре группы ($n = 4$).

Решение. По заданию имеем $n = 4$; для отверстия $\varnothing 32^{+0,16}$; для вала $\varnothing 32_{-0,24}^{-0,08}$. При обычной сборке $S_{max} = +160 - (-240) = 400$ мкм; $S_{min} = 0 - (-80) = 80$ мкм; $T_S = 400 - 80 = 320$ мкм. При групповой сборке (при $T_D = T_d$) по формулам (9.45) $S^{TP}_{max} = 400 - 160 + 160/4 = 280$ мкм; $S^{TP}_{min} = 80 + 160 - 160/4 = 200$ мкм; $T^{TP}_S = 280 - 200 = 80$ мкм. Следовательно, при использовании селективной сборки допуск замыкающего звена уменьшился в 4 раза. ■

Метод регулирования заключается в том, что необходимых показателей качества прибора (узла) достигают при сборке деталей с экономическим допуском регулированием (изменением) параметров одного или нескольких компенсирующих элементов — компенсаторов, предусмотренных в изделии заранее.

Необходимость применения метода регулирования (компенсатора) определяется тогда, когда условие $\delta_\Delta \leq [\delta_\Delta]$ не выполняется или когда допуски на отдельные элементы не соответствуют технологическим и экономическим требованиям. Метод регулирования (в оптических приборах называют юстировкой, в РЭА — настройкой) рекомендуется использовать в сложных радиоэлектронных, оптико-электронных, оптико-механических

и других электромеханических приборах с высокой точностью выходных параметров, когда применение методов полной, частичной или групповой взаимозаменяемости (пригонки) экономически нецелесообразно.

В условиях крупносерийного производства методом регулирования в основном устраняют только те погрешности, которые не позволяют получить требуемый показатель качества прибора (узла). Это объясняется тем, что затраты на точное изготовление деталей обычно меньше, чем при использовании компенсаторов, которые требуют регулировки (юстировки).

В условиях мелкосерийного и единичного производства метод регулирования применяют для достижения одновременно двух целей: обеспечения требуемых показателей качества и повышения технологичности конструкции, достигаемой расширением допусков деталей и узлов до экономически оправданных.

Дополнительным преимуществом метода регулирования по сравнению с другими методами является возможность компенсации погрешностей, возникающих при эксплуатации в результате износа, температурных и упругих деформаций.

Метод регулирования осуществляют с помощью ступенчатых компенсаторов, регулировочных и юстировочных устройств, силового замыкания, элементов с изменяемыми параметрами.

Ступенчатые компенсаторы — это детали, изменением размеров или числа которых добиваются компенсации технологических и других погрешностей приборов. Необходимые параметры компенсаторов устанавливают при сборке. Применение ступенчатых компенсаторов (в виде кольца) показано на рис. 9.5. Подбором толщины колец (К) обеспечивают фокусировку объектива (рис. 9.5, а) и осевой натяг подшипников (рис. 9.5, б). Регулировочные устройства, например на базе винтовых передач, в отличие от ступенчатых компенсаторов позволяют плавно из-

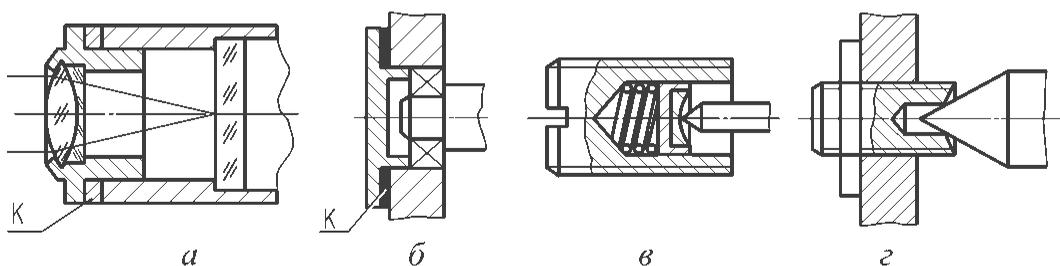


Рис. 9.5. Конструктивные схемы компенсаторов

менять размеры и положение деталей и узлов, подвижкой которых обеспечивается требуемое качество. К регулировочным устройствам относят простые конструкции, без введения дополнительных деталей (например, соединение оправы объектива с корпусом по резьбе обеспечивает плавную фокусировку изображения), а также сложные, например юстировочные устройства (регулируемые столики, эксцентриковые оправы, регулируемые опоры и т. д.). На рис. 9.5, *г* изображено устройство для плавного регулирования зазора в опоре на центрах.

Силовое замыкание позволяет компенсировать погрешности изготовления и сборки. В качестве таких компенсаторов часто используют упругие элементы. Зазоры выбираются автоматически с применением пружинного кольца (см. рис. 5.3, *а*) или упругого элемента (рис. 9.5, *в*).

Переменные конденсаторы, сопротивления и подобные им элементы также применяют в качестве компенсаторов. Например, изменением сопротивления r_3 обеспечивают компенсацию погрешностей сопротивлений r_1 и r_2 и поддерживают сопротивление цепи в заданных пределах (рис. 9.6).

Решение о целесообразности применения метода регулирования следует принять на этапе проектного расчета, когда по заданному допуску на показатель качества прибора (узла) определяют требования и параметры точности деталей и узлов. По результатам расчета выясняют погрешности, требующие компенсации. Исходя из вида этих погрешностей, условий производства и эксплуатации ПУ, разработчик выбирает тип и рассчитывает сначала компенсатор, который позволяет компенсировать наиболее сильно влияющую погрешность или несколько погрешностей одновременно. Затем переходят к расчету других компенсаторов, обеспечивающих достижение заданной точности, если это необходимо.

При проектировании компенсаторов (независимо от их типа) определяют их размеры и чувствительность, с которой надо изменять эти размеры.

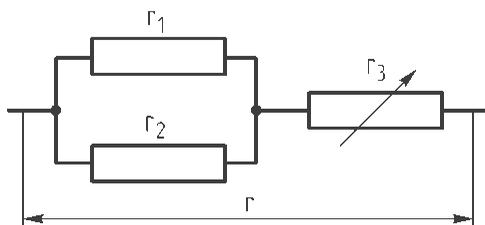


Рис. 9.6. Компенсация погрешностей сопротивления

Возможное изменение размеров (параметров) компенсаторов (диапазон компенсации ΔK) рассчитывают из условия (без учета допусков на изготовление самого компенсатора):

$$\Delta K = \delta'_\Delta - [\delta_\Delta], \quad (9.48)$$

где $[\delta_\Delta]$ — заданный допуск исходного звена; δ'_Δ — допуск замыкающего звена, получаемый при использовании составляющих звеньев с экономически целесообразными допусками T_i :

$$\delta'_\Delta = \sum_{i=1}^n T_i.$$

Формула (9.48) справедлива для компенсаторов как увеличивающих, так и уменьшающих звеньев. Величину ΔK условно называют допуском компенсатора. Связь между ΔK и предельными размерами K_{\max} , K_{\min} и отклонениями $\Delta_B K$, $\Delta_H K$ можно представить следующим образом: $\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$, или $\Delta K = \Delta_B K - \Delta_H K$.

При проектном расчете значение ΔK предварительно устанавливают по формуле (9.48). Целью расчета является определение номинального размера, предельных размеров и отклонений компенсатора. Исходными для решения этой задачи являются формулы для расчета РЦ (9.16) и (9.18). Для лучшего понимания связей между размерами в РЦ при наличии компенсатора сохраним структуру исходных формул. Компенсатор в РЦ рассматривается как составляющее звено. В зависимости от конструктивного решения разрабатываемого изделия и расположения компенсатора он может рассматриваться как увеличивающее или уменьшающее звено (см. рис. 9.5). Соотношения между размерами РЦ выбирают в зависимости от характера компенсатора.

Вариант 1. Если компенсатор является увеличивающим звеном и все остальные увеличивающие звенья РЦ деталей (узла) имеют максимальные допустимые предельные размеры (отклонения), то для компенсации этих погрешностей предельный размер (отклонение) компенсатора должен иметь минимальное значение $K_{\min}(\Delta_H K)$. Максимальный предельный размер компенсатора $K_{\max}(\Delta_B K)$ назначают, когда увеличивающие звенья РЦ имеют минимальные предельные размеры (отклонения). Таким образом, получаем следующие расчетные формулы:

$$A_{\Delta \max} = \sum_{j=1}^m A_{j \max} - \sum_{k=m+1}^n A_{k \min} + K_{\min};$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{j=1}^m A_{j \min} - \sum_{k=m+1}^n A_{k \max} + K_{\max}.$$

Для номинальных размеров РЦ

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^m A_j - \sum_{k=m+1}^n A_k + K,$$

где K — номинальный размер компенсатора.

Вариант 2. Если компенсатор является уменьшающим звеном, то его предельный размер назначают максимальным $K_{\max}(\Delta_B K)$, если все остальные уменьшающие звенья имеют минимальные предельные размеры (отклонения) и т. д. В результате получаем следующие расчетные формулы:

$$A_{\Delta \max} = \sum_{j=1}^m A_{j \max} - \sum_{k=m+1}^n A_{k \min} - K_{\max};$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{j=1}^m A_{j \min} - \sum_{k=m+1}^n A_{k \max} - K_{\min};$$

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^m A_j - \sum_{k=m+1}^n A_k - K.$$

В приведенных формулах неизвестными являются предельные и номинальные размеры компенсатора, для их определения формулы необходимо преобразовать следующим образом: значения K_{\max} , K_{\min} , K перенести в левую часть, а A_{Δ} , $A_{\Delta \max}$, $A_{\Delta \min}$ — в правую.

Отметим, что изложенный выше подход может быть использован и для установления предельных отклонений компенсатора.

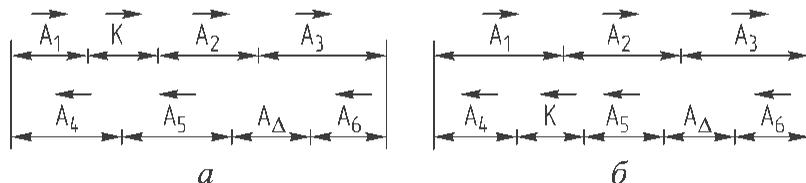


Рис. 9.7. Схемы размерных цепей с компенсатором K

Приведем формулы для определения параметров компенсаторов: номинальных размеров, предельных отклонений и размеров.

Для увеличивающего звена компенсатора (рис. 9.7, а)

$$\begin{aligned}
 K &= [A_{\Delta}] - \sum_{j=1}^n A_j + \sum_{k=m+1}^n A_k; \\
 \Delta_B K &= [\Delta_{\Delta H}] + \sum_{k=m+1}^n \Delta_{kB} - \sum_{j=1}^m \Delta_{jH}; \\
 \Delta_H K &= [\Delta_{\Delta B}] + \sum_{k=m+1}^n \Delta_{kH} - \sum_{j=1}^m \Delta_{jB}; \\
 K_{\max} &= [A_{\Delta \min}] + \sum_{k=m+1}^n A_{k \max} - \sum_{j=1}^m A_{j \min}; \\
 K_{\min} &= [A_{\Delta \max}] + \sum_{k=m+1}^n A_{k \min} - \sum_{j=1}^m A_{j \max}.
 \end{aligned} \tag{9.49}$$

Для уменьшающего звена компенсатора (рис. 9.7, б)

$$\begin{aligned}
 K &= \sum_{j=1}^m A_j - \sum_{k=m+1}^n A_k - [A_{\Delta}]; \\
 \Delta_B K &= \sum_{j=1}^m \Delta_{jB} - [\Delta_{\Delta B}] - \sum_{k=m+1}^n \Delta_{kB}; \\
 \Delta_H K &= \sum_{j=1}^m \Delta_{jH} - [\Delta_{\Delta H}] - \sum_{k=m+1}^n \Delta_{kH}; \\
 K_{\max} &= \sum_{j=1}^m A_{j \max} - \sum_{k=m+1}^n A_{k \min} - [A_{\Delta \max}]; \\
 K_{\min} &= \sum_{j=1}^m A_{j \min} - \sum_{k=m+1}^n A_{k \max} - [A_{\Delta \min}].
 \end{aligned} \tag{9.50}$$

После определения (в зависимости от выбранного способа расчета предельных отклонений или размеров) $\Delta_B K$, $\Delta_H K$ или K_{\max} , K_{\min} определяют расчетные значения компенсатора ΔK_p для проверки правильности расчетов по формулам $\Delta K_p = \Delta_B K - \Delta_H K$ или $\Delta K_p = K_{\max} - K_{\min}$.

Затем найденные расчетные значения допуска компенсатора ΔK сравнивают с необходимым, рассчитанным по формуле (9.48). Считается, что параметры компенсатора определены правильно, если $\Delta K_p = \Delta K$.

Рассмотрим методы расчета компенсаторов со ступенчатым и плавным регулированием размеров (параметров).

Компенсаторы первого типа находят наибольшее применение благодаря простоте конструкций и высокой надежности. Их выполняют по одному из двух вариантов: 1) из набора постоянных прокладок, состоящего из одной постоянной прокладки $t_{\text{пост}}$ и одной или нескольких сменных, причем число прокладок n , устанавливаемых при сборке, зависит от действительных размеров деталей собираемого узла (прибора); 2) из набора прокладок, размеры которых меняются от меньшей до большей с постоянным или переменным шагом. При сборке используют одну прокладку в зависимости от действительных размеров деталей собираемого узла (прибора).

Для расчета параметров компенсаторов по каждому варианту предварительно определяют параметры K_{max} и K_{min} , назначив на все размеры экономически целесообразные допуски.

При расчете компенсаторов по первому варианту толщину постоянной прокладки (кольца, втулки) t_n назначают из условия

$$t_n \leq K_{\text{min}}. \quad (9.51)$$

Количество сменных деталей (прокладок, колец, втулок) n определяют из следующего условия: компенсатор должен полностью устранять погрешность замыкающего звена, поэтому толщина сменной детали t не должна превышать допуска замыкающего звена $[\delta_\Delta]$, а их суммарная толщина $S = nt$ должна быть не меньше величины компенсации ΔK , т. е. должны выполняться условия $t \leq [\delta_\Delta]$ и $nt = \Delta K$.

При проектных расчетах необходимое количество сменных деталей n рассчитывают по формуле

$$n = \frac{\Delta K}{[\delta_\Delta]} + 1. \quad (9.52)$$

Найденное значение n округляют до целого, затем определяют толщину сменной детали

$$t = \frac{\Delta K}{n}. \quad (9.53)$$

Расчетные значения t (а также t_n) при необходимости округляют в меньшую сторону до стандартных значений, затем назначают допуски на их изготовление.

Размеры, определяющие границы групп набора компенсаторов, следующие:

$$t_1 = t_n; t_2 = t_n + t; t_3 = t_n + 2t, \dots \quad (9.54)$$

Максимальный размер компенсатора

$$t_{\max} = t_n + nt \geq K_{\max}. \quad (9.55)$$

Если условие (9.55) не выполняется, то следует увеличить либо число прокладок, либо их толщину, причем первый способ является предпочтительным.

При расчете компенсатора по второму варианту толщину одной из прокладок (колец) принимают $t_1 = K_{\min}$, толщины всех последующих изменяют по арифметической прогрессии с разностью (шагом) t или по геометрической со знаменателем прогрессии $q = 2$. Для регулирования используется одна прокладка, номер которой n определяют в зависимости от действительных размеров деталей. При использовании компенсаторов в КД указывают необходимость регулирования и ее пределы, а также само регулировочное устройство.

В качестве компенсаторов не рекомендуется выбирать звенья, принадлежащие одновременно к нескольким размерным цепям, так как изменение их величины может внести ошибки во все связанные размерные цепи.

Расчет компенсатора, обеспечивающего плавное изменение сопротивления электрической цепи, рассмотрен в примере 9.7, а также в работах [2, 10, 11, 14].

Метод пригонки можно рассматривать как разновидность метода регулирования. Отличие заключается в том, что необходимой точности узла (прибора) достигают при сборке изменением размера (пригонки) компенсирующего (заранее установленного) звена на величину ΔK , которую удаляют путем снятия материала. Этот метод применяют в мелкосерийном и единичном производстве для многозвенных цепей, когда возникает необходимость увеличить допуски составляющих звеньев до экономически приемлемых при обеспечении высокой точности замыкающего звена.

На чертежах размеры, которые выполняют при сборке, задают с припуском на обработку, величину которого определяют по формуле (9.48). Примеры оформления чертежей при использовании метода пригонки приведены на рис. 5.1 и 5.2. Высокая точность центрирования линз обеспечивается при сборке одно-

временно расточкой гнезда под линзу в оправе и обточкой центрирующего пояска или посадочной резьбы.

Недостатками указанного метода являются отсутствие полной взаимозаменяемости, усложнение сборки и потребность в высококвалифицированных сборщиках, снижение производительности труда.

9.2.8. Проверочный расчет размерных цепей

Проверочный расчет выполняют в целях:

- проверки правильности результатов проектного расчета;
- проверки правильности назначения и простановки размеров, допусков и отклонений в КД (в чертежах общего вида, сборочных единиц и деталей);
- сравнения возможных вариантов назначения размеров, допусков и отклонений для установления оптимального варианта конструкторско-технологических решений разрабатываемого изделия с учетом затрат и т. д.

Исходными данными для проверочного расчета являются указанные в КД номинальные и предельные размеры $[A]$, $[A_{\max}]$, $[A_{\min}]$ или предельные отклонения $[\Delta_B]$, $[\Delta_H]$ всех составляющих звеньев, а также предельные значения исходного (замыкающего) звена $[A_\Delta]$, $[A_{\Delta\max}]$, $[A_{\Delta\min}]$ или $[A_\Delta]$, $[\Delta_{\Delta B}]$, $[\Delta_{\Delta H}]$, указываемые в ТЗ на разработку изделия.

При выполнении проверочного расчета размерных цепей рекомендуется придерживаться следующего порядка.

1. Постановка цели и задачи проверочного расчета. Установление исходных данных замыкающего звена.
2. Установление всех составляющих звеньев размерной цепи и их точностных параметров.
3. Разработка схемы размерной цепи и определение увеличивающих и уменьшающих звеньев.
4. Составление основного уравнения размерной цепи и определение расчетного значения номинального размера замыкающего звена.
5. Выбор уравнений для расчета предельных отклонений замыкающего звена с учетом метода расчета (вероятностного или на максимум-минимум).
6. Определение предельных размеров замыкающего звена $A_{\Delta\max}$ и $A_{\Delta\min}$.

7. Оценка результатов расчета и проверка правильности назначения исходных данных составляющих звеньев, т. е. выполнение условия (9.32).

8. Принятие решения.

При проверочном расчете с учетом ТЗ, метода расчета и точностных параметров составляющих звеньев определяют расчетные значения замыкающего звена A_{Δ} , $A_{\Delta\max}$, $A_{\Delta\min}$ или A_{Δ} , $\Delta_{\Delta B}$, $\Delta_{\Delta H}$: при расчете на максимум-минимум по формулам (9.16), (9.17), (9.18), (9.22), (9.23), при вероятностном методе — по формулам (9.16), (9.23) — (9.30).

Результаты проверочного расчета считают приемлемыми, а следовательно, точностные параметры на составляющие звенья назначенными правильно, если выполняются условия (9.32), т. е. расчетное поле допуска замыкающего звена находится в пределах заданного по ТЗ и при этом $\delta_{\Delta} \approx [\delta_{\Delta}]$. Если эти условия не выполняются, то возникает необходимость в корректировке точностных параметров звеньев размерной цепи (изменение допусков и отклонений, номинальных размеров). Эта корректировка (уточнение) носит итерационный характер. После назначения новых точностных параметров составляющих звеньев снова выполняют проверочный расчет, и если указанные выше ограничения не выполняются, то точностные параметры звеньев снова корректируют, и проверочный расчет повторяют и т. д.

Данный метод нашел широкое применение на практике из-за своей простоты. Существенным недостатком является то, что при использовании метода затруднена оптимизация точностных параметров звеньев, так как корректирование точностных показателей носит весьма произвольный характер и во многом зависит от опыта и «вкуса» разработчика.

На практике часто используют другой метод достижения требуемой точности замыкающего звена — *метод зависимого (увязочного) звена*, суть которого заключается в том, что заданные параметры точности замыкающего звена обеспечиваются за счет изменения точностных параметров одного из составляющих звеньев РЦ, которое условно называют зависимым, или увязочным. В качестве зависимого звена обычно выбирают звено, которое легко изготавливается и измеряется (длина, высота, толщина). Точностные параметры остальных составляющих звеньев, а также замыкающего звена остаются неизменными и считаются заданными.

Расчетные соотношения для определения предельных отклонений размеров увязочного звена зависят от метода расчета размерной цепи и выбора вида звена.

Если зависимое звено (обозначается с индексом «х») выбрано из числа увеличивающих звеньев размерной цепи, то его отклонения рассчитывают по формулам

$$\Delta_{0x} = \sum_{k=m+1}^n \Delta_{0k} - \sum_{j=1}^{m-1} \Delta_{0j} + [\Delta_{\Delta 0}]; \quad (9.56)$$

$$\Delta_{\text{вх}} = \Delta_{0x} + \delta_x/2; \quad \Delta_{\text{нх}} = \Delta_{0x} - \delta_x/2. \quad (9.57)$$

Если зависимое звено выбрано из числа уменьшающих звеньев, то его отклонения рассчитывают по формулам

$$\Delta_{0x} = \sum_{j=1}^m \Delta_{0j} - \sum_{k=m+1}^{n-1} \Delta_{0k} - [\Delta_{\Delta 0}]; \quad (9.58)$$

$$\Delta_{\text{вх}} = \Delta_{0x} + \delta_x/2; \quad \Delta_{\text{нх}} = \Delta_{0x} - \delta_x/2. \quad (9.59)$$

Значение допуска зависимого звена δ_x рассчитывают с учетом метода расчета РЦ.

При расчете на максимум-минимум можно записать:

$$[\delta_{\Delta}] = \sum_{i=1}^{n-1} [\delta_i] + \delta_x,$$

откуда

$$\delta_x = [\delta_{\Delta}] - \sum_{i=1}^{n-1} [\delta_i]. \quad (9.60)$$

При вероятностном методе

$$\delta_x = \sqrt{[\delta_{\Delta}]^2 - \sum_{i=1}^{n-1} [\delta_i]^2}. \quad (9.61)$$

Величина предельного отклонения увязочного звена в КД обычно представлена числом, например: $5,5^{+0,12}$; $10_{-0,15}$. Поскольку такое обозначение размеров не согласуется с принятыми

обозначениями размеров в КД, например, $10p7$, $20h12$, этот размер называют расчетным.

Пример 9.5. Проверить обоснованность назначения размеров для элементов конструкции редуктора (рис. 9.8, а): расстояние между опорными торцами валика 1 $A_1 = 15h8$, толщина буртика втулок 2 и 4 $A_2 = A_4 = 2h9$, высота стойки 3 $A_3 = 20h8$, если расстояние между торцом валика и торцами втулки (зазор) $S = I_{-0,05}^{+0,10}$.

Решение. Поставленная задача — это задача проверочного расчета, целью которого является проверка выполнения условий (9.32). При ее решении будем придерживаться рекомендованного плана последовательности действий. Сначала определим замыкающий размер. Поскольку при сборке редуктора зазор S между торцами вала и втулки получается последним, то этот зазор и будет замыкающим звеном. Обозначим его A_{Δ} . Составим схему РЦ, используя правило обхода по контуру (рис. 9.8, б). Найдем, что размер A_3 — увеличивающий, размеры A_1, A_2, A_4 — уменьшающие. Определим параметры замыкающего звена двумя способами: методом минимума-максимума (вариант I) и теоретико-вероятностным методом (вариант 2).

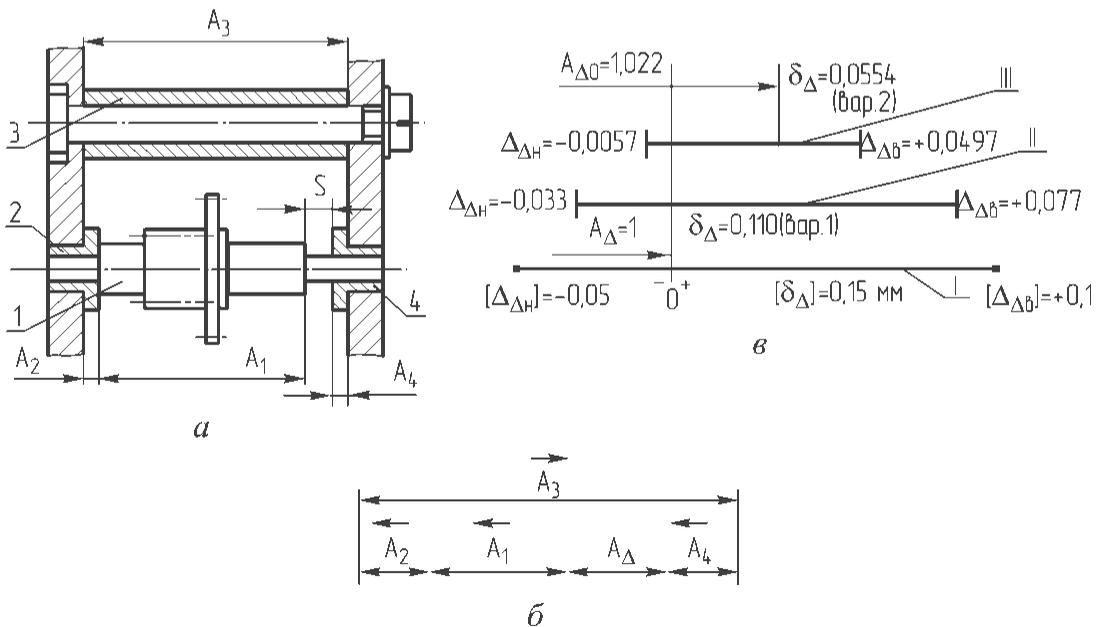


Рис. 9.8. Фрагмент (а) и схема размерной цепи (б) приборного редуктора, схема расположения полей допусков по ТЗ(І) (в) при расчете методом максимума-минимума (II) и вероятностным методом (III)

Вариант 1

Определим номинальный размер замыкающего звена по формуле (9.16):

$$A_{\Delta} = A_3 - A_1 - A_2 - A_4 = 20 - 15 - 2 - 2 = 1 \text{ мм.}$$

Найдем предельные отклонения замыкающего звена по формуле (9.18), предварительно установив верхние и нижние отклонения составляющих звеньев. Из условий задания имеем: $A_1 = 15h8 = 15_{-0,027}$; $A_2 = A_4 = 2h9 = 2_{-0,025}$; $A_3 = 20h8_{-0,033}$, откуда $\Delta_{3B} = 0$; $\Delta_{3H} = -0,033$ мм; $\Delta_{2B} = \Delta_{4B} = 0$; $\Delta_{2H} = \Delta_{4H} = -0,025$ мм; $\Delta_{1B} = 0$; $\Delta_{1H} = -0,027$ мм.

Найдем предельные отклонения и размеры замыкающего звена по формулам (9.18) и (9.22):

$$\Delta_{\Delta B} = \Delta_{3B} - \Delta_{1H} - \Delta_{2H} - \Delta_{4H} = 0 - (-0,027) - (-0,025) - (-0,025) = +0,077 \text{ мм;}$$

$$\Delta_{\Delta H} = \Delta_{3H} - \Delta_{1B} - \Delta_{2B} - \Delta_{4B} = -0,033 - 0 - 0 - 0 = -0,033 \text{ мм;}$$

$$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + \Delta_{\Delta B} = 1 + 0,077 = 1,077 \text{ мм;}$$

$$A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + \Delta_{\Delta H} = 1 + (-0,033) = 0,967 \text{ мм.}$$

Допуск замыкающего звена найдем по формуле (9.20):

$$\delta_{\Delta} = A_{\Delta \max} - A_{\Delta \min} = 1,077 - 0,967 = 0,11 \text{ мм.}$$

Результаты расчетов показывают, что условия (9.32) выполняются в полном объеме. Следовательно, размеры на составляющие звенья назначены правильно (рис. 9.8, II).

Вариант 2

Определим приемлемость точностных параметров составляющих звеньев вероятностным методом.

Определим среднее расчетное значение размера замыкающего звена по формуле (9.25) составляющих звеньев по (9.26):

$$A_{\Delta 0} = A_{30} - A_{10} - A_{20} - A_{40} = 19,9835 - 14,9865 - 2 \cdot 1,9875 = 1,022 \text{ мм.}$$

Считая, что рассеяние размеров характеризуется нормальным законом распределения, по формуле (9.30) получим:

$$\delta_{\Delta} = \sqrt{\sum_i^4 \delta_i^2} = \sqrt{0,033^2 + 0,025^2 + 0,027^2 + 0,025^2} = 0,0554 \text{ мм.}$$

Вычислим верхнее и нижнее отклонения замыкающего звена по формуле (9.23):

$$\Delta_{\Delta B} = \left(A_{\Delta_0} + \frac{\delta_{\Delta}}{2} \right) - A_{\Delta} = (1,022 + 0,277) - 1 = 0,0497 \text{ мм};$$

$$\Delta_{\Delta H} = \left(A_{\Delta_0} - \frac{\delta_{\Delta}}{2} \right) - A_{\Delta} = (1,022 - 0,277) - 1 = -0,0057 \text{ мм}.$$

Результаты расчета приведены на рис. 9.8, в.

Анализ схемы расположения полей допусков (см. рис. 9.8, в) показывает, что условия (9.32) выполняются.

Оба варианта назначения точностных параметров на составляющие звенья приемлемы, их расчетные поля допусков находятся в пределах от $[A_{\Delta \min}]$ до $[A_{\Delta \max}]$. Вместе с тем при вероятностном методе допуск $\delta_{\Delta} = 0,0554$ мм, что значительно меньше $\delta_{\Delta} = 0,11$ мм, установленного при расчете на минимум-максимум. Это позволяет конструктору значительно увеличить допуски на составляющие звенья. ■

Пример 9.6. Для нормальной работы точного приборного редуктора, фрагмент которого приведен на рис. 9.8, а, необходимо обеспечить зазор между торцом втулки 4 и торцом валика 1 $S = 0,1 \dots 0,25$ мм.

Требуется определить точностные параметры всех деталей, обеспечивающие получение величины зазора в заданных пределах при условии полной взаимозаменяемости.

Решение. Цель расчета — по заданным параметрам исходного звена (зазора) определить номинальные размеры, допуски и отклонения расстояния между опорными торцами валика 1, толщину буртиков втулок 2 и 4, высоту стойки 3. Это задача проектного расчета. Рассматривая конструкцию, можно установить, что зазор S является замыкающим (исходным) звеном. Установим параметры исходного звена: $[A_{\Delta}]_{\max} = 0,25$ мм; $[A_{\Delta}]_{\min} = 0,1$ мм; $[A_{\Delta}] = 0$; $[\Delta_{\Delta B}] = +0,25$ мм; $[\Delta_{\Delta H}] = +0,1$ мм; $[\delta_{\Delta}] = 0,15$ мм.

Составим схему РЦ (см. рис. 9.8, б). Установим характеристики звеньев, используя правило обхода по контуру. Находим, что звенья A_1 , A_2 и A_4 — уменьшающие, звено A_3 — увеличивающее.

Определим номинальные размеры звеньев. Из конструктивных соображений с учетом чертежа общего вида (или эскизно-компоновочного чертежа) назначим номинальные размеры всех звеньев: для стойки $A_3 = 23$ мм, для торцов втулок $A_2 = A_4 = 2,5$ мм, расстояние между опорными торцами валика $A_1 = 18$ мм.

Проверим правильность назначения номинальных размеров по формуле (9.16): $A_{\Delta} = A_3 - A_1 - A_2 - A_4 = 23 - 18 - 2,5 - 2,5 = 0$. Усло-

вие $A_{\Delta} = [A_{\Delta}]$ выполняется. Следовательно, номинальные размеры назначены правильно. Так как размеры РЦ изменяются в широком диапазоне от 2,5 до 18 мм, задачу определения допусков целесообразно решать методом одного квалитета.

Квалитет точности для всех размеров РЦ определим по среднему значению числа единиц допуска a_0 по формуле (9.34) и данным п. 1.3.

Значение единицы точности для каждого номинального размера найдем по табл. 1.2. Для размера $A_1 = 18$ мм $i_1 = 1,08$ мм; для $A_2 = A_4 = 2,5$ мм $i_2 = i_4 = 0,55$ мм; для $A_3 = 23$ мм $i_3 = 1,31$ мм.

Определим среднее число единиц допуска:

$$a_0 = \frac{[\delta_{\Delta}]}{\sum i_i} = \frac{150}{1,08 + 0,55 + 0,55 + 1,31} = 43.$$

По найденному значению $a_0 = 43$ и данным, приведенным в п. 1.3, найдем среднюю точность РЦ: она соответствует 9-му квалитету (выбор квалитета проводим по стандартному значению a , ближайшему меньшему значению относительно a_0). Установим допуски размеров для всех составляющих звеньев по табл. 1.1. С учетом номинальных размеров звеньев находим, что $T_1 = 0,043$ мм, $T_2 = T_4 = 0,025$ мм и $T_3 = 0,052$ мм.

Проверим обоснованность назначения допусков размеров по формуле (9.21): $\delta\Delta = \sum \delta_i = 0,043 + 0,025 + 0,052 + 0,025 = 0,145$ мм. Условие $\delta_{\Delta} \leq [\delta_{\Delta}]$ выполняется. Следовательно, допуски назначены правильно.

Определим отклонения допусков размеров. С учетом изложенных выше рекомендаций назначим отклонения для всех размеров «в тело». Так как все размеры относятся к охватываемым (валам), то для них установим основное отклонение h . Учитывая, что допуски всех размеров соответствуют 9-му квалитету, можно записать: $A_1 = 18h9$; $A_2 = A_4 = 2,5h9$; $A_3 = 23h9$.

Верхние отклонения для всех звеньев РЦ с основным отклонением h $es_1 = es_2 = es_3 = es_4 = 0$.

Значения нижних отклонений размеров с учетом их номинальных размеров найдем по табл. 1.7: $ei_1 = -0,043$ мм; $ei_2 = ei_4 = -0,025$ мм; $ei_3 = -0,052$ мм.

По формуле (9.18) определим предельные отклонения зазора:

$$\Delta_{\Delta B} = es_3 - ei_1 - ei_2 - ei_4 = 0 - (-0,043) - (-0,025) - (-0,025) = +0,093 \text{ мм};$$

$$\Delta_{\Delta H} = ei_3 - es_1 - es_2 - es_4 = -0,052 - 0 - 0 - 0 = -0,052 \text{ мм}.$$

Найденные значения $\Delta_{\Delta B}$ и $\Delta_{\Delta H}$ не удовлетворяют требованиям поставленной задачи, так как условие (9.32) не выполняется и расчетное поле допуска выходит за пределы заданного по ТЗ.

Для достижения требуемых значений зазора используем метод зависимого звена. В качестве такого звена можно использовать звено A_1 или A_3 . Примем в качестве зависимого звено A_1 . Обозначим его отклонения Δ_{xB} и Δ_{xH} . По формуле (9.58) определим Δ_{0x} , предварительно вычислим средние отклонения составляющих звеньев по формуле (9.28), затем среднее отклонение зависимого звена по формуле (9.27):

$$\Delta_{0x} = \Delta_{03} - \Delta_{02} - \Delta_{04} - [\Delta_{\Delta 0}] = (-0,026) - (-0,0125) - (-0,0125) - (+0,175) = -0,176 \text{ мм.}$$

По формуле (9.60) найдем допуск зависимого звена:

$$\delta_x = [\delta_{\Delta}] - \delta_2 - \delta_3 - \delta_4 = 0,150 - 0,025 - 0,052 - 0,025 = 0,048 \text{ мм.}$$

По формуле (9.59) определим отклонения зависимого звена:

$$\Delta_{xB} = \Delta_{x0} + \frac{\delta_x}{2} = (-0,176) + \frac{0,048}{2} = -0,152 \text{ мм;}$$

$$\Delta_{xH} = \Delta_{x0} - \frac{\delta_x}{2} = (-0,176) - \frac{0,048}{2} = -0,2 \text{ мм.}$$

Таким образом, параметры зависимого звена $A_1 = 18_{-0,200}^{-0,152}$; $\delta_1 = 0,48$ мм.

Проверим правильность назначения отклонений на размеры составляющих звеньев РЦ (с учетом изменения предельных отклонений звена A_1) с помощью проверочного расчета. По формулам (9.27) и (9.28), (9.21) найдем:

$$\Delta_{\Delta 0} = (-0,026) - (-0,0125) - (-0,176) - (-0,0125) = +0,175 \text{ мм;}$$

$$\delta_{\Delta} = 0,052 + 0,025 + 0,048 + 0,025 = 0,15 \text{ мм,}$$

тогда по формулам (9.24)

$$\Delta_{\Delta B} = \Delta_{\Delta 0} + \delta_{\Delta}/2 = +0,175 + 0,15/2 = +0,25 \text{ мм;}$$

$$\Delta_{\Delta H} = \Delta_{\Delta 0} - \delta_{\Delta}/2 = +0,175 - 0,15/2 = +0,1 \text{ мм.}$$

Анализ результатов проверочных расчетов номинальных размеров, допусков и отклонений замыкающего звена показывает, что найденные их значения полностью соответствуют заданным значениям исходного звена, следовательно, номинальные размеры, допуски и отклонения всех составляющих звеньев назначены правильно. ■

Пример 9.7. Определить параметры переменного сопротивления r_3 , если общее сопротивление цепи r должно находиться в пределах $10 \pm 0,05$ Ом. Сопротивления резисторов: $r_1 = 20 \pm 1$ Ом; $r_2 = 18 \pm 0,9$ Ом. Схема электрической цепи дана на рис. 9.6.

Решение. В данной цепи замыкающим звеном является сопротивление r , а компенсатором — r_3 . Уравнение цепи имеет следующий вид:

$$r = r_3 + \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} = r_3 + R.$$

Найдем параметры параллельной цепи. Номинальный размер цепи

$$R = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} = \frac{20 \cdot 18}{20 + 18} = 9,47 \text{ Ом.}$$

Определим отклонения функции R . С учетом (9.2) получим:

$$\Delta R = \frac{\partial R}{\partial r_1} \Delta r_1 + \frac{\partial R}{\partial r_2} \Delta r_2, \quad (9.62)$$

где коэффициенты влияния

$$\frac{\partial R}{\partial r_1} = \frac{r_2^2}{(r_1 + r_2)^2}; \quad \frac{\partial R}{\partial r_2} = \frac{r_1^2}{(r_1 + r_2)^2}. \quad (9.63)$$

Поскольку отклонения характеристик электронных и радиоэлементов обычно симметричны, то значения Δr_1 и Δr_2 следует принять равными половине допуска. Подставив значения r_1 , r_2 , Δr_1 и Δr_2 в формулы (9.62) и (9.63), получим $\Delta R = 0,45$ Ом. Откуда $\Delta_{R13} = +0,45$ Ом; $\Delta_{R13} = -0,45$ Ом.

Тогда

$$R_{\max} = R + \Delta R = 9,47 + 0,45 = 9,92 \text{ Ом;}$$

$$R_{\min} = R - \Delta R = 9,47 - 0,45 = 9,02 \text{ Ом.}$$

Из уравнения электрической цепи $r = r_3 + R$ определим номинальный размер $r_3 = 10 - 9,47 = 0,53$ Ом. Поскольку компенсатор является увеличивающим звеном, его предельные отклонения рассчитывают по формулам

$$\Delta r_{3\text{в}} = \Delta_{\Delta\text{н}} - (-\Delta_{R\text{н}}) = -0,05 - (-0,45) = 0,4 \text{ Ом;}$$

$$\Delta r_{3\text{н}} = \Delta_{\Delta\text{в}} - (-\Delta_{R\text{в}}) = +0,05 - (+0,45) = -0,4 \text{ Ом.}$$

Следовательно, $r_3 = 0,53 \pm 0,4$ Ом; $r_{3\max} = 0,93$ Ом; $r_{3\min} = 0,13$ Ом.

Диапазон компенсации (регулировки) ΔK сопротивления r_3 составит $\Delta K = \Delta r_{3в} - \Delta r_{3н} = 0,8$ Ом.

Проверим результаты расчета:

$$r_{3\max} = R_{\max} + r_{3\min} = 9,92 + 0,13 = 10,05 \text{ Ом};$$

$$r_{3\min} = R_{\min} + r_{3\max} = 9,02 + 0,93 = 9,95 \text{ Ом},$$

что совпадает с предельными значениями r_3 , данными в условии задачи.

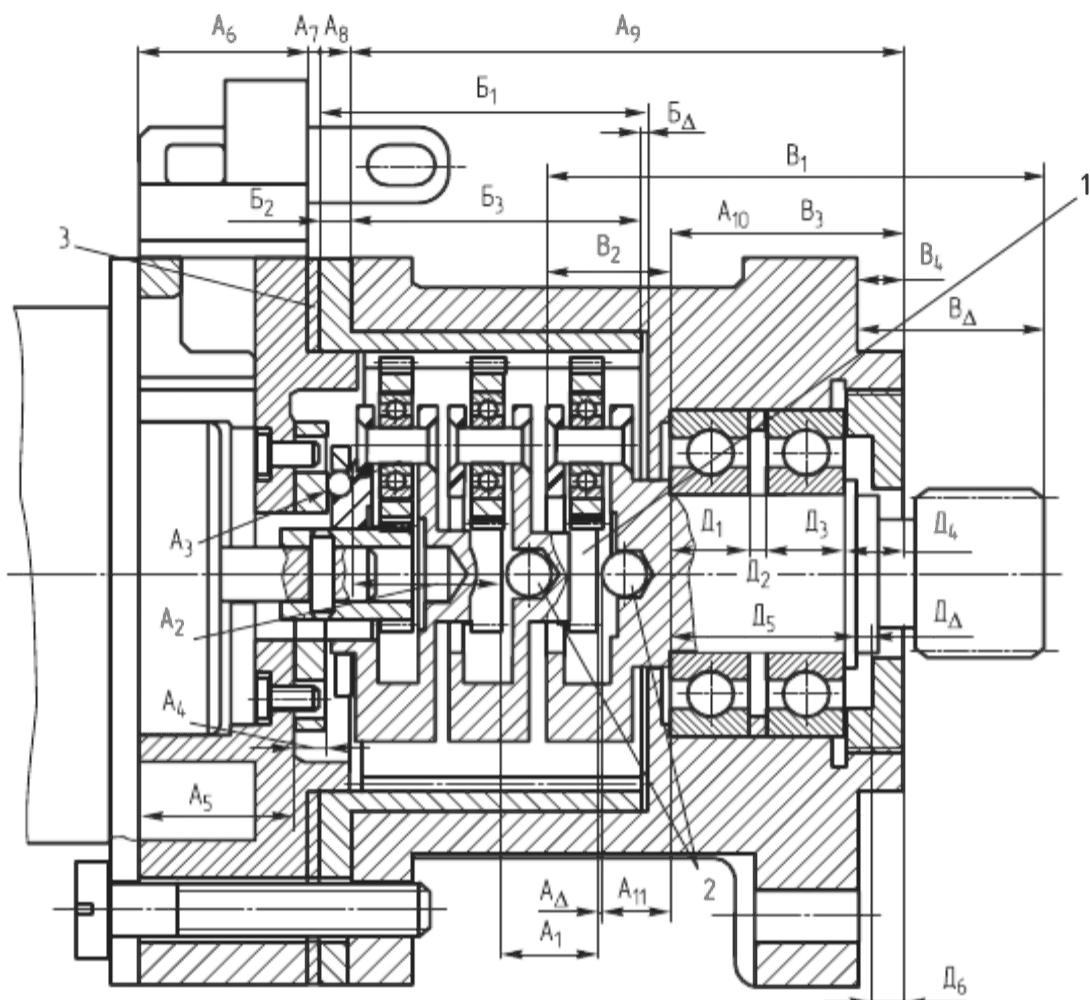
Аналогично решают задачи с цепями конденсаторов, источников света и т. д. ■

Пример 9.8. На рис. 9.9, а приведен чертеж планетарного мотор-редуктора. Его нормальная работа обеспечивается при условии, что зазор $S = A_{\Delta}$ между наружным торцом валика 1 и шариком 2, запрессованным во внутренний торец выходного вала, находится в пределах от 0,1 до 0,3 мм, т. е. $S = 0_{+0,1}^{+0,3}$. Требуется обеспечить нормальную работу механизма при условии, что все детали, размеры которых обозначены буквой А, изготавливаются на экономическом уровне точности (по 12-му качеству) с известными номинальными размерами.

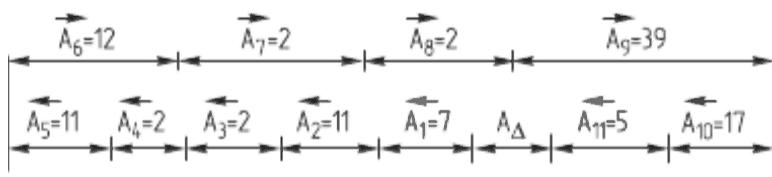
Решение. Согласно требованиям ТЗ для разрабатываемого устройства, необходимо выполнить два условия: 1) обеспечить зазор $S = 0,1 \dots 0,3$ мм; 2) изготовить детали по 12-му качеству. Рассмотрим возможность практической реализации указанных требований. На рис. 9.9, б приведена схема РЦ. Анализ показывает, что замыкающим (исходным) звеном для ее решения является зазор S и допуск зазора ΔS . Далее обозначим зазор $S = A_{\Delta}$, допуск зазора $\delta_S = \delta_{\Delta}$. Тогда $A_{\Delta\Delta_{\Delta}}^{\Delta_{\Delta}} = 0_{+0,1}^{+0,3}$.

Определим расчетные значения допуска зазора замыкающего звена с помощью метода полной взаимозаменяемости и вероятностного метода по формулам (9.21) и (9.30) соответственно. Предварительно по табл. 1.1 определим численные значения допусков размеров составляющих звеньев для размеров по их номинальным размерам и 12-му качеству: $\delta_1 = 0,15$ мм; $\delta_2 = \delta_5 = \delta_6 = \delta_{10} = 0,18$ мм; $\delta_3 = \delta_4 = \delta_7 = \delta_8 = 0,1$ мм; $\delta_9 = 0,25$ мм; $\delta_{11} = 0,12$ мм.

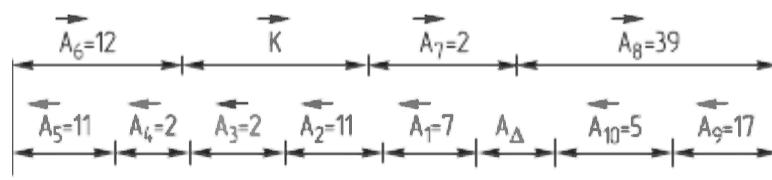
В результате получим, что при расчете по методу полной взаимозаменяемости $\delta_{\Delta} = 1,64$ мм, при вероятностном методе $\delta_{\Delta}^B = 0,55$ мм, откуда видно, что при изготовлении деталей по 12-му качеству допуски зазора превышают требуемое по условиям эксплуатации значе-



а



б



в

Рис. 9.9. Чертеж планетарного мотор-редуктора (а) и схемы (б, в) размерных цепей

ние в 8 и 2,75 раза. Так как по условиям ТЗ увеличение допуска зазора или уменьшение допусков размеров в 8 или 2,75 раза недопустимы, следует рассмотреть возможность реализации требований ТЗ с помощью метода компенсации.

Определим параметры компенсатора. Из рассмотрения чертежа мотор-редуктора можно установить, что в качестве компенсатора целесообразно использовать кольцо 3. На рис. 9.9, в приведена схема РЦ с компенсатором. Так как компенсатор является увеличивающим звеном, то определение его параметров K , $\Delta_B K$, $\Delta_H K$ следует выполнять по формулам (9.49). Отметим, что все точностные показатели звеньев размерной цепи, в том числе и замыкающего звена, известны по условиям ТЗ.

Значение параметров замыкающего звена и выбранные стандартные предельные отклонения допусков по 12-му качеству с учетом назначения и конструктивно-технологических требований приведены в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Номинальные размеры, допуски, предельные отклонения размеров деталей редуктора

Обозначение размера	Номинальный допуск размера	Предельное отклонение		Допуск размера, мм
		верхнее	нижнее	
A_1	7h12	0	-0,15	0,15
A_2	11h12	0	-0,18	0,18
A_3	2h12	0	-0,1	0,1
A_4	2h12	0	-0,1	0,1
A_5	11h12	0	-0,18	0,18
A_6	12h12	0	-0,18	0,18
A_7	2h12	0	-0,1	0,1
A_8	39h12	0	-0,25	0,25
A_9	17H12	+0,18	0	0,18
A_{10}	5h12	0	-0,12	0,12
A_{Δ}	$0^{+0,3}_{+0,1}$	+0,3	+0,1	0,2
ΔK	—	—	—	1,34

Поскольку компенсатор является увеличивающим звеном, по формулам (9.49) определим номинальный размер и предельные отклонения:

$$K = A_{\Delta} - (A_6 + A_7 + A_8) + (A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_9 + A_{10}) = \\ = 0 - (12 + 2 + 39) + (7 + 11 + 2 + 2 + 11 + 17 + 5) = 2 \text{ мм};$$

$$\Delta_B K = [\Delta_{\Delta H}] + (\Delta_{1B} + \Delta_{2B} + \Delta_{3B} + \Delta_{4B} + \Delta_{5B} + \Delta_{9B} + \Delta_{10B}) - \\ - (\Delta_{6H} + \Delta_{7H} + \Delta_{8H}) = +0,1 + (0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0,18) - \\ - [(-0,18) - (-0,1) - (-0,25)] = +0,81 \text{ мм};$$

$$\Delta_H K = [\Delta_{\Delta B}] + (\Delta_{1H} + \Delta_{2H} + \Delta_{3H} + \Delta_{4H} + \Delta_{5H} + \Delta_{9H} + \Delta_{10H}) - \\ - (\Delta_{6B} + \Delta_{7B} + \Delta_{8B}) = +0,3 + (-0,15 - 0,18 - 0,1 - 0,1 - 0 - 0,18 - 0,12) - \\ - (0 + 0 + 0) = -0,53 \text{ мм}.$$

Размер компенсатора $K_{\Delta_H K}^{\Delta_B K} = 2_{-0,53}^{+0,81}$, откуда расчетные предельные размеры и допуск компенсатора: $K_{\min} = 1,47$ мм; $K_{\max} = 2,81$ мм; $\Delta K = K_{\max} - K_{\min} = 2,81 - 1,47 = 1,34$ мм.

Определим требуемое значение диапазона компенсации по формуле (9.48), предварительно установив допуск замыкающего звена (зазора) при назначении всех размеров размерной цепи по 12-му качеству. С учетом формулы (9.21) получим:

$$\delta'_\Delta = (0,15 + 0,18 + 0,1 + 0,1 + 0,18 + 0,1 + 0,1 + 0,25 + 0,18 + 0,12) = 1,54 \text{ мм}.$$

$$\text{Тогда по формуле (9.48)} \quad \Delta K = \delta'_\Delta - \delta_\Delta = (1,54 - 0,2) = 1,34 \text{ мм}.$$

Результаты расчетов показывают, что расчетное и исходное значение допуска ΔK совпадают, следовательно, параметры компенсатора определены правильно.

Найдем размеры компенсатора. Определим число групп, на которые необходимо рассортировать компенсаторы. По формуле (9.52)

$$\text{найдем: } n = \frac{1,34}{0,2} + 1 = 7,7. \text{ Примем } n = 8.$$

Определим толщину сменной прокладки по формуле (9.53):

$$t = \frac{1,34}{8} = 0,1675 \text{ мм}. \text{ Примем } t = 0,17 \text{ мм}.$$

Согласно изложенным выше рекомендациям, примем толщину постоянной прокладки $t_{\Pi} = K_{\min} = 1,47$ мм.

По результатам расчетов выберем возможный вариант компенсации размеров. В первом варианте в комплект компенсаторов включается одна постоянная и восемь сменных прокладок. При сборке используется одна постоянная прокладка и одна или несколько сменных в зависимости от размеров деталей, поступивших на сборку.

Во втором варианте, применяемом достаточно часто, используется одна прокладка, размер которой подбирают при сборке. Определим размеры прокладок для принятого технического решения.

По формуле (9.54) $t_1 = t_{\Pi}$; $t_2 = t_{\Pi} + t$; $t_3 = t_{\Pi} + 2t$ и т. д. получим:

$$t_1 = 1,47 \text{ мм}; t_2 = 1,64 \text{ мм}; t_3 = 1,81 \text{ мм}; t_4 = 1,98 \text{ мм}; t_5 = 2,15 \text{ мм}; \\ t_6 = 2,32 \text{ мм}; t_7 = 2,49 \text{ мм}; t_8 = 2,66 \text{ мм}; t_9 = 2,83 \text{ мм}.$$

Назначим для всех прокладок допуски по 12-му качеству с отклонением по h , т. е. $h12$. Тогда размеры каждой прокладки будут следующими: $1,47h12$, $1,64h12$ и т. д. ■

9.3. Плоские размерные цепи

Плоские РЦ нашли широкое применение в различных конструкциях ПУ. К таким цепям относят РЦ, звенья которых расположены произвольно в одной плоскости (см. рис. 9.2, *ж*). Как отмечалось выше, плоская РЦ может быть преобразована в линейную путем проецирования всех ее звеньев на одно выбранное направление, что позволяет при расчете использовать положения и рекомендации для расчета линейных РЦ. Переход от одной системы РЦ к другой учитывается с помощью введения в расчетные формулы коэффициента влияния, или передаточного отношения ξ_i . С помощью этого коэффициента учитывается реальный вклад точностных показателей каждого звена в точностные показатели замыкающего звена — номинальный размер, предельные отклонения и допуск. В общем случае коэффициенты влияния зависят от размеров и углов, определяющих взаимное расположение звеньев, и могут принимать как положительные, так и отрицательные значения. Звенья с $\xi_i > 0$ относятся к увеличивающим, а звенья с $\xi_i < 0$ — к уменьшающим.

Для сохранения структуры формул, установленных при расчетах точностных показателей линейных РЦ, при расчетах пло-

ских цепей используют значения коэффициентов для увеличивающих и уменьшающих звеньев $|\xi_j|$ и $|\xi_k|$ соответственно.

Значения коэффициентов влияния зависят от принятых конструктивных решений при разработке изделия. По их величине можно судить о приемлемости того или иного варианта ТР. Для установления значения ξ_i возможны два варианта решения задачи. В первом варианте используют метод дифференцирования, применение которого целесообразно, когда аналитическое выражение зависимости $A_\Delta = f(A_1, A_2, \dots)$ легко дифференцируется. В этом случае коэффициенты влияния звеньев устанавливают как частные производные по формуле

$$\xi_i = \frac{\partial A_\Delta}{\partial A_i}. \quad (9.64)$$

Во втором варианте коэффициенты влияния определяют с помощью решения геометрических задач. В этом случае каждое звено последовательно проецируют на направление, по которому строят РЦ (чаще всего на направление замыкающего звена). В результате находят эквивалентную цепь с параллельными звеньями. При каждом составляющем звене имеется множитель, который является коэффициентом влияния ξ_i для этого размера. Затем, используя правило обхода по контуру, устанавливают увеличивающие и уменьшающие звенья. Порядок определения коэффициентов влияния рассмотрен в примере 9.9.

9.3.1. Проектный расчет плоских размерных цепей. Метод максимума-минимума

Номинальные размеры, средние, предельные отклонения и допуски замыкающего звена и составляющих звеньев связаны следующими соотношениями:

$$A_\Delta = \sum_{j=1}^m |\xi_j| A_j - \sum_{k=m+1}^n |\xi_k| A_k; \quad (9.65)$$

$$\Delta_{\Delta B} = \sum_{j=1}^m |\xi_j| \Delta_{jB} - \sum_{k=m+1}^n |\xi_k| \Delta_{kB}; \quad (9.66)$$

$$\Delta_{\Delta H} = \sum_{j=1}^m |\xi_j| \Delta_{jH} - \sum_{k=m+1}^n |\xi_k| \Delta_{kB}; \quad (9.67)$$

$$\Delta_{\Delta 0} = \sum_{j=1}^m |\xi_j| \Delta_{j0} - \sum_{k=m+1}^n |\xi_k| \Delta_{k0}; \quad (9.68)$$

$$\delta_{\Delta} = \sum_{i=1}^n |\xi_i| \delta_i. \quad (9.69)$$

Если в приведенных формулах принять, что $|\xi_j| = |\xi_k| = 1$, то расчетные формулы для плоских цепей будут полностью соответствовать расчетным формулам для линейных цепей, т. е. линейные РЦ можно рассматривать как частный случай плоских РЦ.

Порядок расчета плоских РЦ. Задачи проектного расчета плоских РЦ аналогичны задачам расчета линейных РЦ: распределение допуска замыкающего звена между составляющими звеньями и назначение предельных отклонений размеров для этих звеньев по известным предельным значениям замыкающего звена $[A_{\Delta \max}]$ и $[A_{\Delta \min}]$ или эквивалентных им значениям $[A_{\Delta}]$, $[\Delta_{\Delta \text{в}}]$ и $[\Delta_{\Delta \text{н}}]$.

При решении этой задачи:

- 1) выявляют замыкающее звено и разрабатывают размерную схему плоской цепи;
- 2) разрабатывают эквивалентную линейную размерную схему и определяют коэффициенты влияния для каждого звена, выявляют увеличивающие и уменьшающие звенья;
- 3) разрабатывают основное уравнение размерной цепи

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \xi_i A_i; \quad (9.70)$$

- 4) устанавливают способы распределения допуска замыкающего звена между составляющими звеньями.

Способ равных допусков. Допуски на все составляющие звенья назначают одинаковыми и равными среднему значению δ_0 . С учетом формулы (9.69)

$$\delta_0 = \frac{[\delta_{\Delta}]}{\sum_{i=1}^n |\xi_i|}. \quad (9.71)$$

Способ одного качества. Определяют средний квалитет по среднему значению числа единиц допуска

$$a_0 = \frac{[\delta_\Delta]}{\sum_{i=1}^n |\xi_i| i}. \quad (9.72)$$

Значения единицы допуска i выбирается по данным п. 1.3 в зависимости от номинального размера.

Способ равного вклада. При использовании этого способа распределения допуска $[\delta_\Delta]$ между составляющими звеньями принимают, что вклад каждого звена одинаков, т. е. $\xi_1 \delta_1 = \xi_2 \delta_2 = \dots = \xi_n \delta_n$. Тогда допуск размера для каждого звена

$$\delta_i = \frac{[\delta_\Delta]}{n |\xi_i|}. \quad (9.73)$$

По найденным расчетным значениям допусков или числу единиц допуска устанавливают стандартные значения допусков размеров и квалитеты. В качестве стандартного допуска подбирают его ближайшее к расчетному минимальное значение. При таком подходе создается некоторый запас точности, который при необходимости может быть использован для увеличения «жестких» допусков размеров.

Из рассмотрения формул (9.71), (9.72), (9.73) видно, что допуски размеров зависят от коэффициентов влияния ξ_i , т. е. структуры разрабатываемой детали или узла. Распределение $[\delta_\Delta]$ между составляющими звеньями по методу равного вклада позволяет выявить звенья, для изготовления которых требуются жесткие и нежесткие допуски.

Благодаря этому разработчик может своевременно заметить звенья РЦ, на проектирование которых ему следует обратить особое внимание, и принять необходимые конструкторские и технологические решения, обеспечивающие возможность изготовления ПУ с заданными точностными показателями.

После установления квалитетов для всех составляющих звеньев назначают основное отклонение для каждого звена, руководствуясь рекомендациями, приведенными ранее.

После установления номинальных размеров и предельных отклонений всех звеньев выполняют проверочный расчет. Если условие (9.32) не выполняется или выполняется ненадлежащим

образом, например если $A_{\Delta\max} > [A_{\Delta}]_{\max}$ или $A_{\Delta\min} < [A_{\Delta}]_{\min}$, результаты расчетов корректируют.

9.3.2. Проектный расчет плоских размерных цепей. Вероятностный метод

Среднее значение размера замыкающего звена

$$A_{\Delta 0} = \sum_{j=1}^m |\xi_j| A_{j0} - \sum_{k=m+1}^n |\xi_k| A_{k0}. \quad (9.74)$$

Среднее отклонение поля допуска замыкающего звена

$$\Delta_{\Delta 0} = \sum_{j=1}^m |\xi_j| \Delta_{j0} - \sum_{k=m+1}^n |\xi_k| \Delta_{k0}. \quad (9.75)$$

Допуск размера замыкающего звена

$$\delta_{\Delta} = \sqrt{\sum_{i=1}^n |\xi_i|^2 \delta_i^2}. \quad (9.76)$$

Цели и задачи, исходные данные и порядок расчета размерной цепи вероятностным методом аналогичны расчету плоских цепей методом максимума-минимума. Порядок расчета: выполняют пп. 1)–3) расчета методом максимума-минимума. Затем определяют допуски размеров составляющих звеньев.

Способ равных допусков. Средние значения составляющих звеньев вычисляют по формуле

$$\delta_0 = \frac{[\delta_{\Delta}]}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \xi_i^2}}. \quad (9.77)$$

Способ одного качества. Среднее число единиц допуска

$$a_0 = \frac{[\delta_{\Delta}]}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (\xi_i i)^2}}. \quad (9.78)$$

Способ равного вклада. Допуск размера каждого составляющего звена

$$\delta_i = \frac{[\delta_\Delta]}{\xi_i \sqrt{n}}. \quad (9.79)$$

По расчетным значениям δ_0 , a_0 или δ_i устанавливают качество каждого размера и назначают основные отклонения, руководствуясь при этом рекомендациями, изложенными при расчете на максимум-минимум.

После установления точностных параметров всех звеньев выполняют проверочный расчет, по результатам которого принимают соответствующее решение.

9.3.3. Проверочные расчеты плоских размерных цепей

Целью проверочного расчета плоских РЦ является определение параметров замыкающего звена по заданным значениям параметров составляющих звеньев, указанных в КД, и проверка выполнения условия (9.32).

А. Порядок проверочного расчета плоских РЦ методом максимума-минимума. Последовательность выполнения проверочного расчета следующая:

1) изучают КД и выявляют замыкающее звено и разрабатывают плоскую РЦ;

2) разрабатывают эквивалентную линейную РЦ. Определяют коэффициенты влияния для каждого размера и выявляют увеличивающие и уменьшающие звенья;

3) по формуле (9.65) определяют номинальный размер замыкающего звена A_Δ . По результатам расчета должно выполняться равенство $A_\Delta = [A_\Delta]$;

4) рассчитывают предельные отклонения замыкающего звена $\Delta_{\Delta B}$, $\Delta_{\Delta H}$ по формулам (9.66) и (9.67). Полученные значения сравнивают с исходными. При этом должны выполняться условия $\Delta_{\Delta B} \leq [\Delta_{\Delta B}]$, $\Delta_{\Delta H} \geq [\Delta_{\Delta H}]$;

5) определяют предельные значения замыкающего звена $A_{\Delta \max}$ и $A_{\Delta \min}$ по формуле (9.22). Результаты расчетов размеров замы-

кающего звена сравнивают с заданными; должны выполняться условия: $A_{\Delta\max} \leq [A_{\Delta}]_{\max}$; $A_{\Delta\min} \geq [A_{\Delta}]_{\min}$;

б) результаты расчетов анализируют, затем принимают решение о сохранении или изменении отдельных размеров.

Порядок проверочного расчета плоских РЦ вероятностным методом. Цели и задачи данного проверочного расчета аналогичны целям и задачам, указанным для проверочного расчета на максимум-минимум. Последовательность выполнения расчета следующая:

- 1) — 3) аналогичны пп. 1) — 3) расчета на максимум-минимум;
- 4) определяют средние значения для составляющих звеньев, затем по формуле (9.68) определяют среднее отклонение замыкающего звена;
- 5) определяют допуски размеров составляющих звеньев по КД или результатам проектного расчета, затем рассчитывают допуск размера замыкающего звена по формуле (9.69);
- б) определяют предельные отклонения размеров замыкающего звена по формулам (9.68) и (9.69);
- 7) определяют предельные размеры замыкающего звена по формуле (9.22);
- 8) проводят анализ результатов расчета и принятие решения.

Пример 9.9. В корпусе (рис. 9.10, а) растачиваются последовательно отверстия 1—4 с размерами $A_1 = 40 \pm 0,04$, $A_2 = 80 \pm 0,05$, $A_3 = 100 \pm 0,06$ мм. Требуется проверить обоснованность назначения допусков на межосевые расстояния, если расстояние $O_1O_4 = 100 \pm 0,1$ мм.

Рассмотреть решение поставленной задачи методом дифференцирования и геометрическим методом.

Решение. Определим замыкающее звено A_{Δ} . Учитывая последовательность обработки отверстий, найдем, что размер A_4 , полученный между центрами отверстий 1 и 4, получается последним, а потому является замыкающим, т. е. $A_{\Delta} = A_4$.

Установим зависимость между замыкающим звеном A_{Δ} и составляющими звеньями A_1 , A_2 , A_3 . Из треугольника O_1DO_4 (рис. 9.10, б) найдем:

$$A_{\Delta} = \sqrt{A_2^2 + (A_3 - A_1)^2}. \quad (9.80)$$

Подставив в (9.80) значения $A_1 = 40$ мм, $A_2 = 80$ мм, $A_3 = 100$ мм, найдем $A_{\Delta} = 100$ мм.

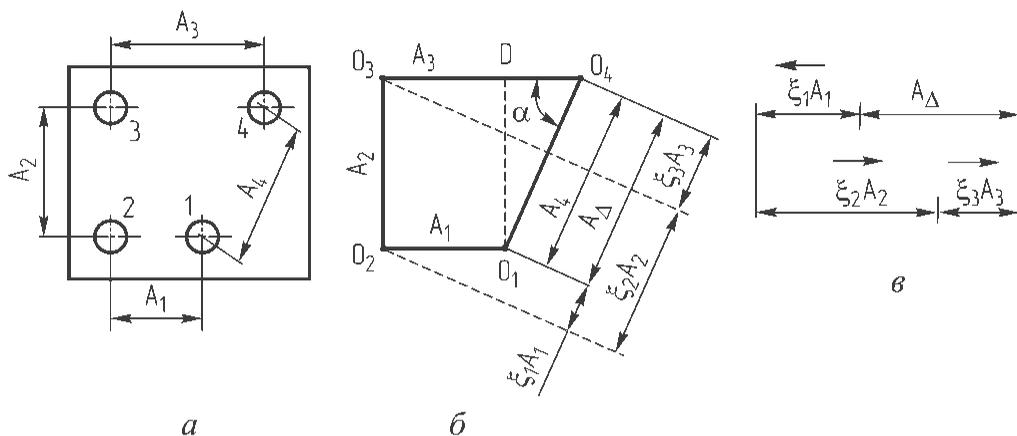


Рис. 9.10. Схемы расположения отверстий в корпусе

1. Решение задачи методом дифференцирования. Основное уравнение для плоских цепей $A_{\Delta} = \sum \xi_i A_i$ или

$$A_{\Delta} = \xi_1 A_1 + \xi_2 A_2 + \xi_3 A_3, \quad (9.81)$$

где $\xi_1 - \xi_3$ — коэффициенты влияния первого—третьего звеньев.

Получим формулы для определения коэффициентов влияния. Дифференцируя уравнение (9.80), найдем:

$$\xi_1 = -\frac{A_3 - A_1}{A_{\Delta}}; \quad \xi_2 = \frac{A_2}{A_{\Delta}}; \quad \xi_3 = \frac{A_3 - A_1}{A_{\Delta}}. \quad (9.82)$$

Найдем численные значения $\xi_1 - \xi_3$, подставив численные значения размеров, полученные ранее:

$$\xi_1 = -\frac{100 - 40}{100} = -0,6; \quad \xi_2 = \frac{80}{100} = +0,8; \quad \xi_3 = \frac{100 - 40}{100} = +0,6. \quad (9.83)$$

Коэффициенты влияния второго и третьего звеньев $\xi_2 > 0$ и $\xi_3 > 0$, следовательно, это увеличивающие звенья; коэффициент влияния первого звена $\xi_1 < 0$, следовательно, первое звено уменьшающее. Определим расчетные значения номинального размера и предельных отклонений замыкающего звена по формулам (9.65) — (9.67). После подстановки значений номинальных значений и отклонений составляющих звеньев, выбранных согласно ТЗ, и коэффициентов влияния получим:

$$A_{\Delta} = 0,8 \cdot 80 + 0,6 \cdot 100 - 0,6 \cdot 40 = 100 \text{ мм};$$

$$\Delta_{\Delta B} = 0,8(+0,05) + 0,6(+0,06) - 0,6(-0,04) = +0,1 \text{ мм};$$

$$\Delta_{\Delta H} = 0,8(-0,05) + 0,6(-0,06) - 0,6(+0,04) = -0,1 \text{ мм}.$$

Результаты расчета показывают, что номинальные размеры и отклонения на составляющие звенья назначены правильно, так как $A_{\Delta} = [A_{\Delta}]$; $\Delta_{\Delta B} = [\Delta_{\Delta B}] = +0,1 \text{ мм}$; $\Delta_{\Delta H} = [\Delta_{\Delta H}] = -0,1 \text{ мм}$.

2. Решение задачи геометрическим методом. Для получения линейной РЦ спроецируем все звенья плоской размерной цепи на направление замыкающего звена (см. рис. 9.10, б). Для наглядности линейная РЦ показана на рис. 9.10, в.

Используя правило обхода по контуру, находим, что звенья A_2 и A_3 — увеличивающие, A_1 — уменьшающее.

Найдем значения коэффициентов влияния. Из рис. 9.10, б следует, что

$$\begin{aligned} \xi_2 &= \sin \alpha = \frac{A_2}{A_{\Delta}} = \frac{80}{100} = 0,8; \\ \xi_1 &= \xi_3 = \cos \alpha = \frac{A_3 - A_1}{A_{\Delta}} = \frac{100 - 40}{100} = 0,6. \end{aligned} \quad (9.84)$$

После определения коэффициента влияния составляющих звеньев определяем номинальный размер и предельные отклонения замыкающего звена по методике, изложенной ранее.

Расчеты показывают, что отклонения и допуски на межосевые расстояния назначены правильно, так как условие (9.32) выполняется полностью. ■

9.4. Связанные размерные цепи

При разработке точных и малогабаритных ПУ руководствуются различными правилами и принципами. Выделим из них два основных: принцип кратчайшей цепи преобразования и малодетальности. Реализация указанных принципов на практике приводит к тому, что одна или несколько деталей одновременно участвуют в работе нескольких узлов ПУ. В результате детали и узлы ПУ оказываются функционально и конструктивно взаимосвязанными.

При точностных расчетах таких ПУ один и тот же размер может входить в несколько цепей. РЦ, в которых имеются общие звенья, называют связанными. Связанные РЦ относят не только к сборочным единицам, но и к деталям. На рис. 9.11 приведены узел и размерная схема редуктора. Нормальная работа устройства обеспечивается расчетом размерных цепей А и Б.

При анализе схем А и Б можно установить, что существует размер, который входит в обе размерные цепи — это длина втулки. В схеме А это звено обозначено A_2 , в схеме Б — B_3 . Наличие общего размера свидетельствует о том, что РЦ А и Б являются связанными. Общие размеры в связанных РЦ обозначают двумя буквами и присвоенными им индексами. Например, на общей расчетной схеме размер A_2 , принадлежащий схеме А, обозначен как A_2B_3 , тот же общий размер на схеме Б обозначен как B_3A_2 .

На рис. 9.12 приведены чертеж и размерная схема вала-триб-ки. На чертеже звенья, размеры которых не указаны, являются замыкающими. В скобках условно показаны обозначения звеньев РЦ. В связанных цепях общие размеры имеют одинаковые номинальные размеры, отклонения и допуски.

Подчеркнем, что все размеры всех звеньев связанных РЦ взаимосвязаны — изменение размера какого-либо звена приводит к изменению других звеньев.

Расчет связанных размерных цепей. На первом этапе точностного расчета деталей, узлов и ПУ разработчик изучает имеющуюся в его распоряжении КД в целях выявления наличия (или необходимости) связанных РЦ. Если будет установлено, что в разрабатываемом ПУ связанные РЦ имеются, то будет разработана общая схема связанных цепей (рис. 9.13).

Предварительно для каждой размерной схемы, входящей в состав комплекса связанных РЦ, устанавливают исходное (замыкающее) звено и его параметры: номинальный размер A_Δ , предельные и средние отклонения e_i (EI), e_s (ES) и e_m (EM), допуск δ_Δ , а также число составляющих звеньев n и их номинальные размеры.

При разработке размерных схем и конструктивно-технологических решений проектируемого изделия следует принимать во внимание:

- принцип кратчайшей цепи преобразования и малодетальности;
- порядок сборки и изготовления деталей, по возможности принимаемый таким, чтобы звено, к которому предъявляются высокие точностные требования, было составляющим, а не замыкающим;
- предшествующий опыт создания подобных конструкций.

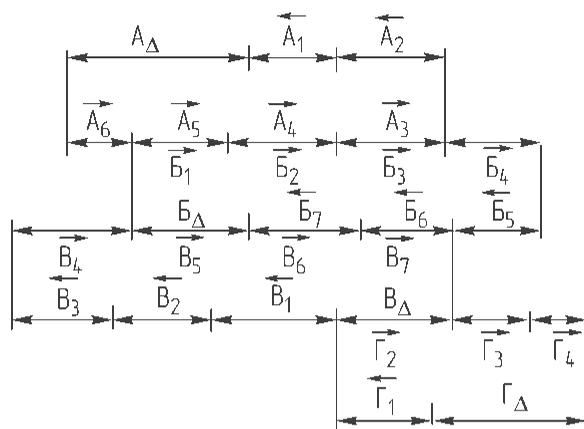


Рис. 9.13. Связанные размерные цепи ПУ

Реализация указанных положений позволяет увеличивать допуски на составляющие звенья и тем самым повысить технико-экономическую эффективность разработки. Завершается этап разработкой общей схемы связанных РЦ.

Выбор исходной схемы для расчета связанных размерных цепей. Опыт показывает, что трудоемкость и сложность расчетов связанных РЦ значительно снижается, если их расчет начинают с той цепи, к которой предъявляются наиболее высокие точностные требования. Назовем эту размерную схему исходной. Для установления исходной размерной схемы следует учитывать: требования к точности изготовления деталей, методы достижения требуемой точности, приемлемость конструктивно-технологических решений деталей и узлов.

В качестве показателей для оценки точности рассматриваемой РЦ используют средний допуск или средний квалитет точности. Оценка точности РЦ по среднему допуску проста и эффективна, если размеры звеньев цепи находятся в одном или близких интервалах.

Метод расчета допусков по одному квалитету точности широко применим на практике. Изменение стандартных допусков в зависимости от квалитета выражается числом a единиц допуска i . Значение числа единиц допуска a постоянно для каждого квалитета. Поэтому задача расчета сводится к определению величины a .

Определение значений δ_0 или a_0 проводят с учетом назначения ПУ и метода расчета (так же, как при проведении проект-

ного расчета линейных цепей). По найденным значениям δ_0 и a_0 подбирают ближайший (как правило, минимальный) квалитет ЕСДП на искомые допуски составляющих звеньев. Результаты расчетов считают приемлемыми, если допуски на составляющие звенья соответствуют экономическим уровням точности.

Если значения квалитетов (допуски размеров) оказываются очень жесткими или практически неприемлемыми по каким-либо причинам для деталей, то разработчик должен рассмотреть возможность увеличения допусков размеров до экономически приемлемых. Решение этой задачи многовариантно. Сначала следует рассмотреть возможность увеличения допусков составляющих звеньев за счет увеличения допуска замыкающего звена δ_Δ или уменьшения числа звеньев РЦ, или одновременного увеличения δ_Δ и уменьшения n .

Если с помощью этих вариантов невозможно достижение экономически приемлемых допусков, то следует рассмотреть один из возможных методов достижения точности — методы регулировки, групповой взаимозаменяемости и т. д. Применение какого-либо из этих методов позволяет расширить допуски до экономически приемлемых. По результатам точностного расчета схем с учетом метода достижения точности уточняют (при необходимости) конструктивно-технологическое оформление узлов (компоновочную схему, схемы и размеры составляющих звеньев и их число и др.) и разрабатывают окончательную схему связанных РЦ. Затем проводят ранжирование РЦ по точности, по результатам которого назначают исходную размерную схему.

Расчет связанных РЦ начинают с расчета исходной размерной схемы. Порядок выполнения проектного и проверочного расчетов связанных РЦ аналогичен рассмотренному ранее для линейных цепей. В результате расчетов для всех звеньев исходной схемы устанавливают их номинальные размеры, отклонения и допуски.

После определения точностных параметров исходной схемы приступают к расчету остальных связанных размерных схем. Для этого все размерные схемы, начиная с исходной, последовательно разбивают на пары, причем в комплект обязательно включают рассчитанную схему и связанную непосредственно с ней рассчитываемую схему. При этом общие размеры рассматриваемых схем считают заданными и выбирают из рассчитанной схемы.

Допуск замыкающего звена δ_{Δ} для рассчитываемой размерной схемы при вероятностном методе расчета

$$\delta_{\Delta} = \sqrt{\sum_{\text{нз}} \delta_i^2 + \sum_{\text{об}} \delta_j^2}. \quad (9.85)$$

Здесь для рассматриваемой размерной цепи под знаком $\sum_{\text{нз}}$ суммируются допуски независимых размеров, под знаком $\sum_{\text{об}}$ — допуски общих для обеих рассматриваемых цепей размеров. Их значение выбирают из рассчитанной сопряженной схемы.

Формула (9.85) является исходной как для проектного, так и для проверочного расчета.

Необходимо отметить, что сопряженные размерные цепи рассчитывают как независимые, если допуски исходного (замыкающего) звена не входят в состав общих размеров или входит только допуск замыкающего звена. Методика расчета таких схем рассмотрена ранее.

Если размер замыкающего звена и один или несколько составляющих размеров одной цепи являются составляющими размерами другой цепи, то общие размеры в таких размерных цепях не являются независимыми (см. рис. 9.13, схемы Б и В). Это связано с тем, что замыкающий размер B_{Δ} включает размеры B_6 и B_7 , и все указанные размеры являются общими размерами для схем Б и В. Следовательно, замыкающий размер схемы $V_{\Delta} = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 + V_5 B_{\Delta} + V_6 B_7 + V_7 B_6$, так как связанные размеры схем Б и В одинаковы, т. е. $V_5 = B_{\Delta}$, $V_6 = B_7$ и $V_7 = B_6$, а значения B_{Δ} , B_7 , B_6 известны (схема Б уже рассчитана), то с учетом формулы (9.85) можно записать:

$$\sum_{\text{нз(В)}} \delta_j^2 = \delta_{\Delta\text{В}}^2 - \sum_{\text{об}} \delta_{j(\text{БВ})}^2, \quad (9.86)$$

откуда следует, что общие размеры схем Б и В при расчете схемы В можно заменить независимыми размерами уже рассчитанной схемы Б. Тогда для схемы В получим:

$$\delta_{\Delta\text{В}} = \sqrt{\sum_{\text{нз(В)}} \delta_i^2 + \sum_{\text{нз(Б)}} \delta_j^2} \quad (9.87)$$

или с учетом (9.86)

$$\delta_{\Delta\text{В}} = \sqrt{\sum_{\text{нз(В)}} \delta_i^2 + \delta_{\Delta\text{В}}^2 - \sum_{\text{об}} \delta_{j(\text{БВ})}^2}. \quad (9.88)$$

Формулы (9.87), (9.88) являются исходными для проектного и проверочного расчетов связанных РЦ.

В заключение рассмотрим практическую реализацию указанных принципов при разработке связанных размерных цепей на примере конструкции вала-трибки (см. рис. 9.12).

Исходным для разработки вала-трибки служит размер B_1 . Значение B_1 , который является общим размером для РЦ редуктора и вала-трибки, определяют в результате решения размерной цепи редуктора (см. пример 9.6).

Размер B_1 может быть реализован двумя способами в зависимости от последовательности изготовления: 1) последовательность обработки: B_3, B_2, B_1 . Замыкающим звеном является B_Δ . При таком подходе размер звена B_1 является составляющим, допуски на составляющие звенья могут быть назначены по экономическому уровню точности; 2) последовательность обработки: B_3, B_4, B_2 . В этом случае размер B_1 становится замыкающим. Поскольку требования его к точности обычно высокие, для размеров B_2, B_3, B_4 требования к их точности возрастают.

Таким образом, при разработке конструкции чертежа справедливо отдано предпочтение первому варианту.

Допуски на составляющие звенья размерной цепи B_1, B_2 могут быть установлены по 12-му качеству. Это достигается благодаря тому, что звено B_3 ($B_3 = B_1$) является составляющим, а не замыкающим, а также обеспечивается тем, что ширина трибки на 1–2 мм больше, чем ширина сопряженного с ней зубчатого колеса.

В схеме Г полностью реализуются подходы, указанные для схемы В.

Отметим, что при простановке размеров элементов конструкции вала-трибки полностью реализуются приведенные принципы разработки связанных цепей (рис. П2.4).

9.5. Заключительный этап выбора точностных параметров деталей и узлов

При установлении допусков размеров на заключительном этапе необходимо учитывать не только назначение и эксплуатационные показатели разрабатываемых ПУ, но и влияние тех-

нологического процесса на точность изготавливаемых деталей с учетом возможных погрешностей измерения. С учетом указанных положений в установлении допусков должны участвовать конструктор, технолог и метролог в пределах своих компетенций.

На рис. 9.14 показана взаимосвязь допуска размера T , распределения размеров изготавливаемых деталей (кривая 1) и погрешностей измерения $\delta_{и}$.

При назначении допуска на размер конструктор должен рассматривать его как допуск на сумму погрешностей технологического процесса с учетом погрешности измерения. Для оценки годности изделий устанавливают приемочные границы (ПГ) — значения размеров, по которым производят приемку изделий. Границы должны совпадать с предельными размерами проверяемого изделия. Этот вариант считают основным в отечественной и международной практике.

Возможен и другой вариант учета влияния погрешности измерения, связанный с введением производственного допуска (ПД). В этом случае нормируемые предельные значения размеров смещаются внутрь поля допуска. Максимальное смещение ПГ при этом не должно превышать половины поля допуска погрешности измерения. Смещение рекомендуется ограничивать величиной возможного вероятного выхода размера за границы поля допуска s . Такой способ установления ПГ позволяет избежать приема бракованных деталей. К недостаткам следует

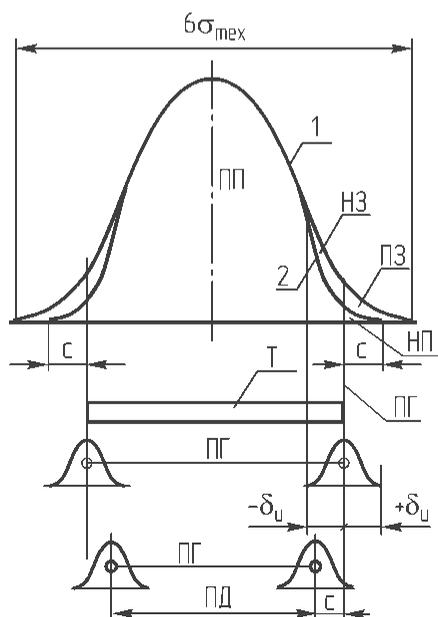


Рис. 9.14. Графическое изображение расположения погрешностей изготовления деталей, измерительного средства и нормируемого допуска деталей и их действительных размеров

отнести усложнение КД и увеличение числа неправильно забракованных деталей.

Предельная погрешность измерения $\delta_{и}$ регламентируется стандартами в зависимости от качества допуска и номинального размера. Для 2—6-го квалитетов она составляет 35 % от допуска; для 7-, 8-го — 25 %, для 9—17-го квалитетов — 20 %. Численные значения погрешностей измерения приведены в табл. 9.2. Таким образом, при назначении допусков размеров конструктор фактически устанавливает предельную погрешность измерения $\delta_{и}$ и тем самым определяет требования к системам измерения, погрешность которых не должна превышать допускаемую.

Таблица 9.2

Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров по ГОСТ 8.051—81

Квалитет	Номинальные размеры, мм															
	До 3		Свыше 3 до 6		Свыше 6 до 10		Свыше 10 до 18		Свыше 18 до 30		Свыше 30 до 50		Свыше 50 до 80		Свыше 80 до 120	
	Погрешность, мкм															
	Т	Δ	Т	Δ	Т	Δ	Т	Δ	Т	Δ	Т	Δ	Т	Δ	Т	Δ
5	4,0	1,4	5,0	1,6	6,0	2,0	8,0	2,8	9,0	3,0	11	4,0	13	4,0	15	5,0
6	6,0	1,8	8,0	2,0	9,0	2,0	11	3,0	13	4	16	5,0	19	5,0	22	6,0
7	10,0	3,0	12	3,0	15	4,0	18	5,0	21	6,0	25	7,0	30	9,0	35	10
8	14	3,0	18	4,0	22	5,0	27	7,0	33	8,0	39	10	46	12	54	12
9	25	6,0	30	8,0	36	9,0	43	10	52	12	62	16	74	18	87	20
10	40	8,0	48	10	58	12	70	14	84	18	100	20	80	30	140	30
11	60	12	75	16	90	18	110	30	130	30	160	40	190	40	220	50
12	100	20	120	30	150	30	180	40	210	50	250	50	300	60	350	70

Примечание. В справочной литературе встречаются другие обозначения допускаемой погрешности измерения δ , $\delta_{и}$, Δ , $\delta_{мет}$.

Из рассмотрения рис. 9.14 видно, что если применяемый метод не имеет погрешности измерения ($\delta_{и} = 0$), то все детали с размерами, находящимися внутри поля допуска, признают годными. Отметим, что это совпадает с требованиями стандартов, согласно которым допуски на размеры являются гарантией качества, так как размеры не должны выходить за их пределы.

В реальных условиях погрешность измерения всегда имеет место и располагается симметрично относительно ПГ. Сочетание истинного размера и погрешности измерения (это определяет действительный размер) приводит к искажению кривой распределения размеров 1 вблизи ПГ (кривая 2). Граница зоны неопределенности размеров зависит от погрешности измерения $\pm\delta_{и}$. Кривая 2 характеризует возможные реальные распределения размеров деталей. При рассмотрении кривых 1 и 2 можно установить четыре группы забракованных деталей: 1) правильно принятые детали (ПП); 2) неправильно забракованные детали (НЗ), т. е. забракованные годные детали (иногда обозначаются ГБ — годные в браке); 3) неправильно принятые детали (НП), т. е. в качестве годных приняты бракованные детали (иногда обозначаются БГ — бракованные годные); 4) правильно забракованные детали (ПЗ).

На рис. 9.15 показано расположение поля допуска длины вала размером $100h12 (-0,35)$ и погрешности измерения детали $\delta_{и}$. Значение погрешности измерения $\delta_{и} = 0,07$ мм (см. табл. 1.1). Как видно из схемы расположения поля допуска ПГ и погрешностей измерения, возможно появление НП и НЗ деталей. Если при измерении предельного размера $L = 100$ мм возникнет погрешность $\delta_{и}$ со знаком «+», то размеры, имеющие завышенное

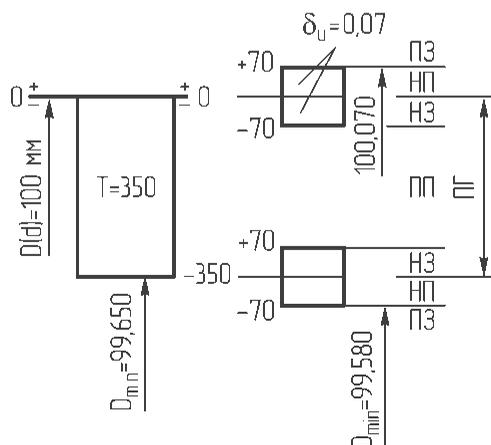


Рис. 9.15. Графическое изображение расположения поля допуска детали, погрешности измерения, приемочных границ и размеров деталей

значение (например, 100,05 мм), будут признаны как годные, т. е. имеет место случай НП. Наоборот, если погрешность $\delta_{\text{и}}$ появится со знаком «—», то годные детали с размерами от 99,93 до 100 мм могут быть забракованы, т. е. имеет место НЗ годных деталей. То же наблюдается и при измерении нижнего предельного размера 99,65 мм. Следовательно, после контроля получают две группы деталей: ДГ = ПП + НП и ДБ = НЗ + ПЗ.

Наличие среди принятых как годные деталей (ДГ) группы НП может неблагоприятно сказаться на работе точных соединений. Так, для посадок с натягом это может привести к уменьшению их надежности, а для подвижных соединений — к снижению долговечности и точности работы. Кроме того, наличие группы НП может осложнить кооперацию и ведение совместных разработок, поэтому конструктор (изготовитель) стремится максимально ограничить или вообще устранить группу НП.

Наличие группы НЗ наносит производителю прямой экономический ущерб, так как имеет место увеличение количества бракованных деталей, которое конструктор (изготовитель) стремится уменьшить. Один из возможных вариантов — разбраковка деталей в изоляторе брака. Если разбраковка невозможна по каким-либо причинам, брак признают окончательным.

На величину вероятности появления НП и НЗ деталей влияет точность технологического процесса, которая характеризуется величиной среднего квадратического отклонения $\sigma_{\text{тех}}$. Если точность технологического процесса $6\sigma_{\text{тех}}$ не соответствует заданному конструктором допуску T , то чем меньше $T/\sigma_{\text{тех}}$, тем больше количество НП и НЗ деталей.

Количество деталей групп НП и НЗ напрямую зависит от соотношения погрешности измерения и допуска на размер — т. е. коэффициента точности метода измерения $A_{\text{мет}} = \delta_{\text{и}}/T$.

Минимальное значение допускаемой погрешности измерения стандартами не ограничивается, однако применение высокоточных СИ в целях уменьшения НП и НЗ не всегда возможно из-за их высокой стоимости и сложности самого процесса измерения.

Для оценки правильности назначения допусков размеров с учетом точности технологического процесса и погрешности измерения можно в качестве критериев использовать число неправильно принятых деталей m (выходящих за границу допуска на величину c) и неправильно забракованных деталей n . Графи-

ки для определения m , n и отношения c/T при нормальном законе распределения и совпадении центра группирования размеров с центром поля допуска приведены на рис. 9.16 — 9.18.

При расчетах влияние погрешности измерения учитывают с помощью коэффициента относительной погрешности измерения $A_{мет(\sigma)}$, %, который рассчитывают по формуле

$$A_{мет(\sigma)} = \frac{\sigma_{и}}{T} 100 \%, \quad (9.89)$$

где $\sigma_{и}$ — среднее квадратическое отклонение погрешности измерения; T — допуск контролируемого размера. Для нормального закона $A_{мет(\sigma)} = A_{мет}/3$, где $A_{мет} = \frac{\sigma_{и}}{T}$.

Влияние точности изготовления контролируемого размера учитывают с помощью относительного коэффициента $T/\sigma_{тех}$, который отражает связь между допуском T заданного размера и характеристикой рассеяния погрешности изготовления $\sigma_{тех}$.

С учетом значений $A_{мет(\sigma)}$ и $T/\sigma_{тех}$ по графикам n и m определяют количество деталей в процентах от общего количества измеренных, а не принятых деталей.

Величины m и c определяют при принятом проценте риска 0,27.

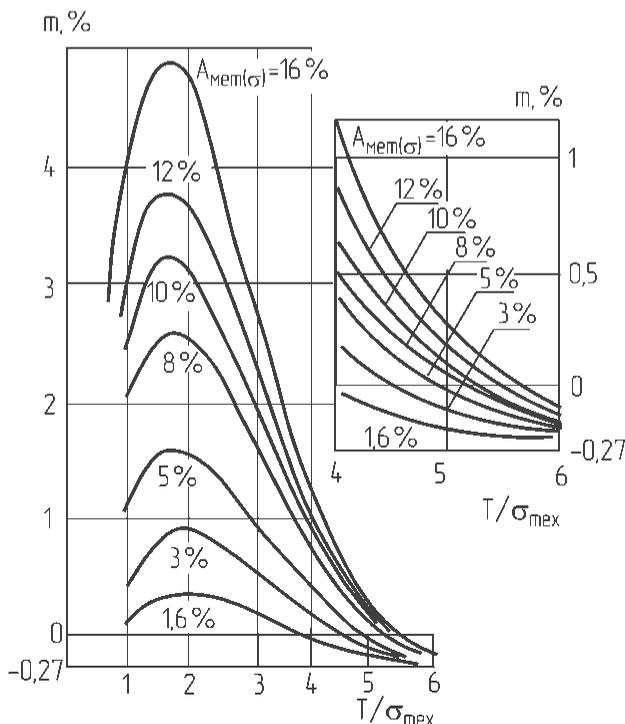


Рис. 9.16. Количество неправильно принятых деталей, %

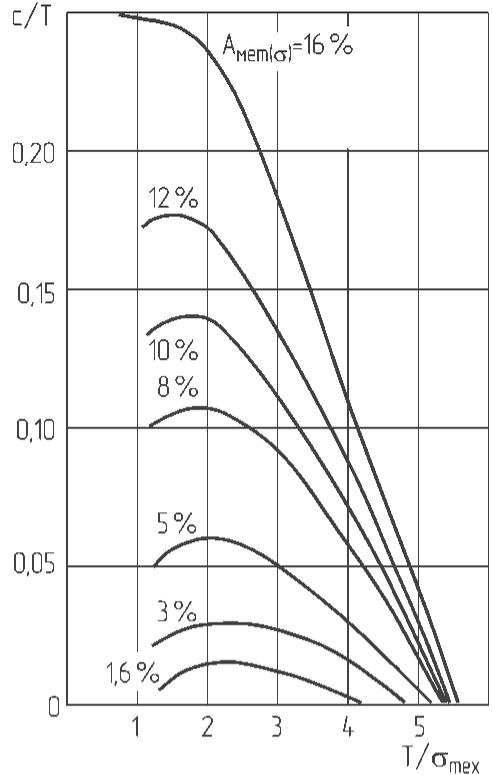
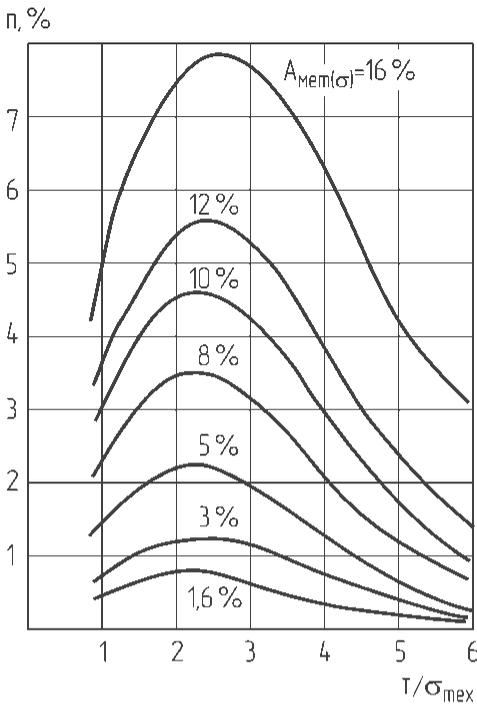


Рис. 9.17. Количество неправильно забракованных деталей, %

Рис. 9.18. Величина выхода размеров неправильно принятых деталей за границу допуска

Для определения значений m , n , c должны быть предварительно установлены: характеристика $\sigma_{тех}$ технологического рассеяния контролируемых размеров, закон и среднее квадратическое отклонение погрешности измерения $\sigma_{и}$ и допуск на изготовление детали T . По этим показателям по графику на рис. 9.16 находят вероятность приемки негодных деталей m ; по графику на рис. 9.17 устанавливают вероятность забракования годных деталей (НЗ) n ; по графику на рис. 9.18 — выход размеров НП деталей за границу поля допуска c в долях от всего допуска.

Результаты расчетов анализируют. При принятии решения о правильности назначения допусков размеров конструктор должен учитывать количество НП и НЗ деталей.

Количество m и n деталей в большой степени определяется точностью технологического процесса. При уменьшении относительной точности изготовления возрастает число НЗ (m) и НП (n) деталей. С другой стороны, чем точнее технологический процесс, тем меньше НП деталей по сравнению с НЗ. Обычно

число НЗ деталей больше, чем НП. Необходимо отметить, что при разработке новых изделий на этапе проектного расчета конструктор, как правило, не располагает конкретными сведениями о параметрах возможного технологического процесса и задается его параметрами по аналогии с уже известными. С учетом этого при оценке влияния технологического процесса на количество НП и НЗ возможна некоторая неопределенность.

При повышении точности измерений число НП и НЗ деталей уменьшается. Использование этого метода связано с применением высокоточных СИ и дополнительными затратами.

Уменьшение количества НП деталей возможно введением производственного допуска, однако в частном случае возможно исключение одной из рассматриваемых групп только за счет увеличения количества в другой. При введении производственного допуска количество НЗ деталей непропорционально возрастает (см. рис. 9.14).

После всестороннего анализа влияющих на выбор допуска факторов конструктор принимает решение сохранить или уменьшить ранее назначенный допуск. О принятом решении информируется технолог.

Технолог должен разработать наиболее подходящие (точные и экономичные) технологические процессы изготовления деталей, обеспечивающие получение заданного конструктором допуска размера. Для этого он должен критически оценить правильность назначения в КД точностных показателей, а в некоторых случаях проверить правильность выполнения расчетов размерных цепей. Для оценки возможных технологических процессов технолог определяет количество ложного брака (НЗ) и НП деталей с учетом погрешности измерений $\delta_{и}$. При положительных результатах точностного анализа технолог может приступить к разработке ТП изготовления деталей и сборки.

Если результаты расчетов для выбранных технологических процессов и погрешности измерений будут признаны неудовлетворительными, то технолог должен принять необходимые меры по обеспечению выполнения заданного допуска:

- за счет усовершенствования технологического процесса;
- смещения кривой распределения размеров в сторону исправимого брака и последующей разбраковки НЗ деталей;
- ужесточения требований к погрешности измерений $\delta_{и}$.

После всесторонней оценки возможных вариантов достижения заданного допуска технолог принимает решение о сохранении заданного допуска конструктором или его изменении, или введении производственного допуска. Принятое решение согласуют с конструктором. В результате совместного обсуждения принимают решение о назначении допусков в КД.

Задача метролога заключается в выборе СИ, обеспечивающих измерение размеров с заданным допуском на изготовление и разработку методики контроля. Выбор СИ может быть предопределен их наличием или отсутствием на производстве. При выборе СИ можно воспользоваться рекомендациями, приведенными в [4, 6, 10, 14, 17], где для каждого номинального размера и допускаемой погрешности измерения указаны возможные варианты СИ.

Окончательное решение о назначении допусков размеров принимают по результатам изготовления опытной партии. При необходимости допуски размеров могут уточняться. Следует отметить, что никакая система контроля не может полностью исключить попадание негодных деталей в годные и наоборот, что необходимо учитывать на всех стадиях разработки ПУ. При этом особое внимание важно обратить на неправильно принятые детали, что может быть причиной рекламаций.

Пример 9.10. Определить количество НП, НЗ деталей и величину выхода размеров деталей за пределы допуска s . Технологический процесс изготовления деталей при нормальном законе распределения характеризуется величиной $6\sigma_{\text{тех}}$. Детали изготавливают размером $\varnothing 3f7$. Величина допуска $T = 0,7(6\sigma_{\text{тех}})$, т. е. $T = 4,2\sigma_{\text{тех}}$.

Решение. Для определения m , n , s необходимо установить значения $A_{\text{мет}(\sigma)}$ и $T/\sigma_{\text{тех}}$. Для размера $\varnothing 3f7$ по табл. 9.2 найдем

$\delta_{\text{и}} = \Delta = 3$ мкм, $T = 10$ мкм. Тогда $A_{\text{мет}} = \frac{\delta_{\text{и}}}{T} = \frac{3}{10}$. Определим

$A_{\text{мет}(\sigma)} = \frac{A_{\text{мет}}}{3} = \frac{0,3}{3} 100 \% = 10 \%$. По условиям задачи найдем $\frac{T}{\sigma_{\text{тех}}} = 4,2$.

С учетом графиков на рис. 9.16—9.18 по $A_{\text{мет}(\sigma)} = 10 \%$ и $\frac{T}{\sigma_{\text{тех}}} = 4,2$ определим: $m = 1 \%$, $n = 3,5 \%$, $s = 0,06 T$.

На этапе проектного расчета часто отношение $T/\sigma_{\text{тех}}$ неизвестно, однако, учитывая, что все кривые распределения m , n , s имеют экс-

тремальные значения, их максимальные значения можно определить по максимально возможному значению $\sigma_{\text{тех}}/T$ для предварительно установленного $A_{\text{мет}(\sigma)}$ по графикам рис. 9.16, 9.18. Таким образом, для рассматриваемого случая $m_{\text{max}} = 3,2\%$, $n_{\text{max}} = 4,5\%$, $c = 0,14T$. Из анализа графиков m , n , c можно ориентировочно установить, что для нормального закона распределения погрешностей деталей и нормального закона распределения погрешностей измерения максимальные значения искомых величин: $m_{\text{max}} \leq (0,3...0,35)A_{\text{мет}(\sigma)}$, $n_{\text{max}} \leq (0,4...0,45)A_{\text{мет}(\sigma)}$, $c \leq (0,012...0,015)A_{\text{мет}(\sigma)}T$. ■

Рассмотренная методика и графики для определения точностных показателей групп m и n деталей предполагают однократную разбраковку деталей. На практике однократную разбраковку применяют как при автоматическом контроле, так и при ручном для определения правильно принятых деталей. Чтобы убедиться в правильности разбраковки при ручном контроле деталей, их размеры измеряют многократно в том случае, если они находятся вблизи приемочных границ, т. е. в зоне риска, определяемой погрешностью $\pm\delta_{\text{и}}$. Неопределенность числа измерений не позволяет однозначно заранее рассчитать количество деталей в группах m и n . Поэтому приведенные расчеты групп, строго говоря, в основном относятся к автоматическому контролю, а для ручного контроля могут рассматриваться как предельные возможные группы.

Отметим, что статистические расчеты имеют смысл, когда используемые для их расчета характеристики имеют однозначное толкование. Это условие справедливо только при выполнении автоматического контроля. К достоинствам однократного контроля следует отнести то, что он позволяет четко выявить годные детали (ПП) и оставить под вопросом лишь небольшую часть деталей НП и НЗ, которую при необходимости подвергают затем повторному контролю.

Повторный контроль можно применять и при автоматическом контроле. В общем случае при повторном (многократном) контроле количество деталей в группах m и n уменьшается. Обоснование этому дает «правило \sqrt{n} », где n — число измерений одной и той же величины. Согласно этому правилу, точность среднего арифметического измерений величины в \sqrt{n} раз выше точности единичного измерения.

По результатам расчетов групп m и n проводят оценку эффективности конструкторско-технологического решения изделия, т. е. оценивают стоимость как исправимого, так и неисправимого брака, затрат на возмещение от рекламаций, технологического процесса изготовления и контроля (в том числе и СИ) годности деталей. С учетом указанных суммарных затрат на выполнение ТЗ принимают решение о приемлемости намеченного варианта. Если результаты оценки будут признаны неудовлетворительными, то рассматривают вопрос повышения эффективности за счет введения производственного допуска, изменения способов контроля и т. д.

В заключение отметим, что современное точное приборостроение основано на взаимозаменяемости, обеспечении высоких точности и качества продукции, высокой производительности и при минимальных затратах.

Обеспечение взаимозаменяемости при минимальных затратах — главное условие создания ПУ. Решение этой задачи связано с правильным выбором допусков и посадок, средств измерения и конструкторско-технологического технического решения изделия и базируется на знаниях основных положений ЕСДП, терминов, определений и методик расчета и выбора точностных показателей, представленных в данной работе.

Контрольные вопросы

1. Что понимают под параметрической цепью при расчетах на точность?
2. Как определяют предельные погрешности параметрической цепи?
3. В каких случаях при расчетах параметрических цепей используют метод относительных погрешностей?
4. Что называют размерной цепью и какие виды размерных цепей вам известны?
5. Какое звено в размерной цепи называют замыкающим и в какой связи оно находится с составляющими звеньями?
6. С помощью какого правила определяют увеличивающие и уменьшающие звенья РЦ?
7. Какие методы используют для расчета РЦ?
8. С какой целью при расчетах РЦ применяют прямую и обратную задачи?

9. В какой связи находятся предельные размеры и отклонения замыкающего звена и составляющих звеньев при расчете на максимум-минимум?

10. Что такое допуск замыкающего звена, чему он равен и как обозначается в КД при расчетах на максимум-минимум?

11. Как устанавливают значение допуска замыкающего звена при вероятностном методе расчета?

12. Какие методы применяют для определения допусков размеров? Каковы их достоинства и недостатки?

13. Как учитывают при расчете РЦ наличие в ней звеньев с заданными параметрами?

14. Как устанавливают предельные отклонения размеров при проектном расчете РЦ?

15. В чем заключается сущность расчетов допусков РЦ с применением групповой взаимозаменяемости, методов регулирования и пригонки?

16. С какой целью применяют проверочный расчет РЦ?

17. Какие существуют методы достижения требуемой точности замыкающего звена?

18. С какой целью при расчетах РЦ применяют зависимое звено (увязочный размер)?

19. В чем заключаются особенности расчета плоских РЦ?

20. Как определяют коэффициенты влияния составляющих звеньев плоской РЦ?

21. Как составляют схему плоской РЦ?

22. Как определяют допуски размеров составляющих звеньев методом равного вклада? Укажите достоинства этого метода.

23. Что понимают под связанными размерными цепями? Изобразите схему связанной РЦ.

24. Что понимают под исходной схемой связанной РЦ?

25. Каковы особенности расчета связанных размерных цепей?

26. Что понимают под приемочными границами при приемке деталей?

27. Как устанавливают допустимую погрешность средства измерения?

28. Как влияют погрешность измерений, точность технологического процесса, допуск размера на результаты разбраковки партии деталей?

29. Как устанавливают количество НП и НЗ деталей? Укажите способы их уменьшения.

30. Что такое производственный допуск и когда его вводят?

31. Как оценивают приемлемость назначения точностных параметров?

Литература

1. Буцев А. А., Еремеев А. И., Кокорев Ю. А. и др. Атлас конструкций элементов приборных устройств / под ред. О. Ф. Тищенко. М.: Машиностроение, 1982.
2. Вopilкин Е. А. Расчет и конструирование механизмов приборов и систем. М.: Высшая школа, 1980.
3. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Допуски и посадки. М.: Машиностроение, 2006.
4. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: Справочник. В 2 т. Изд. 2-е перераб. и доп. Т. 2: Контроль деталей. М.: Изд-во стандартов, 1989.
5. Заплетохин В. А. Конструирование деталей механических устройств: Справочник. Л.: Машиностроение, 1990.
6. Клименков С. С. Нормирование точности и технические измерения в машиностроении. Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2013.
7. Кокорев Ю. А. Способы расчета точностных характеристик деталей и узлов приборов / под ред. О. Ф. Тищенко. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1992.
8. Бауэршмидт М., Бюргер Э., Витте М. и др. Конструирование приборов: В 2 кн. / пер. с нем. под ред. В. Краузе, О. Ф. Тищенко. Кн. 1. М.: Машиностроение, 1987.
9. Красковский Е. Д., Дружинин Ю. А., Филатова Е. М. Расчет и конструирование приборов и вычислительных систем. Изд. 2-е / под ред. Ю. А. Дружинина. М.: Высшая школа, 1991.
10. Марков Н. Н., Осипов В. В., Шабалина М. Б. Нормирование точности в машиностроении. Изд. 2-е, испр. и доп. / под ред. Ю. М. Соломенцева. М.: Высшая школа; Академия, 2001.
11. Юдин М. В., Селиванов М. Н., Тищенко О. Ф. и др. Основные термины в области метрологии: словарь-справочник / под ред. Ю. В. Тарбеева. М.: Изд-во стандартов, 1989.
12. Палей М. А., Романов А. Б., Брагинский В. Л. Допуски и посадки: Справочник. В 2 ч. СПб.: Политехника, 2009.
13. Плотников В. С., Варфоломеев Д. И., Пустовалов В. Е. Расчет и конструирование оптико-механических приборов. М.: Машиностроение, 1983.
14. Рудзим Я. А., Плуталов В. И. Основы метрологии, точность и надежность в приборостроении. М.: Машиностроение, 1991.

15. Булатов В. П., Фриндлендер И. Г., Баталов А. П. и др. Расчет точности машин и приборов / под общ. ред. Булатова В. П. и Фриндлендера И. Г. СПб.: Политехника, 1993.

16. Веркович Г. А., Головенкин Е. Н., Голубков В. А. и др. Справочник конструктора точного приборостроения; под общ. ред. К. Н. Явленского, Б. Ф. Тимофеева, Е. Е. Чаадаевой. Л.: Машиностроение, 1989.

17. Тищенко О. Ф., Валединский А. С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1977.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Соответствие точностных показателей ОСТ и ЕСПД

Таблица П1.1

Соответствие полей допусков валов в системах ОСТ и ЕСПД

ЕСПД	ОСТ	ЕСПД	ОСТ	ЕСПД	ОСТ	ЕСПД	ОСТ
h5	C ₁	f9	X ₃	n5	Г ₁	r5	Пр1 ₁
g5	Д ₁	e9	X ₃	m5	Т ₁	r6	Пр
f6	X ₁	d9	Ш ₃	k5	Н ₁	s6	Пр
h6	С	d10	Ш ₃	js5	П ₁	p6	Пл
g6	Д	h10	C _{3a}	n6	Г	r6	Пл
f7	X	h11	C ₄	m6	Т	u7	Гр
e8	Л	d11	X ₄	k6	Н	u8	Пр2 _{2a}
d8	Ш	c11	Л ₄	js6	П	s7	Пр1 _{2a}
c8	ТХ	b11	Л ₄	n7	Г _{2a}	z8	Пр3 ₃
h7	C _{2a}	b11	Ш ₄	m7	T _{2a}	x8	—
f8	X _{2a}	a11	Ш ₄	k7	H _{2a}	u8	Пр1 ₃
h8	C ₃	h12	C ₅	js7	П _{2a}	s7	—
h9	C ₃	b12	X ₅	s5	Пр ₂₁	h14	В ₇

Таблица П1.2

Соответствие полей допусков основного отверстия и основного вала в системах ОСТ и ЕСПД

Отверстие		Вал	
ОСТ	ЕСПД	ОСТ	ЕСПД
A ₁	H6	B ₁	h5
A	H7	B	h6
A _{2a}	H8	B _{2a}	h7
A ₃	H8, H9	B ₃	h8...h9
A _{3a}	H10	B _{3a}	h10

Окончание табл. П1.2

Отверстие		Вал	
ОСТ	ЕСДП	ОСТ	ЕСДП
A ₄	H11	B ₄	h11
A ₅	H12 (H13)	B ₅	h12
A ₇	H14	B ₇	h14

Таблица П1.3

Соответствие классов точности по ОСТ и квалитетов по ЕСДП

Классы точности	1	2	2а	3	3а	4	5	6	7	9, 10	11
Квалитеты: вал	5	6	7	8	10	11	12	13	14	16	17
отверстие	6	7	8	9	10	11	12	13	14	16	17

Таблица П1.4

Посадки по ОСТ и заменяющие их ближайшие посадки по ЕСДП при номинальных размерах 1...500 мм

Номинальный размер		Посадка			
		в системе отверстия		в системе вала	
Свыше	До	ОСТ	ЕСДП	ОСТ	ЕСДП
1	500	A ₁ /Пp2 ₁	H6/s5	—	—
		A ₁ /Пp1 ₁	H6/r5		
1	3	A ₁ /Г ₁	H6/p5	Г ₁ /B ₁	N6/h5
1	500		H6/n5		
1	3	A ₁ /Т ₁	H6/n5	Т ₁ /B ₁	M6/h5
1	500		H6/m5		
1	500	A ₁ /H ₁	H6/k5	H ₁ /B ₁	K6/h5
		A ₁ /П ₁	H6/js5	П ₁ /B ₁	Js6/h5
		A ₁ /C ₁	H6/h5	C ₁ /B ₁	H6/h5
		A ₁ /Д ₁	H6/g5	Д ₁ /B ₁	G6/h5
		A ₁ /X ₁	H6/f5	X ₁ /B ₁	F7/h5
1	500	A/Гp	H7/u7	Гp/B	U8/h6

Продолжение табл. П1.4

Номинальный размер		Посадка			
		в системе отверстия		в системе вала	
Свыше	До	ОСТ	ЕСДП	ОСТ	ЕСДП
24	500	A/Гр	H7/t6	Гр/B	T7/h6
1	120	A/Пр	H7/r6	Пр/B	R7/h6
80	500		H7/s6		S7/h6
1	120	A/Пл	H7/p6	—	—
1 80	3 500		H7/r6		
1	3	A/Г	H7/p6	Г/B	M7/h6
1	500		H7/n6		N7/h6
1	3	A/Т	H7/n6	Т/B	K7/h6
1	500		H7/m6		M7/h6
1	500	A/Н	H7/k6	H/B	Js7/h6 K7/h6
1	500	A/П	H7/js6	П/B	Js7/h6
		A/С	H7/h6	С/B	H7/h6
		A/Д	H7/g6	Д/B	G7/h6
		A/Х	H7/f7	Х/B	F8/h6
		A/Л	H7/e8		F7/h6
			H7/e7*	Л/B	E8/h6
		A/Ш	H7/d8	Ш/B	D8/h6
A/ТХ	H7/c8	—	—		
1	500	A _{2a} /Пр _{2a}	H8/u8	Пр _{2a} /B _{2a}	U8/h7
		A _{2a} /Пр _{1a}	H8/s7	—	—
		A _{2a} /Г _{2a}	H8/n7	Г _{2a} /B _{2a}	N8/h7
		A _{2a} /Т _{2a}	H8/m7	Т _{2a} /B _{2a}	M8/h7

Продолжение табл. П1.4

Номинальный размер		Посадка			
		в системе отверстия		в системе вала	
Свыше	До	ОСТ	ЕСДП	ОСТ	ЕСДП
1	500	A _{2a} /H _{2a}	H8/k7	H _{2a} /B _{2a}	K8/h7
		A _{2a} /П _{2a}	H8/js7	П _{2a} /B _{2a}	Js8/h7
		A _{2a} /C _{2a}	H8/h7	C _{2a} /B _{2a}	H8/h7
		A _{2a} /X _{2a}	H8/h8		
18	100	A ₃ /Пр3 ₃	H8/z8	—	—
50	500		H8/x8		
225	500		H8/u8		
6	30	A ₃ /Пр2 ₃	H8/z8	—	—
6	50		H8/x8		
30	500		H8/u8		
3	30	A ₃ /Пр1 ₃	H8/x8	—	—
65	500		H8/s8		
3	100		H8/u8*		
1	500	A ₃ /C ₃	H8/h8	C ₃ /B ₃	H8/h8
			H9/h8		H9/h8
			H8/h9		H8/h9
			H9/h9		H9/h9
1	500	A ₃ /X ₃	H9/f8*	X ₃ /B ₃	F9/h9
			H8/f9*		F8/h9
			H9/f9		F9/h8
			H9/e8		E9/h8
			H9/e9		E8/h9
		A ₃ /Ш ₃	H9/d9	Ш ₃ /B ₃	D9/h9
			H8/d9*		D9/h8*
			H9/d10		D10/h8
		A _{3a} /C _{3a}	H10/h10	C _{3a} /B _{3a}	H10/h10
		A ₄ /C ₄	H11/h11	C ₄ /B ₄	H11/h11
A ₄ /X ₄	H11/d11	X ₄ /B ₄	D11/h11		
1 160	18 500	A ₄ /Л ₄	H11/b11	Л ₄ /B ₄	B11/h11
			H11/c11		C11/h11

Окончание табл. П1.4

Номинальный размер		Посадка			
		в системе отверстия		в системе вала	
Свыше	До	ОСТ	ЕСДП	ОСТ	ЕСДП
1	500	A ₄ /Ш ₄	H11/a11	Ш ₄ /B ₄	A11/h11
1 200	18 500		H11/b11		B11/h11
1	500	A ₅ /C ₅	H12/h12*	C ₅ /B ₅	H12/h12*
		A ₅ /X ₅	H12/b12*	X ₅ /B ₅	B12/h12*

* Посадка ЕСДП обеспечивает дополнительный запас на износ или запас прочности по сравнению с заменяемой посадкой ОСТ

Чертежи деталей и сборочных единиц

В приложении приведены чертежи деталей и сборочных единиц типового электромеханического привода (ЭМП)¹. Подобные ЭМП широко применяют в оптоэлектронной аппаратуре (ОЭП), РЭА, гироскопических приборах и др. Для приобретения навыков чтения и разработки КД рекомендуется внимательно ознакомиться с простановкой на чертежах размеров, допусков, посадок, отклонений формы и расположения, шероховатости поверхностей и требованиями, предъявляемыми к ним при изготовлении и контроле; установить применяемые посадки, квалитеты и поля допусков размеров, взаимосвязь размеров в деталях и сборках. При рассмотрении чертежей обратить внимание на технические указания и определить их назначение.

При рассмотрении точностных показателей необходимо учитывать назначение конкретной детали или сборки.

Сборочный чертеж должен давать полное представление о расположении и взаимной связи соединяемых составных частей и обеспечения возможности сборки и контроля ее качества. При рассмотрении сборочных чертежей следует иметь в виду, что размеры, указанные на чертежах, подразделяют на исполнительные и справочные.

К исполнительным относят размеры, предельные отклонения, посадки и другие параметры которых должны быть выполнены и проконтролированы по данному чертежу. Если необходимые размеры получены в процессе сборки, и детали, поступающие на сборку, изготовлены с припуском, то на сборочном чертеже таких деталей указывают размеры, предельные отклонения и параметры шероховатости, которые изделие должно иметь после сборки. Такие размеры указывают в круглых скобках и на чертеже делают запись в технических требованиях: «Размеры в скобках — после сборки».

К справочным относят габаритные, установочные, присоединительные, а также другие необходимые размеры, например, характеризующие диапазон перемещения исполнительного элемента, и др.

¹ Детали и узлы гироскопических приборов. Атлас конструкций / Г.А. Сломьянский и др. М.: Машиностроение, 1975.

Наличие справочных размеров позволяет получить более полное представление о конструкции изделия. Согласно ЕСКД, на сборочных чертежах справочные размеры могут не указываться (но их всегда следует иметь в виду), если они указаны в другом конструкторском документе на данное изделие, например на габаритном чертеже, в технических условиях и др.

При рассмотрении чертежей деталей необходимо учитывать, что на чертеже должны быть указаны все сведения, необходимые для изготовления и контроля: размеры, предельные отклонения размеров, формы и расположения, указания о применяемых материалах и покрытиях, термообработке, шероховатости поверхностей, а также технические указания (при необходимости), например указания о совместной обработке деталей, базах и др. В общем случае размеры должны быть назначены с учетом обеспечения конструкторско-технологических требований при наименьшей точности выдерживаемых размеров.

При чтении и разработке чертежей деталей необходимо иметь в виду, что допуски на размеры и шероховатость поверхностей проставляют на чертежах деталей до нанесения покрытий. После нанесения покрытий, как правило, размеры, масса и объем увеличиваются. Изменения могут коснуться и параметров шероховатости.

Отметим, что в КД размеры могут быть указаны и после нанесения покрытий. В этом случае в технических требованиях делают соответствующую запись, а размеры обозначают знаком «*».

Кроме того, в КД допускается одновременное указание размеров детали до и после нанесения покрытия. Для устранения влияния покрытия на характер соединения деталей поверхности, образующие соединения, могут не подвергаться покрытию, о чем делают соответствующую запись в технических указаниях, например: «Покрытие ..., поверхность ... без покрытия».

С учетом изложенного при рассмотрении чертежей деталей следует обращать внимание на материал детали и тип покрытия. Дело в том, что при использовании в качестве материалов деталей некоторых видов сталей, латуней, бронз и титановых сплавов необходимость в покрытиях отпадает. К таковым можно отнести, например, сталь 40Х13, бронзы Бр. Б2, Бр. КМц3-1, латунь ЛС59-1 и др.

Ряд покрытий не меняет размеров деталей из-за своей малой толщины, например химическое оксидное покрытие и др.

В точном приборостроении к ряду размеров (межосевым расстояниям, положению отверстий под стойки двухпластинных редукторов и др.) предъявляют повышенные требования по их точности.

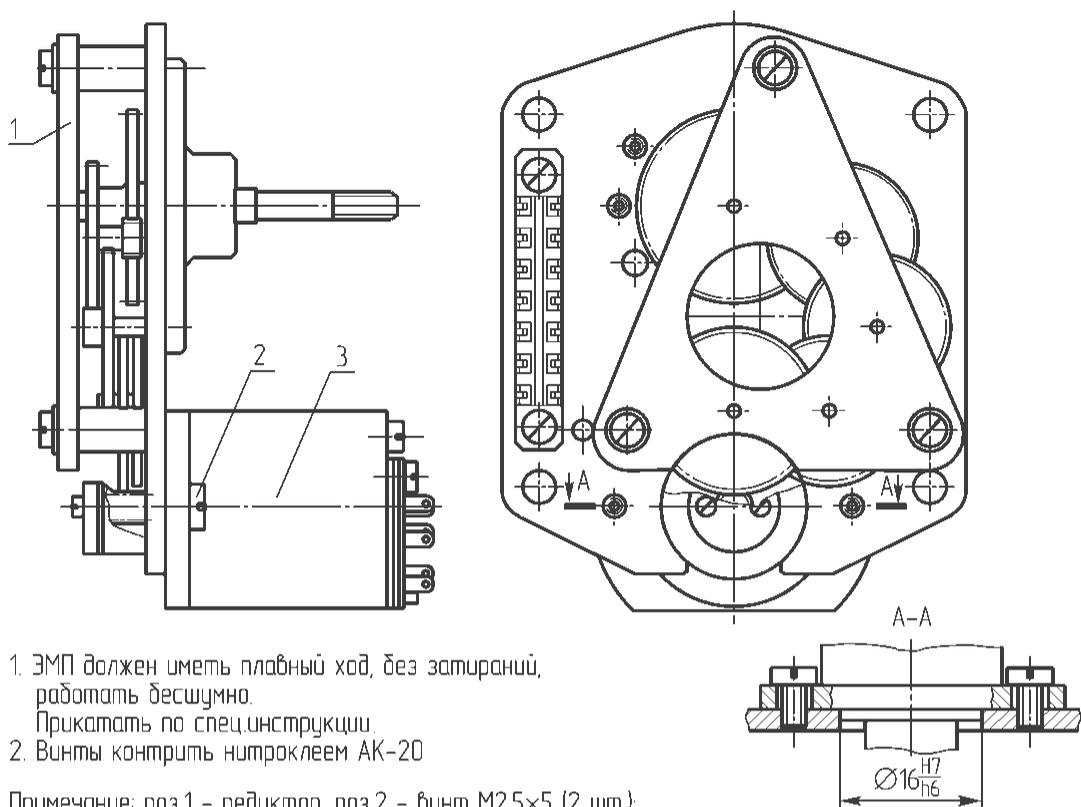
Если реализация указанных требований возможна лишь при совместной обработке сопрягаемых деталей, то в этом случае на каждую сопрягаемую деталь выполняют самостоятельный чертеж, на котором размеры, получаемые при совместной обработке деталей, указывают в квадратных скобках. В технических требованиях помещают соответствующее указание, например: «Обработку размеров, указанных в квадратных скобках, производить совместно с деталью №...».

Для правильного назначения предельных размеров деталей, для которых предусмотрено покрытие, конструктор должен рассчитать размерную цепь, включающую размер детали до покрытия, толщину покрытия и установить окончательный размер детали, полученный после нанесения покрытия. По результатам расчета принимается решение об оформлении КД. Сведения и рекомендации по выбору точностных показателей изложены в настоящем пособии. Ниже приводятся конкретные примеры применения точностных показателей в КД (сборочных чертежах и чертежах деталей).

На рис. П2.1 приведен сборочный чертеж ЭМП. При сборке на двухплатный корпус 1 устанавливают двигатель 2 по посадке $\varnothing 16H7/h6$. Правильность установки двигателя и работы ЭМП регламентированы техническими требованиями, указанными на поле чертежа. Для обеспечения надежной работы двигатель закрепляют на корпусе с помощью винтов 3, которые контрятся с помощью нитроклея АК-20.

На рис. П2.2 приведена развертка редуктора (конструкция редуктора показана на рис. П2.1). Редуктор состоит из сборочных единиц: нижней платы 1, валов-трибок 2—5, выходного вала 6, верхней платы 7. Верхняя плата закреплена на стойках по посадке $\varnothing 3H7/h6$ с помощью винтов и шайб 8, 9.

При сборке валы-трибки устанавливают в платы по посадке $\varnothing 2H7/f7$. Допустимое осевое смещение валов-трибок составляет 0,05...0,09 мм (указано в технических требованиях). Если осевое смещение меньше 0,05 мм, то допускается обработка торцевых поверхностей верхней платы 7.



1. ЭМП должен иметь плавный ход, без затираний, работать бесшумно.

Прикатать по спец.инструкции.

2. Винты контрить нитроклеем АК-20

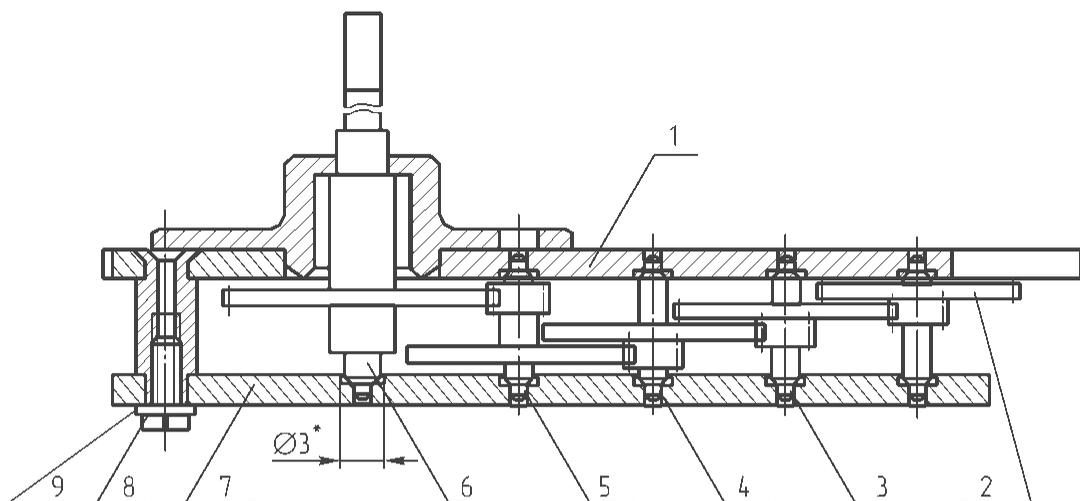
Примечание: поз.1 - редуктор, поз.2 - винт M2,5×5 (2 шт.);
поз.3 - двигатель ДИД-05.

Рис. П2.1. Электромеханический привод

После сборки редуктор должен удовлетворять требованиям, указанным на поле чертежа.

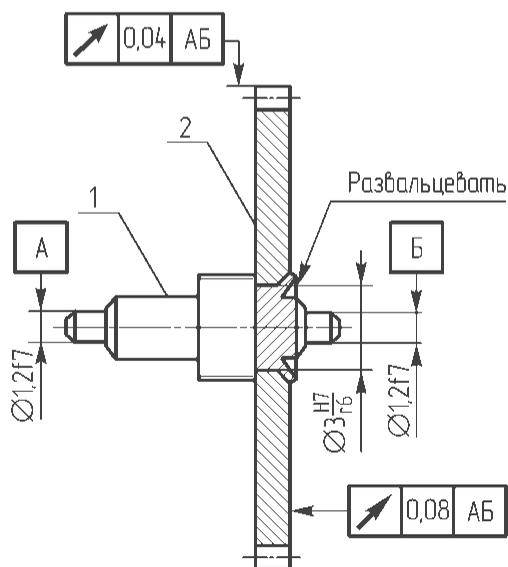
На рис. П2.3 приведен сборочный чертеж вала-трибки 1 с зубчатым колесом 2. Зубчатое колесо устанавливается на вал по посадке $\varnothing 3H7/r6$. Для повышения надежности соединения применяется развальцовка. Проверку точности показателей установки зубчатого колеса проводят после проверки на прочность соединения вала-трибки с колесом.

На рис. П2.4 приведен чертеж вала-трибки. Подобные конструкции нашли широкое применение в малогабаритных передаточных механизмах благодаря своим достоинствам: повышенной жесткости вала, точности изготовления зубчатого венца и посадочного места для установки зубчатого колеса, снижению затрат на изготовление и последующую сборку вала-трибки за счет уменьшения числа точных посадочных поверхностей, что достигается рациональной простановкой размеров с помощью



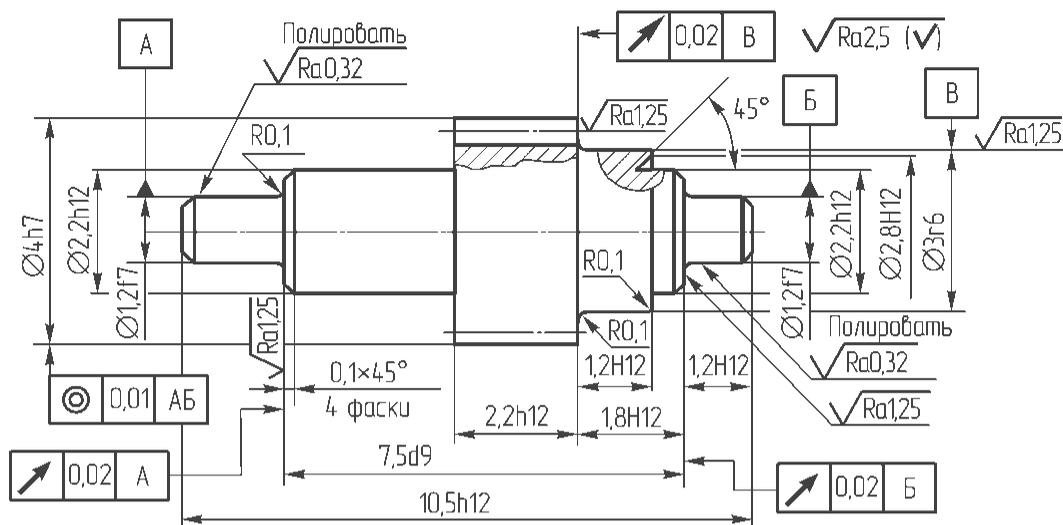
1. Редуктор должен вращаться бесшумно, плавно. Прикатать по специнструкции.
2. Осевой люфт сборок поз. 2–6 – 0,05...0,09 мм.
Для обеспечения осевого зазора допускается доработка опорных торцов верхней плиты (поз. 7).
3. Цапфы трибок и оси смазать маслом ОКБ-122 с проволоки $\varnothing 0,5$ мм по 1 капле.
4. Винт поз. 8 контрить нитроклеем АК красного цвета.

Рис. П2.2. Развертка редуктора



1. Колесо не должно проворачиваться на трибке при приложении момента 100 Н·мм.
2. Биение проверять после испытания надежности соединения.

Рис. П2.3. Вал-трибка в сборе с зубчатым колесом



1. Контрольный комплекс по СТП.
2. Материал - ЭИ 4,74

Модуль	m	0,2
Число зубьев	Z	18
Исходный контур	ГОСТ	9587-81
Коэффициент смещения исходного контура	x	0
Степень точности по ГОСТ 9178-81		7-F
Обозначение сопряженного колеса		

Рис. П2.4. Вал-трибка

применения в конструкции связанных размерных цепей (см. рис. 9.12).

На рис. П2.5 и П2.6 приведены чертежи верхней и нижней плат. Платы при установке на стойки образуют сборный двух-платный корпус, который получается при сборке редуктора. Верхняя плата предназначена для установки в нее цапф валов-трибок и закрепления на стойке.

Нижняя плата имеет более сложную конструкцию и предназначена для закрепления на ней двигателя, колодки для под-водки питания, установки цапф валов-трибок и стоек.

Необходимо указать, что отверстия в платах для установки цапф валов-трибок имеют размер $\text{Ø}1,2\text{H}7$. Для обеспечения правильного зацепления зубчатых колес координаты отверстий под цапфы и стойки должны выдерживаться с точностью $\pm 0,03$ мм с указанием прямых межосевых расстояний между осями отверстий, в которые устанавливаются сопрягаемые валы-трибки в сборе и стойки.

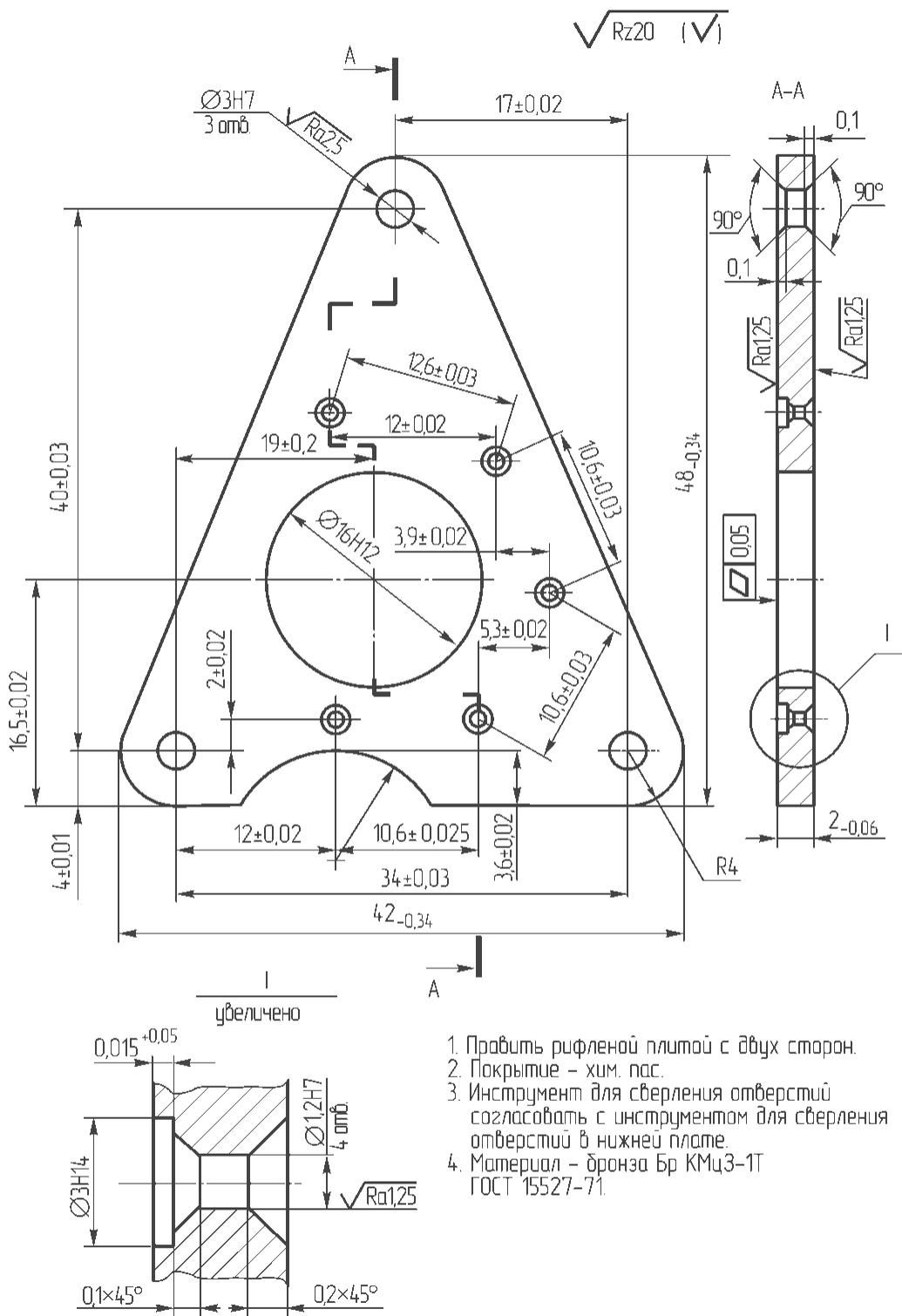
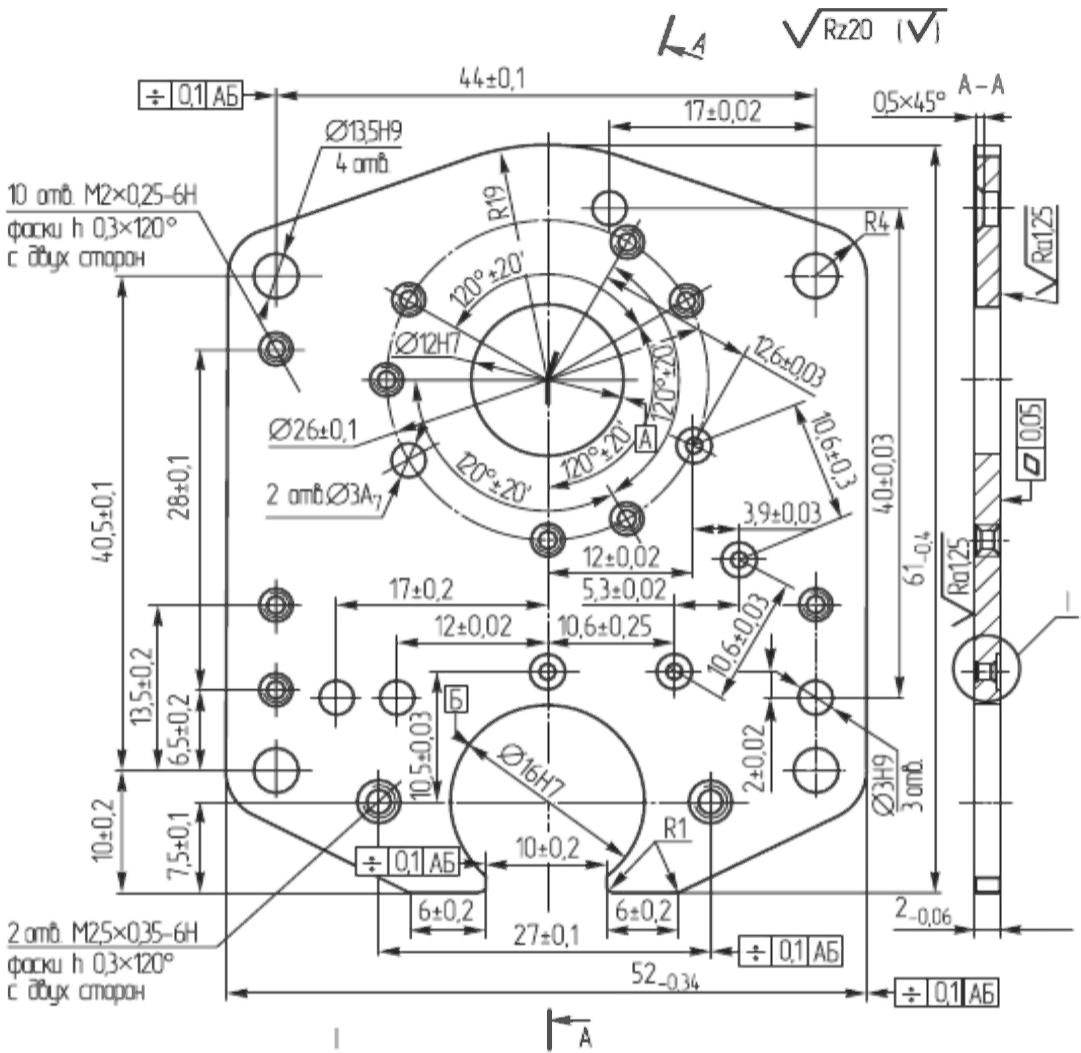


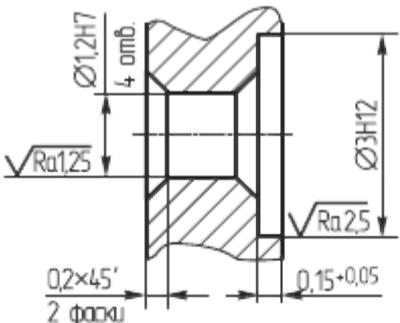
Рис. П2.5. Плата верхняя



10 отв. M2×0,25-6H
фаски h 0,3×120°
с двух сторон

2 отв. M2,5×0,35-6H
фаски h 0,3×120°
с двух сторон

I
увеличено



1. Править рифленой плитой с двух сторон.
2. Покрытие - хим. пас.
3. Инструмент для сверления отверстий согласовать с инструментом для сверления отверстий в верхней плате.
4. Материал - бронза Бр КМц3-1Т ГОСТ 15527-71.

Рис. П2.6. Плата нижняя

Для обеспечения высоких точностных требований к координатам отверстий, а также ограничениям на перекос осей валов-трибок при сборке предусмотрена совместная обработка плат, что указано в технических требованиях.

На рис. П2.7 приведен чертеж стойки. К стойке предъявляются высокие требования по точности изготовления посадочных мест для установки плат: соосности, параллельности опорных торцов и расстояний между ними, что связано с необходимостью точного взаимного расположения плат редуктора.

Конструкция стойки, состоящей из двух деталей — винта и распорной втулки, рис. 9.8 — позволяет значительно снизить требования к точности и затраты на изготовление по сравнению со стойкой, приведенной на рис. П2.7. Так, требования к соосности посадочных мест стойки отпадают, так как посадочные места заменяются общей посадочной поверхностью винта-оси. Точность расстояния между платами, а следовательно, их параллельность, сравнительно просто обеспечивается путем совместной обработки торцевых поверхностей втулок в большом количестве одновременно, что исключает необходимость подбора стоек при сборке. Последнее оказывается необходимым при сборке редуктора со стойками, приведенными на рис. П2.7.

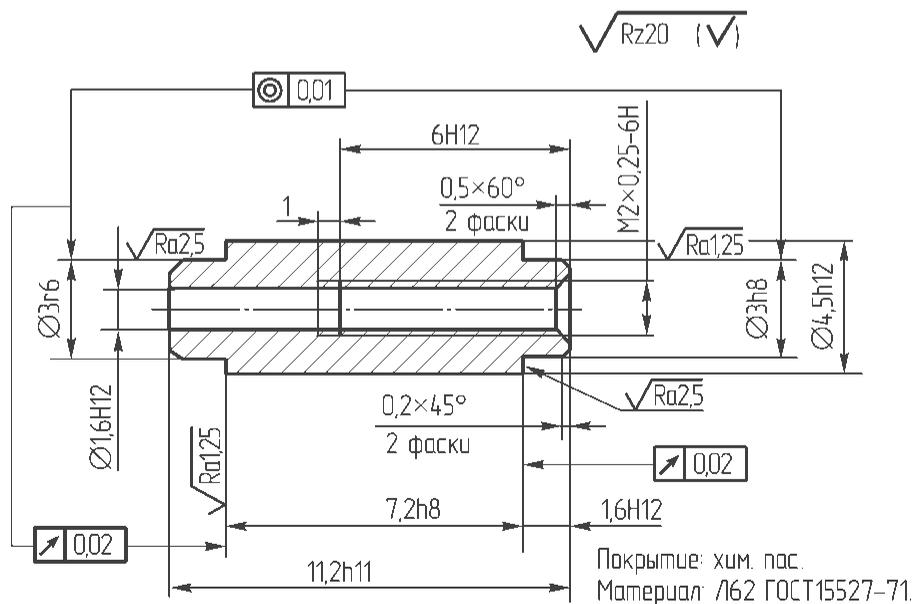


Рис. П2.7. Стойка редуктора

Кроме того, применение винта-стойки с внешней резьбой значительно упрощает изготовление и сборку.

Отметим, что несмотря на увеличение числа деталей, составляющих стойку, затраты на изготовление и сборку значительно снижаются.

С примерами простановки и назначения точностных показателей и оформления КД изделий, применяемых в ОЭП, РЭА, биомедицинской технике (БМТ) и др., можно ознакомиться в [1—3, 5, 9, 10, 13, 15—17].

**Допуски и посадки гладких деталей и соединений
из пластмасс**

Пластмассы нашли широкое применение в современном приборо- и машиностроении благодаря своим высоким физико-техническим свойствам: высокой прочности, повышенной износостойкости, влаго-, тепло-, химической и коррозионной стойкости, малой массе, достаточно высокой точности изготовления и технологичности. Кроме того, детали из пластмасс имеют хороший внешний вид, гладкую и блестящую поверхность, шероховатость которой $Ra = 0,08 \dots 1,25$ мкм, могут быть разных цветов и т. п. Детали из пластмасс имеют минимальные затраты при изготовлении и эксплуатации. Из пластмасс изготавливают рейки, зубчатые и червячные колеса, подшипники скольжения, втулки для передаточных механизмов различного назначения (отсчетных и силовых), линзы, корпусные детали различной формы и сложности и др. Допуски и посадки деталей из пластмасс регламентированы ГОСТ 25349—88. Рекомендуемые поля допусков для изготовления деталей из пластмасс представлены в табл. ПЗ.1—ПЗ.4. В табл. ПЗ.5 приведены посадки для соединения деталей из пластмасс с металлическими и пластмассовыми деталями. При соединении металлических деталей с пластмассовыми рекомендуется назначать следующие поля допусков: для валов — h7—h12, для отверстий — H7—H12. При конструировании деталей из пластмасс рекомендуется назначать предельные отклонения формы и расположения поверхностей согласно табл. ПЗ.5.

Таблица ПЗ.5

Предельные значения погрешности формы и взаимного расположения поверхностей деталей из пластмасс

Интервал размеров, мм	Стрела прогиба (отклонение от плоскостности), мм	Перекос оси отверстия, мм	Увод оси арматуры, мм
Свыше 1 до 3	0,16/0,10	0,11/0,05	0,21/0,15
Свыше 3 до 6	0,17/0,11	0,12/0,06	0,22/0,16
Свыше 6 до 10	0,19/0,12	0,14/0,07	0,24/0,17
Свыше 10 до 18	0,22/0,14	0,17/0,09	0,27/0,19
Свыше 18 до 30	0,27/0,16	0,22/0,11	0,32/0,21
Свыше 30 до 50	0,35/0,22	0,30/0,17	0,40/0,27
Свыше 50 до 80	0,48/0,30	0,43/0,25	0,53/0,35
Свыше 80 до 120	0,65/0,40	0,51/0,35	0,61/0,45
Свыше 120 до 180	0,90/0,55	0,76/0,50	0,86/0,60
Свыше 180 до 260	1,25/0,76	1,20/0,71	1,30/0,81
Свыше 260 до 360	1,70/1,03	1,65/0,98	1,75/1,08
Свыше 360 до 500	2,30/0,39	2,25/1,34	2,35/1,44

Примечания: 1. В числителе приведены значения погрешности при нормальной, в знаменателе — при повышенной точности. 2. Под размером подразумевается либо наибольший из габаритных размеров плоской поверхности (для стрелы прогиба), либо наибольшая глубина отверстия (для перекоса оси отверстия), либо полная высота армирующей вставки (для увода оси арматуры). 3. Нормальная точность изготовления достижима при обычных условиях изготовления деталей из пластмасс; повышенная степень точности может быть достигнута при высоком уровне контроля качества сырья и применении ряда организационно-технических мероприятий.

Методические указания по выполнению точностных расчетов с учетом законов рассеивания погрешностей звеньев

Известно, что каждая первичная погрешность влияет на показатель качества разрабатываемого изделия. Степень этого влияния определяется действительным распределением параметров (размеров) при изготовлении. Это распределение зависит от вида кривой распределения, ее расположения относительно середины поля допуска и соотношения между зоной ее рассеивания и полем допуска.

Рассеивание размеров по закону Гаусса приведено в табл. П4.1, п. 1—4. При симметричном расположении зоны рассеивания относительно середины поля допуска и совпадении зоны рассеивания $\pm 3\sigma_{\max}$, которую будем обозначать ω , с полем допуска δ , т. е. $\omega = \delta$, за пределами поля допуска оказывается всего 0,27 % деталей или изделий (см. табл. П4.1, п. 1). Такое рассеивание случайной величины принимают за ее практическое рассеивание по закону Гаусса. При симметричном выходе кривой рассеивания за пределы поля допуска, как это представлено в п. 2 ($\omega > \delta$), возникает как исправимый, так и неисправимый брак. Для уменьшения брака кривая распределения размеров смещается относительно середины поля допуска вправо для валов или влево — для отверстий (см. табл. П4.1, п. 3). Если зона рассеивания размеров находится в пределах поля допуска ($\omega < \delta$), то брак отсутствует всегда (см. табл. П4.1, п. 4). Такое распределение размеров считается приемлемым при $K \geq 0,92 \dots 0,95$. Если это условие не выполняется, то допуск размера ужесточается.

Рассеивание параметров по другим законам при $\omega = \delta$ приведено в табл. П4.1, п. 5—8. При этом при рассеивании размеров по законам Рэлея (см. табл. П4.1, п. 5) и равномерно возрастающего распределения (треугольника) (табл. П4.1, п. 8) центр группирования размеров смещается, а по законам равной вероятности и Симпсона (см. табл. П4.1, п. 6 и 7 соответственно) положение центра группирования совпадает с серединой поля допуска. При изготовлении, под влиянием тех или иных факторов, возможны композиции разных законов, например закона Гаусса и равной вероятности, закона Гаусса и закона треугольника и др.

Разнообразие законов рассеивания размеров оказывает существенное влияние на реальное значение погрешности изделия. Это необходимо учитывать при расчетах размерных цепей, механизмов, при селективной сборке, оценке качества технологического процесса. Для характеристики различных законов и оценки влияния их сопоставляют с нормальным законом. При этом используют коэффициент относительного рассеивания K_i , равный

$$K_i = \frac{6\sigma_i}{\delta_i},$$

который характеризует степень отличия фактического закона распределения размеров от нормального (Гаусса), для которого зона рассеивания размеров или допуск равны где $6\sigma_i$ (при $\omega_i = \delta_i$; $K_i = 1$).

При расчетах и исследованиях, если фактическое распределение размеров характеризуется разными законами, то принято эти законы заменять эквивалентным нормальным законом. Соотношение между параметрами сопоставляемого распределения, например, σ_i , и эквивалентного ему распределения по нормальному закону имеет вид

$$\sigma_{эi} = K_i \delta_i.$$

Указанный подход распространяется и на предельные отклонения и допуски размеров с учетом того, что они связаны со средними квадратическими отклонениями соотношениями: $\Delta_{в(н)} = \pm 3\sigma$; $\delta = 6\sigma$. Для эквивалентного закона $\Delta_{эв(н)i} = K_i \Delta_{в(н)i}$. После замены каждого фактического закона нормальным проводится суммирование погрешностей и определение предельных отклонений допуска замыкающего звена.

Выбор значений коэффициента K_i зависит от масштаба производства, состояния оборудования и технологического процесса, а также опыта и наличия систематизированных материалов на предприятии.

Отметим, что установление кривых распределения размеров, их исследование имеет большое практическое значение, так как позволяет заранее предсказать и учесть поведение случайной величины при изготовлении и сборке проектируемого изделия при условии выполнения тех же условий, что и ранее при из-

готовлении аналогичных. Предполагается, что законы рассеивания случайных величин будут подобными.

При расчетах размерных цепей наряду с коэффициентом K_i используют и коэффициент λ — относительное среднее квадратическое отклонение. Его значение рассчитывают по формуле $\lambda_i = 2\sigma_i/\delta_i$. Определим значение коэффициента λ для некоторых законов рассеивания размеров при $\omega_i = \delta_i$:

- для нормального закона при $\sigma_i = \delta_i/6$ $\lambda_i = 2\sigma_i/\delta_i = 2\delta_i/6\delta_i = 1/3$;
- для закона равной вероятности при $\sigma_i = \frac{\delta_i}{2\sqrt{3}}$ [3, 4] $\lambda_i = 2\sigma_i/\delta_i = 2\delta_i/2\sqrt{3}\delta_i = 1/\sqrt{3} \approx 0,577$;
- для закона треугольника при $\sigma_i = \frac{\delta_i}{2\sqrt{6}}$ $\lambda_i = 2\sigma_i/\delta_i = 2\delta_i/2\sqrt{6}\delta_i = 1/\sqrt{6} \approx 0,408$.

Результаты расчетов, выполненные с использованием коэффициентов K_i и λ_i , можно сопоставить, учитывая, что они связаны соотношением $\lambda_i = K_i/3$.

Допуск замыкающего звена с использованием коэффициентов K_i и λ_i вычисляют по формулам (9.29).

Как показывает опыт, при несимметричных законах рассеивания погрешности (см. табл. П4.1, п. 5, П4.1, п. 8), а также при смещении кривой распределения (см. табл. П4.3) центр группирования размеров Δ_m не совпадает с серединой поля допуска. Величину этого смещения a оценивают с помощью коэффициента относительной асимметрии α по формуле $a = \alpha\delta/2$.

Значения коэффициента α выбирают в зависимости от вида и направления смещения кривой распределения по табл. П.4.1. При смещении кривой относительно середины поля допуска вправо $\alpha > 0$, влево $\alpha < 0$, при совпадении центра группирования размеров с серединой поля допуска $\alpha = 0$. Смещение центра группирования в ту или иную сторону относительно середины поля допуска характеризует систематическую ошибку. Наличие таких ошибок следует учитывать при расчетах РЦ, так как они влияют на положение середины поля допуска замыкающего звена (центра группирования).

Таким образом, в общем случае влияние случайной ошибки на выходные параметры ПУ зависит: от вида кривой рассеива-

ния, коэффициента относительного рассеивания K_j , коэффициента относительной асимметрии α , зоны рассеивания погрешностей ω , величины систематической ошибки a . Поэтому для выполнения точностных расчетов необходимо установить зависимости с учетом указанных факторов между параметрами замыкающего звена и составляющих звеньев, а также зависимости между номинальными размерами, предельными и средними отклонениями и допусками размеров.

Для решения этих задач необходимо:

- 1) разработать схему размерной цепи;
- 2) установить законы рассеивания и коэффициенты K_j , λ_j , α для каждого составляющего звена по табл. П4.1 или рекомендациям, приведенным далее;
- 3) определить среднее значение поля допуска для каждого составляющего звена по формуле (9.28);
- 4) определить величину смещения центра группирования размеров для каждого звена: $a = \alpha \delta/2$;
- 5) определить координаты центра группирования размеров для каждого звена: $\Delta_m = \Delta_0 + a = \Delta_0 + \alpha \delta/2$;
- 6) определить координаты центра группирования размеров (середины поля допуска) замыкающего звена:

$$\Delta_{\Delta_m} = \sum_{j=1}^n (\Delta_{0j} + \alpha_j \delta_j/2) - \sum_{i=n+1}^m (\Delta_{0i} + \alpha_i \delta_i/2), \quad (\text{П4.1})$$

где индексами i и j обозначены увеличивающие и уменьшающие звенья соответственно;

- 7) выбрать уравнение для расчета допуска замыкающего звена по формуле (9.29) и назначить коэффициент t с учетом принимаемого при расчетах процента риска P :

$P, \% \dots\dots\dots$	32	10	5	4	3	2	1	0,27	0,1
$t \dots\dots\dots$	1	1,65	1,96	2,05	2,17	2,33	2,57	3	3,27

- 8) определить предельное отклонение замыкающего звена для линейных размерных цепей

$$\Delta_{\Delta_{в(н)}} = \Delta_{\Delta_m} \pm \frac{t}{3} \sqrt{\sum_{j=1}^{m+n} k_j^2 \delta_j^2} / 2; \quad (\text{П4.2})$$

- 9) определить номинальные и предельные размеры замыкающего звена по формулам (9.16) и (9.22);

10) проверить выполнение требований ТЗ по формулам (9.32) и по результатам проверки принять решение о приемлемости расчетов.

Проектный расчет. Целью расчета является определение по заданной величине и положению поля допуска $[\delta_\Delta]$, $[\Delta_{\Delta_{в(н)}}]$ допусков δ_i и предельных отклонений $\Delta_{в(н)}$ всех составляющих звеньев РЦ. Решение задачи основано на использовании уравнения допусков и уравнения центров группирования.

Распределение допуска δ_Δ между допусками составляющих звеньев выполняют теми же способами и в той же последовательности, что и при расчетах линейных РЦ: способом попыток, равных допусков и одного качества точности. При выборе конкретного способа можно использовать рекомендации, данные при расчетах линейных цепей. Задача расчета в данном случае усложняется в связи с необходимостью предварительного установления закона рассеивания размеров и выбора коэффициентов K_i и λ_i и их учета при расчетах.

При выборе коэффициентов K_i и λ_i разработчик, как правило, ориентируется на систематизированные статистические материалы предприятия, относящиеся к аналогичным изделиям. Если такие материалы отсутствуют и значения коэффициентов K_i , λ_i невозможно заранее предсказать, то значения указанных коэффициентов выбирают по табл. П4.1 с учетом ожидаемого (возможного) закона распределения или приведенным ниже рекомендациям.

Значения коэффициентов K_i , λ_i , α_i обычно назначают с учетом предполагаемого масштаба производства, методов обработки, условий производства. С достаточной для практических целей точностью можно принять:

- если характер распределения размеров соответствует или близок к нормальному закону, что характерно для массового и крупносерийного производства, то $K_i = 1$; $\lambda_i = 1/3$;
- характер распределения соответствует или близок к закону равной вероятности, что характерно для мелкосерийного и индивидуального производства, а также если о характере распределения размеров ничего не известно, то $K_i = 1,73$; $\lambda_i = 0,57$;
- характер распределения размеров близок к закону треугольника, то $K_i = 1,22$; $\lambda_i = 0,408$.

Анализ показывает, что коэффициенты K_i, λ_i, α_i изменяются в широких пределах. На практике, как показывает опыт, при проектных расчетах ориентируются на их средние значения и назначают для всех звеньев $K_i = 1,2$, для охватываемых размеров $\alpha_i = -0,1$, для охватываемых $\alpha_i = 0,1$.

Порядок выполнения проектного расчета аналогичен приведенному ранее для линейных РЦ.

Проверочный расчет. Порядок выполнения проверочного расчета аналогичен приведенному расчету линейных РЦ. При проверочном расчете значения допусков всех звеньев $\delta_1, \delta_2, \dots$ и средних значений $\Delta_{01}, \Delta_{02}, \dots$ заданы. Их значения устанавливают по чертежам или по результатам проектного расчета. Значения коэффициентов K_i, λ_i, α_i устанавливают по результатам анализа реального технологического процесса изготовления каждого звена.

Решение о правильности назначения допусков, выборе законов распределения и технологического процесса изготовления и сборки изделия принимают по результатам оценки выполнения условий (9.32) и изготовления опытной партии.

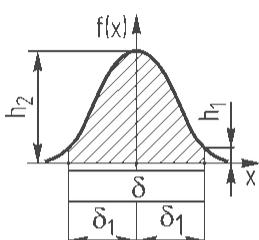
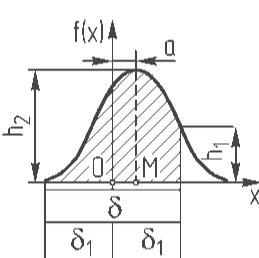
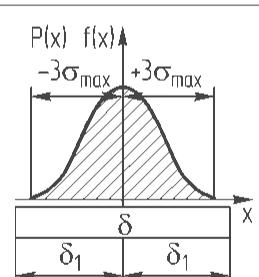
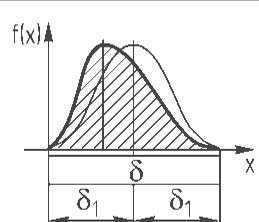
Подробно вопросы расчетов размерных цепей с учетом законов рассеивания для составляющих звеньев рассмотрены в [3, 12, 14, 15, 17].

Таблица П4.1

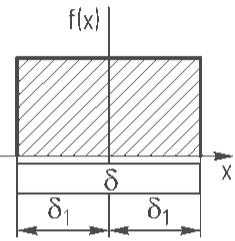
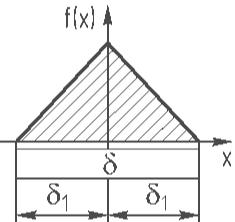
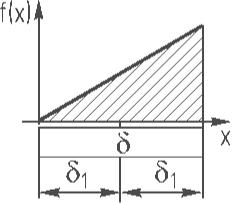
Типовые теоретические распределения технологических погрешностей

Номер кривой распределения	Характеристика закона распределения	Вид кривой распределения	Параметры кривой распределения		Коэффициенты	
					α_i	K_i
1	Закон нормального распределения (кривая Гаусса). Значение $\pm 3\sigma_{\max}$ совпадает с границами поля допуска		—	—	0	1

Продолжение табл. П4.1

Номер кривой распределения	Характеристика закона распределения	Вид кривой распределения	Параметры кривой распределения		Коэффициенты			
					α_i	K_i		
2	Закон нормального распределения. Значение $3\sigma_{\max} > \delta_1$ при симметричном распределении		A	h_1/h_2	0	1,21		
			1	0,07			0	1,26
			3	0,17				
			5	0,26				
3	Закон нормального распределения. Значение $3\sigma_{\max} > \delta_1$ при одностороннем выходе за границу поля допуска		B	h_1/h_2	+0,25	1,17		
			5	0,26			+0,31	1,18
			10	0,44				
			25	0,80				
4	Закон нормального распределения. Значение $3\sigma_{\max} < \delta_1$ при симметричном распределении		B	$3\sigma/\delta_1$	0	0,6		
			1,65	0,6			0	0,7
			1,42	0,7				
			1,25	0,8				
			1,11	0,9				
5	Закон распределения Рэлея		—	—	-0,28	1,14		

Окончание табл. П4.1

Номер кривой распределения	Характеристика закона распределения	Вид кривой распределения	Параметры кривой распределения		Коэффициенты	
					α_i	K_i
6	Закон равной вероятности		—	—	0	1,73
7	Закон Симпсона		—	—	0	1,22
8	Закон равномерно возрастающего распределения		—	—	+0,33	1,41

Примечание. А — коэффициент, учитывающий величину неисправимого брака, %; Б — коэффициент, учитывающий величину исправимого брака, %; В — коэффициент запаса точности; δ_1 — половина поля допуска.

Учебное издание

Кокорев Юрий Алексеевич
Звягин Феликс Валерьевич

**Способы расчета
точностных характеристик
деталей и узлов приборов**

Редактор *О.А. Кузнецова*
Технический редактор *Э.А. Кулакова*
Художник *Я.М. Асинкритова*
Корректор *Н.В. Савельева*
Компьютерная графика *Т.Ю. Кутузовой*
Компьютерная верстка *Л.А. Смирновой*

В оформлении использованы шрифты
Студии Артемия Лебедева.

Оригинал-макет подготовлен
в Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Подписано в печать 30.10.2017. Формат 60 × 90/16.
Усл. печ. л. 13,25. Тираж 100 экз. Заказ №

Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана.
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
press@bmstu.ru
www.baumanpress.ru

Отпечатано в типографии МГТУ им. Н.Э. Баумана.
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
baumanprint@gmail.com