

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Стандартизация, метрология
и информационные системы»

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ: ПРАКТИКУМ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности 6-05-0713-04
«Автоматизация технологических процессов и производств»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области автоматизации технологических процессов,
производств и управления*

Минск
БНТУ
2025

УДК 621.713+621:53.08

ББК 31.41я73

Н83

А в т о р ы:

*В. Л. Соломахо, П. С. Серенков, Б. В. Цитович,
С. С. Соколовский, О. А. Жумаев*

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра «Технология и оборудование машиностроительного производства» УО «Полоцкий государственный университет имени Евфросинии Полоцкой»

(зав. кафедрой, д-р техн. наук, профессор *Н. Н. Попок*);
доцент кафедры «Электронная техника и технологии электроники»
УО Белорусский государственный университет информатики
и радиоэлектроники, канд. техн. наук, доцент *А. В. Кудина*

Нормирование точности и технические измерения: практикум :
Н83 учебно-методическое пособие для студентов специальности
6-05-0713-04 «Автоматизация технологических процессов и производств» / В. Л. Соломахо [и др]. – Минск : БНТУ, 2025. – 83 с.
ISBN 978-985-31-0071-6.

В пособии рассмотрены методики практического использования основных теоретических положений разделов лекционного курса: «Расчет точности линейных размеров, входящих в размерные цепи», «Стандартизация допусков и посадок подшипников качения», «Контроль точности геометрических параметров размерных элементов деталей», «Стандартизация норм точности шпоночных соединений», «Стандартизация норм точности шлицевых соединений» при выборе и назначении норм точности на соответствующие размерные элементы деталей.

Рекомендации, приведенные в учебном пособии, могут быть также использованы для самостоятельной работы студентов очного и заочного отделений высших учебных заведений по дисциплинам «Нормирование точности и технические измерения», «Стандартизация норм точности», «Взаимозаменяемость и техническое нормирование».

УДК 621.713+621:53.08

ББК 31.41я73

ISBN 978-985-31-0071-6

© Белорусский национальный
технический университет, 2025

Содержание

Введение	4
Практическая работа № 1. Нормирование точности и расчет размерных элементов, образующих посадку подшипника.....	5
Практическая работа № 2. Нормирование точности и расчет размерных элементов, образующих шпоночное соединение.....	20
Практическая работа № 3. Нормирование точности и расчет размерных элементов, образующих шлицевое соединение	36
Практическая работа № 4. Методы расчета линейных размерных цепей.....	56
Практическая работа № 5. Разработка методик выполнения измерений	72
ЛИТЕРАТУРА	83

Введение

Учебное пособие «Нормирование точности и технические измерения: практикум» подготовлено в соответствии с учебной программой дисциплины и ориентировано на подготовку на первом уровне высшего образования специалистов в области машиностроения и автотракторостроения.

Материалы, представленные в рассматриваемом пособии, включают пять практических работ, направленных на изучение следующих методик:

- нормирования точности и порядка расчета параметров подшипниковых посадок;
- нормирования точности и порядка расчета размеров размерных элементов деталей, образующих шпоночное сопряжение;
- нормирования точности и порядка расчета размеров размерных элементов деталей, образующих шлицевое сопряжение;
- решения задач, обеспечивающих расчет линейных размерных цепей;
- выполнения измерений (МВИ) на примере геометрических параметров деталей.

Количество практических работ может корректироваться в соответствии с видом часов, предусмотренных учебным планом подготовки специалистов по конкретной специальности, и их объемом.

В пособии реализован комплексный подход к изучению соответствующих разделов дисциплины, предполагающий изучение теоретических положений и их практическую реализацию на примере решения типовых задач. В учебное пособие включен весь справочный материал, необходимый для решения практических задач.

Отличительной особенностью пособия является наличие материала для проведения практического занятия, направленного на разработку методик измерений. Полученные навыки могут быть использованы при выполнении лабораторных работ по дисциплине «Нормирование точности и технические измерения».

Каждая практическая работа предполагает возможность самостоятельной работы студентов с использованием дополнительных заданий, включенных в текст пособия. Наличие контрольных вопросов по каждой практической работе позволяет проводить текущую оценку степени освоения соответствующего раздела дисциплины.

Практическая работа № 1

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, ОБРАЗУЮЩИХ ПОСАДКУ ПОДШИПНИКА

Цель работы: изучить основы методики нормирования точности и порядок расчета параметров подшипниковых посадок.

Решаемые задачи:

1. Ознакомиться со структурой и содержанием ГОСТ 520-2002, ГОСТ 831-75, ГОСТ 3189-89, ГОСТ 3325-85, ГОСТ 8338-75, ГОСТ 24810-2013.
2. Изучить теоретические основы нормирования точности размерных элементов деталей, образующих посадку подшипника.
3. В соответствии с заданным размером и условиями эксплуатации, спроектировать подшипниковое сопряжение и определить размеры элементов деталей, а также значения образуемых в сопряжениях зазоров и натягов.
4. Изучить варианты обозначения посадок подшипника на чертеже.

Общие положения

ГОСТ 520-2002 «Подшипники качения. Общие технические условия»: стандарт устанавливает допуски на основные размеры, точность вращения подшипников и другие технические требования к приемке, методам контроля, маркировке, упаковке, транспортированию, хранению подшипников и др.

ГОСТ 831-75 «Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные, Типы и основные размеры»: стандарт устанавливает основные размеры шариковых радиально-упорных однорядных подшипников качения, значения их статической и динамической грузоподъемности.

ГОСТ 3189-89 «Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений подшипников»: стандарт распространяется на шариковые и роликовые подшипники и устанавливает систему условных обозначений подшипников.

ГОСТ 3325-85 «Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки»: стандарт рас-

пространяется на подшипниковые узлы машин, механизмов и приборов, посадочные поверхности и опорные торцы которых предназначены для монтажа подшипников качения с номинальным диаметром отверстий до 2500 мм и отвечают следующим требованиям: валы сплошные или полые толстостенные, корпуса толстостенные, материал валов и корпусов – сталь или чугун, нагрев подшипника при работе не более 100 °С. Стандарт также устанавливает поля допусков, посадки, требования к шероховатости и отклонениям формы и расположения посадочных поверхностей, значения допустимых углов взаимного перекоса колец, требования к посадкам и монтажу подшипников качения.

ГОСТ 8338-75 «Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры»: стандарт распространяется на подшипники шариковые радиальные однорядные и определяет присоединительные размеры и массу подшипников.

ГОСТ 24810-2013 «Подшипники качения. Внутренние зазоры»: стандарт устанавливает условные обозначения групп внутренних зазоров и значения радиального внутреннего зазора для шариковых и роликовых радиальных подшипников качения, а также значения осевого внутреннего зазора для шариковых радиально-упорных двухрядных подшипников.

Подшипники качения широко используются в изделиях машино- и приборостроения в качестве опор валов и осей. По сравнению с подшипниками скольжения (которые создаются путем сопряжения вала и втулки с зазором) эти опоры обеспечивают меньшие энергетические затраты на вращение, более стабильный момент сопротивления и малый момент трогания. Однако подшипник качения, являясь сборочной единицей, имеет более сложную конструкцию и большие габариты, чем подшипник скольжения соответствующего размера.

Основными функциональными элементами подшипника качения являются: наружное и внутреннее кольца подшипника, тела качения (шарики или ролики), сепараторы, которые обеспечивает равномерное распределение тел качения по дорожкам колец. Тела качения подшипников, наружные и внутренние кольца изготавливают из легированных сталей, что позволяет обеспечить их высокую износостойкость.

Подшипники качения классифицируют по конструктивным разновидностям в зависимости от вида тел качения (шариковые и роликовые), направления воспринимаемой нагрузки (радиальные, упорные, радиально упорные), точности вращения колец и другим признакам.

В условное обозначение подшипника входят кодовые обозначения серии, типа, конструктивных особенностей, диаметра присоединительного отверстия подшипника (соответствует диаметру вала, сопрягаемого с данным кольцом подшипником), а также класс точности и категория подшипника. Для наиболее часто используемых серий, типов и конструктивных особенностей подшипника в качестве кодовых цифр использованы нули, которые не указывают в условных обозначениях при отсутствии слева других (отличных от 0) цифр. Категорию и класс точности подшипника качения указывают перед остальной частью условного обозначения подшипника, отделяя от последующих цифр знаком тире, например «Подшипник В6 – 206 ТУ 2-034-203–83» (подшипник радиальный однорядный, легкой серии, с диаметром посадочного отверстия 30 мм, шестого класса точности, категории В). Самые распространенные классы точности подшипников, также обозначаемые цифрой 0 (классы «нормальный» или нулевой), в обозначении не указывают. Например: «Подшипник 206 ТУ 2-034-203–83».

Качество подшипника в значительной мере определяется точностью изготовления и сборки его деталей. К присоединительным размерам подшипника качения относятся диаметр D наружного кольца подшипника, диаметр d внутреннего кольца подшипника и ширина подшипника B (рис. 1.1). Для шариковых радиальных и радиально упорных подшипников и для роликовых радиальных подшипников установлены следующие классы точности подшипников: 8, 7, нормальный, 6, 5, 4, T , 2 (обозначения указаны в порядке возрастания точности).

Стандартные посадки подшипника с сопрягаемыми деталями представляют собой сочетания полей допусков присоединительных размеров подшипниковых колец со стандартными полями допусков валов и отверстий. Требуемой точности посадки достигают за счет более жестких (чем принятых по ГОСТ 25346) допусков на присоединительные размеры колец подшипников. ГОСТ 3325-85 регламентируют поля допусков размеров деталей, сопрягаемых с коль-

цами подшипника, а также требования к их точности по форме, расположению и шероховатости размерных элементов.

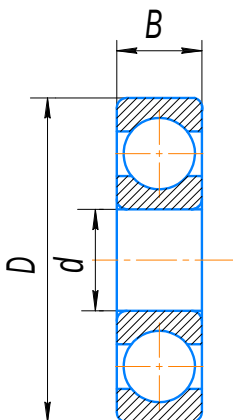


Рис. 1.1. Присоединительные размеры подшипника качения

Основным отклонением размеров как внутреннего, так и наружного колец подшипника является верхнее (ES , es). При этом внутреннее кольцо подшипника выполняет в сопряжении роль «отверстия», а наружное кольцо – «вала». Основные отклонения обозначаются буквой L (внутреннее кольцо) и l (наружное кольцо). Обозначение полей допусков колец подшипников включает комбинацию основного отклонения и класса точности подшипника. Например: $L0$, $L6$, $l0$.

Расположения полей допусков присоединительных размеров колец подшипника, образующих сопряжения: вал (ось) – внутреннее кольцо подшипника, корпус – наружное кольцо подшипника (рис. 1.2) стандартизованы таким образом, чтобы получить необходимые для практики их сочетания со стандартными полями допусков валов и корпусов, широко используемых в машиностроении.

Проектирование посадки кольца подшипника сводится к выбору полей допусков сопрягаемых с кольцами подшипников размерных элементов деталей (вала и отверстия корпуса) и определяется следующими факторами: видом нагружения колец подшипника, режимом работы подшипника, а также типом, размером и классом точности подшипника.

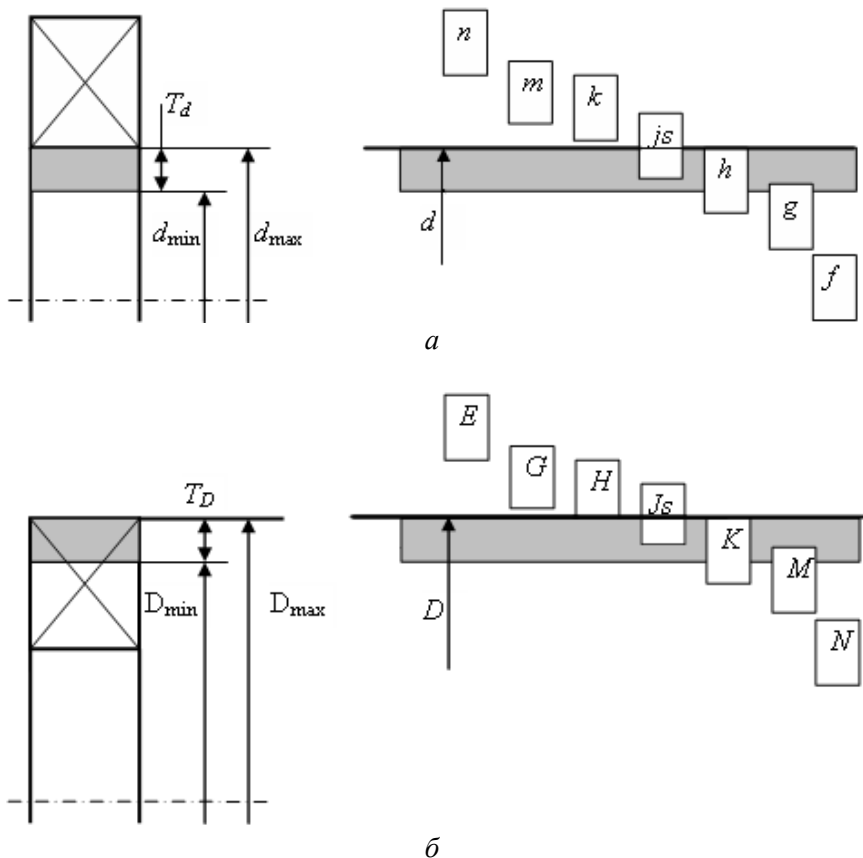


Рис. 1.2. Схемы расположения полей допусков колец подшипников со стандартными полями допусков валов и корпусов:

a – для посадок валов во внутреннее кольцо подшипника;

б – для посадок наружного кольца подшипника в корпус

Различают три основных вида нагружения колец подшипника: местное (М), циркуляционное (Ц) и колебательное (К) (рис. 1.3). В табл. 1.1 приведены виды нагружения и условия эксплуатации подшипникового узла, обуславливающие возникновение того или иного вида нагружения.

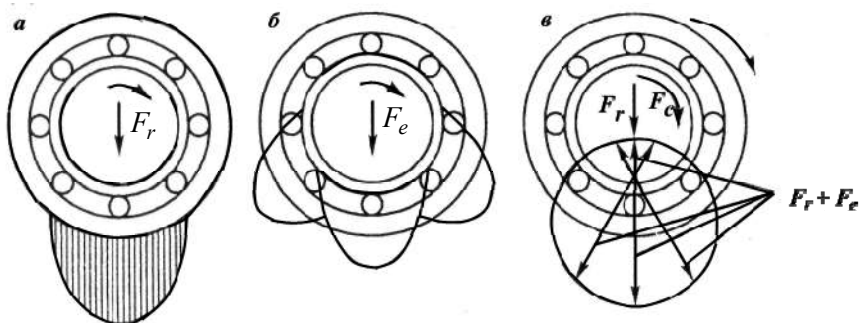


Рис. 1.3. Эпюры нагружения колец подшипника при различных вариантах действующих нагрузок:
 а – сила (F_r) постоянная по величине и направлению; б – сила (F_e) постоянная по величине, но переменная по направлению; в – совместное действие двух сил

Таблица 1.1

Виды нагружения в зависимости от условий эксплуатации подшипникового узла

Вид нагружения, рекомендации по выбору характера посадки	Условия эксплуатации
Местный (М) – при указанном виде нагружения кольца подшипника рекомендуется применять посадку с зазором.	Кольцо воспринимает постоянную по направлению радиальную силу ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса. Такой вид нагружения имеет место, например, когда неподвижное кольцо нагружено постоянной по направлению радиальной силой (наружные кольца подшипниковых опор валов в редукторе и т. п.).

Вид нагружения, рекомендации по выбору характера посадки	Условия эксплуатации
Циркуляционный (Ц) – при циркуляционном виде нагружения кольца подшипника рекомендуется применять посадку с натягом.	Кольцо воспринимает радиальную силу последовательно всеми элементарными участками окружности дорожки качения и соответственно передает ее всей посадочной поверхности вала или корпуса. Такое нагружение возникает, когда кольцо вращается относительно неподвижной нагружающей силы (например, внутреннее кольцо подшипника на вращающемся валу редуктора) или вращается сила, а кольцо неподвижно (например, внутреннее кольцо подшипника неподвижного солнечного колеса дифференциальной зубчатой передачи).
Колебательный (К) – при колебательном виде нагружения кольца подшипника рекомендуется применять посадку с натягом.	На неподвижное кольцо одновременно действуют две радиальные силы (одна постоянна по направлению, а другая, меньшая по значению, вращается). Равнодействующая нагрузка не совершает полного оборота, а колеблется между точками некоторой дуги окружности.

Режим работы подшипника качения (табл. 1.2) характеризуется расчетной долговечностью либо отношением P/C , где P – эквивалентная нагрузка (условная постоянная нагрузка, обеспечивающая тот же срок службы подшипника, какой должен быть в действительных условиях); C – динамическая грузоподъемность (постоянная радиальная нагрузка, соответствующая расчетному сроку службы).

Таблица 1.2

Режимы работы подшипника качения

Режим работы	Расчетная долговечность, ч	P/C
Легкий	более 10 000	менее 0,07
Нормальный	от 5 000 до 10 000	от 0,07 до 0,15
Тяжелый	от 2 500 до 5 000	более 0,15

Для выбора подшипниковых посадок могут использоваться рекомендации, приведенные в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Рекомендации по выбору подшипниковых посадок в зависимости от видов нагружения и классов точности подшипника

Вид нагружения	Посадки колец	
	внутреннего на вал	наружного в корпус
Местное	$\frac{L0}{js6}, \frac{L0}{h6}, \frac{L0}{g6}, \frac{L0}{f6}$	$\frac{Js7}{l0}, \frac{H7}{l0}, \frac{G7}{l0}, \frac{H8}{l0}$
	$\frac{L6}{js6}, \frac{L6}{h6}, \frac{L6}{g6}, \frac{L6}{f6}$	$\frac{Js7}{l6}, \frac{H7}{l6}, \frac{G7}{l6}, \frac{H8}{l6}, \frac{H9}{l6}$
Циркуляцион-ное	$\frac{L0}{h6}, \frac{L0}{m6}, \frac{L0}{k6}, \frac{L0}{js6}$	$\frac{N7}{l0}, \frac{M7}{l0}, \frac{K7}{l0}, \frac{P7}{l0}$
	$\frac{L6}{h6}, \frac{L6}{m6}, \frac{L6}{k6}, \frac{L6}{js6}$	$\frac{N7}{l6}, \frac{M7}{l6}, \frac{K6}{l6}, \frac{K7}{l6}, \frac{P7}{l6}$
Колебательное	$\frac{L0}{js6}, \frac{L6}{js6}$	$\frac{Js7}{l0}, \frac{Js7}{l6}$

Чем тяжелее режим работы подшипникового узла, тем меньше в посадках с зазором значения зазоров и тем больше в посадках с натягом значения натягов и наоборот.

Назначение и расчет посадок подшипников качения

Методику выбора посадок подшипника качения на вал и в корпус, а также расчет посадок рассмотрим на примере, который приведен ниже.

Необходимо назначить посадки в сопряжениях внутреннее кольцо подшипника – вал и наружное кольцо подшипника – корпус и рассчитать образующиеся зазоры и натяги при условии, что узел проектируется на базе подшипника подшипника 6-311 ГОСТ 8338-75, внутреннее кольцо подшипника сопрягается с вращающимся валом, а наружное – установлено в неподвижный корпус. Расчетная долговечность подшипника узла не менее 8 500 ч.

Подшипник 6-311 является шариковым радиальным однорядным подшипником. По ГОСТ 8338-75 определим присоединительные размеры подшипника: номинальный диаметр внутреннего кольца подшипника $d = 55$ мм, номинальный диаметр наружного кольца подшипника $D = 120$ мм и номинальная ширина подшипника $B = 29$ мм.

Выбираем посадки внутреннего кольца подшипника на вал и наружного кольца в корпус.

Внутреннее кольцо подшипника, установленное на вращающийся вал, испытывает циркуляционный вид нагружения, и поэтому, опираясь на рекомендации табл. 1.1, необходимо назначить посадку с натягом из рекомендуемого ряда посадок: $L6/n6$, $L6/m6$, $L6/k6$, $L6/js6$. Принимая во внимание, что расчетная долговечность подшипника не менее 8 500 ч (что соответствует нормальному режиму работы), выбираем посадку $\varnothing L6/k6$.

Исходя из условий эксплуатации наружное кольцо подшипника установлено в корпус неподвижно, испытывает местное нагружение и, в этом случае, в соответствии с рекомендациями, изложенными в табл. 1.1, необходимо назначить посадку с зазором. По аналогии, из рекомендуемого стандартом ряда посадок наружного кольца подшипника в корпус: $Js7/l6$, $H7/l6$, $G7/l6$, $H8/l6$, $H9/l6$, принимая во внимание режим работы, выбираем посадку $120 H7/l6$.

По табл. 3 и 4 ГОСТ 520 определяем отклонения размеров колец подшипника.

Диаметр внутреннего кольца подшипника (при $d = 55$ мм) имеет следующие отклонения: $es = 0$ мкм, $ei = -12$ мкм. Тогда предельные размеры внутреннего кольца подшипника:

$$d_{ULS} = d_0 + es = 55,000 + 0 = 55,000 \text{ мм};$$

$$d_{LLS} = d_0 + ei = 55,000 - 0,012 = 54,988 \text{ мм}.$$

Предельные отклонения диаметра наружного кольца подшипника (D): $ES = 0$ мкм; $EI = -13$ мкм.

Соответственно предельные размеры:

$$D_{ULS} = D_0 + ES = 120,000 + 0 = 120,000 \text{ мм};$$

$$D_{LLS} = D_0 + EI = 120,000 - 0,013 = 119,987 \text{ мм}.$$

Полученные результаты сводим в таблицу (табл. 1.4).

Таблица 1.4

Предельные отклонения и предельные размеры
колец подшипника

Размеры	$ES (es)$, мкм	$EI (ei)$, мкм	$D_{ULS} (d_{ULS})$, мм	$D_{LLS} (d_{LLS})$, мм
Ø55L6	0	-12	55,000	54,988
Ø120/6	0	-13	120,000	119,987

По ГОСТ 25346-2013 определяем предельные размеры деталей сопрягаемых с кольцами подшипников.

Для расчета предельных размеров вала Ø55k6 определяем допуск и предельные отклонения параметра: $IT = 19$ мкм; $ei = 2$ мкм;

$$es = IT + ei = 19 + 2 = 21 \text{ мкм}.$$

Тогда предельные размеры вала $\varnothing 55k6$:

$$d_{ULS} = d_0 + es = 55,000 + 0,021 = 55,021 \text{ мм};$$

$$d_{LLS} = d_0 + ei = 55,000 + 0,002 = 55,002 \text{ мм}.$$

Аналогично определяются предельные отклонения размера $\varnothing 120H7$:

$$IT = 35 \text{ мкм}; \quad EI = 0 \text{ мкм};$$

$$ES = IT + EI = 35 + 0 = 35 \text{ мкм}.$$

Предельные размеры отверстия $\varnothing 120H7$:

$$D_{ULS} = D_0 + ES = 120,000 + 0,035 = 120,035 \text{ мм};$$

$$D_{LLS} = D_0 + EI = 120,000 + 0 = 120,000 \text{ мм}.$$

Полученные результаты сводим в таблицу (табл. 1.5).

Таблица 1.5

Допуски, предельные отклонения и предельные размеры деталей,
сопрягаемых с кольцами подшипника

Размер	IT , мкм	$ES(es)$, мкм	$EI(ei)$, мкм	$D_{ULS}(d_{ULS})$, мм	$D_{LLS}(d_{LLS})$, мм
$\varnothing 55k6$	19	21	2	55,021	55,002
$\varnothing 120H7$	35	35	0	120,035	120,000

Строим схему расположений полей допусков сопряжения $\varnothing 55 \frac{L6}{k6}$ и рассчитываем предельные значения натягов (рис. 1.4).

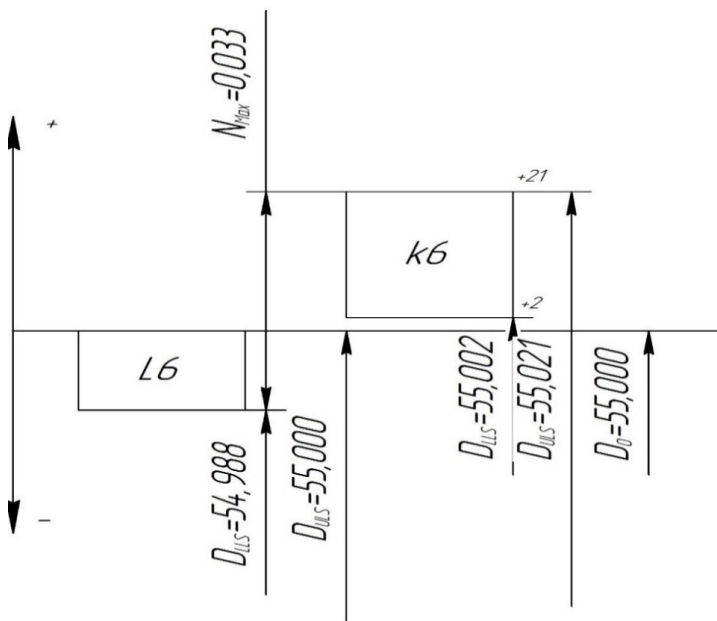


Рис. 1.4. Схема расположения полей допусков размеров деталей, образующих сопряжение $\varnothing 55 \frac{L6}{k6}$

Рассчитаем предельные значения натягов в сопряжении.

$$N_{\max} = d_{ULS} - D_{LLS} = 55,021 - 54,988 = 0,033 \text{ мм.}$$

$$N_{\min} = d_{LLS} - D_{ULS} = 55,002 - 55,000 = 0,002 \text{ мм.}$$

Строим схему расположений полей допусков сопряжения $\varnothing 120 \frac{H7}{I6}$ и рассчитываем предельные значения зазоров (рис. 1.5).

$$S_{\max} = D_{ULS} - d_{LLS} = 120,035 - 119,987 = 0,048 \text{ мм;}$$

$$S_{\min} = D_{LLS} - d_{ULS} = 120,000 - 120,000 = 0,0000 \text{ мм.}$$

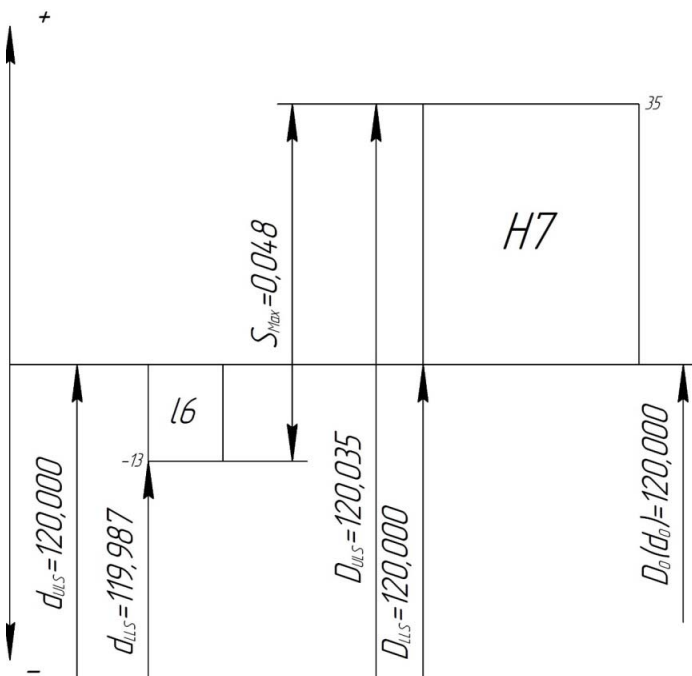


Рис. 1.5. Схема расположения полей допусков размеров деталей, образующих сопряжение $\varnothing 120 \frac{H7}{h6}$

Проверим наличие в подшипнике качения радиального зазора, необходимого для обеспечения функционирования подшипникового узла. Очевидно, величина радиального зазора по отношению к его номинальному значению изменится в связи с деформацией кольца подшипника, образующего с сопрягаемой деталью посадку с натягом.

Методика расчета радиального зазора следующая. Проводим расчет эффективного натяга для кольца, которое при эксплуатации узла испытывает колебательное нагружение:

$$N_{cp} = \frac{N_{max} + N_{min}}{2} = \frac{0,033 + 0,002}{2} = 0,0175 \text{ мм};$$

$$N_{эф} = 0,85 \times N_{cp} = 0,85 \times 0,0175 = 0,0149 \text{ мм}.$$

Затем определяем диаметральную деформацию беговой дорожки кольца:

$$d_0 = d_m + \frac{D_m - d_m}{4} = 55 + \frac{120 - 55}{4} = 71,25 \text{ мм};$$

$$\Delta d_1 = N_{\text{эф}} \times \frac{d_m}{d_0} = 0,0149 \times \frac{55}{71,25} = 0,0115 \text{ мм}.$$

В табл. 1.6 приведены значения допустимых минимального и максимального радиальных внутренних зазоров в зависимости от размера подшипника.

Таблица 1.6

Значения допустимых минимального и максимального радиальных внутренних зазоров

Диаметр подшипника d , мм	Минимальный внутренний зазор $G_{r \min}$, мкм	Максимальный внутренний зазор $G_{r \max}$, мкм
От 2,5 до 10	2	13
От 10 до 18	3	18
От 18 до 24	5	20
От 24 до 30	5	20
От 30 до 40	6	20
От 40 до 50	6	23
От 50 до 65	8	28
От 65 до 80	10	30
От 80 до 100	12	36
От 100 до 120	15	41

Для нашего подшипника 6-311:

$$G_{r \min} = 8 \text{ мкм};$$

$$G_{r \max} = 28 \text{ мкм};$$

$$G_{r \text{ ср}} = \frac{G_{r \max} + G_{r \min}}{2} = \frac{8 + 28}{2} = 18 \text{ мкм}.$$

Тогда зазор в подшипнике $G_{\text{пос}}$ после посадки с натягом:

$$G_{\text{пос}} = G_{r\text{cp}} - \Delta d_1 = 0,018 - 0,0115 = 0,0065 \text{ мм.}$$

Заклинивание не произойдет, так как $G_{\text{пос}}$ не превышает $G_{r\text{max}}$.

Дополнительные задания

1. Определить предельные размеры поверхностей деталей, сопрягаемых с кольцами подшипника 304 ГОСТ 8338-75 если известно, что наружное кольцо подшипника испытывает циркуляционный вид нагружения, а отношение Р/С равно 0,16.

2. Определить радиальный внутренний зазор в подшипнике 6-202 ГОСТ 8338-75 если известно, что внутреннее кольцо подшипника сопрягается с вращающейся деталью, режим работы – легкий.

Вопросы для самоконтроля

1. Как классифицируются подшипники качения в зависимости от вида тел качения и направления воспринимаемой нагрузки?

2. Какие размеры подшипника относятся к присоединительным?

3. В чем особенность расположения полей допусков присоединительных размеров колец подшипника?

4. Какие классы точности установлены для шариковых радиальных и радиально упорных подшипников?

5. Какие бывают виды нагружения колец подшипника?

6. Чем определяется выбор характера посадки колец подшипника с сопрягаемыми «валом» и «отверстием»?

7. Какие бывают режимы работы подшипника и чем они определяются?

8. С какой целью устанавливается радиальный внутренний зазор в подшипнике качения?

9. Какова методика расчета предельных размеров деталей, сопрягаемых с кольцами подшипника?

Практическая работа № 2

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, ОБРАЗУЮЩИХ ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ

Цель работы: изучить основы методики нормирования точности и порядок расчета размеров размерных элементов деталей, образующих шпоночное сопряжение.

Решаемые задачи:

1. Ознакомиться со структурой и содержанием ГОСТ 23360-78.
2. Изучить теоретические основы нормирования точности размерных элементов деталей, образующих шпоночное сопряжение.
3. В соответствии с заданным размером и условиями эксплуатации, спроектировать шпоночное сопряжение и определить размеры размерных элементов деталей, значения образуемых зазоров (натягов) в сопряжениях.
4. Изучить варианты обозначения размеров размерных элементов шпоночных сопряжений на чертеже.

Общие положения

ГОСТ 23360-76 «Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечения пазов. Допуски и посадки» распространяется на шпоночные соединения с призматическими шпонками и устанавливает размеры и предельные отклонения размеров призматических шпонок и соответствующих им шпоночных пазов на валах и во втулках.

Шпоночное соединение – один из видов соединений вала со втулкой с использованием дополнительного конструктивного элемента (шпонки). Шпонка, установленная на валах имеющих специальный шпоночный паз, в так называемых «неподвижных» соединениях, применяется для фиксации положения деталей и предотвращения возможности относительного поворота шпоночного вала и шпоночной втулки. Такой вид соединения, как правило, используется для передачи крутящего момента. В отдельных случаях соединение может использоваться для продольного перемещения одной

детали относительно другой (направляющее шпоночное соединение). В этом случае шпоночное сопряжение считается «подвижным». Шпонка обеспечивает надежное, удобное в эксплуатации соединение, стойкое к вибрациям и динамическим нагрузкам.

Наиболее часто в соединениях применяются призматические шпонки. Шпоночные соединения позволяют получать разъемные как подвижные, так и неподвижные сопряжения, при этом обеспечивается возможность осуществлять разборку и повторную сборку конструкции с обеспечением того же эффекта, что и при первичной сборке.

Устанавливаемые размеры призматических шпонок и шпоночных пазов, а также допуски на отдельные размерные элементы шпоночных соединений приведены на рис. 2.1 и в табл. 2.1 и 2.2.

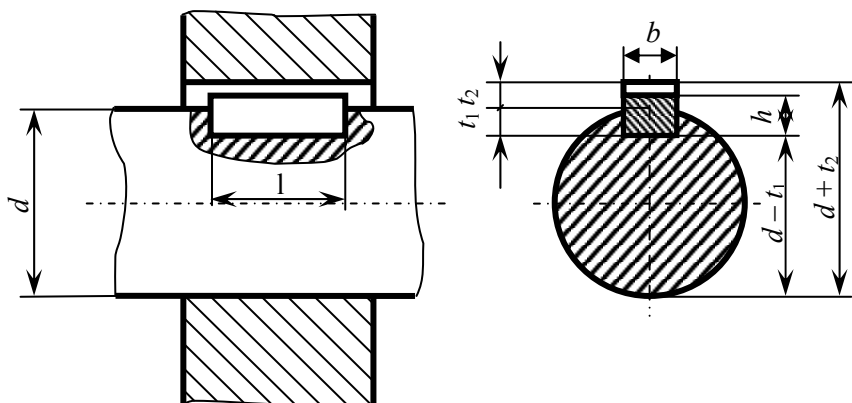


Рис. 2.1. Размерные элементы шпоночных соединений

Таблица 2.1

Размеры призматических шпонок и шпоночных пазов
на валах и во втулках

Размеры шпоночных валов	b	h	t_1	t_2	$L(l)$
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0	6...20
Свыше 8 до 10	3	3	1,8	1,4	6...36
Свыше 10 до 12	4	4	2,5	1,8	8...45

Окончание табл. 2.1

Размеры шпоночных валов	b	h	t_1	t_2	$L(l)$
Свыше 12 до 17	5	5	3,0	2,3	10...56
Свыше 17 до 22	6	6	3,5	2,8	14...70
Свыше 22 до 30	7	7	4,0	3,3	16...63
Свыше 30 до 38	8	7	4,0	3,3	18...90

Длины шпонок l выбирают из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 40, 45, 50, 56, 63 и далее до 500 мм.

Таблица 2.2

Допуски элементов шпоночных соединений

№ п/п	Наименование элемента детали шпоночного сопряжения	Условное обозначение	Нормированное поле допуска
1	Высота шпонки: – до 6 мм; – свыше 6 мм	H	$h9$ $h11$
2	Длина шпонки	L	$h14$
3	Длина паза на валу	$L_{\text{паз}}$	$H15$
4	Длина паза во втулке	$L_{\text{вт}}$	$H15$

Передача крутящего момента осуществляется за счет одновременного сопряжения шпонки по ее ширине с боковыми сторонами шпоночного вала и шпоночной втулки с образованием двух посадок: шпонка-паз вала и шпонка-паз втулки. В шпоночном соединении возможно дополнительное сопряжение – по длине шпонки, если призматическую шпонку устанавливают в глухой (закрытый с двух сторон) паз на валу. Необходимый уровень центрирования при работе шпоночного сопряжения достигается путем подбора посадки по «гладким» поверхностям шпоночного вала и шпоночной втулки (рис. 2.2).

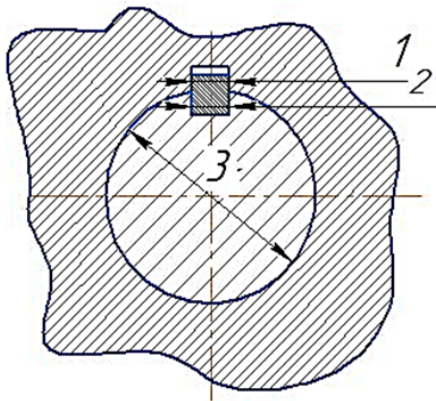


Рис. 2.2. Посадки в шпоночном сопряжении:
1 – шпонка-паз втулки; 2 – шпонка-паз вала; 3 – гладкий вал-гладкая втулка

Работоспособность шпоночных соединений определяется точностью посадок по ширине шпонки b . По сопрягаемым размерам (ширине шпонки и пазов вала и втулки) для призматических шпонок предусмотрено три варианта соединения: свободное, нормальное и плотное.

Свободное соединение используют для образования посадок при изготовлении простых, не требующих «особой» точности конструкций; подвижных шпоночных сопряжений, работающих как направляющие продольного перемещения; при наличии объемной термообработки деталей, образующих шпоночное сопряжение.

Нормальные шпоночные соединения, как правило, применяют в большинстве изделий машиностроения и приборостроения, если к ним предъявляются «стандартные» функциональные требования.

Плотное соединение назначают с целью предотвращения больших динамических нагрузок при выборке зазоров в соединениях по ширине шпонки, работающих в условиях ударных нагрузок или при наличии вибрации механизма. Такие условия работы встречаются в изделиях со start-стоповыми режимами работы или с частым реверсированием направления вращения валов.

Поля допусков на ширину пазов в шпоночных соединениях с призматическими шпонками приведены в табл. 2.3, а отклонения ширины шпоночных пазов вала и втулки в зависимости от диаметра шлицевого вала и вида сопряжения – в табл. 2.4.

Таблица 2.3

Поля допусков ширины пазов вала и втулки
для разных видов сопряжений

Вид шпоночного сопряжения	Поле допуска ширины паза	
	на валу	во втулке
Свободное	<i>H9</i>	<i>D10</i>
Нормальное	<i>N9</i>	<i>Js9</i>
Плотное	<i>P9</i>	<i>P9</i>

По высоте шпонки в сопряжении предусмотрено образование зазора по номиналу, поэтому сумма глубин пазов ($t_1 + t_2$) превышает высоту шпонки h . Значения предельных отклонений глубин пазов на валу t_1 и во втулке t_2 в зависимости от высоты шпонки h приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.4

Предельные отклонения размеров шпоночных пазов вала
и втулки по ширине

Диаметр вала d , мм		$b \times h$, мм	Предельные отклонения ширины паза b , мм				
			Стандартные поля допусков				
Свыше	До		Вал (H9)	Втулка (D9)	Вал (N9)	Втулка (Js9)	Вал и втулка (P9)
6	8	2×2	+0,025	+0,060	-0,004	+0,012	-0,006
8	10	3×3	0	+0,020	-0,029	-0,012	-0,031
10	12	4×4	+0,030 0	+0,078 +0,030	0 -0,030	+0,015 -0,015	-0,012 -0,042
12	17	5×5					
17	22	6×6					
22	30	7×7 8×7	+0,036 0	+0,098 +0,040	0 -0,036	+0,018 -0,018	-0,015 -0,051
30	38	10×8					
38	44	12×8					
44	50	14×9	+0,043 0	+0,120 +0,050	0 -0,043	+0,021 -0,021	-0,018 -0,061
50	58	16×10					
58	65	18×11					
65	75	20×12	+0,052 0	+0,149 +0,065	0 -0,052	+0,026 -0,026	-0,022 -0,074
75	85	22×14					
85	95	24×14 25×14					
95	110	28×16					

Таблица 2.5

Предельные отклонения глубин пазов на валу t_1 и во втулке t_2

Высота шпонки h , мм	Глубина паза на валу t_1 , мм	Предельные отклонения размеров, мм	
		t_1 или $(d - t_1)$	$d + t_1$
От 2 до 6	От 1,2 до 3,5	+0,1 или (-0,1)	+0,1
Св. 6 до 8	Св. 3,5 до 11	+0,2 или (-0,2)	+0,2
Св. 18 до 50	Св. 11 до 31	+0,3 или (-0,3)	+0,3

Точность центрирования деталей в шпоночном соединении обеспечивается посадкой втулки на вал по гладким поверхностям. Правильное назначение посадки для этого соединения существенно влияет на условия работы шпоночного сопряжения. Для повышения точности центрирования предпочтительно применение переходных посадок, а в отдельных случаях даже посадок с небольшим натягом. Рекомендуемые поля допусков для соединений вал-втулка приведены в табл. 2.6.

Таблица 2.6

Рекомендуемые поля допусков для соединения вал – втулка

Условия работы пары вал – втулка	Характер сопряжения	Рекомендуемые поля допусков	
		отверстия	вала
Возможность осевого перемещения втулки по валу	С зазором	$H6, H7$	$h6, g6, f6$
Обеспечение высокой точности центрирования, минимальное радиальное биение	Переходное	$H7$	$js6, k6, m6$
Наличие больших динамических нагрузок, возможность реверсивного движения	С натягом	$H6$	$s7$
		$H7$	$s8$

Остальные размеры задаются так, чтобы максимально облегчить процесс сборки при сохранении необходимой надежности соединения.

Для обеспечения собираемости шпоночного соединения к размерным элементам пазов вала и втулки предъявляются определенные требования по точности их расположения. Устанавливаются допуски параллельности шпоночного паза относительно оси соответствующей ступени детали и его симметричности.

Допуск параллельности определяется по классу относительной геометрической точности A и составляет 60 % от допуска на ширину шпоночного паза, а допуск симметричности, заданный в диаметральном выражении, составляет четыре допуска ширины шпоночного паза:

$$T_{\text{пр}} = 0,6 T_{\text{шп}}, \quad T_{\text{см}} = 4,0 T_{\text{шп}}.$$

Расчетные значения округляются до ближайших меньших по ГОСТ 24643–81.

Шероховатость поверхностей шпоночного паза выбирается в зависимости от полей допусков размеров шпоночного соединения:

$$Ra = (3,2 \dots 6,3) \text{ мкм.}$$

Условные обозначения на чертежах

Условное обозначение призматических шпонок включает следующие элементы:

- слово «Шпонка»;
- обозначение исполнения (исполнение 1 не указывают);
- размеры сечения $b \times h$ и длины шпонки l ;
- обозначение стандарта.

Пример условного обозначения призматической шпонки исполнения 2 с размерами $b = 4 \text{ мм}$, $h = 4 \text{ мм}$, $l = 12 \text{ мм}$.

Шпонка 2 – $4 \times 4 \times 12$ ГОСТ 23360–78.

Пример условного обозначения призматической направляющей шпонки исполнения 3 с размерами $b = 12 \text{ мм}$, $h = 8 \text{ мм}$, $l = 100 \text{ мм}$.

Шпонка 3 – $12 \times 8 \times 100$ ГОСТ 8790–79.

Методика расчета размеров элементов шпоночного соединения, определение значений образуемых зазоров (натягов) в сопряжениях

Рассмотрим методику нормирования точности элементов шпоночного сопряжения и расчет размеров размерных элементов на следующем примере.

Необходимо установить геометрические размеры и нормировать точность размерных элементов неподвижного шпоночного соединения, предназначенного для передачи крутящего момента без реверсирования направления вращения валов. Номинальный диаметр шпоночного вала 12 мм. Изделие используется при производстве машиностроительной продукции в стандартных условиях эксплуатации.

Формализуем условия задачи. Диаметр вала $d = 12$ мм. Длина шпонки выбирается из конструктивных соображений и с учетом рекомендаций, изложенных в табл. 2.1. Принимаем длину шпонки $l = 25$ мм. Сформулированные условия эксплуатации соединения соответствуют «нормальному» виду сопряжения.

По табл. 2.1 для вала $\varnothing 12$ мм выбираем номинальные размеры шпонки, глубины паза вала и паза втулки: $b \times h = 4 \times 4$ мм, $l = 25$ мм, $t_1 = 2,5$ мм, $t_2 = 1,8$ мм.

Таким образом размер шпонки по ширине $4h9$, размер шпоночного вала по ширине, с учетом нормального вида сопряжения, $4N9$, размер шпоночной втулки по ширине $Js9$.

Определим, используя данные табл. 2.4, предельные размеры деталей, образующих шпоночное сопряжение и параметры шпоночной посадки $4N9 / h9$.

Обозначим ширину паза вала B_1 , а ширину паза втулки B_2 .

Рассчитаем предельные размеры паза вала по ширине ($B_1 = 4N9$):

$$ES = 0 \text{ мкм}, \quad B_{1\max} = B + ES = 4,000 + 0 = 4,000 \text{ мм};$$

$$EI = -30 \text{ мкм}, \quad B_{1\min} = B + EI = 4,000 - 0,030 = 3,970 \text{ мм}.$$

Определим предельные размеры ширины шпонки $b = 4h9$:

$$es = 0 \text{ мкм}, \quad b_{\max} = b + es = 4,000 + 0 = 4,000 \text{ мм};$$

$$ei = -30 \text{ мкм}, \quad b_{\min} = b + ei = 4,000 - 0,030 = 3,970 \text{ мм}.$$

Аналогично определим предельные размеры шпоночного паза втулки по ширине ($B_2 = 4Js9$):

$$ES = +15 \text{ мкм}, \quad B_{2\max} = B + ES = 4,000 + 0,015 = 4,015 \text{ мм};$$

$$EI = -15 \text{ мкм}, \quad B_{2\min} = B + EI = 4,000 - 0,015 = 3,985 \text{ мм}.$$

Полученные результаты сводим в табл. 2.7.

Таблица 2.7

Предельные отклонения и размеры шпонки, шпоночных пазов вала и втулки по ширине

Размер	$ES(es)$, мкм	$EI(ei)$, мкм	$B_{\max}(b_{\min})$, мм	$B_{\min}(b_{\max})$, мм
$4N9$	0	-30	4,000	3,970
$4h9$	0	-30	4,000	3,970
$4Js9$	+15	-15	4,015	3,985

Строим схему расположения полей допусков шпоночного соединения $4N9/h9$ (рис. 2.3).

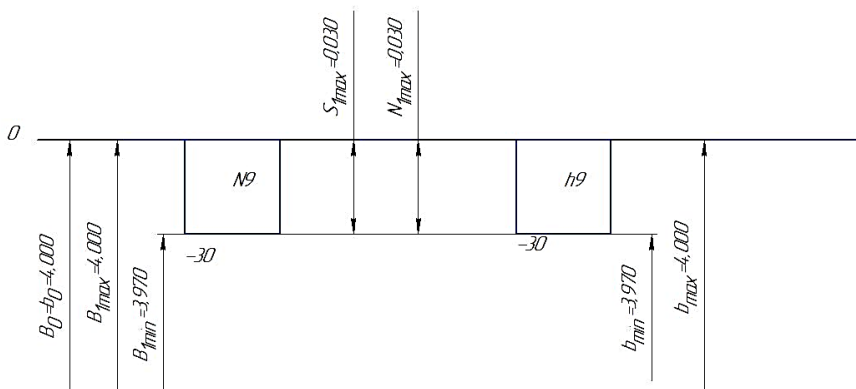


Рис. 2.3. Схема расположения полей допусков шпоночного соединения $4N9/h9$

Определяем предельные зазоры и натяги в сопряжении $4N9/h9$:

$$S_{1\max} = B_{1\max} - b_{\min} = 4,000 - 3,970 = 0,030 \text{ мм};$$

$$N_{1\max} = B_{1\min} - b_{\max} = 3,970 - 4,000 = -0,030 \text{ мм};$$

$$M_1(S, N) = \frac{S_{1\max} + N_{1\max}}{2} = \frac{0,030 - 0,030}{2} = 0 \text{ мм.}$$

Рассчитываем вероятность образования посадок с зазором и натягом. С этой целью рассчитываем среднее квадратическое отклонение (СКО) посадки:

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{IT(D)}{6}\right)^2 + \left(\frac{IT(d)}{6}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{30}{6}\right)^2 + \left(\frac{30}{6}\right)^2} = 7 \text{ мкм.}$$

Определяем значения максимальных вероятностных зазора и натяга:

$$S_{\max\text{вер.}} = M + 3\sigma = 0 + 3 \cdot 0,007 = 0,021 \text{ мм};$$

$$N_{\max\text{вер.}} = M - 3\sigma = 0 - 3 \cdot 0,007 = -0,021 \text{ мм.}$$

Рассчитываем значение z .

$$z = \frac{0}{0,007} = 0, \text{ а используя табулированные значения функции}$$

$\Phi(z)$ получим $\Phi(0) = 0$.

Таким образом, с учетом симметрии распределения вероятность получения зазоров в сопряжении $4N9/h9$ составляет: $P(S) = 0,5 + \Phi(z) = 0,5 + 0 = 0,5 = 50 \%$, а значит вероятность посадок с натягом $P(N) = 0,5$.

Строим схему расположения полей допусков шпоночного соединения $4Js9/h9$ (рис. 2.4).

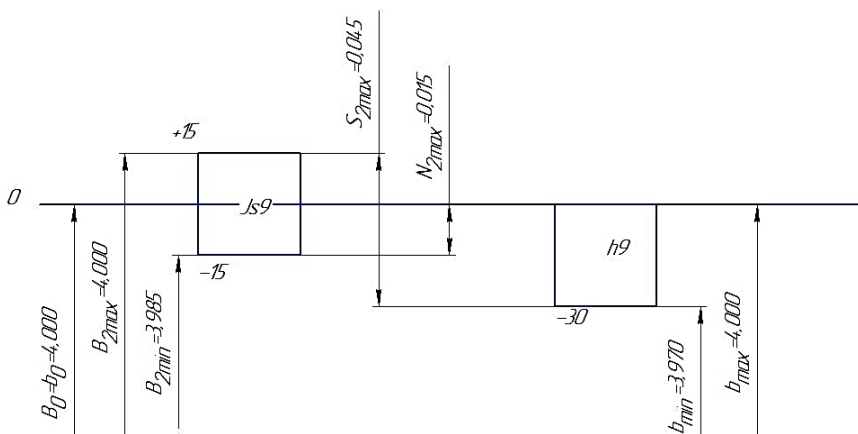


Рис. 2.4. Схема расположения полей допусков шпоночного соединения 4Js9 / h9

Определим предельные и вероятностные зазоры и натяги в сопряжении 4Js9 / h9.

$$S_{\max} = B_{2\max} - b_{\min} = 4,015 - 3,970 = 0,045 \text{ мм};$$

$$N_{\max} = B_{2\min} - b_{\max} = 3,985 - 4,015 = -0,030 \text{ мм};$$

$$M(S, N) = \frac{S_{2\max} + N_{2\max}}{2} = \frac{0,045 - 0,030}{2} = 0,0075 \text{ мм.}$$

Рассчитаем вероятность образования посадок с натягом и зазором. С этой целью определим среднее квадратическое отклонение (СКО) посадки:

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{IT(D)}{6}\right)^2 + \left(\frac{IT(d)}{6}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{30}{6}\right)^2 + \left(\frac{30}{6}\right)^2} = 7 \text{ мкм.}$$

Отсюда значения максимальных вероятностных зазора и натяга:

$$S_{\max\text{вер.}} = M + 3\sigma = 0,0075 + 3 \cdot 0,007 = 0,0285 \text{ мм};$$

$$N_{\max\text{вер.}} = M - 3\sigma = 0,0075 - 3 \cdot 0,007 = -0,0135 \text{ мм.}$$

Рассчитываем значение z и определяем значение Φ :

$$z = \frac{0,0075}{0,007} = 1,07;$$

$$\Phi(1,07) = 0,2251.$$

Таким образом, с учетом симметрии распределения, вероятность получения зазоров в сопряжении $4N9/h9$ составляет: $P(S) = 0,5 + \Phi(z) = 0,5 + 0,2251 = 0,7251 = 72,51\%$, а вероятность получения натягов соответственно:

$$P(N) = 0,5 - \Phi(z) = 0,5 - 0,2251 = 0,2749 = 27,49\%.$$

Рассчитаем предельные размеры глубины паза вала и глубины паза втулки.

Номинальная глубина паза вала $t_1 = 2,5$ мм. По табл. 2.5 определяем предельные отклонения глубин пазов вала.

$$ES = +0,1 \text{ мм}; \quad t_{1\max} = t + ES = 2,500 + 0,100 = 2,600 \text{ мм};$$

$$EI = 0 \text{ мм}; \quad t_{1\min} = t + EI = 2,500 + 0 = 2,500 \text{ мм}.$$

Номинальная глубина паза втулки $t_2 = 1,8$ мм. Используя табл. 2.5 определим:

$$ES = +0,1 \text{ мм}, \quad t_{2\max} = t + ES = 1,800 + 0,100 = 1,900 \text{ мм};$$

$$EI = 0 \text{ мм}, \quad t_{2\min} = t + EI = 1,800 + 0 = 1,800 \text{ мм}.$$

Точность центрирования деталей в шпоночном соединении обеспечивается посадкой втулки на вал по гладким цилиндрическим поверхностям. Для повышения точности центрирования предпочтительно применение переходных посадок. Принимая во внимание сформулированные в задании условия эксплуатации, назначим

посадку $\varnothing 12H7/k6$. Определим предельные размеры сопрягаемых деталей и рассчитаем параметры посадки.

Рассчитываем предельные размеры отверстия $\varnothing 12H7$.

По таблице 1 ГОСТ 25346 определим величину допуска: $IT7 = 18$ мкм.

По таблице 2 ГОСТ 25346 определим основные отклонения: $EI = 0$ мкм.

$$ES = EI + IT7 = 0 + 18 = 18 \text{ мкм.}$$

Определим предельные размеры отверстия:

$$D_{ULS} = D_0 + ES = 12,000 + 0,018 = 12,018 \text{ мм;}$$

$$D_{LLS} = D_0 + EI = 12,000 + 0 = 12,000 \text{ мм.}$$

Рассчитываем предельные размеры вала $\varnothing 12k6$.

По ГОСТ 25346 определяем значения допуска $IT6 = 11$ мкм и основного (нижнего) отклонения $ei = +1$ мкм.

Верхнее отклонение будет равно:

$$es = ei + IT6 = 1 + 11 = 12 \text{ мкм.}$$

Предельные размеры вала:

$$d_{ULS} = d_0 + es = 12,000 + 0,012 = 12,012 \text{ мм;}$$

$$d_{LLS} = d_0 + ei = 12,000 + 0,001 = 12,001 \text{ мм.}$$

Результаты расчетов оформим в виде таблицы (табл. 2.8).

Таблица 2.8

Результаты расчетов предельных размеров вала и отверстия

Размер	IT , мкм	$ES(es)$, мкм	$EI(ei)$, мкм	$D_{ULS}(d_{ULS})$, мм	$D_{LLS}(d_{LLS})$, мм
$\varnothing 12H7$	18	+18	0	12,018	12,000
12k6	11	+12	+1	12,012	12,001

Строим схему расположения интервалов допусков отверстия и вала (рис. 2.5).

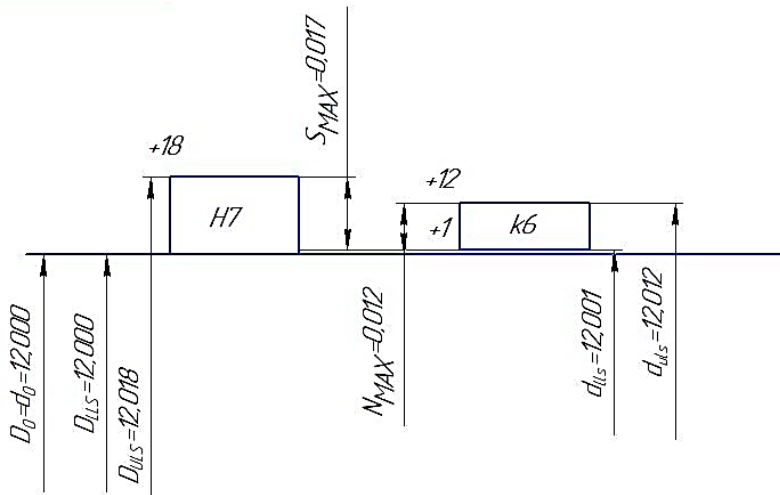


Рис. 2.5. Схема расположения полей допусков вала и отверстия

Рассчитываем допуск посадки:

$$T(N) = IT(D) + IT(d) = 18 + 12 = 30 \text{ мкм.}$$

Рассчитаем предельные значения зазоров и натягов:

$$N_{\max} = D_{LLS} - d_{ULLS} = 12,000 - 12,012 = -0,012 \text{ мм;}$$

$$S_{\max} = D_{ULLS} - d_{LLS} = 12,018 - 12,001 = 0,017 \text{ мм.}$$

Определим нормируемые допуски расположения размерных элементов, образующих шпоночное сопряжение. Как известно

$$T_{\text{пр}} = 0,6 T_{\text{шп}};$$

$$T_{\text{см}} = 4,0 T_{\text{шп}},$$

где $T_{\text{шп}}$ – допуск на ширину шпоночного паза ($b = -30$ мкм).

$T_{\text{пр}}$ – допуск параллельности;

$T_{\text{см}}$ – допуск симметричности в диаметральном выражении.

Округлив полученные расчетные значения допусков расположения до значений ближайших меньших из стандартного ряда допусков по ГОСТ 24643-81 получим:

$$T_{\text{пр}} = 0,6 T_{\text{шп}} = 0,6 \cdot 30 = 18 \text{ мкм.}$$

$$T_{\text{см}} = 4,0 T_{\text{шп}} = 4 \cdot 30 = 120 \text{ мкм}$$

Так как диаметр вала < 50 , то шероховатость боковых поверхностей паза вала будет $Ra3.2$. Требования, предъявляемые к точности поверхностей шпоночного паза и втулки приведены на рисунке (рис. 2.6).

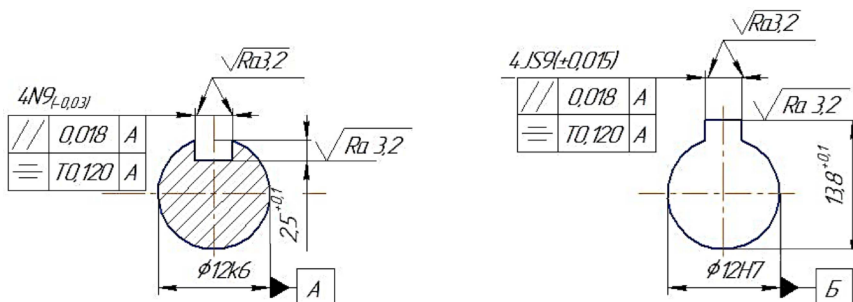


Рис. 2.6. Требования, предъявляемые к точности сопрягаемых поверхностей шпоночного паза и втулки на чертеже.

Дополнительные задачи

1. Нормировать геометрические размеры и точность размерных элементов подвижного шпоночного соединения. Номинальный диаметр шпоночного вала 22 мм. Реверсирование направления вращения валов не допускается. Изделие используется при производстве машиностроительной продукции в стандартных условиях эксплуатации.

2. Нормировать геометрические размеры и точность размерных элементов неподвижного шпоночного соединения. Номинальный диаметр шпоночного вала 32 мм. Допускается реверсирование направления вращения валов. При эксплуатации изделия допускаются ударные нагрузки и вибрация.

Вопросы для самоконтроля

1. Для каких целей применяются «неподвижные» и «подвижные» шпоночные соединения?
2. Какие поверхности шпонки являются сопрягаемыми при образовании шпоночного соединения?
3. Какие поля допусков назначаются на ширину, высоту и длину призматических шпонок?
4. Назовите стандартные виды шпоночных сопряжений и соответствующие им поля допусков элементов шпоночного вала и шпоночной втулки.
5. Как связаны условия эксплуатации шпоночного соединения с установленными стандартом видами сопряжений?
6. Какие допуски расположения задаются при проектировании шпоночных сопряжений и как определяются допуски на нормируемые параметры?
7. Чем определяется точность центрирования деталей в шпоночном сопряжении?
8. Как обозначаются призматические шпонки на чертеже?

Практическая работа № 3

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, ОБРАЗУЮЩИХ ШЛИЦЕВОЕ СОПРЯЖЕНИЕ

Цель работы: изучить основы методики нормирования точности и порядок расчета размеров размерных элементов деталей, образующих шлицевое сопряжение.

Решаемые задачи:

1. Ознакомиться со структурой и содержанием ГОСТ 1139-80.
2. Изучить термины и определения в области нормирования точности размерных элементов деталей, образующих шлицевое сопряжение.
3. В соответствии с заданным размером и условиями эксплуатации, спроектировать шлицевое сопряжение и определить размеры размерных элементов деталей его образующих.
4. Изучить варианты обозначения размеров размерных элементов шлицевых сопряжений на чертеже.

Общие положения

Шлицевые соединения – вид соединений валов с втулками (отверстиями) по сопрягаемым поверхностям сложного профиля с выступами (шлицами) и впадинами. Они предназначены для передачи крутящего момента, обеспечивают хорошее центрирование втулки на валу и, при необходимости, легкое относительное перемещение деталей вдоль оси вращения. Технологически эти соединения сложнее шпоночных, но благодаря большому числу шлицов, позволяют передавать значительные вращающие моменты и обеспечивают меньшую концентрацию напряжений на шлицевых элементах.

ГОСТ 1139-80 «Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски» распространяется на шлицевые соединения общего назначения с прямобочным профилем зубьев, расположенных параллельно оси соединения и с боковыми сторонами профиля, параллельными плоскости симметрии шлица. ГОСТ устанавливает число шлицев, номинальные размеры шлицевых валов и втулок легкой, средней и тяжелой серий, а также допуски для соединений с центрированием

по внутреннему диаметру, по наружному диаметру и по боковым сторонам зубьев. Выбор серии осуществляется исходя из условий обеспечения прочности соединения, что, в свою очередь, влияет на определение параметров d , D , b и количество шлицев (z).

Сопрягаемыми размерными элементами поверхностей, образующих шлицевое соединение являются наружная цилиндрическая поверхность D , внутренняя цилиндрическая поверхность d и ширина шлица b (рис. 3.1).

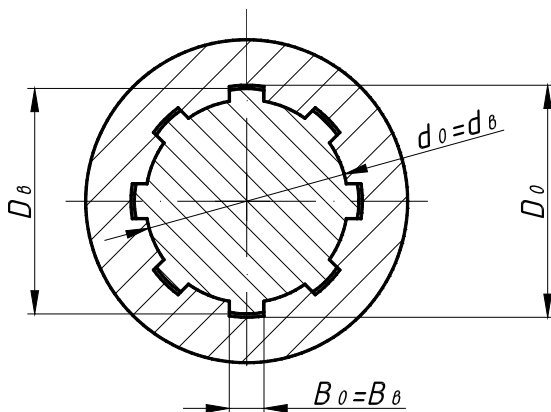


Рис. 3.1. Сопрягаемые элементы шлицевого сопряжения

Прямобоочные шлицевые соединения применяют для подвижных (допускающих осевое взаимное перемещение) и неподвижных (не допускающих осевое перемещений) соединений. Размеры и число шлицев (зубьев) z шлицевых соединений с прямобоочным профилем по ГОСТ 1139–80 зависят от серии (легкая, средняя, тяжелая). При одном и том же внутреннем диаметре более тяжелые серии отличаются увеличением высоты шлицев и диаметра D . Тяжелая серия имеет большее число шлицев по сравнению со средней. Геометрические параметры шлицевых поверхностей с учетом серии приведены в табл. 3.1–3.3.

При проектировании шлицевого соединения устанавливается различная точность посадок по сопрягаемым поверхностям. Поверхности, образующие сопряжение более высокой точности являются центрирующими и «обеспечивают» точность совмещения осей вращения шлицевого вала и втулки.

Таблица 3.1

Размеры элементов шлицевого сопряжения для легкой серии, мм

$Z \times d \times D$	Число зубьев z	D	D	B
$6 \times 23 \times 26$	6	23	26	6
$6 \times 26 \times 30$	6	26	30	6
$6 \times 28 \times 32$	6	28	32	7
$8 \times 32 \times 36$	8	32	36	6
$8 \times 36 \times 40$	8	36	40	7
$8 \times 42 \times 46$	8	42	46	8
$8 \times 46 \times 50$	8	46	50	9
$8 \times 52 \times 58$	8	52	58	10
$8 \times 56 \times 62$	8	56	62	10
$8 \times 62 \times 68$	8	62	68	12
$10 \times 72 \times 78$	10	72	78	12
$10 \times 82 \times 88$	10	82	88	12
$10 \times 92 \times 98$	10	92	98	14
$10 \times 102 \times 108$	10	102	108	16
$10 \times 112 \times 120$	10	112	120	18

Таблица 3.2

Размеры элементов шлицевого сопряжения для средней серии, мм

$Z \times d \times D$	Число зубьев z	d	D	B
$6 \times 11 \times 14$	6	11	14	3,0
$6 \times 13 \times 16$	6	13	16	3,5
$6 \times 16 \times 20$	6	16	20	4,0
$6 \times 18 \times 22$	6	18	22	5,0
$6 \times 21 \times 25$	6	21	25	5,0
$6 \times 23 \times 28$	6	23	28	6,0
$6 \times 26 \times 32$	6	26	32	6,0
$6 \times 28 \times 34$	6	28	34	7,0
$8 \times 32 \times 38$	8	32	38	6,0
$8 \times 36 \times 42$	8	36	42	7,0
$8 \times 42 \times 48$	8	42	48	8,0
$8 \times 46 \times 54$	8	46	54	9,0

Окончание табл. 3.2

$Z \times d \times D$	Число зубьев z	d	D	B
$8 \times 52 \times 60$	8	52	60	10,0
$8 \times 56 \times 65$	8	56	65	10,0
$8 \times 62 \times 72$	8	62	72	12,0
$10 \times 72 \times 82$	10	72	82	12,0
$10 \times 82 \times 92$	10	82	92	12,0
$10 \times 92 \times 102$	10	92	102	14,0
$10 \times 102 \times 112$	10	102	112	16,0
$10 \times 112 \times 125$	10	112	125	18,0

Таблица 3.3

Размеры элементов шлицевого сопряжения для тяжелой серии, мм

$Z \times d \times D$	Число зубьев z	d	D	B
$10 \times 16 \times 20$	10	16	20	2,5
$10 \times 18 \times 23$	10	18	23	3,08
$10 \times 21 \times 26$	10	21	26	3,0
$10 \times 23 \times 29$	10	23	29	4,0
$10 \times 26 \times 32$	10	26	32	4,0
$10 \times 28 \times 35$	10	28	35	4,0
$10 \times 32 \times 40$	10	32	40	5,0
$10 \times 36 \times 45$	10	36	45	5,0
$10 \times 42 \times 52$	10	42	52	6,0
$10 \times 46 \times 56$	10	46	56	7,0
$16 \times 52 \times 60$	16	52	60	5,0
$16 \times 56 \times 65$	16	56	65	5,0
$16 \times 62 \times 72$	16	62	72	6,0
$16 \times 72 \times 82$	16	72	82	7,0
$20 \times 82 \times 92$	20	82	92	6,0
$20 \times 92 \times 102$	20	92	102	7,0
$20 \times 102 \times 115$	20	102	115	8,0
$20 \times 112 \times 125$	20	112	125	9,0

В прямобочных шлицевых соединениях сопряжения (посадки) могут осуществляться по трем поверхностям с образованием, соответственно, трех посадок. Однако по техническим и экономическим соображениям (неоправданно высокие требования к точности всех элементов по размерам, форме и расположению), одновременное сопряжение по всем поверхностям при реализации шпоночного сопряжения, как правило, не осуществляется. При проектировании шлицевого сопряжения учитывается следующее:

- сопрягаемые элементы делятся на центрирующие и не центрирующие;

- в качестве центрирующего, при образовании конкретного сопряжения, может выступать только один из диаметров шлицевой поверхности (D либо d);

- в шлицевом соединении, в зависимости от конструктивных соображений и условий эксплуатации, могут осуществляться сопряжения по поверхности одного из центрирующих диаметров и ширине шлица (по размеру b), либо только по ширине шлица; сопряжения по боковым поверхностям шлицев осуществляются в любом шлицевом соединении вне зависимости от выбора центрирующего элемента;

- по не центрирующим поверхностям сопряжения назначают посадки с большими гарантированными зазорами (за счет использования «грубых полей допусков»), либо могут предусматривать зазор по номинальным размерам (без образования посадки).

Поскольку поверхности шлицевого соединения либо обеспечивают центрирование, либо не предназначены для выполнения этой функции, возникает необходимость отдельного нормирования точности каждой поверхности.

Центрирование по наружному и внутреннему диаметрам соответствующих цилиндрических поверхностей (D и d) применяют для обеспечения сравнительно высоких требований к соосности втулки и вала. Точность центрирования в обоих случаях практически одинакова, а выбор центрирующего элемента определяется эксплуатационными требованиями к шлицевому сопряжению и возможностями применяемого технологического оборудования.

Центрирование по D используется для подвижных и неподвижных соединений, при передаче сравнительно «небольших» крутящих моментов в соединениях, подвергаемых малому износу, когда допускается сравнительно невысокая твердость материала втулки –

(30...35) HRC. Такие условия позволяют изготавливать шлицевую втулку из конструкционных сталей с твердостью материала заготовки, соответствующей состоянию поставки. В условиях серийного и массового производства создаются условия для обработки наружного диаметра шлицевого отверстия (D) протяжкой – специальным многолезвийным режущим инструментом, образующим полный профиль шлицевого отверстия за один или два прохода инструмента. При этом шлицевой вал может иметь такую же твердость (формообразование боковых поверхностей шлицов вала осуществляется фрезерованием), либо большую твердость (шлицевой вал формируется фрезерованием и после соответствующей термической обработки шлифуется по наружному диаметру). Способ центрирования по D – наиболее простой и экономичный.

Центрирование по d используется для получения подвижных и неподвижных соединений, при передаче «больших» крутящих моментов и высоких требованиях к соосности втулки и вала. Этот способ центрирования применяется и для других соединений, условия эксплуатации которых предполагают значительный износ сопряжения. Для увеличения твердости сопрягаемых поверхностей (свыше 40 HRC), после протягивания детали сопряжения подвергаются закалке. Поскольку термообработка сложных деталей приводит к короблению поверхностей и искажению формы и расположения размерных геометрических элементов (деталь «ведет»), дополнительная обработка шлифованием центрирующего элемента (d шлицевой втулки) становится необходимой и единственно возможной. Этот способ центрирования (по d) дорогой, но наиболее точный.

Центрирование по b используется, когда необходимо передать большие крутящие моменты и, при необходимости, обеспечить реверсивное вращение деталей, что приводит к возникновению значительных знакопеременных нагрузок. Этот способ центрирования применяется в сопряжениях, не требующих высокой точности совпадения осей вала и втулки, и используется значительно реже, чем два других. Минимальные зазоры между зубьями шлицевого вала и впадинами шлицевой втулки способствуют предотвращению больших динамических нагрузок, сопровождаемых ударами сопрягаемых поверхностей.

Рекомендуемые поля допусков диаметров d , D и размера b шлицевого вала и втулки, а также посадки для прямобочных шлицевых

соединений при различных способах центрирования регламентируются ГОСТ 1139–80. Рекомендуемые допуски для центрирующих элементов из приведенных в ГОСТ, представлены в табл. 3.4–3.6. Поля допусков не центрирующих диаметров приведены в табл. 3.7.

Таблица 3.4

Поля допусков шлицевых валов и втулок для образования посадок при центрировании по внутреннему диаметру *d*

Сопрягаемый размерный элемент		Поля допусков			
		Подвижное		Неподвижное	
<i>D</i>	Втулка	<i>H7</i> [*]		<i>H7</i> [*]	
	Вал	<i>f7</i> [*]	<i>g6</i> <i>g7</i> [*]	<i>h7</i> [*]	<i>js6</i>
<i>B</i>	Втулка	<i>D10 F10</i> <i>H9</i> [*] <i>H11</i> [*]	<i>H9</i> [*] <i>H11</i> [*]	<i>H9</i> [*] <i>H11</i> [*]	<i>D9</i>
	Вал	<i>f9</i> [*] <i>d10</i> [*]	<i>d10</i> [*] <i>f9</i> [*] <i>h9</i>	<i>f10</i> [*]	<i>k7</i> [*] <i>js7</i>

* – предпочтительные из числа рекомендуемых.

Таблица 3.5

Поля допусков шлицевых валов и втулок для образования посадок при центрировании по наружному диаметру *D*

Сопрягаемый размерный элемент		Поля допусков			
		Подвижное		Неподвижное	
<i>D</i>	Втулка	<i>H7</i>		<i>H7</i>	
	Вал	<i>f7</i>	<i>g6</i>	<i>h7</i>	<i>js6</i>
<i>B</i>	Втулка	<i>D9 F10</i> <i>F8</i>	<i>F8</i>	<i>F8</i> [*]	<i>F8</i>
	Вал	<i>d9 h9</i>	<i>f7</i> [*] <i>h9</i> [*]	<i>h8</i> [*]	<i>js7</i>

* – предпочтительные из числа рекомендуемых.

Таблица 3.6

Рекомендуемые поля допусков при центрировании
по боковым сторонам шлицев

Сопрягаемый размерный элемент		Вид сопряжения	
		Подвижное	Неподвижное
b	Втулка	$D9, F10$	$F8$
	Вал	$e8, f8$	$js7$

Таблица 3.7

Поля допусков не центрирующих диаметров

Способ центрирования	Не центрирующий диаметр	Поле допуска	
		Подвижное	Неподвижное
По D и b	d	Втулка	$H11$
		Вал	—
По d и b	D	Втулка	$H10$
		Вал	$a11$

Кроме норм точности размеров, к шлицевым поверхностям деталей предъявляют дополнительные требования по точности расположения поверхностей, образующих шлицевое сопряжение, суммарным отклонениям формы и расположения, а также требования к их микрогеометрии.

При назначении допусков формы и расположения элементов прямобочных шлицевых соединений необходимо руководствоваться следующими нормами.

Допуски симметричности боковых сторон шлица в диаметральной выразении по отношению к оси симметрии центрирующего элемента, в зависимости от ширины шлица b (рис. 3.2. a , b , v), должны соответствовать значениям, приведенным в табл. 3.8.

Таблица 3.8

Допуски симметричности боковых сторон шлица

В	2.5; 3	3.5; 4; 5; 6	7; 8; 9; 10	12; 14; 16; 18
IT7	0,010	0,012	0,015	0,018

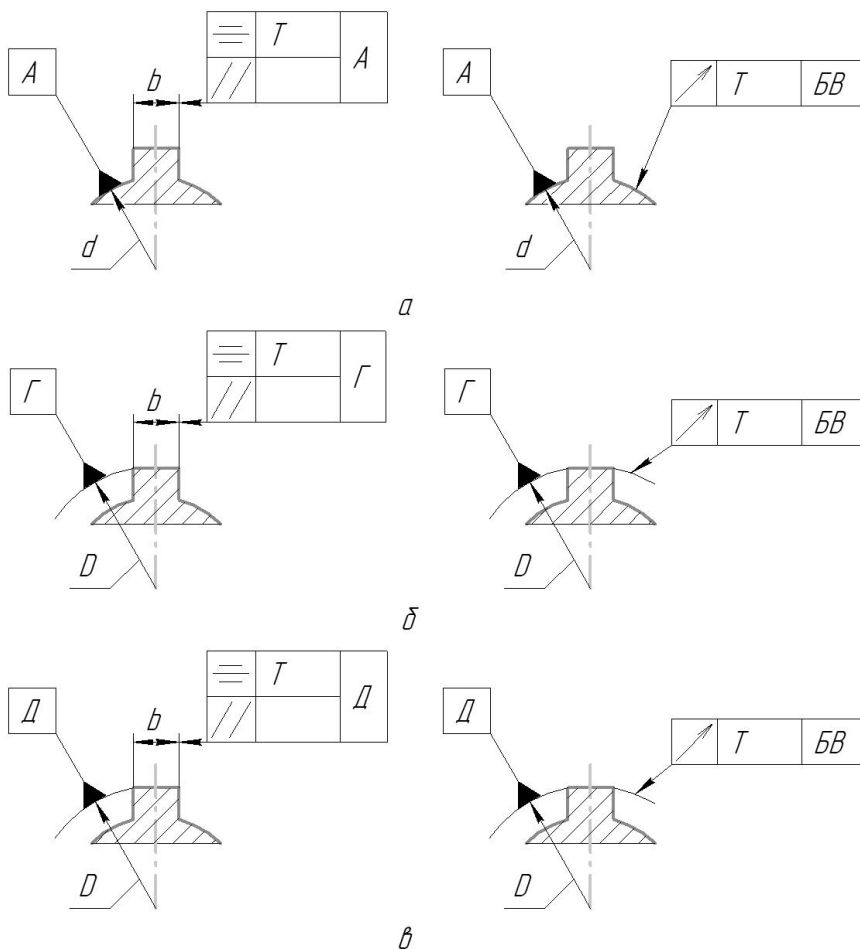


Рис. 3.2. Обозначения допусков параллельности, симметричности и радиального биения элементов наружной шлицевой поверхности:
а – при центрировании по внутреннему диаметру; *б* – при центрировании по наружному диаметру; *в* – при центрировании по боковым сторонам шлиц, база БВ – конструкторская база вала (не указанная на рисунке общая ось посадочных поверхностей под подшипники шлицевого вала); база Д – ось выбранной не центрирующей поверхности шлицевого вала при центрировании по боковым сторонам шлицев

Допуски параллельности плоскости симметрии шлицев вала (или пазов шлицевой втулки) относительно оси центрирующей поверхности на длине 100 мм (рис. 3.2. *а, б, в*) не должны превышать 0,03 мм в соединениях повышенной точности (с допусками размеров b от IT6 до IT8) и 0,05 мм в соединениях нормальной точности (с допусками размеров b от IT9 до IT10). При центрировании по боковым сторонам шлицев выбирают дополнительную базу – ось одной из не центрирующих поверхностей шлицевого вала (обычно с более жестким допуском).

Допуски радиального биения центрирующих поверхностей шлицевого вала относительно общей оси посадочных поверхностей шеек вала, следует назначать по седьмой степени точности (в соответствии с ГОСТ 24643 при допусках центрирующих поверхностей 6...8 квалитетов и по восьмой степени точности при допусках центрирующих поверхностей 9...10 квалитетов (рис. 3.2. *а, б, в*).

Параметры шероховатости (среднеарифметической высоты неровностей R_a) поверхностей элементов прямобочных шлицевых соединений нормируются следующим образом. Значения R_a не должны превышать:

- 1,25 мкм для центрирующих поверхностей;
- 2,5 мкм для не центрирующих боковых поверхностей шлицев подвижных соединений;
- 4,0 мкм для не центрирующих боковых поверхностей шлицев неподвижных соединений;
- 10 мкм для не центрирующих цилиндрических поверхностей шлицев.

Условные обозначения размеров, допусков шлицевых валов, втулок и их сопряжений на чертежах

Условные обозначение шлицевых деталей, образующих соединение, содержат:

- букву, означающую поверхность центрирования;
- число шлицев;
- номинальные размеры d , D , b и обозначения полей допусков, помещенные после соответствующих размеров.

Пример условного обозначения шлицевого прямобочного сопряжения средней серии с числом зубьев $z = 6$, внутренним диаметром

$d = 28$ мм, наружным диаметром $D = 34$ мм, шириной зуба $b = 7$ мм с центрированием по d и посадками по центрирующему диаметру $H7 / f7$ и по ширине зуба $H9 / f9$ выглядит следующим образом:

$$d - 6 \times 28 \text{ H7 / f7 } \times 34 \text{ H12 / a11 } \times 7 \text{ H9 / f9}.$$

Обозначение сопряжения при центрировании по наружному диаметру D , с посадкой по центрирующему диаметру $H8 / h7$ и по ширине зуба $F10 / f8$:

$$D - 6 \times 28 \times 34 \text{ H8 / h7 } \times 7 \text{ F8 / h8}.$$

Обозначение сопряжения при центрировании по боковым сторонам b зубьев:

$$b - 6 \times 28 \times 34 \times 7 \text{ D9 / f8}.$$

Условное обозначение отдельных шлицевых поверхностей (внутренней и наружной) отличаются тем, что вместо посадок записывают обозначения полей допусков соответствующих размеров. Пример условного обозначения втулки при центрировании по внутреннему диаметру:

$$d - 6 \times 28 \text{ H7 } \times 34 \text{ H12 } \times 7 \text{ D9}.$$

Пример условного обозначения вала при центрировании по внутреннему диаметру:

$$d - 6 \times 28 \text{ f7 } \times 34 \text{ a11 } \times 7 \text{ f8}.$$

Пример расчета прямобочного шлицевого соединения

Рассмотрим методику нормирования точности элементов шлицевого сопряжения и расчет размеров размерных элементов на следующем примере.

Необходимо нормировать геометрические размеры и точность прямобочного подвижного шлицевого соединения с номинальным диаметром шлицевого вала 40 мм, предназначенного для передачи «небольших» крутящих моментов в условиях эксплуатации, предполагающих его интенсивный износ.

Исходя из сформулированных условий, выбираем легкую серию шлицевых сопряжений, а для повышения износостойкости элементов сопряжения предполагаем увеличить их твердость путем термообработки. Это определяет способ центрирования элементов сопряжения – по внутреннему диаметру d и ширине шлица b .

Определим геометрические параметры сопряжения. Зная, что наружный диаметр шлицевого вала (D) – 40 мм, по табл. 3.1–3.3 определяем остальные параметры сопряжения: $z = 8$; $d = 36$; $b = 7$.

Принимая во внимание, что проектируемое сопряжение – подвижное, а его центрирование осуществляется по внутреннему диаметру d и ширине шлица b , пользуясь данными табл. 3.4–3.5 назначаем следующие посадки по центрирующим элементам сопряжения:

$H7 / f7$ – на диаметр d ;

$H9 / f9$ на ширину шлица b .

Посадка по наружному, не центрирующему диаметру D на основании данных табл. 3.7 – $H12 / a11$.

Таким образом, необходимо рассчитать предельные размеры и получаемые зазоры между размерными элементами следующего лицевого сопряжения:

$$d - 6 \times 36 H7 / f7 \times 40 H12 / a11 \times 7 H9 / f9.$$

Произведем расчет предельных размеров шлицевых элементов деталей образующих сопряжение $\varnothing 36 H7 / f7$.

Рассчитаем предельные размеры шлицевой втулки $\varnothing 36 H7$. По ГОСТ 25346 определим основное отклонение ($H7$) – $EI = 0$ мкм и допуск 7 квалитета для размера 36 равный 25 мкм.

Тогда $ES = EI + IT = 0 + 25 = 25$ мкм.

Отсюда:

$$D_{ULS} = D_0 + ES = 36,000 + 0,025 = 36,025 \text{ мм};$$

$$D_{LLS} = D_0 + EI = 36,000 + 0,000 = 36,000 \text{ мм}.$$

Аналогично определим предельные размеры шлицевого вала $\varnothing 36 f7$. По ГОСТ 25346 определим основное отклонение (es) равное –25 мкм.

Допуск 7 квалитета для размера 36 равен 25 мкм.

Тогда $ei = es - IT = -25 - 25 = -50$ мкм.

Определим предельные размеры шлицевого вала:

$$d_{ULS} = d_0 + es = 36,000 - 0,025 = 35,975 \text{ мм};$$

$$d_{LLS} = d_0 + ei = 36,000 - 0,050 = 35,950 \text{ мм}.$$

Полученные данные сведем в табл. 3.9.

Таблица 3.9

Предельные размеры шлицевого вала и шлицевой втулки

Размерный элемент	<i>IT</i> , мкм	<i>ES (es)</i> , мкм	<i>EI (ei)</i> , мкм	<i>D_{ULS} (d_{ULS})</i> , мм	<i>D_{LLS} (d_{LLS})</i> , мм
Ø36H7	25	25	0	36,025	36,000
Ø36f7	25	-25	-50	35,975	35,950

Используя полученные данные, построим схему расположения полей допусков (рис. 3.3) и рассчитаем параметры посадки.

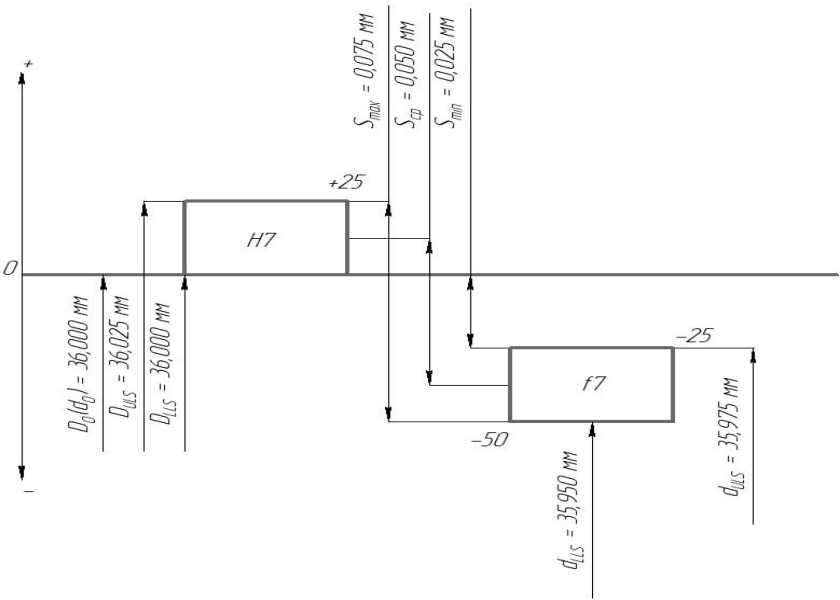


Рис. 3.3. Расположение полей допусков шлицевого соединения при реализации посадки Ø36H7 / f7

Рассчитаем значения зазоров для данного сопряжения:

$$S_{\max} = D_{ULS} - d_{LLS} = 36,025 - 35,950 = 0,075 \text{ мм};$$

$$S_{\min} = D_{LLS} - d_{ULS} = 36,000 - 35,975 = 0,025 \text{ мм};$$

$$S_{\text{ср}} = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = \frac{0,075 + 0,025}{2} = 0,050 \text{ мм}.$$

Произведем расчет предельных размеров деталей образующих шлицевое сопряжение по наружному диаметру $\varnothing 40H12 / a11$.

Рассчитаем предельные размеры шлицевой втулки $\varnothing 40H12$. По ГОСТ 25346 определим основное отклонение – $EI = 0$ мкм и допуск 12 квалитета для размера 40 равный 0,25 мм.

Тогда $ES = EI + IT = 0 + 250 = 250$ мкм.

Отсюда:

$$D_{ULS} = D_0 + ES = 40,000 + 0,250 = 40,250 \text{ мм};$$

$$D_{LLS} = D_0 + EI = 40,000 + 0,000 = 40,000 \text{ мм}.$$

Аналогично определим предельные размеры шлицевого вала $\varnothing 40a11$. По ГОСТ 25346 определим основное отклонение – верхнее (es) = –310 мкм и допуск 11 квалитета для размера 40 равный 160 мкм.

Тогда $ei = es - IT = -310 - 160 = -470$ мкм.

Определим предельные размеры шлицевого вала:

$$d_{ULS} = d_0 + es = 40,000 - 0,310 = 39,690 \text{ мм};$$

$$d_{LLS} = d_0 + ei = 40,000 - 0,470 = 39,530 \text{ мм}.$$

Полученные данные сведем в табл. 3.10.

Таблица 3.10

Предельные размеры шлицевого вала и шлицевой втулки

Размерный элемент	IT , мкм	$ES (es)$, мкм	$EI (ei)$, мкм	$D_{ULS} (d_{ULS})$, мм	$D_{LLS} (d_{LLS})$, мм
$\varnothing 40H12$	250	250	0	40,250	40,000
$\varnothing 40a11$	160	-310	-470	39,690	39,530

Используя полученные данные, построим схему расположения полей допусков (рис. 3.4) и рассчитаем параметры посадки.

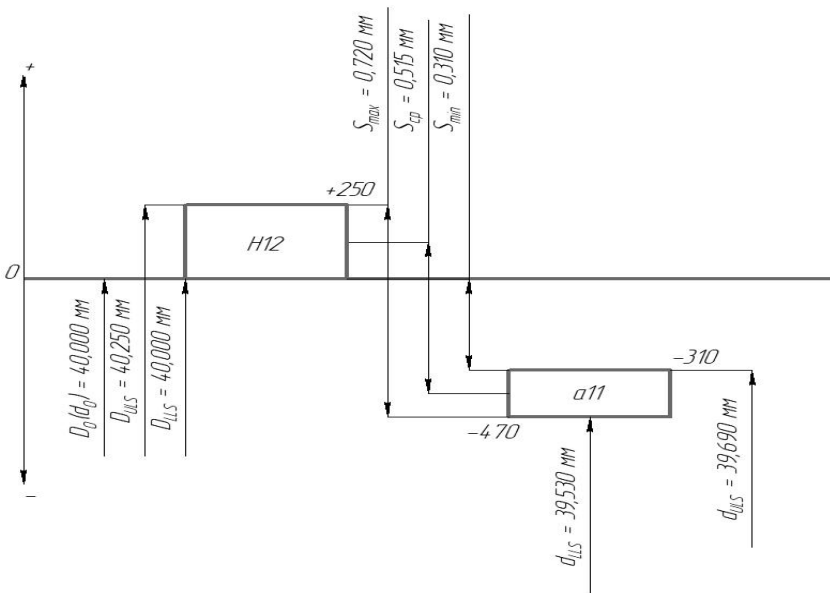


Рис. 3.4. Расположение полей допусков шлицевого соединения по наружному диаметру $\varnothing 40H12 / a11$

Рассчитаем значения зазоров в данном сопряжении:

$$S_{max} = D_{o_{ULS}} - D_{B_{LLS}} = 40,250 - 39,530 = 0,720 \text{ мм};$$

$$S_{min} = D_{o_{LLS}} - D_{B_{ULS}} = 40,000 - 39,690 = 0,310 \text{ мм};$$

$$S_{cp} = \frac{S_{max} + S_{min}}{2} = \frac{0,720 + 0,310}{2} = 0,515 \text{ мм}.$$

Произведем расчет предельных размеров шлицевых деталей для сопряжений по ширине шлица $7H9/f9$.

Рассчитаем предельные размеры ширины шлицевой втулки $7H9$. По ГОСТ 25346 определим основное отклонение – $EI = 0$ мкм и допуск 9 квалитета для размера 7 равный 36 мкм.

Тогда $ES = EI + IT = 0 + 36 = 36$ мкм.

Отсюда

$$D_{ULS} = D_0 + ES = 7,000 + 0,036 = 7,036 \text{ мм};$$

$$D_{LLS} = D_0 + EI = 7,000 + 0,000 = 7,000 \text{ мм}.$$

Аналогично определим предельные размеры по ширине шлицевого вала $7f9$. По ГОСТ 25346 определим основное отклонение – верхнее (es) = -13 мкм и допуск 9 квалитета для размера 7 равный 36 мкм.

Тогда $ei = es - IT = -13 - 36 = -49$ мкм.

Определим предельные размеры шлицевого вала:

$$d_{ULS} = d_0 + es = 7,000 - 0,013 = 6,987 \text{ мм};$$

$$d_{LLS} = d_0 + ei = 7,000 - 0,049 = 6,951 \text{ мм}.$$

Полученные данные сведем в табл. 3.11.

Таблица 3.11

Предельные размеры шлицевого вала и шлицевой втулки

Размерный элемент	IT , мкм	$ES(es)$, мкм	$EI(ei)$, мкм	$D_{ULS}(d_{ULS})$, мм	$D_{LLS}(d_{LLS})$, мм
$7H9$	36	36	0	7,036	7,000
$7f9$	36	-13	-49	6,987	6,951

Используя полученные данные, построим схему расположения полей допусков (рис. 3.5) и рассчитаем параметры посадки.

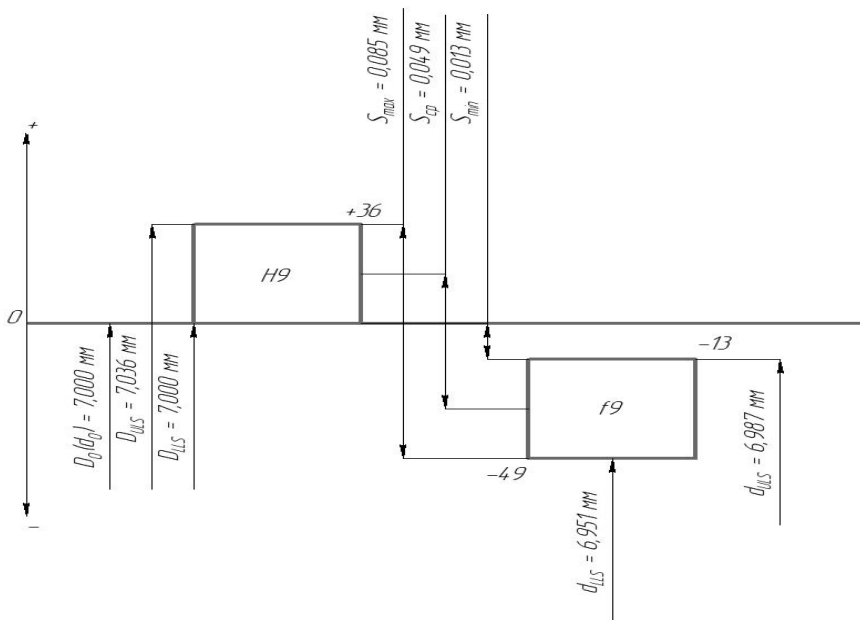


Рис. 3.5. Расположение полей допусков шлицевого соединения по ширине шлица

Рассчитаем значения зазоров данного сопряжения:

$$S_{\max} = B_{ULS} - b_{LLS} = 7,036 - 6,951 = 0,085 \text{ мм};$$

$$S_{\min} = B_{LLS} - b_{ULS} = 7,000 - 6,987 = 0,013 \text{ мм};$$

$$S_{\text{cp}} = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2} = \frac{0,085 + 0,013}{2} = 0,049 \text{ мм}.$$

Назначаем допуски расположения элементов шлицевых деталей, к таким допускам относятся: допуск симметричности и допуск параллельности.

Допуски симметричности боковых сторон шлица в диаметральной выразении по отношению к оси симметрии центрирующего элемента, в зависимости от ширины шлица b (рис. 3.2, a , $\bar{b}$, e), должны соответствовать значениям, приведенным в табл. 3.6.

$$T_{\text{см}} = 0,015 \text{ мм}.$$

Принимаем нормальную степень точности.

Допуски параллельности плоскости симметрии шлицев вала относительно оси центрирующей поверхности на длине 100 мм (рис. 3.2, а, б, в) не должны превышать 0,05 мм – в соединениях нормальной точности (с допусками размеров b от IT9 до IT10).

$$T_{\text{пр}} = 0,005 \text{ мм.}$$

При центрировании по боковым сторонам шлицев выбирают дополнительную базу – ось одной из не центрирующих поверхностей шлицевого вала (обычно с более жестким допуском).

Допуски радиального биения центрирующих поверхностей шлицевого вала относительно общей оси посадочных поверхностей шеек вала, следует назначать по седьмой степени точности (в соответствии с ГОСТ 24643 при допусках центрирующих поверхностей 6...8 квалитетов и по восьмой степени точности при допусках центрирующих поверхностей 9...10 квалитетов:

$$T_{\text{бн}} = 0,030 \text{ мм.}$$

Параметр шероховатости R_a для центрирующей поверхности не должен превышать 1,25 мкм и 4,0 мкм для не центрирующих боковых поверхностей шлицев неподвижных соединений. Пример оформления требований к точности элементов шлицевой поверхности приведен на рис. 3.6, 3.7.

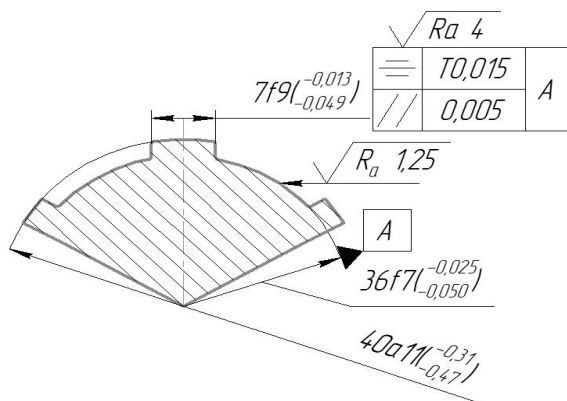


Рис. 3.6. Требования, предъявляемые к точности поверхностей шлицевого соединения

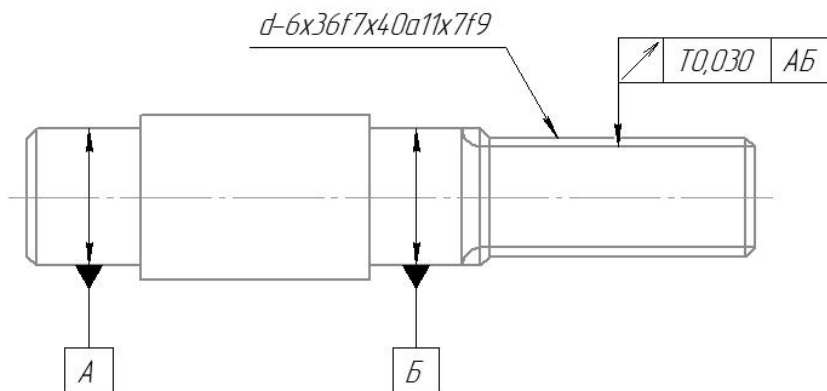


Рис. 3.7. Обозначения допусков радиального биения элементов наружной шлицевой поверхности

Дополнительные задания

1. Установить геометрические размеры и нормировать точность прямобочного неподвижного шлицевого соединения с номинальным диаметром шлицевого вала $\varnothing 28$ мм, предназначенного для работы при стандартных условиях эксплуатации.
2. Выбрать способ центрирования, определить геометрические параметры и назначить посадки сопрягаемых элементов неподвижного прямобочного шлицевого соединения, если известно, что номинальный диаметр шлицевого вала – $\varnothing 52$ мм, а соединение предназначено для передачи «больших» крутящих моментов в условиях эксплуатации, предполагающих его интенсивный износ.

Вопросы для самоконтроля

1. Для каких целей применяются «неподвижные» и «подвижные» шлицевые соединения?
2. Какие поверхности шлицевого вала и шлицевой втулки являются сопрягаемыми при образовании шлицевого соединения?
3. Какие элементы шлицевой поверхности являются центрирующими при образовании шлицевого сопряжения?
4. В каких случаях при образовании посадки прибегают к центрированию по внутреннему диаметру и ширине шлица?

5. В каких случаях при образовании посадки прибегают к центрированию по наружному диаметру и ширине шлица?
6. В каких случаях при образовании посадки прибегают к центрированию только по ширине шлица?
7. Какие требования по точности формы и расположения предъявляются к элементам шлицевого сопряжения?
8. Как обозначаются шлицевые сопряжения на чертежах?

Определенным образом структурированный набор размеров образует *размерную цепь* – совокупность размеров, образующих замкнутый контур, непосредственно участвующих в решении поставленной (конструкторской, технологической или измерительной) задачи (рис. 4.2). Размерная цепь состоит из звеньев. *Звено размерной цепи* – один из размеров, образующих размерную цепь.

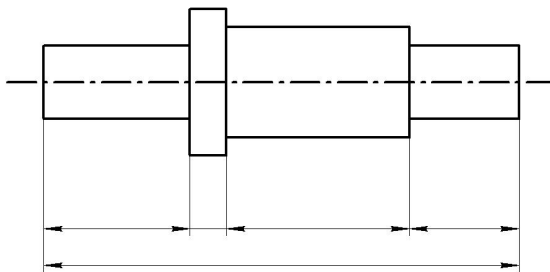


Рис. 4.2. Пример размерной цепи

Объектом нашего изучения является *линейная размерная цепь* – цепь, звеньями которой являются линейные размеры.

На чертежах размерная цепь выполняется незамкнутой (не указывают размер и предельные отклонения одного из звеньев цепи), поскольку последний размер правильно составленной цепи является функцией остальных размеров. Это означает, что изменение любого размера, входящего в размерную цепь приводит к «вынужденному» изменению одного или нескольких связанных между собой размеров (своего рода компенсации изменения).

В реальном объекте, каждый размерный элемент которого имеет действительный размер, размерная цепь всегда замкнута. В условиях производства каждый размерный элемент конструкции может изменять свой действительный размер в пределах установленного допуска. Поэтому, для обеспечения взаимозаменяемости, возникает специальная задача, связанная с рациональным нормированием точности размеров, образующих размерную цепь.

Исходной информацией для составления размерной цепи является чертеж детали, а для ее визуализации применяют специально составляемые схемы.

Схема размерной цепи – графическое изображение размерной цепи. Для идентификации каждую размерную цепь обозначают про-

писной буквой русского алфавита: А, Б, В и т. д. (рис. 4.3). Звено размерной цепи на схеме указывается в виде буквы, соответствующей обозначению размерной цепи с индексом, соответствующим порядковому номеру составляющего звена (A_1 , A_2 , B_1 , B_2 , B_3 и т. д.).

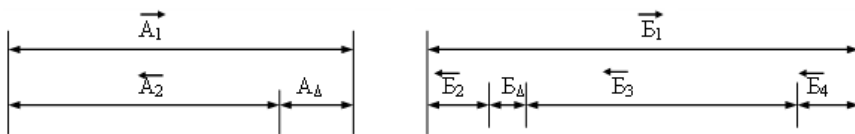


Рис. 4.3. Схемы размерных цепей А и Б

Одно из звеньев размерной цепи, в зависимости от решаемой задачи, может формировать условия решения размерной цепи, являясь исходным звеном (в конструкторских размерных цепях), либо результатом ее решения (в технологических размерных цепях).

Исходное звено – звено, номинальное значение и отклонения которого определяют условия функционирования изделия. Размеры исходного звена должны быть обеспечены в ходе создания размерной цепи, например, при обработке или сборке изделия.

Замыкающее звено – звено размерной цепи, получаемое «последним» в результате ее решения. Обозначают замыкающее звено буквой соответствующей обозначению размерной цепи с индексом Δ . Номинальные размеры исходного и замыкающего звеньев могут быть равны нулю.

Все звенья, составляющие размерную цепь, кроме замыкающего звена, относят к увеличивающим или уменьшающим.

Увеличивающее звено – составляющее звено размерной цепи, с увеличением которого замыкающее звено увеличивается.

Уменьшающее звено – составляющее звено размерной цепи, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается.

Увеличивающие и уменьшающие звенья (рис. 4.3) обозначаются с использованием либо соответствующих индексов ($B_{1ув}$, $B_{2ум}$), либо стрелок над буквой (увеличивающие – со стрелкой вправо, уменьшающие – влево).

В зависимости от целевого назначения, размерные цепи делятся на конструкторские, технологические и измерительные. В идеале все три цепи (для одного механизма) должны совпадать (это позволяет свести до минимума погрешность изготовления). Однако в пре-

дельном (наиболее сложном) случае, один и тот же механизм может иметь три различные размерные цепи и три решения задачи для каждой из цепей.

При расчете размерных цепей решается одна из двух задач.

Прямая задача – задача, при которой заданы параметры исходного звена (номинальное значение, допустимые отклонения) и требуется определить номинальные размеры и предельные отклонения составляющих звеньев, т. е. ее решение состоит в определении номинальных размеров и распределении допуска исходного звена на остальные составляющие звенья цепи. Иногда такую постановку задачи называют «проектным расчетом».

Обратная задача – задача, в которой известны параметры составляющих звеньев (номинальные размеры, допуски, поля рассеяния, координаты их середин и т. д.) и требуется определить параметры замыкающего звена, т. е. решение заключается в определении значений предельных размеров замыкающего звена по назначенным предельным размерам составляющих звеньев размерной цепи. Решение «обратной задачи» также называют «проверочным» расчетом.

Методы достижения требуемой точности замыкающих звеньев размерных цепей

Размерные цепи рассчитывают одним из двух способов (методов): расчетом на максимум-минимум и вероятностным расчетом.

Способ расчета на максимум-минимум построен на учете предельных отклонений звеньев размерной цепи при самых неблагоприятных их сочетаниях. Расчеты размерной цепи на максимум-минимум гарантируют точность цепи при сборке из любых годных звеньев. Этот способ расчета технически проще (однако при современном уровне вычислительной техники это не имеет принципиального значения).

Вероятностный способ расчета учитывает рассеяние размеров и вероятность возможных сочетаний отклонений составляющих звеньев размерной цепи. Результатом вероятностных расчетов является достижение, с определенной вероятностью (установленным риском), требуемой точности замыкающего звена при сборке цепи из годных звеньев.

Очередность способов решения размерных цепей, отраженная в их названиях, достаточно условна. Поэтому сначала рассмотрим методику решения «обратной» задачи (проверочного расчета).

Если задана размерная цепь, в которой указаны размеры всех составляющих звеньев, то задача сводится к расчету номинального размера и допуска замыкающего звена.

На первом этапе, вне зависимости от принятого способа расчета, определяется номинальный размер замыкающего звена исходя из заданных номинальных размеров увеличивающих и уменьшающих звеньев, которые определяются путем расчетов (например, прочностных) или принимаются с учетом аналогичных конструктивных или технологических решений.

Зная размеры всех составляющих звеньев, можно определить номинальный размер замыкающего звена следующим образом:

$$A_{\Delta} = \sum_{j=1}^n A_{j_{ув}} - \sum_{j=1}^m A_{j_{ум}}, \quad (4.1)$$

где $A_{j_{ув}}$ – увеличивающие звенья;

$A_{j_{ум}}$ – уменьшающие звенья;

A_{Δ} – замыкающее звено.

При расчете на максимум-минимум предельные размеры замыкающего звена будут равны:

$$A_{\Delta}^{\max} = \sum_{j=1}^n A_{j_{ув}}^{\max} - \sum_{j=1}^m A_{j_{ум}}^{\min}; \quad (4.2)$$

$$A_{\Delta}^{\min} = \sum_{j=1}^n A_{j_{ув}}^{\min} - \sum_{j=1}^m A_{j_{ум}}^{\max}. \quad (4.3)$$

Допуск замыкающего звена размерной цепи равен сумме допусков составляющих звеньев.

$$TA_{\Delta} = \sum_{j=1}^n TA_{j_{ув}} + \sum_{j=1}^m TA_{j_{ум}}, \quad (4.4)$$

Пример: задана размерная цепь, представленная схемой размерной цепи (рис. 4.4). Размеры звеньев цепи сведены в табл. 4.1.

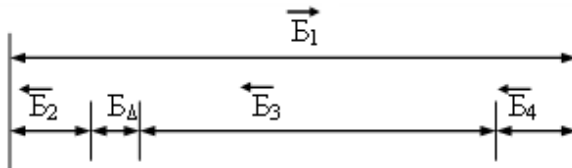


Рис. 4.4. Схема размерной цепи

Таблица 4.1

Размеры звеньев размерной цепи

Обозначение звена	Номинальный размер, мм	Верхнее отклонение (δ_v), мкм	Нижнее отклонение (δ_n), мкм
B_1	80	+35	0
B_2	10	-20	0
B_3	45	-25	0
B_4	10	-20	0

Проанализируем данную размерную цепь. Звенья B_2 , B_3 , B_4 являются уменьшающими, звено B_1 – увеличивающее. Зная размеры составляющих звеньев, по формуле (4.1) определим размер замыкающего звена.

$$B_{\Delta} = 80 - (20 + 30 + 25) = 5 \text{ мм.}$$

Будем обозначать верхние отклонения звеньев размерной цепи δ_v , а нижние – δ_n . Тогда верхнее отклонение замыкающего звена будет равно:

$$\delta_v = 0,035 - (-0,020 - 0,025 - 0,020) = 0,1 \text{ мм,}$$

а нижнее соответственно:

$$\delta_n = 0 - (0 + 0 + 0) = 0 \text{ мм.}$$

Отсюда размер замыкающего звена: $5^{+0,1}$.

Прямая задача. Для решения задачи необходимо определить номинальные и предельные размеры составляющих звеньев зная допуск и номинальный размер замыкающего звена.

Номинальные размеры составляющих звеньев определяются по общему правилу: либо путем расчетов, либо используя аналогичные конструктивные и технологические решения. При этом должно безусловно выполняться равенство (4.1). Нормирование допусков составляющих звеньев можно осуществлять одним из двух способов:

- методом равных допусков;
- методом равной точности.

Метод равных допусков корректно применять в случае, когда все размеры (звенья), образующие цепь входят в один интервал размеров. Тогда можно считать, что:

$$T_1 = T_2 = \dots = T_j. \quad (4.5)$$

Отсюда средний допуск, с учетом равенства (4.4), можно определить следующим образом:

$$T_{\text{ср}} = \frac{T_{\Delta}}{k - 1}, \quad (4.6)$$

где k – число звеньев размерной цепи, включая замыкающее звено.

Полученное среднее значение допуска может округляться, а затем и корректироваться в большую или меньшую стороны в зависимости от реальных размеров звеньев и технологических возможностей их изготовления.

Затем проводится проверочный расчет, позволяющий окончательно установить предельные размеры (и допуски) звеньев размерной цепи.

Метод равной точности. Метод базируется на предположении, что все размеры, образующие размерную цепь имеют равную точность. Единицу допуска (i) в диапазоне размеров от 1 до 500 мм можно определить по формуле

$$i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D, \quad (4.7)$$

где D – средний геометрический размер для соответствующего интервала размеров.

Тогда допуск любого звена размерной цепи будет равен произведению рассчитанной единицы допуска для данного размера звена на количество единиц допуска (a), т. е. на коэффициент точности.

$$T_j = a \cdot i_j. \quad (4.8)$$

Зная номинальные размеры звеньев размерной цепи и используя данные, приведенные в табл. 4.2 и 4.3, можно определить средний коэффициент точности для конкретной размерной цепи.

$$a_{\text{ср}} = \frac{T_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{k-1} i_j}. \quad (4.9)$$

Таблица 4.2

Значения i для интервалов размеров до 180 мм

Интервал размеров	До 3	3 до 6	6 до 10	10 до 18	18 до 30	30 до 50	50 до 80	80 до 120	120 до 180
$I, \text{мм}$	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52

Таблица 4.3

Количество единиц допуска в допуске
в зависимости от качества точности

Квалитет точности	5	6	7	8	9	10	11
Коэффициент a	7	10	16	25	40	64	100

Полученное значение среднего коэффициента точности может не совпадать ни с одним из значений, приведенных в табл. 4.3. В таком случае допустимо для назначения допусков каждого из звеньев, входящих в размерную цепь, использовать стандартные допуски, предусмотренные для ближайших меньшего и большего квалитетов. Интервалы допусков увеличивающих размеров устанавливаются, как правило, с основным отклонением H , а уменьшающих – h .

Пример расчета размерной цепи методом равных квалитетов: При сборке подшипникового узла (рис. 4.4), на базе шарикового радиального подшипника 204 ГОСТ 8338, для компенсации тепловых деформаций деталей, возникающих во время работы узла, необходимо обеспечить осевой зазор между торцом крышки и наружным кольцом подшипника, величиной $0,2 \pm 0,05$ мм (исходное звено). Требуется определить предельные размеры звеньев, входящих в размерную цепь способом полной взаимозаменяемости.

Формализуем условия задачи и представим размерную цепь в виде схемы (см. рис. 4.5).

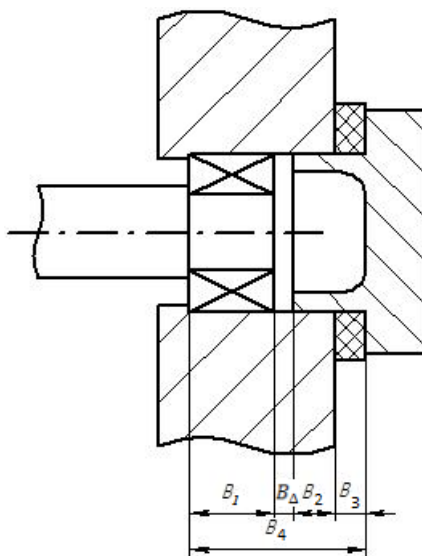


Рис. 4.5. Схема размерной цепи

Определим номинальные размеры составляющих звеньев. Номинальные размеры стандартных деталей (в нашем случае подшипника и подшипниковой крышки B_1 и B_2) определяются по соответствующим стандартам, остальные звенья – на основании проектной документации.

За счет размеров прокладки B_3 , в данной размерной цепи обеспечивается точность исходного звена B_Δ .

Размер звена B_3 определим, используя зависимость (4.1):

$$0,2 = 22 - 14 - 5 - B_3.$$

Отсюда $B_3 = 2,8$ мм.

Воспользуемся данными, приведенными в табл. 4.2, и определим значение единицы допуска для всех составляющих элементов размерной цепи. Данные сведем в табл. 4.4.

Таблица 4.4

Размеры звеньев размерной цепи

Обозначение звена	Номинальный размер, мм	Единица допуска i
B_1	14	1,08
B_2	5	0,73
B_3	2,8	0,55
B_4	22	1,31

Используя зависимость (4.9), рассчитаем среднюю точность размерной цепи:

$$a_{\text{cp}} = 100/1,31 + 1,08 + 0,73 + 0,55 = 100/3,67 = 27,2.$$

Полученное значение коэффициента точности находится в пределах стандартных коэффициентов 25 (соответствующему 8 качеству точности) и 40 (9 качеству точности). Назначим на составляющие звенья размерной цепи (кроме звена B_4) допуски по 8 качеству ГОСТ 25346 (полученные значения сведем в табл. 4.5).

Таблица 4.5

Установленные значения допусков звеньев размерной цепи

Обозначение звена	Номинальный размер, мм	Значение допуска, мкм
B_1	14	27
B_2	5	18
B_3	2,8	?
B_4	22	33
B_{Δ}	0,2	100

Зная номинальный размер звена B_3 , определим его предельные отклонения по формулам (4.2), (4.3), устанавливая интервалы допусков увеличивающих размеров с основным отклонением H , а уменьшающих – h .

$$\delta_B = 33 - (-27 - 18 - 50) = 128 \text{ мкм.}$$

$$\delta_H = 0 - (0+0+50) = -50 \text{ мкм.}$$

Таким образом, размер B_3 (ширины прокладки): $2,8^{+0,128}_{-0,050}$.

Расчеты размерных цепей на максимум-минимум, как правило, не соответствуют сути большинства технологических процессов, поскольку эти расчеты фактически рассматривают «наихудший» случай, т. е. ситуацию, когда размеры всех звеньев размерной цепи имеют предельные значения (причем увеличивающие имеют наибольший предельный размер, а уменьшающие – наименьший). Вероятность подобных сочетаний настолько мала, что для цепей с большим числом звеньев ее можно считать практически не встречающейся.

Возможность учета вероятностных (стохастических) проявлений в условиях производства привела к появлению *вероятностного метода расчета размерных цепей*. Вероятностно рассчитывают только допуски, поскольку номинальные размеры получают по тем же формулам, что и для расчета на максимум-минимум. С учетом определенного риска получения бракованного изделия, коэффициентов влияния изменения каждого из звеньев (ξ_j) на изменение замыкающего звена и вида случайного распределения размеров звеньев допуск замыкающего звена будет равен:

$$TA_{\Delta} = t \sqrt{\sum \xi_j^2 \lambda_j^2 (TA_j)^2}, \quad (4.10)$$

где TA_{Δ} – допуск замыкающего звена;

t – коэффициент, определяющий вероятность получения бракованной цепи из годных звеньев;

λ_j – коэффициент, характеризующий отличие распределения j -го звена от нормального распределения (коэффициент относительного рассеяния);

ξ_j – весовой коэффициент (учитывает влияние допусков звеньев размерной цепи на конечный результат).

Значение коэффициента t зависит от принимаемого процента риска P . Соотношения t и P для случая нормального распределения размера замыкающего звена при совпадении центра группирования размеров с координатой середины поля допуска этого звена приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6

Значения коэффициента t , соответствующие выбираемому проценту риска P

Параметр	Числовое значение						
Процент риска P	32	10	4,50	1,00	0,27	0,10	0,01
Коэффициент t	1,00	1,65	2,00	2,57	3,00	3,29	3,89

В зависимости от закона распределения параметров j -го звена принимают разные значения коэффициентов λ_j .

При «налаженном» технологическом процессе изготовления изделия и «отсутствии» особых причин изменчивости, распределение размеров при изготовлении изделий в условиях массового и серийного производства будет подчиняться нормальному закону распределения размеров (отклонений). В этом случае коэффициент λ_j для j -го звена принимают равным $1/3$.

Если технологический процесс изготовления изделия нестабилен, то распределение размеров полагают равновероятным, рассматривая этот вариант как наихудший. Для равновероятного распределения принимают $\lambda = 1/\sqrt{3}$.

Вероятностные расчеты можно проводить на основании определенных допущений о видах распределения случайных размеров каждого из звеньев цепи, принимая в качестве границ рассеяния предельные размеры звена.

При вероятностном методе расчет допусков, считая, что распределение размеров составляющих звеньев соответствует нормальному закону распределения, ведется в следующем порядке:

- задается значение приемлемого процента риска P ;
- устанавливается коэффициент, определяющий вероятность получения бракованной цепи из годных звеньев t ;
- нормируется коэффициент относительного рассеяния λ_j .

Номинальный размер замыкающего звена будет определяться по формуле:

$$C_{\Delta} = \sum \bar{C}_j - \sum \bar{C}_j, \quad (4.11)$$

где C_{Δ} – номинальный размер замыкающего звена;

$\sum \bar{C}_j$ – сумма средних размеров увеличивающих звеньев;

$\sum \bar{C}_j$ – сумма средних размеров уменьшающих звеньев.

Тогда предельные размеры замыкающего звена будут рассчитываться следующим образом:

$$C_{\Delta в} = C_{\Delta} + \frac{TA_{\Delta}}{2}; \quad (4.12)$$

$$C_{\Delta н} = C_{\Delta} - \frac{TA_{\Delta}}{2}. \quad (4.13)$$

Можно также проводить уточненные расчеты на основании использования информации о технологических процессах получения звеньев, для чего необходимо получить данные о виде и параметрах распределения размеров каждого звена. В этих расчетах вместо допусков используют поля практического рассеяния параметров (собственную изменчивость процесса), вместо координат середин полей допусков – центры группирования размеров звеньев (меру положения). Результаты расчетов размерных цепей можно использовать для корректировки конструкции изделия и рационализации технологии его получения.

Все методы распределения допуска следует рассматривать как пригодные только для предварительного решения, окончательные значения допусков звеньев согласовывают со стандартными значениями.

При решении задачи распределения допуска замыкающего звена на допуски составляющих элементов методом равных допусков, постулируется условие, что определены (или известны) номинальные размеры каждого звена размерной цепи, и все составляющие звенья имеют равный (средний) допуск, вне зависимости от своего номинального размера.

Тогда средний допуск находят путем деления допуска замыкающего звена на число всех звеньев, образующих размерную цепь:

$$T_{cj} = \frac{TA_{\Delta}}{i\lambda_j \cdot \sqrt{k-1}}. \quad (4.14)$$

Способ эффективен, когда все составляющие размеры цепи входят в один интервал размеров и могут быть выполнены с «одинаковой» точностью.

Полученные значения допусков уточняются в соответствии со значениями стандартных допусков. Такой способ расчета прост в реализации, но из-за неизбежной корректировки значений допусков – недостаточно точен, а «примерно равное» распределение допусков может привести к неоправданным экономическим затратам при изготовлении.

Способ равной точности при расчете вероятностным методом применяют в тех же случаях, что и при расчетах на максимум-минимум. При этом среднее количество единиц допуска определяется по формуле:

$$a_{cj} = \frac{TA_{\Delta}}{i\lambda_j \cdot \sqrt{\sum \lambda_j^2 \cdot i_j^2}}. \quad (4.15)$$

Дополнительные задания

1. Определить номинальный и предельные размеры замыкающего звена, входящего в размерную цепь, представленную схемой (рис. 4.6), способом полной взаимозаменяемости. Размеры составляющих звеньев размерной цепи сведены в табл. 4.7.

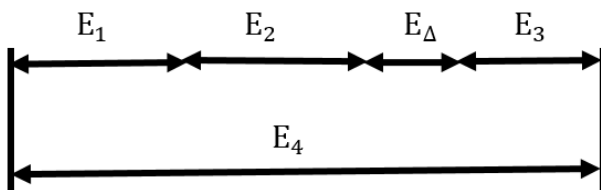


Рис. 4.6. Схема размерной цепи

Таблица 4.7

Размеры составляющих звеньев размерной цепи

E_1	E_2	E_3	E_4
$25_{-0,033}$	$25_{-0,052}$	$18_{-0,027}$	$78^{+0,046}$

2. Определить номинальный размер и допуск замыкающего звена при расчете размерной цепи вероятностным методом, если известна схема размерной цепи (рис. 4.7) и размеры составляющих звеньев (табл. 4.8).

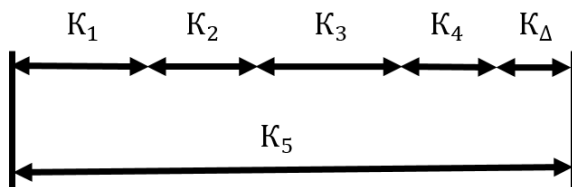


Рис. 4.7. Схема размерной цепи

Таблица 4.8

Размеры составляющих звеньев размерной цепи

K_1	K_2	K_3	K_4	K_5
$34_{-0,021}$	$26_{-0,033}$	$34_{-0,021}$	$18 \pm 0,009$	$34^{+0,087}$

Вопросы для самоконтроля

1. Что понимается под термином «размерная цепь»?
2. Что входит в состав размерной цепи?
3. В чем отличие исходного звена размерной цепи от замыкающего звена?
4. Как оформляется схема размерной цепи?
5. Как формулируются прямая и обратная задачи при расчете размерных цепей?
6. Назовите методы достижения требуемой точности замыкающего звена.
7. Что понимается под методикой расчета замыкающего звена способом «на максимум-минимум».
8. Расскажите методику расчета замыкающего звена вероятностным методом.

Практическая работа № 5

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ВЫПОЛНЕНИЯ ИЗМЕРЕНИЙ

Цель работы: ознакомление со стандартной структурой МВИ и ее основными элементами на примере измерений геометрических параметров размерных элементов деталей.

Решаемые задачи:

1. Ознакомиться со структурой и содержанием ГОСТ 8.010–2013, ГОСТ 8.050–73, ГОСТ 8.051-81 и РД 50-98–86.
2. Изучить основные элементы структуры ГОСТ 8.010–2013 и возможности их реализации при разработке МВИ.
3. В соответствии с заданием, используя РД 50-98–86, разработать основные элементы МВИ, в соответствии с упрощенной структурой МВИ, основанной на использовании ГОСТ 8.010–2013.

Общие положения

ГОСТ 8.010–2013 «Государственная система обеспечения единства измерений. Методики выполнения измерений. Основные положения»: стандарт определяет структуру методики выполнения измерений, требования к ней и к отдельным ее элементам, порядок разработки МВИ и контроля ее точности. В стандарте представлена структура разработки методики выполнения измерений (МВИ) и состав МВИ. Он регламентирует также методики количественного химического анализа (МКХА) и количественные методики микробиологического анализа, которые при соблюдении определенных условий можно отнести к специфическим методикам измерений.

ГОСТ 8.010 регламентирует разработку разнообразных МВИ, включая комплексные методики, предусматривающие измерения множества величин, относящихся к одному объекту. Стандарт устанавливает требования к разработке МВИ в целом. Рекомендации по построению и изложению документов на МВИ приведены в Приложении Б стандарта ГОСТ 8.010.

ГОСТ 8.050–73 «Государственная система обеспечения единства измерений. Нормальные условия выполнения линейных и угловых измерений» устанавливает требования к нормальным условиям ли-

нейных измерений в пределах от 1 до 500 мм и измерений углов с длиной меньшей стороны до 500 мм. Рекомендуется для применения при проектировании, разработке и выполнении процессов измерения объектов, не имеющих внутренних источников тепла. Нормальные условия должны обеспечиваться при измерениях для практического исключения дополнительных погрешностей.

ГОСТ 8.051-81 «Государственная система обеспечения единства измерений. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм». Стандарт устанавливает допускаемые погрешности измерения при приемочном контроле и правила определения приемочных границ с учетом этих погрешностей. Стандарт не устанавливает допускаемые погрешности измерения размеров с общими допусками.

РД 50-98–86. «Методические указания. Выбор универсальных средств линейных измерений размером до 500 мм». Методические указания регламентируют порядок выбора средств измерений линейных размеров (диаметров и длин) и величин радиального и торцевого биений в диапазоне размеров до 500 мм.

Структура методики выполнения измерений конкретной величины по ГОСТ 8.010, представлена в виде схемы на рис. 5.1.

Анализ представленной структуры показывает, что для разработки МВИ нет необходимости реализовывать все представленные процедуры.

Оператору, выполняющему измерения, необходимы описания операций при подготовке к ним, а также операций обработки результатов вместе с требованиями к их оформлению.

Все остальные элементы структуры нужны для обеспечения требуемой точности и безопасности измерений.

Вариант модифицированной структуры МВИ конкретной величины, представленный в виде схемы на рис. 5.2, является одним из возможных.



Рис. 5.1. Структура методики выполнения измерений по ГОСТ 8.010–2013



Рис. 5.2. Модифицированная структура методики выполнения

МВИ, разработанная с принятыми упрощениями, может быть доработана до уровня, соответствующего возможности её применения в сфере законодательной метрологии.

Пример разработки методики выполнения измерений линейного размера детали

В основу разработки МВИ линейного размера, а также радиальных и торцевых биений поверхностей деталей может быть положен нор-

мативный документ РД 50-98–86 «Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500 мм (по применению ГОСТ 8.051-81)», в котором представлены краткие описания типовых МВИ. Эти МВИ разработаны без учета методических составляющих погрешности измерений, для оценки которых необходима информация о технологическом процессе изготовления детали.

Совместное использование РД 50-98–86 и упрощенной структуры МВИ позволят практически разработать МВИ линейных размеров деталей, а также радиальных и торцевых биений поверхностей. В основу разработки МВИ диаметра ролика положена аттестованная МВИ, представленная в таблицах с обобщенным наименованием «Предельные погрешности измерения наружных линейных размеров, биений и глубин универсальными измерительными средствами» (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Предельные погрешности измерения наружных линейных размеров, биений и глубин универсальными измерительными средствами

Средства измерения		Вариант использования	Условия измерения				Предельные погрешности измерения, мкм, для диапазона размеров, мм		
№	Наименование и случаи применения		Установочные узлы по ГОСТ 10197-70	Используемое перемещение измерительного стержня, мм	Класс точности концевых мер	Температурный режим, °С	18–30	30–50	50–80
7	Индикаторы часового типа (ИЧ и ИТ) с ценой деления 0,01 мм, класс точности 1	а	До 250 мм – штативы и стойки с диаметром колонки не менее 30 мм и наибольшим вылетом головки до 200 мм (С-IV; Ш-11Н; ШМ-11Н)	10	5	5	16	16	18
		б		5	5	5	14	14	15
		в		2	4	5	10	10	12
		г		1	3	5	8	8	8
		д		0,1	3	5	5	5	6

Пример МВИ (с необходимыми для разработки пояснениями):

1. Наименование МВИ: «Измерение диаметра ролика Ø32h8 с целью приемочного контроля».

2. Назначение и область применения МВИ: измерение поперечных размеров наружных номинально цилиндрических ступеней («диаметров») валов в диапазоне размеров от 30 мм до 50 мм с уровнем точности не выше 8 квалитета при свободном доступе чувствительных элементов (наконечников измерительных головок, губок штангенциркуля, пяток микрометра) к измеряемым поверхностям для измерительного приемочного контроля.

Примечание: при измерениях размеров с уровнем точности грубее 8 квалитета точность измерений будет избыточной. Рациональна разработка новой МВИ с учетом более грубых допусков.

3. Условия выполнения измерений.

Условия измерений нормальные (области нормальных значений влияющих физических величин устанавливались в соответствии с требованиями стандарта ГОСТ 8.050–73 «ГСИ. Нормальные условия выполнения линейных и угловых измерений»).

В данном случае возможна также ссылка на исходную МВИ из документа РД 50-98–86, например, по типу «Условия измерений нормальные в соответствии с п. 7д таблицы 1.6 РД 50-98–86. Нормальный температурный режим $\pm 2^\circ\text{C}$ ». Понятие «температурный режим» расшифровано в п. 2.2.4 РД 50-98–86. Другие параметры условий измерений не нормируются, поскольку относительная влажность, атмосферное давление и другие физические величины, присутствующие в рабочей зоне не являются влияющими физическими величинами.

4. Метод (методы) измерений: измерение диаметра ролика Ø32h8 осуществляют методом сравнения с мерой с использованием индикатора часового типа ИЧ 10 класса точности 1 на стандартной стойке. Прибор настраивают на блок плоскопараллельных концевых мер длины класса точности 3, который затем замещают измеряемой деталью (рис. 5.3).

Схема измерений в данном случае не обязательна, поскольку является традиционной и общеизвестной. Необходимость этой и других схем проявляется при аналитическом оценивании погрешностей измерений, особенно при попытке учета методических со-

ставляющих погрешности из-за некорректной идеализации объекта измерений.

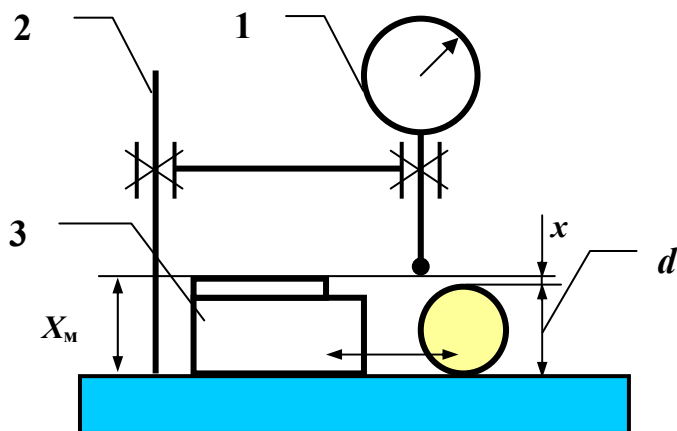


Рис. 5.3. Схема измерения диаметра ролика

Ссылка на метод сравнения с мерой и схемы измерений будут использованы также в случае аналитического оценивания инструментальных составляющих погрешности измерений (погрешности из-за мер, стойки и измерительной головки).

5. Норма погрешности и приписанные характеристики погрешности измерений: норму погрешности («предел допустимой погрешности измерений») определяем из ГОСТ 8.051–81 «Государственная система обеспечения единства измерений. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм». Для измерительного приемочного контроля размеров в диапазоне от 30 мм до 50 мм с допуском 7 квалитета 25 мкм стандарт устанавливает значение допустимой погрешности измерений 7 мкм.

Ссылка на п. 7д таблицы 1.6 РД 50-98–86 позволяет приписать рассматриваемой МВИ значение погрешности измерений 5 мкм, что меньше допустимой погрешности измерений.

Не следует забывать, что МВИ в РД 50-98–86 не учитывают возможные методические составляющие погрешности измерений, значения которых в таком случае принимают пренебрежимо малыми. Варианты оценивания методических составляющих погреш-

ности измерений в данной МВИ не рассматриваются, поскольку требуют более высокой метрологической квалификации, чем у исполнителей данной работы.

6. Средства измерений, их метрологические характеристики, вспомогательные устройства.

Применяемые средства измерений и их важнейшие метрологические характеристики:

– индикатор часового типа ИЧ 10 класса точности 1 ГОСТ 577–68. Диапазон показаний от 0 мм до 10 мм.

Оценки возможных погрешностей, вносимых индикатором часового типа ИЧ 10, представлены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Погрешности индикатора часового типа ИЧ 10 кл. 1

Диапазон показаний, мм	Основная погрешность, мм при перемещении измерительного наконечника на расстояния в пределах до		
	0,1 мм	1 мм	На всем диапазоне
0 – 10	0,006	0,010	0,020

Требования к плоскопараллельным концевым мерам длины установлены ГОСТ 9038–90. Оценки возможных погрешностей, вносимых концевыми мерами длины класса точности 3, в виде допускаемых отклонений длины от номинального значения представлены в табл. 5.3. Там же нормированы отклонения рабочих поверхностей мер от плоскопараллельности.

Таблица 5.3

Погрешности концевых мер длины класса точности 3

Мера	Допустимая погрешность размера	Допустимое отклонение от плоскопараллельности
2 мм	$\pm 0,8$ мкм	0,3 мкм
30 мм	$\pm 1,6$ мкм	0,3 мкм

Примечание. При использовании мер иных номинальных размеров погрешности могут отличаться от приведенных.

Вспомогательные устройства – стойки и штативы по ГОСТ 10197–70 «Стойки и штативы для измерительных головок. Технические условия».

Основные технические характеристики, которые могут понадобиться для аналитического оценивания возможных погрешностей, представлены в стандарте.

7. Операции при подготовке к выполнению измерений и операции при выполнении измерений описывают в соответствии с документацией на использование средств измерений.

Размер в каждом контрольном сечении измеряется один раз. Допускается повторное измерение в том же сечении (во избежание промахов) в случае возникновения сомнений в адекватности результата.

При измерительном контроле детали каждую поверхность измеряют в выбранном числе контрольных сечений, определенным образом координированных в пространстве. Это указывают в «Методике измерительного контроля». МВИ распространяется только на измерения любого единичного контрольного сечения.

8. Операции обработки результатов измерений и требования к оформлению результатов.

Обработка результатов однократных измерений не осуществляется. Оформление результата однократного измерения, осуществляемого в сфере законодательной метрологии, должно соответствовать требованиям к обеспечению единства измерений.

Конкретную форму представления результата измерения выбирают из МИ 1317–2004 «Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений. Результаты и характеристики погрешности измерений. Формы представления. Способы использования при испытаниях образцов продукции и контроле их параметров». Рекомендуемая форма представления результата измерения $(31,990 \pm 0,005)$ мм; $P = 0,95$.

Примечания:

1. Рекомендуемая форма не является единственным вариантом представления результата измерения. Информативность выбранной формы обычно учитывает пожелания заказчика МВИ.

2. Оценка показателей точности измерений в данном случае заимствована из МВИ РД 50–98–86, вариант 7д.

Приписанная граница погрешности ± 5 мкм не учитывает возможную методическую составляющую погрешности измерений.

В реальной МВИ необходимо либо оценить эту составляющую, либо выдать рекомендации к исследованию реальных деталей для установления ее оценки, которую комплексируют с уже имеющейся интегральной оценкой. Комплексная оценка границы погрешности должна быть не более ± 7 мкм, в противном случае МВИ перерабатывают.

Примеры форм представления результатов измерений:

1. $(31,992 \pm 0,007)$ мм; $P = 0,95$.

2. $(31,992 \pm 0,007)$ мм; $P = 0,95$. Измерение индикатором ИЧ 10, класса точности 1 на стандартной стойке с настройкой по конечным мерам длины 3 класса точности. Измерительное перемещение не более 0,1 мм; температурный режим измерений ± 2 °С.

3. 31,992 мм. Характеристики погрешностей и условия измерений по РД 50-98–86, вариант 7д.

Оформление результатов измерений множества контрольных сечений одной детали и партии однотипных деталей осуществляется в соответствии с требованиями заказчика МВИ. Результаты могут фиксироваться в виде компьютерной записи или в виде «твердой копии».

9. Требования к квалификации операторов: оператор должен иметь навык работы с применяемыми средствами измерений.

Данный подход зафиксирован в разделе 2 РД 50-98 – 86. Он обусловлен тем, что измерительный приёмочный контроль первым осуществляет оператор технологического оборудования, от которого не следует требовать квалификации контролёра второго ряда или более высокой.

10. Требования к обеспечению безопасности выполняемых работ: к измерениям могут быть допущены лица, знающие правила техники безопасности при работе с приборами для линейных измерений.

Дополнительные задания

1. Измерение диаметра отверстия Ø25 Н7 с целью приемочного контроля.

2. Измерение радиального биения ступени вала Ø25 при степени точности 8 с целью приемочного контроля.

3. Измерение торцового биения буртика ступени вала при размерах от Ø25 до Ø40 при степени точности 8 с целью приемочного контроля.

Простейший прием увеличения числа задач заключается в изменении номинального размера и/или уровня точности.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие нормативные документы определяют требования к МВИ?
2. Какие элементы структуры МВИ следует отнести к основным?
3. От чего зависят требования к точности измерений измеряемых параметров разных объектов?
4. Какие элементы структуры МВИ определяют ее точность?
5. Какие нормативные документы определяют требования к точности измерений линейных размеров?
6. Какие типовые измерительные задачи решают в процессе производства деталей?
7. Какие нормативные документы содержат аттестованные методики выполнения измерений линейных размеров?
8. Какие аттестованные методики выполнения измерений, кроме измерений линейных размеров, включены в нормативные документы?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Казанцева, Н. К. Взаимозаменяемость и нормирование точности : учебное пособие / Н. К. Казанцева. – М. : Издательство «ФЛИНТА», 2017. – 176 с.
2. Миронов, Э. Г. Метрология и технические измерения : учебное пособие / Э. Г. Миронов, Н. П. Бессонов. – М. : КНОРУС, 2016. – 422 с.
3. Путято, А. В. Расчет размерных цепей : учебно-методическое пособие / А. В. Путято, А. В. Коваленко. – Гомель : БелГУТ, 2008. – 32 с.
4. Сигов, А. С. Метрология, стандартизация и технические измерения : учебник / А. С. Сигов, В. И. Нефедов. – М. : Высшая школа, 2008. – 624 с.
5. Соломахо, В. Л. Нормирование точности и технические измерения : учебник / В. Л. Соломахо, Б. В. Цитович, С. С. Соколовский. – Минск : Вышэйшая школа, 2015. – 367 с.
6. Третьяк, Л. Н. Взаимозаменяемость и нормирование точности: учебное пособие / Л. Н. Третьяк, А. С. Вольнов. – М. : Издательство Юрайт, 2023. – 362 с.
7. Цитович, Б. В. Нормирование точности и технические измерения: курсовое проектирование : учебно-методическое пособие для инженерно-технических специальностей: в 2 ч. / Б. В. Цитович [и др.]. – Минск : БНТУ, 2006. – Ч. 2. – 176 с.
8. Шишмарев, В. Ю. Метрология, стандартизация, сертификация и техническое регулирование: учебник / В. Ю. Шишмарев. – М. : Издательский центр «Академия», 2016. – 320 с.

Учебное издание

СОЛОМАХО Владимир Леонтьевич
СЕРЕНКОВ Павел Степанович
ЦИТОВИЧ Борис Васильевич и др.

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ: ПРАКТИКУМ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности 6-05-0713-04
«Автоматизация технологических процессов и производств»

Редактор *А. С. Быховцова*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 14.01.2024. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 4,82. Уч.-изд. л. 3,03. Тираж 100. Заказ 454.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.