

**А. Б. Романов, Ю. Н. Устинов**

# **ВЫБОР ПОСАДОК и ТРЕБОВАНИЙ ТОЧНОСТИ**

**ПОЛИТЕХНИКА**

**А. Б. Романов, Ю. Н. Устинов**

---

# **ВЫБОР ПОСАДОК и ТРЕБОВАНИЙ ТОЧНОСТИ**

Справочно-методическое пособие



**ПОЛИТЕХНИКА  
ИЗДАТЕЛЬСТВО**  
Санкт-Петербург 2012

Электронный аналог печатного издания: Романов, А. Б., Устинов, Ю. Н. Выбор посадок и требований точности : Справочно-методическое пособие. — СПб. : Политехника, 2008. — 206 с. : ил.

УДК 621.753.1:531.7  
ББК 34.41  
Р69



**ПОЛИТЕХНИКА**  
**ИЗДАТЕЛЬСТВО**

Санкт-Петербург 2012

[www.polytechnics.ru](http://www.polytechnics.ru)

*Рецензент:* доктор технических наук  
профессор Н. А. Марцулевич

**Р69 Романов, А. Б., Устинов, Ю. Н.**  
**Выбор посадок и требований точности: Справочно-методическое пособие. — СПб. : Политехника, 2012. — 206 с. : ил.**  
**ISBN 978-5-7325-0735-5**

В справочном пособии рассмотрены основные критерии и методы выбора посадок для цилиндрических и конических соединений, подшипников качения, резьбовых (метрические, трапецеидальные, упорные, круглые, трубные резьбы), шлицевых и шпоночных деталей. Даны практические рекомендации и примеры расчета и выбора в чертежах деталей допусков размеров, формы и расположения поверхностей, требований шероховатости.

Пособие предназначено для студентов, молодых специалистов и инженеров машиностроительных специальностей, может быть полезно учащимся техникумов и технических училищ.

УДК 621.753.1:531.7

ББК 34.41

ISBN 978-5-7325-0735-5

© А. Б. Романов, Ю. Н. Устинов, 2008

© Издательство «Политехника», 2012

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Необходимость в выборе посадок и назначении требований точности и шероховатости поверхностей возникает при подготовке чертежей курсовых и дипломных студенческих проектов по предметам «Детали машин», «Теория машин и механизмов» и др., а также при проектировании реальных инженерных изделий. Правильный и обоснованный выбор таких требований тем более важен, что в значительной мере он определяет не только долговечность и надежность работы машины, но и саму возможность функционирования изделия. Поэтому даже самая лучшая конструкторская разработка может быть загублена, а идея конструкции дискредитирована неадекватным выбором посадок соединений и геометрической точности деталей.

Объем материала, изложенного в пособии, несколько превышает объем учебных разделов по допускам и посадкам, что оправданно, так как и студенту, и инженеру приходится применять весь спектр норм и стандартов по точности и взаимозаменяемости.

Для выбора посадок и требований точности приводятся, как правило, сформулированные качественно критерии и «простые» зависимости, без подробных доказательств и сложных расчетных методик. Устанавливаются основания, базы для расчета (например, уравнения скалярных и векторных размерных цепей и т. д.), по результатам решения которых рекомендуются приближенные значения параметров. Для получения более точных и более обоснованных значений следует обращаться к специальным изданиям [1–3].

При выборе требований точности необходимо учитывать характеристики надежности, возможные отказы по параметрам точности (риски потребителя), которые определяют долговечность изделий, безотказность работы как на момент сборки, так и в течение всего срока эксплуатации (см. гл. 3).

К сожалению, многие алгоритмы и методики расчетов не разработаны, поэтому значения некоторых геометрических

параметров принимают на основании результатов экспериментальных исследований, производственного и конструкторского опыта, традиций и пр.

Для большего удобства пользования пособием в тексте приводятся подробные рисунки и чертежи деталей, а в приложении — таблицы, необходимые при расчетах размеров цепей, допусков формы, расположения поверхностей деталей и шероховатости: стандартные значения допусков размеров, формы и расположения поверхностей (1–500 мм), параметров шероховатости, допусков формы и расположения для деталей под подшипники качения, отклонений размеров подшипников качения, параметры зубчатых и червячных передач и др.

При необходимости использования численных значений отклонений полей допусков гладких, резьбовых, шпоночных, шлицевых соединений следует обращаться к работам [1, 4].

# Г л а в а 1

## ВЫБОР ПОСАДОК

### 1.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Для правильного выбора посадок гладких соединений необходимо знать характеристики и области применения типовых посадок с зазором, переходных, с натягом, посадок подшипников качения, а также условия эксплуатации, монтажа всех соединений изделия (назначение соединения, тип — подвижное или неподвижное, уровень центрирования деталей, возможный износ поверхностей, рабочую нагрузку и ее характер, необходимость разборки или регулирования при эксплуатации и монтаже, скорость относительного перемещения и т. д.).

Условно все соединения можно разделить на три группы: *опорные* (обеспечивают положение деталей относительно «корпусной» детали), *функциональные* (обеспечивают работу деталей в соответствии с назначением сборочной единицы) и *вспомогательные* (обеспечивают работу первых двух групп). Например, в редукторах и приводах к опорным соединениям относятся соединения валов с подшипниками качения (6,7-й квалитеты) или скольжения (6–9-й квалитеты), к функциональным — соединения с шестернями, муфтами, звездочками и т. п. (6–9-й квалитеты), к вспомогательным — соединения с крышками, дистанционными втулками (8–12-й квалитеты).

Посадки рекомендуется назначать (рассчитывать) в указанной последовательности: вначале для опорных соединений (подшипников, направляющих втулок, центрирующих корпусов и др.), затем для функциональных соединений (шестерен, звездочек, муфт, мешалок, червяков и др.) и далее — для прочих соединений по мере уменьшения точности.

При выборе посадок наиболее часто используют два метода: 1) расчетный (предпочтительный); 2) метод подобия. *Расчетный метод* предполагает определение по теоретическим или полуэмпирическим зависимостям предельных или

оптимального значений зазора — натяга, знание которых будет достаточно для подбора точности (качества) и посадки деталей. Расчетный метод применяют часто при выборе посадок для подшипников скольжения и качения, посадок с натягом, допусков функциональных параметров и др. [1, 2, 4]. Отсутствие в большом числе случаев надежных алгоритмов расчета приводит к необходимости использования *метода подобия*. Здесь выбирают посадку, подобную существующей в аналогичных, хорошо работающих соединениях, но с учетом требуемых конкретных условий монтажа и эксплуатации (используют принципы метода проб и ошибок).

Т а б л и ц а 1.1

**Выбор посадок в подвижных и неподвижных соединениях**

Соединения деталей	Применяемые посадки	Назначение посадок	Основные отклонения отверстий и валов	
			Система отверстия	Система вала
Подвижные	С зазором	Обеспечение вращательного или поступательного движения с различной скоростью; размещение слоя смазки; компенсация силовых и температурных деформаций деталей; компенсация погрешностей изготовления и сборки	H/h H/g H/f H/e H/d H/c H/b H/a	H/h G/h F/h E/h D/h C/h B/h A/h
Неподвижные	С натягом	Передача (восприятие) крутящего момента или осевого усилия; обеспечение неподвижности и центрирования в неразъемных соединениях	H/z H/x H/u H/t H/s H/r H/p	Z/h X/h U/h T/h S/h R/h P/h
	Переходные	Обеспечение центрирования деталей; возможность относительно простой сборки-разборки деталей при эксплуатации	H/n H/m H/k H/js	N/h M/h K/h JS/h
	С зазором	Возможность легкой (частой) сборки-разборки деталей; возможность перемещения детали для настройки, регулирования и др.	H/h H/g H/f H/e H/d H/c	H/h G/h F/h E/h D/h C/h

При необходимости повышенной (пониженной) точности монтажа зазоры и натяги должны быть уменьшены (увеличены). При ударной нагрузке зазоры уменьшают, натяги увеличивают. Если длина соединения значительная, то выбирают посадки с большими зазорами и меньшими натягами. При больших скоростях скольжения зазоры и натяги в посадках следует увеличивать. Соответственно учитывают также эксплуатационные температурные деформации валов и отверстий в соединениях.

Качественно сформулированные (без количественных зависимостей) критерии подобия для выбора посадок приведены также в справочниках по допускам и посадкам [1].

Если соединение подвижное (вращательное или поступательное движение), то выбирают посадки с зазором (см. п. 1.4), тем большим, чем больше скорость относительного перемещения. Если соединение неподвижное, то выбирают или посадки с натягом (см. п. 1.2) или переходные (см. п. 1.3), или посадки с зазором (см. п. 1.4). Общие условия назначения посадок приведены в табл. 1.1.

Характеристики посадок в резьбовых, шпоночных и шлицевых соединениях рассмотрены в пп. 1.8–1.10.

## 1.2. ВЫБОР ПОСАДОК С НАТЯГОМ

### 1.2.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОСАДОК С НАТЯГОМ

Посадки с натягом применяют в неподвижных неразъемных соединениях для передачи крутящих моментов, осевых сил, получения прочных центрированных соединений. Как правило, детали дополнительно не соединяют крепежными элементами (шпонками, штифтами, винтами и т. д.), их используют иногда при передаче очень больших рабочих усилий.

Сборку деталей осуществляют термическим способом (нагревом или охлаждением), а также запрессовкой, что необходимо учитывать при выборе посадок и конструировании деталей. В случае применения запрессовки на одной из деталей следует предусматривать «входные» фаски с углом  $10^\circ$ .

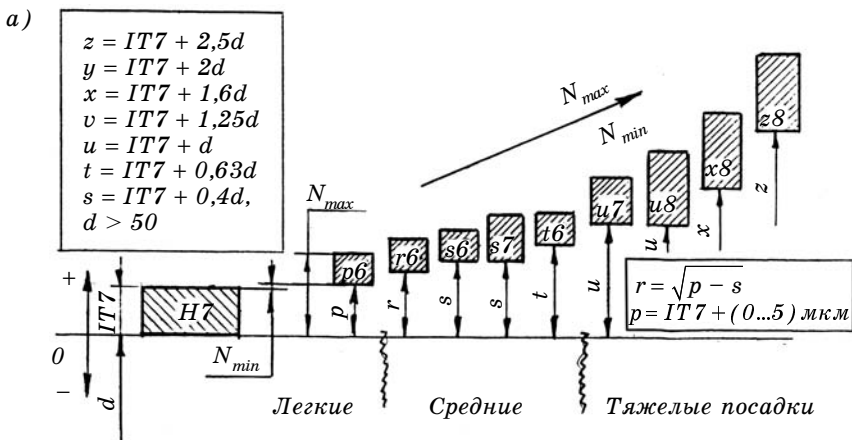
Посадки с натягом разделяются на три группы: «легкие», «средние», «тяжелые» (рис. 1.1, а).

«Легкие» посадки (H7/r6\*, частично H7/r6) используют в случае малых рабочих усилий: втулки подшипников сколь-

---

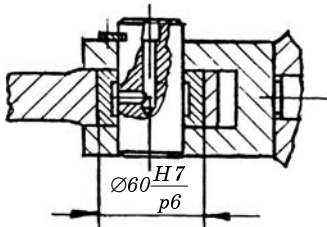
\* Здесь и далее указаны типовые посадки в системе отверстия. Аналогичные посадки есть и в системе вала.



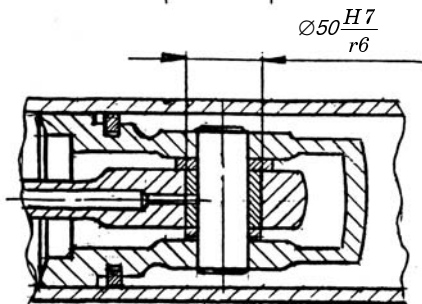


*Примеры выбора посадок с натягом*

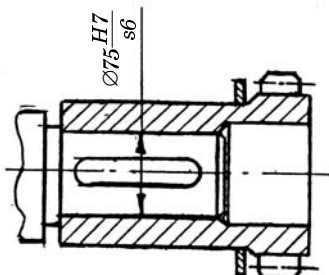
b)



*Втулка подшипника скольжения в механизме записывающей формы литейной машины. Обеспечивается неподвижность деталей при малых натягах, так как рабочие усилия трения малы.*



*Втулка в головке шатуна поршневого компрессора. Обеспечивается неподвижность деталей для средних нагрузок и скоростей при возвратно-поступательном движении поршня.*

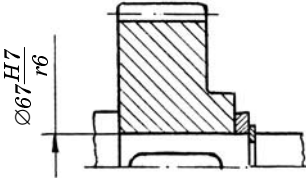


*Зубчатая муфта в моторно-редукторной группе печи вращающейся. Обеспечивается неподвижность муфты на валу при рабочих нагрузках и переключениях.*

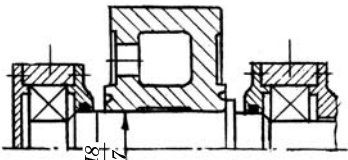
**Рис. 1.1**

жения (рис. 1.1, б), грунд-буксы сальников, направляющие втулки штоков и др.

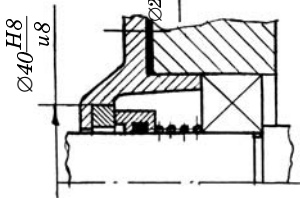
«Средние» посадки (H7/r6, H7/s6, H7/s7, H7/t6) применяют при передаче нагрузок средней величины в условиях, как правило, спокойной работы, а также с дополнительным креплением для тяжелых нагрузок (рис. 1.1, б, рис. 1.2).



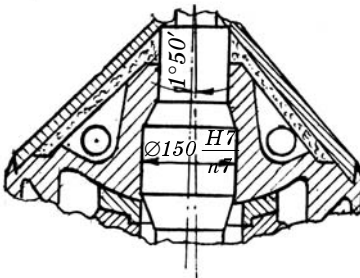
Косозубые зубчатые колеса на валах. Средний натяг в соединении при действии радиальной и осевой нагрузок обеспечивает нераскрытие стыка и нормальную работу зубчатого зацепления.



Ролик опорный вращающейся барабанной сушилки установлен на валу. Неподвижность и надежность крепления ролика на валу обеспечивает посадкой со средним натягом. Скорость вращения ролика малая.

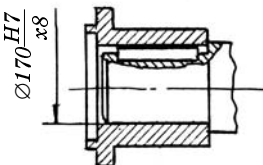


Уплотнительное кольцо торцевого уплотнения запрессовано в крышку. Значительный натяг обеспечивает длительную эксплуатационную прочность и герметичность соединения.



Дробящий конус установлен с большим натягом на валу конусной дробилки.

Большие рабочие нагрузки, тяжелый режим работы, возможны удары и вибрации при эксплуатации.



Несъемная муфта на валу в приводе лопастного смесителя для сыпучих, волокнистых и других материалов. В соединении действуют большие рабочие динамические нагрузки, режим работы — тяжелый.

Рис. 1.2

«Тяжелые» посадки (H7/u7, H8/u8, H8/x8, H8/z8) предназначены для тяжелых, динамических нагрузок (см. рис. 1.2): несъемные муфты, бронзовые венцы на стальных ободах, дробящие конусы на валах дробилок и др.

### 1.2.2. РАСЧЕТ ПОСАДОК С НАТЯГОМ

Исходными данными для расчета посадки являются:

—  $M_k$  — максимальный крутящий момент в соединении, Н·м;

—  $R_{oc}$  — максимальная осевая сила, стремящаяся сдвинуть детали соединения, Н;

— геометрические параметры соединяемых деталей (рис. 1.3):  $d$  — номинальный диаметр соединения, м;  $d_1, d_2$  — диаметральные размеры, м;  $l$  — длина контакта соединяемых поверхностей, м;

— механические характеристики (модуль упругости  $E$ , коэффициенты Пуассона  $\mu$ , пределы текучести  $\sigma_T$ ) материалов деталей соединения;

— условия сборки (запрессовка, термический способ и др.);

— условия эксплуатации (режим работы, удары, вибрации и др.).

Посадку рассчитывают исходя из двух условий [1, 6]:

1) при наименьшем натяге соединение должно передавать  $M_k$  или  $R_{oc}$  т. е. должна обеспечиваться прочность соединения;

2) при наибольшем натяге возникающие напряжения не должны превышать, как правило, предела текучести материалов, т. е. должна обеспечиваться прочность деталей при отсутствии пластических деформаций.

Разность диаметров вала и отверстия до сборки определяет значение натяга  $N$ . При запрессовке деталей вследствие упругой деформации происходит уменьшение диаметра вала на величину  $\Delta_1$  (см. рис. 1.3) и увели-

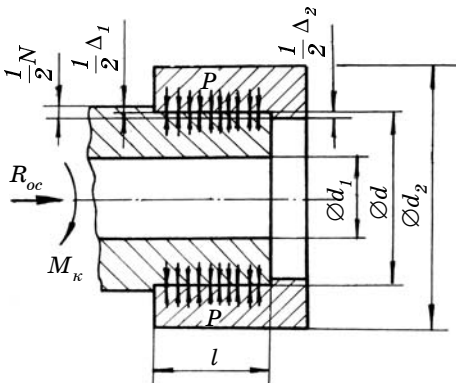


Рис. 1.3

чение диаметра отверстия на  $\Delta_2$ . Натяг при этом составит:

$$N = \Delta_1 + \Delta_2. \quad (1.1)$$

Относительные деформации диаметров зависят от давления  $p$  и геометрических ( $d, d_1, d_2$ ) и механических ( $E_1, E_2$ ) характеристик деталей (см. рис. 1.3):

$$\Delta_1/d = pc_1/E_1; \quad \Delta_2/d = pc_2/E_2, \quad (1.2)$$

где  $p$  — давление под влиянием натяга на поверхности контакта;  $c_1, c_2$  — коэффициенты Ляме, равные:

$$\begin{aligned} c_1 &= (d^2 + d_1^2)/(d^2 - d_1^2) - \mu_1; \\ c_2 &= (d_2^2 + d^2)/(d_2^2 - d^2) + \mu_2, \end{aligned} \quad (1.3)$$

где  $\mu_1, \mu_2$  — коэффициенты Пуассона;  $E_1, E_2$  — модули упругости для материалов вала и втулки, Па (табл. 1.2).

Подставив значения  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  из выражения (1.2) в выражение (1.1), получим

Т а б л и ц а 1.2

Значения  $E, \mu, \sigma_r$  для некоторых материалов [1]

Материал	$E, \text{Н/м}^2$	$\mu$
Сталь и стальное литье	$(1,96 \div 2)10^{11}$	0,3
Чугунное литье	$(0,74 \div 1,05)10^{11}$	0,25
Бронза оловянистая	$\sim 0,84 \cdot 10^{11}$	0,35
Латунь	$\sim 0,78 \cdot 10^{11}$	0,38
Пластмассы	$(0,005 \div 0,035)10^{11}$	—
Материал	Марка	Предел текучести $\sigma_r$ , МПа
Сталь качественная конструкционная	30	294
	35	315
	40	334
	45	353
	50	373
	55	382
	60	402
	65	412
Сталь сортовая легированная термически обработанная (закалка, отпуск)	20X	637
	30X	687
	35X	736
	40X	784
	45X	833
	50X	883

Материал	Марка	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа
Чугун серый	СЧ 28	~200*
	СЧ 32	~202*
	СЧ 35	~204*
Чугун высокопрочный с шаровидным графитом	ВЧ 38	275
	ВЧ 42	324
	ВЧ 45	373

\* Предел текучести условный (технический)  $\sigma_{0,2}$ .

$$N = \Delta_1 + \Delta_2 = pd(c_1/E_1 + c_2/E_2)10^6, \quad (1.4)$$

где  $N$  — в мкм,  $d$  — в м,  $p$  и  $E$  — в Па (Н/м<sup>2</sup>).

**Расчет на первое условие (условие прочности соединения).** Значение необходимого наименьшего натяга рассчитывают из условия достижения заданного давления  $p$ , при котором будут переданы эксплуатационные крутящие моменты  $M_K$  (1.5) или осевая сила  $R_{oc}$  (1.6):

$$M_{тр} = p d l f (d/2) \geq M_K; \quad (1.5)$$

$$R_{тр} = p d l f \geq R_{oc}, \quad (1.6)$$

где  $M_{тр}$ ,  $R_{тр}$  — момент и осевая сила, которые могут быть переданы за счет сил трения при заданном давлении  $p$ ;  $f$  — коэффициент трения при установившихся процессах распрессовки или проворачивания.

Коэффициент трения  $f$  определяют по экспериментальным данным. Его значение изменяется в достаточно широких пределах, что объясняется многообразием факторов, влияющих на прочность соединения (шероховатостью поверхностей, скоростью запрессовки, видом покрытия, наличием масла на поверхностях и др.). При запрессовке для материалов соединяемых деталей сталь по стали  $f = 0,06 \div 0,13$ , сталь по чугуну —  $f = 0,07 \div 0,12$ . При образовании соединений термическим способом (нагревом охватываемой детали или охлаждением охватываемой) значения  $f$  в 1,5–1,6 раза больше. Практически для деталей из стали или чугуна при сборке под прессом часто принимают  $f \approx 0,08$ , при сборке термическим способом —  $f \approx 0,14$ .

Из условий (1.5) и (1.6) определяем необходимое давление  $p$ :

$$p \geq 2M_{\text{к}}/\pi d^2 l f; \quad (1.7)$$

$$p \geq R_{\text{ос}}/\pi d l f. \quad (1.8)$$

Подставив выражения (1.7) и (1.8) в формулу (1.4), получим выражение для расчетного минимального натяга  $N_{\text{min p}}$ :

— при действии  $M_{\text{к}}$

$$N_{\text{min p}} = 2M_{\text{к}}(c_1/E_1 + c_2/E_2)/\pi d l f; \quad (1.9a)$$

— при действии  $R_{\text{ос}}$

$$N_{\text{min p}} = R_{\text{ос}}(c_1/E_1 + c_2/E_2)/\pi l f; \quad (1.9б)$$

— при совместном действии  $M_{\text{к}}$  и  $R_{\text{ос}}$

$$N_{\text{min p}} = \frac{\sqrt{R_{\text{ос}}^2 + (2M_{\text{к}}/d)^2}}{\pi l f} (c_1/E_1 + c_2/E_2), \quad (1.9в)$$

где  $N_{\text{min p}}$  — минимальный расчетный натяг;  $M_{\text{к}}$  — крутящий момент, Н·м;  $R_{\text{ос}}$  — осевая сила, Н;  $d, l$  — диаметр и длина соединения, м;  $c_1$  и  $c_2$  — коэффициенты Ляме по формулам (1.3);  $E_1, E_2$  — модули упругости материалов вала и втулки, Па;  $f$  — коэффициент трения.

Выражения (1.9а–1.9в) справедливы для абсолютно гладких поверхностей, но реальные поверхности имеют определенную шероховатость, характеризующуюся высотой неровностей  $R_z$  (или  $R_a$ ). При запрессовках (или термических методах сборки) неровности сглаживаются так, что размер вала уменьшается на  $n'_1$  по сравнению с результатами измерения его до сборки, а размер отверстия — увеличивается на  $n'_2$  (рис. 1.4).

При запрессовках неровности «уменьшаются» на 50–60 % высоты  $R_z$ , поэтому поправка на сглаживание шероховатостей равна (приблизленно)

$$\begin{aligned} n_{\text{ш}} &\approx 1,2(R_{z1} + R_{z2}) \approx \\ &\approx 6(R_{a1} + R_{a2}), \quad (1.10a) \end{aligned}$$

где  $R_z, R_a$  — средняя высота неровностей и среднее арифметическое отклонение профиля вала ( $R_{z1}, R_{a1}$ ) и отверстия ( $R_{z2}, R_{a2}$ ).

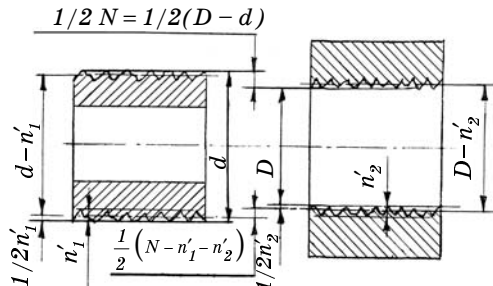


Рис. 1.4

Более точно поправку  $n_{ш}$ , уменьшающую первоначальный натяг, можно определить по выражениям:

— для материалов деталей с одинаковыми механическими свойствами

$$n_{ш} = 2k(R_{z1} + R_{z2}); \quad (1.10б)$$

— для материалов с различными механическими свойствами

$$n_{ш} = 2(k_1R_{z1} + k_2R_{z2}), \quad (1.10в)$$

где значения коэффициентов  $k$ ,  $k_1$ ,  $k_2$  можно принимать по табл. 1.3.

Первоначальный натяг уменьшается не только за счет сглаживания неровностей (шероховатости), но может также изменяться из-за температурных деформаций, действия центробежных сил, возможных разборок при эксплуатации.

С учетом всех поправок к  $N_{\min p}$  [по выражениям (1.9а–1.9 в)] минимальный допустимый натяг [ $N_{\min}$ ], обеспечивающий передачу  $M_k$  или  $R_{oc}$ , определяют по формуле

$$[N_{\min}] = N_{\min p} + n_{ш} + n_t + n_{ц} + n_p, \quad (1.11)$$

где  $n_{ш}$  определяется по формулам (1.10а–1.10в);  $n_t$  — поправка, учитывающая различие рабочих температур вала  $t_1$ , втулки  $t_2$  и температуры сборки  $t_{сб}$  (обычно  $t_{сб} = 20$  °С), а также коэффициенты линейного расширения материалов деталей  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ :

Т а б л и ц а 1.3

Значение коэффициентов  $k$ ,  $k_1$ ,  $k_2$  [6]

Метод сборки	$k$	$k_1$ (сталь 45 или чугун)	$k_2$ (бронза или сталь 45)
Запрессовка при нормальной температуре: без смазки со смазкой	0,25–0,50	0,1–0,2	0,6–0,8
	0,25–0,35	0,1–0,2	0,6–0,8
Термический с нагревом	0,4–0,5	0,3–0,4	0,8–0,9
Термический с охлаждением	0,6–0,7	0,3–0,4	0,8–0,9

$$n_t = d[\alpha_2(t_2 - t_{сб}) - \alpha_1(t_1 - t_{сб})]; \quad (1.12)$$

поправку  $n_t$  принимают, если при рабочей температуре натяг ослабляется;  $n_{ц}$  — поправка, учитывающая уменьшение натяга при действии центробежных сил ( $n_{ц}$  существенна для крупных быстровращающихся деталей, например, для стальных деталей при  $d = 500$  мм и окружной скорости 30 м/с  $n_{ц} = 14$  мкм):

$$n_{ц} = v^2 d \rho (3 + \mu) / 4gE; \quad (1.13)$$

здесь  $v$  — окружная скорость втулки, м/с;  $\rho$  — плотность материала;  $n_p$  — определяемая опытным путем поправка, компенсирующая уменьшение натяга при повторных разборках. Необходимо учитывать также изменение натяга из-за погрешностей формы (и расположения) поверхностей.

**Расчет на второе условие (условие прочности деталей).** Значение наибольшего натяга определяют из условия прочности (зона упругости), т. е. отсутствия пластических деформаций на контактных поверхностях деталей. В некоторых случаях соединение может работать при наличии небольшой зоны пластических деформаций (необходим специальный расчет).

Давления в материалах вала  $p_1$  и втулки  $p_2$  (Па), при которых возникающие напряжения равны пределам текучести  $\sigma_T$ , рассчитывают на основе теории наибольших касательных напряжений:

$$p_1 = 0,58\sigma_{T1}[1 - (d_1/d)^2]; \quad (1.14a)$$

$$p_2 = 0,58\sigma_{T2}[1 - (d/d_2)^2], \quad (1.14б)$$

где  $\sigma_{T1}$ ,  $\sigma_{T2}$  — предел текучести материалов вала и втулки соответственно, Па (см. табл. 1.2).

Наибольшее допустимое давление  $[p]$  на поверхности контакта принимают равным наименьшему значению из двух значений ( $p_1$ ,  $p_2$ ):

$$[p] = \min[p_1, p_2]. \quad (1.15)$$

Значение наибольшего расчетного натяга определяют по формуле (1.4), мкм:

$$N_{\max} = [p]d(c_1/E_1 + c_2/E_2)10^6. \quad (1.16)$$



С учетом поправок  $n_{ш}$  [по формулам (1.10а–1.10в)] и  $n_t$  [по формуле (1.12)] максимальный допустимый натяг  $[N_{\max}]$  рассчитывают по формуле

$$[N_{\max}] = N_{\max p} \gamma_{y,d} + n_{ш} - n_t, \quad (1.17)$$

где  $N_{\max p}$  определяется по формуле (1.16);  $\gamma_{y,d}$  — коэффициент увеличения давления у торцов втулки; значения  $\gamma_{y,d}$  принимают по графику [1]; значение  $\gamma_{y,d}$  изменяется (при  $l/d = 0,5 \div 1,0$  и  $d_1/d = 0 \div 0,8$ ) и составляет  $0,8 \div 0,97$ ; поправку  $n_t$  учитывают, если при рабочей температуре натяг увеличивается.

Таким образом, условия выбора посадки следующие:

— минимальный натяг в подобранной посадке  $N_{\min}$  с учетом колебаний рабочей нагрузки и других факторов должен быть больше минимально допустимого натяга  $[N_{\min}]$ :

$$N_{\min} > [N_{\min}]; \quad (1.18а)$$

— максимальный натяг в подобранной посадке  $N_{\max}$  должен быть меньше максимально допустимого натяга  $[N_{\max}]$ :

$$N_{\max} < [N_{\max}], \quad (1.18б)$$

где  $[N_{\min}]$  и  $[N_{\max}]$  определяются по формулам (1.11) и (1.17) соответственно.

Разность  $N_{\min} - [N_{\min}]$  необходима для создания запаса прочности соединения при эксплуатации, а разность  $[N_{\max}] - N_{\max}$  — для создания запаса прочности деталей при сборке соединения.

После выбора посадки обычно рассчитывают максимальное усилие запрессовки деталей или необходимую температуру нагрева (охлаждения) при сборке деталей термическим способом.

Усилие запрессовки  $R_{\Pi}$  можно рассчитать из выражения

$$R_{\Pi} = f_{\Pi} p_{\max} \pi dl, \quad (1.19)$$

где  $f_{\Pi}$  — коэффициент трения при запрессовке,  $f_{\Pi} = (1,15 \div 1,2)f$ ;  $p_{\max}$  — давление на поверхности контакта при максимальном натяге  $N_{\max}$  в посадке, Па [см. формулу (1.4)],

$$p_{\max} = (N_{\max} - n_{ш})/d(c_1/E_1 + c_2/E_2); \quad (1.20)$$

$d, l$  — диаметр и длина соединения, м.

Температуры нагрева ( $t_{\Pi}$ ) и охлаждения ( $t_{охл}$ ) деталей рассчитывают по формулам:

$$t_{\text{н}} = (N_{\text{max}} + 0,1N_{\text{max}})/\alpha d + 20 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad (1.21a)$$

$$t_{\text{охл}} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} - (N_{\text{max}} + 0,1N_{\text{max}})/\alpha d, \quad (1.21б)$$

где  $0,1N_{\text{max}}$  — технологическая добавка к максимальному натягу в посадке, необходимая для обеспечения минимального зазора при сборке нагретых или охлажденных деталей;  $\alpha$  — коэффициент линейного расширения, для сталей  $\alpha \approx (11,5 \div 14)10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$ , для чугунов  $\alpha = (10 \div 12)10^{-6} 1/^{\circ}\text{C}$ .

При необходимости изменение размеров  $d_1$  и  $d_2$  после запрессовки  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  (м) определяют по формулам:

$$\lambda_1 = 2p_{\text{max}} d_1 d^2 / E_1 (d_2^2 - d_1^2); \quad (1.22a)$$

$$\lambda_2 = 2p_{\text{max}} d_2 d^2 / E_2 (d_2^2 - d^2). \quad (1.22б)$$

Форма и размеры фасок (рис. 1.5) для деталей, собираемых под прессом, приведены в табл. 1.4.

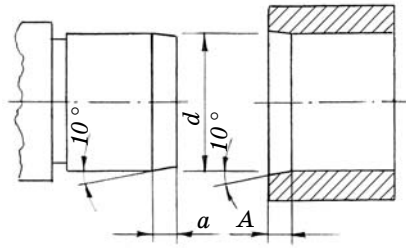


Рис. 1.5

Т а б л и ц а 1.4

Рекомендуемые размеры входных фасок ( $a$ ,  $A$ ) для деталей (см. рис. 1.5), собираемых под прессом, мм

Размеры $d$ , мм	Посадки переходные и с натягом квалитетов $\leq 7/6$		Посадки переходные и с натягом 7-го и 8-го квалитетов, кроме посадок Н/х (X/h), Н/з (Z/h)		Посадки Н/х (X/h)		Посадки Н/з (Z/h)	
	$a$	$A$	$a$	$A$	$a$	$A$	$a$	$A$
До 30	0,5	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	2,0	2,5
Св. 30 до 100	1,0	1,6	2,0	2,5	2,0	2,5	3,0	4,0
Св. 100 до 250	2,0	2,5	3,0	4,0	4,0	5,0	5,0	6,0
Св. 250 до 500	3,0	4,0	4,0	5,0	6,0	8,0	8,0	10,0

Пр и м е ч а н и я: 1. Входные фаски изготовляют с одной стороны деталей.  
2. При длине соединения, превышающей диаметр, допускается увеличение фаски до ближайшего большего размера  $d$ .

**Пример расчета посадки с натягом.** Прессовое соединение с размерами  $d = 42$  мм,  $d_1 = 0$ ,  $d_2 = 80$  мм,  $l = 60$  мм предназначено для передачи  $M_K = 440$  Нм. Материал деталей — сталь 40. Шероховатость поверхностей: вала —  $R_a = 1,25$  мкм, отверстия —  $R_a = 1,6$  мкм. Сборка под прессом.

1. Определяем расчетный минимальный натяг  $N_{\min p}$  по формуле (1.9а):

$$N_{\min p} = \frac{2M_K \cdot 10^6}{\pi d l f} \left( \frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) = \frac{2 \cdot 440 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 0,042 \cdot 0,06 \cdot 0,08} \left( \frac{0,7 + 2,06}{2 \cdot 10^{11}} \right) = 19 \text{ мкм},$$

где значения  $c_1$  и  $c_2$  определены по формулам (1.3).

2. Определяем по формуле (1.11) минимально допустимый натяг  $[N_{\min}]$ :

$$[N_{\min}] = N_{\min p} + n_{\text{ш}} + n_t + n_{\text{ц}} + n_{\text{п}} = 19 + 17 + 0 + 0 + 0 = 36 \text{ мкм},$$

где  $n_{\text{ш}}$  определим по формуле (1.10а);  $n_{\text{ш}} = 6(R_{a1} + R_{a2}) = 6(1,25 + 1,6) \cong \cong 17$  мкм;  $n_t = 0$ , так как  $t_1 = t_2 = t_{\text{сб}}$ ;  $n_{\text{ц}} = 0$ , так как детали не вращаются; значение  $n_{\text{п}}$  учтем при выборе посадки.

3. Определяем значение наибольшего допустимого давления  $[p]$ , для чего по формулам (1.14а, 1.14б) рассчитаем  $p_1$  и  $p_2$ :

$$p_1 = 0,58\sigma_{T1}[1 - (d_1/d)^2] = 0,58 \cdot 334 \cdot 10^6[1 - (0/60)^2] = 194 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$p_2 = 0,58\sigma_{T2}[1 - (d/d_2)^2] = 0,58 \cdot 334 \cdot 10^6[1 - (42/80)^2] = 140 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где значения  $\sigma_{T1}$  и  $\sigma_{T2}$  выбираем по табл. 1.4 для стали 40.

По формуле (1.15)

$$[p] = \min[p_1, p_2] = 140 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

4. Определяем наибольший расчетный натяг  $N_{\max p}$  по формуле (1.16):

$$N_{\max p} = [p]d(c_1/E_1 + c_2/E_2)10^6 = 140 \cdot 10^6 \cdot 0,042 \times \times [(0,7 + 2,06)/2 \cdot 10^{11}]10^6 \approx 81 \text{ мкм}.$$

5. Рассчитываем максимально допустимый натяг  $[N_{\max}]$  по формуле (1.17):

$$[N_{\max}] = N_{\max p} + n_{\text{ш}} = 81 + 17 = 98 \text{ мкм}.$$

6. Используя условия (1.18а) и (1.18б), посадку выбираем по ГОСТ 25347–82, или по табл. 1.27 и 1.30 [1], или по табл. 5, 6 [4]:

$$\varnothing 42 \frac{\text{H7} \left( \begin{smallmatrix} +0,025 \\ +0,095 \end{smallmatrix} \right)}{\text{u7} \left( \begin{smallmatrix} +0,070 \end{smallmatrix} \right)},$$

где  $N_{\min} = 0,070 - 0,025 = 0,045$  мм, а  $N_{\max} = 0,095 - 0 = 0,095$  мм.

В этом случае запас прочности соединения равен  $N_{\min} - [N_{\min}] = 0,009$  мм, запас прочности деталей  $[N_{\max}] - N_{\max} = 0,003$  мм. Действительные запасы прочности еще больше, так как получение на сборке соединений со значениями  $N_{\min}$  и  $N_{\max}$  маловероятно.

7. Определяем по формуле (1.19) усилие запрессовки. Предварительно рассчитаем по формуле (1.20) давление  $p_{\max}$  при максимальном натяге  $N_{\max}$  в посадке:

$$p_{\max} = (N_{\max} - n_{\text{ш}})/d(c_1/E_1 + c_2/E_2) = (95 - 17)10^{-6}/0,042 \times \\ \times [(0,7 + 2,06)/2 \cdot 10^{11}] \approx 135 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Тогда усилие запрессовки  $R_{\text{п}}$  составит:

$$R_{\text{п}} = f_{\text{п}} p_{\max} \pi dl = 0,1 \cdot 135 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,042 \cdot 0,06 \approx 11 \cdot 10^4 \text{ Н} = 11 \text{ тс.}$$

Для деталей размеры фасок выбираем по табл. 1.4:  $a = 2 \text{ мм}$ ,  $A = 2,5 \text{ мм}$ ,  $\alpha = 10^\circ$ .

### 1.3. ВЫБОР ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК

#### 1.3.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК

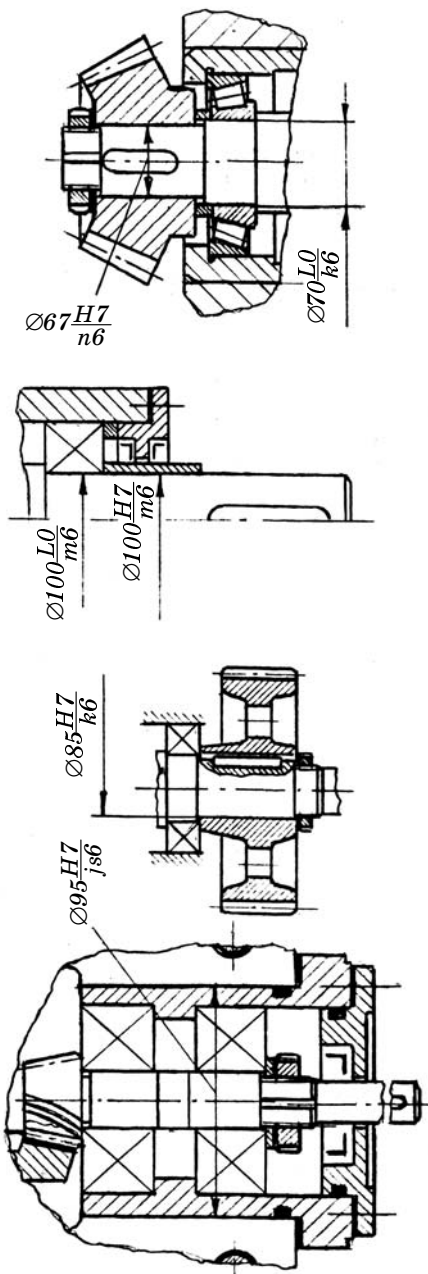
Переходные посадки применяют для неподвижных, разъемных соединений с целью центрирования деталей. Неподвижность соединений обеспечивается, как правило, дополнительным креплением деталей шпонками, штифтами, винтами и т. п. При большой длине соединений и значительной доле натягов дополнительного крепления не требуется.

Посадки характеризуются малыми величинами зазоров и натягов при сборке, что, с одной стороны, обеспечивает хорошее центрирование деталей (совпадение осей соединяемых поверхностей) и с другой — позволяет относительно легко (вручную или с помощью молотков, съемников) собирать или разбирать детали при эксплуатации (для осмотра, регулировки, смазки, замены и др.).

К переходным относятся поля допусков с основными отклонениями  $m, n, k, js$  (M, N, K, JS). Такие поля допусков установлены только для точных качеств (валы с 4-го по 7-й качество). В более грубых качествах для центрирования используют «скользящие» посадки H/h.

Для конструкторов, изготовителей и потребителей представляет интерес, сколько (в долях) соединений при сборке будут иметь только зазоры или только натяги. Это есть так называемые *вероятность* (процент) *зазора*  $P_S$  и *вероятность* (процент) *натяга*  $P_N = 1 - P_S$ . Для часто разбираемых (или при необходимости легкой разборки) используют посадки с большей долей зазоров; для редко разбираемых — с большей долей натягов.

Погрешность центрирования соединяемых деталей зависит от значения максимального зазора  $S_{\max}$  и частоты появления соединений с зазором при сборке  $P_S$ . Значение



Коническая шестерня установлена по тяжелой переходной посадке на валу привода агрегата для смешения и гранулирования термoplastов.

Посадка обеспечивает очень хорошее центрирование и стабильное положение шестерни при действии рабочих нагрузок. Разборка редкая.

Поле допуска  $k6$  использовано в соединении вала с подшипником качения (посадка с  $N$ ).

Дистанционная втулка на валу редуктора червячного осциллирующего смесителя. Переходная посадка при большой длине соединения обеспечивает неподвижность деталей без дополнительного крепления и центрирование втулки.

Поле допуска  $t6$  применено для установки подшипника качения (посадка с  $N$ ).

Зубчатое колесо на валу привода двухчервячного пресса.

Переходная посадка обеспечивает достаточно хорошее центрирование колеса на валу и относительно легкую сборку, разборку деталей на производстве и при эксплуатации.

Стакан в корпусе редуктора. Легкая переходная посадка обеспечивает возможность простой сборки деталей и осевого перемещения стакана с целью регулирования положения зубчатого венца. Центрирование деталей удовлетворительное.

В подобных соединениях применяют также скользящие ( $H/h$ ) посадки или посадки  $H/k$  (при малой длине соединения).

Рис. 1.6

максимального зазора определяется допустимым радиальным биением  $e$  втулки на валу, которое, в свою очередь, зависит от эксплуатационного назначения соединения. В зубчатых колесах, например, необходимо ограничивать биение зубчатого венца (допуск  $F_r$ ), в реверсивных механизмах — возможное смещение деталей в пределах зазора и т.д.

Выбор посадок для центрирования деталей производится в основном методом подобия — по аналогии с хорошо работающими узлами машин и механизмов.

«Глухие» посадки (H6/n5 — повышенной точности; H7/n6\* — нормальной точности; H8/n7 — пониженной точности) характеризуются наибольшими натягами ( $P_N \approx 0,99$ ), при сборке используют прессы, молоты, тяжелые съемники. Применяют подобные посадки в высокоцентрированных соединениях, которые редко разбирают, при передаче больших усилий, при ударах и вибрациях (например, тяжело нагруженные зубчатые колеса на валах (рис. 1.6), кондукторные втулки, установочные штифты).

«Тугие» посадки (H6/m5; H7/m6; H8/m7) характеризуются меньшими натягами, обеспечивают хорошее центрирование, при большой длине соединения заменяют «глухие» посадки (см. рис. 1.6).

«Напряженные» посадки (H6/k5; H7/k6\*; H8/k7) применяют чаще других, так как они обеспечивают достаточно хорошее центрирование и относительно легкую сборку-разборку (с помощью слесарных молотков). Например, зубчатые колеса на валах (см. рис. 1.6), короткие стаканы с подшипниками качения в корпусах, быстровращающиеся массивные шкивы на валах и др.

«Плотные» посадки (H6/js5; H7/js6\*; H8/js7) обеспечивают удовлетворительное (при прочих равных условиях) центрирование (его можно улучшить уменьшая квалитеты!); сборка деталей производится от руки или с помощью деревянных молотков. Применяются посадки обычно для часто разбираемых соединений или там, где необходима легкая разборка или легкое перемещение, например, быстросменные шестерни на валах, длинные стаканы с подшипниками качения (см. рис. 1.6).

Поля допусков с основными отклонениями m, n, k, js (M, N, K, JS) широко применяют также для установки подшипников качения на валы и в корпусные детали.

---

\* Предпочтительные посадки.

1.3.2. РАСЧЕТ ВЕРОЯТНОСТЕЙ ЗАЗОРОВ,  
НАТЯГОВ И ДРУГИХ ПАРАМЕТРОВ  
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ФУНКЦИИ  $\Phi(z)$

Трудоемкость сборки-разборки соединений с переходными посадками и точность центрирования деталей определяются вероятностью («частотой») получения зазоров и натягов.

Условия расчета: нормальный закон (Гаусса) распределения размеров деталей при изготовлении; сборка без подбора; допуски размеров равны шести средним квадратичным отклонениям  $\sigma$ . Следовательно, распределение зазоров и натягов в этом случае также будет подчиняться нормальному закону (рис. 1.7).

Если мы обозначим на оси  $s$  точку  $S_i^*$  (см. рис. 7), то по рисунку следует, что доля соединений (вероятность) от  $S_{\min}$  до  $S_i^*$  равна

$$p'(S_{\min} \leq S < S_i^*) = \int_{S_{\min}}^{S_i^*} y dS \cong \int_{-\infty}^{S_i^*} y dS. \quad (1.23)$$

Соответственно вероятность получения зазоров от  $S_i^*$  до  $S_{\max}$  при сборке равна

$$p''(S_i^* \leq S < S_{\max}) = \int_{S_i^*}^{S_{\max}} y dS \cong \int_{S_i^*}^{+\infty} y dS, \quad (1.24)$$

где  $y$  — плотность вероятности,

$$y = \frac{1}{\sigma_S \sqrt{2\pi}} \exp \left[ -\frac{(S_i - S_c)^2}{2\sigma_S^2} \right]; \quad (1.25)$$

$\sigma_S$  — среднее квадратичное отклонение параметра (зазора),

$$\sigma_S = \sqrt{T_D^2 + T_d^2} / 6; \quad (1.26)$$

$T_D, T_d$  — допуски размеров отверстия и вала соответственно;  $S_c$  — среднее значение (зазора) параметра (математическое ожидание).

Очевидно, что  $p' + p'' = \int_{-\infty}^{+\infty} y dS = 1$ .

Интегралы (1.23), (1.24) приходится рассчитывать численно, используя нормированную функцию  $\Phi(z)$  (см. табл. П.13 Приложения):

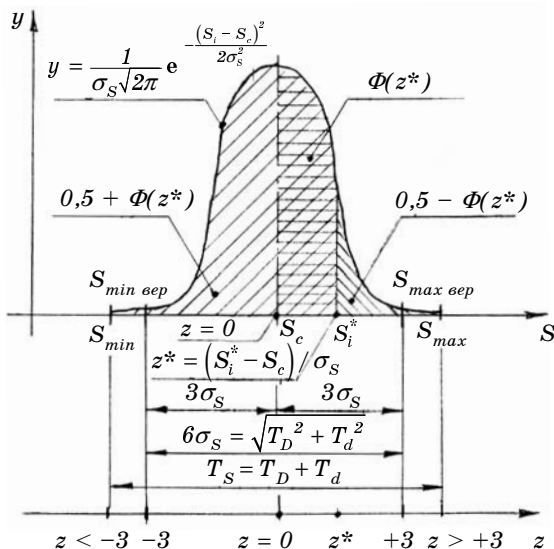


Рис. 1.7

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{z^*} e^{-\frac{z^2}{2}} dz, \quad (1.27)$$

где  $z$  — переменная, равная

$$z = (S_i - S_c) / \sigma_S. \quad (1.28)$$

Величина  $z$  характеризует отклонение текущего значения зазора  $S_i$  от среднего значения  $S_c$ , выраженное в долях среднего квадратичного отклонения  $\sigma_S$ . Поэтому каждой точке  $S_i$  (см. рис. 1.7) соответствует определенное значение  $z$ .

Нижний предел интегрирования (1.27), равный нулю, соответствует точке среднего размера  $S_c$ , так как здесь  $z = (S_i - S_c) / \sigma_S = 0$ .

Верхний предел интегрирования  $z^*$  (1.27) соответствует точке значения зазора (параметра), которое принято для расчета, например (см. рис. 1.7):

$$z^* = (S_i^* - S_c) / \sigma_S. \quad (1.29)$$

Следовательно, функция  $\Phi(z)$  определяет площадь на графике плотности вероятности от  $S_c$  до  $S_i^*$  (см. рис. 1.7) или вероятность получения зазора в пределах от  $S_c$  до  $S_i^*$ .



Тогда вероятности  $p'$  и  $p''$  [см. формулы (1.23), (1.24)]

равны (так как  $\int_{-\infty}^{S_c} y dS = 1/2 \int_{-\infty}^{+\infty} y dS = 0,5$ ):

$$p' = 0,5 + \Phi\left(\frac{S_i^* - S_c}{\sigma_S}\right); \quad (1.30a)$$

$$p'' = 0,5 - \Phi\left(\frac{S_i^* - S_c}{\sigma_S}\right). \quad (1.30б)$$

Приведенная методика используется также при расчетах селективной сборки, планировании запасных и сменных деталей, в теории размерных цепей, при расчетах характеристик надежности. Некоторые примеры применения методики даны в примерах 1 и 2.

**Пример 1.** Определение вероятности  $P_S$  и вероятности натягов  $P_N$  при сборке деталей с переходной посадкой  $\varnothing 30 \text{ Н7/к6}$ .

1. Рассчитываем посадку (см. [1, 4]):  $\varnothing 30 \frac{\text{Н7} (+0,021)}{\text{к6} \left( \begin{smallmatrix} +0,015 \\ +0,002 \end{smallmatrix} \right)}$ ;

$$S_{\max} = 0,019 \text{ мм}; S_{\min} = -0,015 \text{ мм}; S_c = +0,002 \text{ мм};$$

$$T_D = 0,021 \text{ мм}; T_d = 0,013 \text{ мм}; T_S = 0,034 \text{ мм}.$$

2. Определяем среднее квадратичное отклонение зазора (натяга) по формуле (1.26):

$$\sigma_S = 1/6 \left[ \sqrt{T_D^2 + T_d^2} \right] = 1/6 \left[ \sqrt{0,021^2 + 0,013^2} \right] \approx 0,0041 \text{ мм}.$$

3. Определяем верхний предел интегрирования  $z^*$  по формуле (1.29) при  $S_i^* = 0$  (рис. 1.8):

$$z^* = (S_i^* - S_c)/\sigma_S = (0 - 0,002)/0,0041 = -0,488.$$

4. Рассчитываем вероятность зазоров  $p_S$  и вероятность натягов  $p_N$ :

$$P_S = 0,5 - \Phi(z^*); \quad (1.31)$$

$$P_N = 0,5 + \Phi(z^*), \quad (1.32)$$

где значение  $\Phi(z^*)$  выбирают по табл. П13 Приложения.

Следует иметь в виду, что  $\Phi(-z^*) = -\Phi(z^*)$ ,  $\Phi(-0,488) = -0,188$ .

По формулам (1.31) и (1.32)  $p_S$  и  $p_N$  равны:

$$p_S = 0,5 - (-0,188) = 0,688;$$

$$p_N = 0,5 + (-0,188) = 0,312.$$



1. В первую группу входят детали с размерами от  $d_{\min}$  до  $d_1$ , во вторую — от  $d_1$  до  $d_2$ , в третью — от  $d_2$  до  $d_{\max}$ .

2. Определяем верхний предел интегрирования по формуле (1.29) при  $d_2$ :

$$z^* = (d_2 - d_c) / \sigma_S = \sigma_s / \sigma_S = 1.$$

3. Рассчитываем количество (в %) деталей, оказавшихся в первой ( $P_I$ ), второй ( $P_{II}$ ) и третьей ( $P_{III}$ ) группах.

По табл. П13 приложения определяем

$$\Phi(z^*) = \Phi(1) \cong 0,3413.$$

Искомые значения равны:

$$P_{II} = 2\Phi(z^*) \cong 0,68 \cdot 100 \approx 68 \%;$$

$$P_I = P_{III} = 0,5 - \Phi(z^*) = (0,5 - 0,34)100 = 16 \%.$$

## 1.4. ВЫБОР ПОСАДОК С ЗАЗОРОМ

### 1.4.1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПОСАДОК С ЗАЗОРОМ

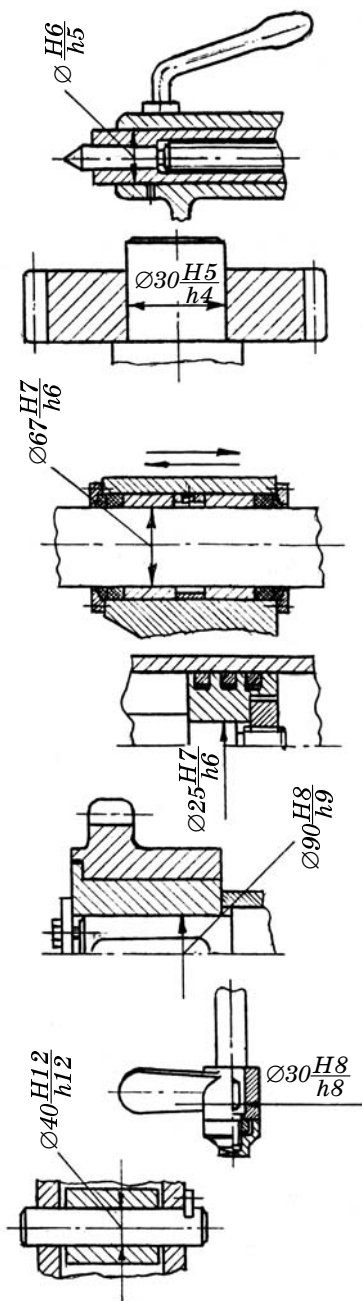
Посадки с зазором предназначены для неподвижных и подвижных соединений. Они есть во всех качествах для посадок: с 3-го по 12-й. Сюда относят поля допусков с основными отклонениями h, g, f, e, d, c, b, a (H, G, F, E, D, C, B, A).

Для выбора посадок используют все известные методы: прецедентов, технологических возможностей, подобию и расчетный. Расчетным методом подбирают посадки для подшипников скольжения жидкостного трения и отклонения (допуски) функциональных параметров. Наиболее часто применяют метод подобию.

В подвижных соединениях зазор необходим для обеспечения перемещения, размещения слоя смазки, компенсации температурных деформаций, погрешностей изготовления и сборки.

В неподвижных соединениях посадки с зазором применяют для обеспечения легкой сборки-разборки, возможностью регулировки.

«Скользящие» посадки (H/h) есть во всех качествах (с 3-го по 12-й); характеризуются нулевым гарантированным зазором и применяются в неподвижных и подвижных соединениях (рис.1.10). В неподвижных соединениях они служат для центрирования деталей и необходимости легкой или частой разборки. «Скользящие» посадки в грубых качествах (с 8-го по 12-й) заменяют переходные посадки. В подвижных соединениях их применяют для деталей, пе-



Пиноль в корпусе задней бабки токарного станка.

Скользкая посадка высокой точности обеспечивает точное направление пиноли при работе режущего инструмента и хорошее центрирование при установке центра.

Эталонное зубчатое колесо на оси прибора для контроля измерительного межосевого расстояния зубчатой передачи.

Посадка обеспечивает соблюдение особо высоких требований к центрированию и легкий демонтаж колеса.

Втулки в корпусе механизма запирания формы литейной машины.

Втулки с корпусом перемещаются с малой скоростью и на небольшое расстояние. Посадка обеспечивает точное направление перемещения.

Неподвижное соединение поршня и штока гидроцилиндра литейной машины. Посадка обеспечивает достаточное центрирование и легкую сборку.

Звездочка цепной передачи на валу мешалки вакуум-фильтра.

Посадка средней точности обеспечивает центрирование и легкую сборку.

Пропеллерная мешалка на валу ( $n = 400 \div 1750$  об/мин).

Скользкая посадка средней точности позволяет отцентрировать пропеллер и улучшить балансировку.

Грубые шарниры, неответственные соединения.

Посадка позволяет свободно поворачиваться деталям и ограничивает их смещение в поперечном направлении.

Рис. 1.10

ремещающихся продольно с небольшой скоростью или на небольшом участке, при повышенных требованиях к точности направления перемещения, для легкого перемещения при настройке и регулировании. Особоточные посадки H5/h4, H6/h5 используются в неподвижных соединениях при особо высоких требованиях к соосности и необходимости легкой разборки, например, эталонные колеса на валах зубоизмерительных приборов (см. рис. 1.10). В подвижных соединениях такие посадки применяют для продольного перемещения деталей при особо высоких требованиях к точности направления, например, пиноль в корпусе задней бабки токарного станка (см. рис. 1.10).

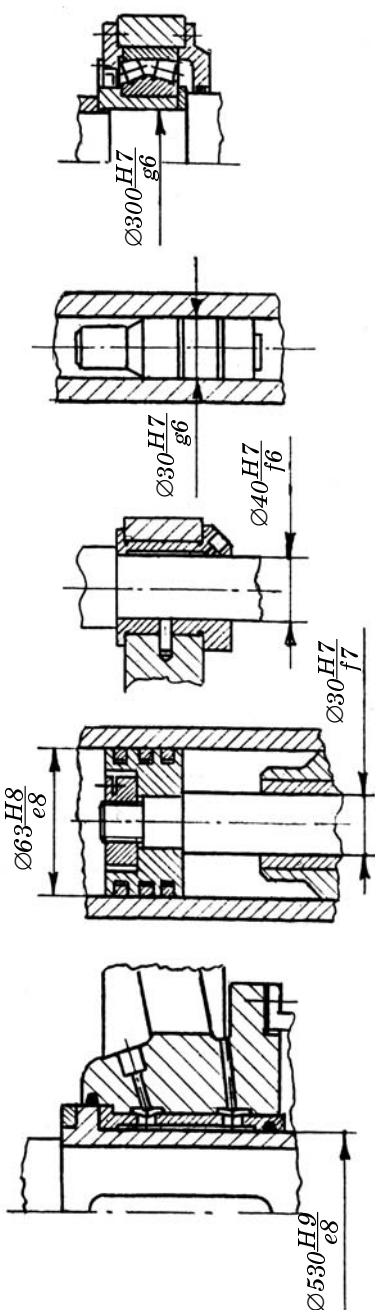
Точные посадки H7/h6, H8/h7 применяют в неподвижных соединениях для часто или легко разбираемых деталей при высоких требованиях к соосности, например, сменные шестерни, поршни пневмо- и гидроцилиндров на штоках (см. рис. 1.10), центрирующие выступы и т. д.

В подвижных соединениях эти посадки применяют для пар поступательного движения при высоких требованиях к точности и плавности движения (см. рис. 1.10), например, штоки в направляющих гидро- и пневмоцилиндров.

Посадки средней точности H8/h8, H9/h8, H8/h9, H9/h9 применяют в неподвижных соединениях при невысоких требованиях к соосности устанавливаемых на валы деталей, например, для зубчатых колес средней точности (см. рис. 1.10), мешалок на валах, шкивов, маховиков, для центрирующих выступов и заточек во фланцевых соединениях. В подвижных соединениях их используют при продольных перемещениях и медленных вращательных движениях, например, штоки в направляющих средней точности, шарнирах, роликах на осях.

Посадки малой точности H10/h9, H10/h10, H11/h11, H12/h12 применяют для центрирующих фланцев, крышек, сопряжениях, подлежащих сварке, пайке, для грубых шарниров (см. рис. 1.10), роликов.

*Посадки «движения» (H/g, G/h)* есть только в точных квалитетах (с 4-го по 6, 7-й); они характеризуются малым гарантированным зазором и используются в подвижных соединениях для пар возвратно-поступательного точного движения (золотник в золотниковой коробке, ударник в стволе отбойного молотка, рис. 1.11) и вращательного движения (малогабаритные опоры скольжения в приборостроении). В неподвижных соединениях посадки применяют для обеспечения особолегкого монтажа деталей при повышенных требованиях к соосности (см. рис. 1.11).



*Втулка под подшипник качения на валу резиносмесителя.*

*Посадка с малым гарантированным зазором обеспечивает достаточное центрирование и простой монтаж втулки с подшипником при значительном диаметре соединения.*

*Ударник перемещается в стволе отбойного молотка со значительной скоростью — 900–1200 ударов в минуту. Посадка обеспечивает свободное перемещение ударника, ограниченная поперечное его смещение и возможные перетечки сжатого воздуха.*

*Подшипник скольжения.*

*Посадка обеспечивает свободное вращение вала при средней (до 150 рад/с) постоянной скорости скольжения. Соединение точное.*

*Поршень в гидроцилиндре литейной машины установлен с увеличенным гарантированным зазором. В соединении штока с направляющей втулкой применена посадка со средним зазором, необходимым для точного направления штока с поршнем.*

*Подшипник скольжения на эксцентриковом валу щековой дробилки.*

*Посадка с увеличенным зазором обеспечивает точное вращение шкива на крупном валу при тяжелом режиме работы и частоте вращения примерно 170 об/мин.*

**Рис. 1.11**

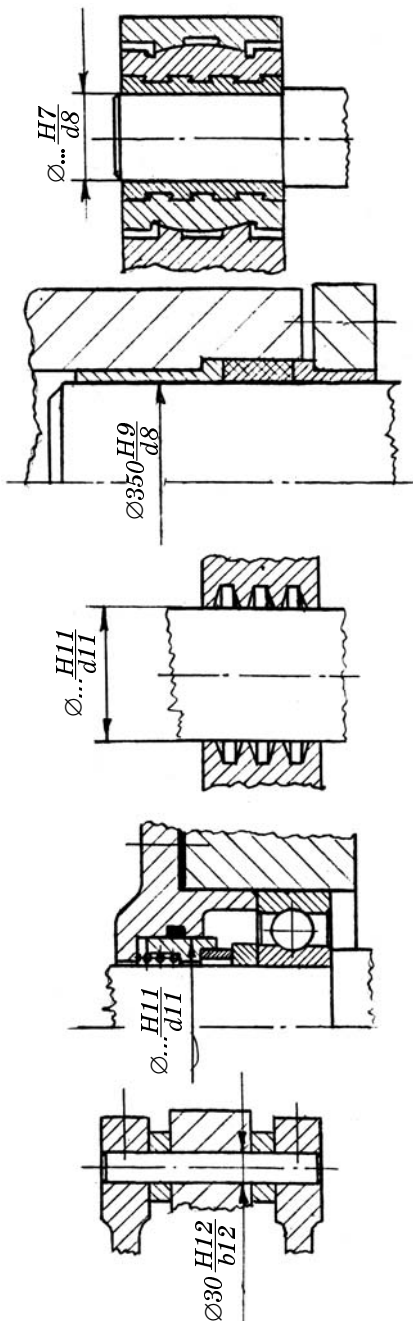
«Ходовые» посадки (H/f, F/h) установлены с 6-го по 9-й квалитеты. Посадки характеризуются средним гарантированным зазором, достаточным для свободного вращения валов в подшипниках скольжения и продольного перемещения поршней в цилиндрах гидравлических и пневматических механизмов. Посадки высокой точности H7/f6, H7/f7, H8/f7 применяют для подшипников при средней постоянной скорости скольжения (до 150 рад/с) в точных соединениях (см. рис. 1.11). Посадки средней точности H8/f8, H8/f9, H9/f9 используют для подшипников скольжения при повышенных скоростях скольжения, в крупных или многоопорных валах, для направления штоков и поршней в цилиндрах с дополнительным направлением штоков, для плунжерных скалок в сальниках, для центрирования крышек крупных цилиндров, например, подшипники скольжения центробежных насосов, плунжеры в цилиндрах домкратов, штоки в грунд-буксах сальников.

«Легкоходовые» посадки (H/e, E/h) установлены с 7-го по 9-й квалитеты; они характеризуются увеличенным гарантированным зазором. Посадки применяют для подшипников скольжения при повышенной скорости скольжения (более 150 рад/с) и соединений «поршень—цилиндр». Иногда их используют в неподвижных соединениях (обычно крупногабаритных) для легкой установки и регулирования.

Посадки H6/e7, H7/e7 предназначены в основном для подшипников жидкостного трения в изделиях повышенной точности и долговечности (коленвалы в автомобильных двигателях). Посадки средней точности H8/e8, H7/e8, H9/e8, H8/e9, H9/e9 (см. рис. 1.11) используются для подшипников скольжения крупных машин, насосов, а также в парах поступательного движения при значительной длине или значительной скорости перемещения.

«Широкоходовые» посадки (H/d; D/h) установлены в 8-м 11-м квалитетах. Они характеризуются большим гарантированным зазором, который позволяет компенсировать значительные отклонения расположения, силовые и температурные деформации. Посадки применяют для подшипников скольжения и в парах возвратно-поступательного движения.

Посадки повышенной точности H7/d8, H8/d8 предназначены для точных подвижных соединений при тяжелых режимах работы и температурных деформациях. Например, подшипники скольжения в турбинах, шаровых мельницах, посадки в соединениях плунжер—цилиндр (рис. 1.12), поршневые кольца в канавках поршня. Посадки средней точности H9/d9, H9/d10 предназначены для соединений невысо-



*Подшипники скольжения.*

Большой гарантированный зазор позволяет компенсировать значительные отклонения расположения, температурные и силовые деформации и обеспечить свободное вращение при большом числе оборотов вала.

*Плунжер в направляющих цилиндра гидравлического пресса.*

Посадка с большим зазором обеспечивает свободное перемещение плунжера, относительно легкую сборку и регулирование крупногабаритных деталей.

*Щелевые уплотнения на валах.*

Зазоры в посадке позволяют компенсировать большие отклонения расположения, гарантируя незацепление деталей и работу уплотнения.

*Подвижная втулка торцового уплотнения в крышке редуктора.* Посадка с большим гарантированным зазором обеспечивает возможность свободного смещения втулки и саморегулировку ее для лучшего прилегания уплотняющего кольца.

*Рычаг-собачка на оси питателя роликомятниковой мельницы.* Свободному повороту и саморегулировке собачки при значительной ее ширине способствует очень большой зазор в соединении.

Рис. 1.12



кой точности, например, трансмиссионные валы в подшипниках, поршни в компрессорах. Посадка H11/d11 предназначена для подвижных и грубоцентрированных неподвижных соединений с целью компенсации больших погрешностей расположения (см. рис. 1.11).

Посадки H/c, H/b, H/a (C/h, B/h, A/h) характеризуются очень большими зазорами, которые необходимы для компенсации больших отклонений расположения, больших эксплуатационных измерений размеров (температурные, силовые деформации, водо- и маслопоглощение у пластмасс) для обеспечения подвижности в условиях запыленности, загрязнения, коррозии. Посадки есть только в грубых квалитетах: 11-й, 12-й (кроме H7/c8 и H8/c8).

Точные посадки H7/c8, H8/c8 используют, если зазоры в соединениях значительно уменьшаются из-за температурных деформаций. Например, поршни в цилиндрах двигателей внутреннего сгорания, подшипники скольжения быстрходных тяжело нагруженных валов (прокатные станы, турбины, насосы, компрессоры и др.). Посадки H11/b11, H12/b12, H11/a11 используют во фланцевых грубоцентрирующих соединениях, шарнирах (см. рис. 1.12), для сменных рычагов и рукояток, в щелевых, торцовых, сальниковых уплотнениях (наряду с посадкой H11/d11).

#### 1.4.2. РАСЧЕТ ПОСАДОК ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

Для реальных подшипников задача решается приближенно, с введением ряда допущений и использованием опытных данных.

Ниже рассматривается упрощенный метод расчета зазоров и выбора посадок для подшипников скольжения с гидродинамическим режимом работы [1]. Расчеты производятся на основе гидродинамической теории смазки (трения), основы которой были заложены Л. Эйлером, Н. П. Петровым, Н. Е. Жуковским, С. П. Чаплыгиным и др.

Исходными данными для расчета являются:

$R$  — радиальная нагрузка на подшипник, Н;

$d, l$  — диаметр и длина соединения, м;

$\omega$  — угловая скорость вала, рад/с,  $\omega = \pi n/30$ , где  $n$  — частота вращения вала, об/мин;

$\mu$  — динамическая вязкость смазочного масла при рабочей температуре подшипника, Н·с/м<sup>2</sup>.

При необходимости задают вероятность безотказной работы подшипника на базе принятого времени эксплуатации при известной по экспериментальным данным скорости изменения (из-за износа) зазора в подшипнике.

Если вал неподвижен и находится на дне вкладыша (рис. 1.13), то расстояние между центрами вала и вкладыша равно  $S/2$ , где  $S$  — сборочный, первоначальный зазор.

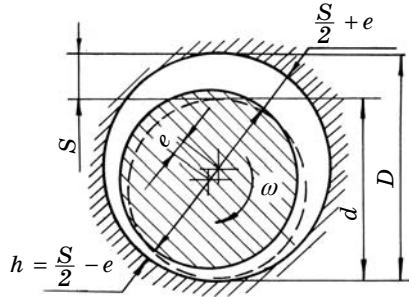


Рис. 1.13

При вращении смазка будет затягиваться в клиновидный зазор; возникает повышенное давление в масляном слое, которое и поднимает вал (вал «всплывает»). Такой режим работы подшипника называют гидродинамическим. В подшипниках с гидростатическим режимом работы давление в масляном слое создается за счет специального насоса.

По гидродинамической теории трения несущая способность  $R$ , Н, подшипника при неразрывности масляного слоя смазки определяется формулой [1]:

$$R = (\mu\omega/\psi^2)ldC_R, \tag{1.33}$$

где  $\mu$  — динамическая вязкость (табл. 1.5);  $\psi$  — относительный зазор,  $\psi = S/d$ ;  $C_R$  — коэффициент нагруженности подшипника; безразмерная величина, значение которой зависит от положения вала в поле зазора; значения  $C_R$  приведены в табл. 1.6 в зависимости от относительной длины

Т а б л и ц а 1.5

Значения динамической вязкости  $\mu$  для некоторых марок смазочных масел [1]

Марка масла	ГОСТ	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^3$ , Н · с/м <sup>2</sup> , при $t = 40^\circ\text{C}$	Область применения
И н д у с т р и а л ь н ы е			
И-5А	20799–88	5,3–7,0	Для точных механизмов, работающих с высокой скоростью [около $(15 \div 20)10^3$ об/мин] при малых нагрузках

Продолжение табл. 1.5

Марка масла	ГОСТ	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^3$ , $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$ , при $t = 40^\circ\text{C}$	Область применения
И-8А	20799-88	7,2-9,8	Для механизмов, работающих при малых нагрузках со скоростью 1000-1500 рад/с [около $(10 \div 15)10^3$ об/мин]
И-12А, И-12А <sub>1</sub>	20799-88	11,5-15	Для механизмов, работающих со скоростью до 1000 рад/с (менее 10 000 об/мин)
И-20А	20799-88	25,8-31,2	Для малых и средних станков (с повышенной скоростью), электродвигателей средней мощности и др.
И-30А	20799-88	36,5-45,4	Основной смазочный материал в среднем машиностроении (средняя мощность)
И-40А	20799-88	54,9-67,5	То же, что и для марки И-30А при больших нагрузках и малых скоростях
Т у р б и н н ы е			
T <sub>22</sub>	32-74	18,0-20,7*	Для подшипников и механизмов турбоагрегатов
T <sub>30</sub>	32-74	25,2-28,8*	То же
T <sub>46</sub>	32-74	39,6-43,2*	»
T <sub>57</sub>	32-74	49,5-53,1*	»
<p>Пр и м е ч а н и е. При смазке подшипников скольжения рабочих машин применяются преимущественно индустриальные масла. При выборе смазочных масел руководствуются следующим: 1) марку масла выбирают по требуемой вязкости при рабочей температуре масла; 2) при большой окружной скорости цапфы и малом давлении следует применять менее вязкое масло; 3) с возрастанием вязкости ухудшается подвижность масла, что затрудняет его циркуляцию и проникновение в малые зазоры подшипника.</p>			
* При температуре 50 °С.			

Значения коэффициента нагруженности  $C_R$  для половинных\* подшипников [1]

Относительный эксцентриситет $\chi$	Значение $C_R$ при $l/d$											
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0
0,30	0,089	0,133	0,182	0,234	0,287	0,339	0,391	0,440	0,487	0,529	0,610	0,763
0,40	0,141	0,209	0,283	0,361	0,439	0,515	0,589	0,658	0,723	0,784	0,891	1,091
0,50	0,216	0,317	0,427	0,538	0,647	0,754	0,853	0,947	1,033	1,111	1,248	1,483
0,60	0,339	0,493	0,655	0,816	0,972	1,118	1,253	1,377	1,489	1,590	1,763	2,070
0,65	0,431	0,622	0,819	1,014	1,199	1,371	1,528	1,669	1,796	1,912	2,099	2,446
0,70	0,573	0,819	1,070	1,312	1,538	1,745	1,929	2,097	2,247	2,379	2,600	2,981
0,75	0,776	1,098	1,418	1,720	1,965	2,248	2,469	2,664	2,838	2,990	3,242	3,671
0,80	1,079	1,572	2,001	2,399	2,754	3,067	3,372	3,580	3,787	3,968	4,266	4,778
0,85	1,775	2,428	3,036	3,580	4,053	4,459	4,808	5,106	5,364	5,586	5,947	6,545
0,90	3,195	4,261	5,214	6,029	6,721	7,294	7,772	8,186	8,533	8,831	9,304	10,091
0,925	5,055	6,615	7,956	9,072	9,992	10,753	11,38	11,91	12,35	12,73	13,34	14,34
0,95	8,393	10,706	12,64	14,14	15,37	16,37	17,18	17,86	18,43	18,91	19,68	20,97
0,975	21,00	25,62	29,17	31,88	33,99	35,66	37,00	38,12	39,04	39,81	41,07	43,11
0,99	65,26	75,86	83,21	88,90	92,89	96,35	98,95	101,2	102,9	104,4	106,8	110,8

П р и м е ч а н и я: 1. *Определение толщины масляного слоя  $h$  при данном зазоре  $S$ : относительный зазор  $\psi = S/d$ ; коэффициент нагруженности  $C_R = \frac{R\psi^2}{\mu\omega}$ ; из таблицы по  $C_R$  определяется значение  $\chi$ ; толщина масляного слоя  $h = (S/2)(1 - \chi)$ .* 2. Промежуточные значения следует получать интерполяцией табличных данных.

\* У половинных подшипников (с углом охвата  $180^\circ$ ) масляный слой создается на половине длины окружности.

подшипника и значения относительного эксцентриситета  $\chi$ :

$$\chi = 2e/S, \quad (1.34)$$

где  $e$  — абсолютный эксцентриситет (см. рис. 1.12).

При установившемся режиме работы толщина масляного слоя  $h$  в месте наибольшего сближения поверхностей вала и вкладыша подшипника определяется при заданном зазоре  $S$  и величине абсолютного эксцентриситета  $e$  (или относительного эксцентриситета  $\chi$ ) по выражению (см. рис. 1.13):

$$h = (S/2)(1 - 2e/S) = (S/2)(1 - \chi). \quad (1.35)$$

Если задан зазор  $S$ , то значение относительного эксцентриситета  $\chi$  может быть определено по табл. 1.6 в зависимости от отношения  $l/d$  и значения коэффициента нагруженности  $C_R$  [по формуле (1.33)]:

$$C_R = p\psi^2/\mu\omega, \quad (1.36)$$

где  $p = R/l$  — среднее удельное давление в масляном слое, Па.

Таким образом, положение вала относительно вкладыша подшипника и толщина  $h$  масляного слоя зависят от значений среднего удельного давления  $p$ , вязкости смазки  $\mu$ , угловой скорости  $\omega$ , геометрических параметров и являются функцией зазора  $S$ .

Для получения примерной зависимости  $h = f(S)$  используем приближенную формулу, предложенную И. Н. Поздовым [6]:

$$C_R = [m_1/(1 - \chi)] - m_2, \quad (1.37)$$

где  $m_1$  и  $m_2$  — коэффициенты, постоянные для данного отношения  $l/d$  (табл. 1.7).

Используя выражения для  $\psi = S/d$  и  $1 - \chi = 2h/S$  и подставляя выражение (1.36) в (1.37), получим зависимость толщины масляного слоя  $h$  от зазора  $S$ :

$$pS^2/d^2\mu\omega - Sm_1/2h + m_2 = 0 \quad (1.38)$$

Т а б л и ц а 1.7

Значения коэффициентов  $m_1, m_2$  для половинного подшипника

$l/d$	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2
$m_1$	0,409	0,533	0,638	0,723	0,792	0,849	0,895	0,932	0,972
$m_2$	0,641	0,792	0,893	0,948	0,972	0,976	0,963	0,942	0,972

или, в явном виде,

$$h = Sm_1/[2(pS^2/d^2\mu\omega + m_2)]. \quad (1.39)$$

Примерный график зависимости (1.39) приведен на рис. 1.14, из которого следует:

1. При зазоре, называемом оптимальным,  $S_{\text{опт}}$ , толщина масляного слоя достигает максимального значения при данных условиях значения  $h_{\text{max}}$ . Используя обычные методы исследования на экстремум функции (1.39), составим уравнение  $h' = 0$ , решая которое, найдем

$$S_{\text{опт}} = d\sqrt{(\mu\omega/p)m_2}. \quad (1.40)$$

При  $l/d = 0,8 \div 1$ :

$$S_{\text{опт}} \cong 0,98d\sqrt{\mu\omega/p}. \quad (1.40a)$$

Подставляя полученное значение оптимального зазора в выражение (1.39) и выполняя преобразование, получим

$$h_{\text{max}} = (S_{\text{опт}}/4)(m_1/m_2) \quad (1.41)$$

или для  $l/d = 0,8 \div 1$

$$h_{\text{max}} = (0,8 \div 0,9)S_{\text{опт}}/4. \quad (1.42)$$

Таким образом, максимальное значение минимальной толщины масляного слоя составляет примерно четвертую часть оптимального зазора.

2. Определенной толщине масляного слоя соответствуют два (или один при очень малых значениях  $[h]$ ) зазора. Например, толщина масляного слоя  $[h]$  устанавливается при зазорах  $[S_{\text{max}}]$  и  $[S_{\text{min}}]$  (см. рис. 1.14).

3. В подшипнике с начальным (сборочным) зазором  $S_i$  устанавливается толщина масляного слоя  $h_i$ , которая вследствие увеличения зазора из-за износа деталей будет изменяться — вначале возрастать (см. рис. 1.14), а

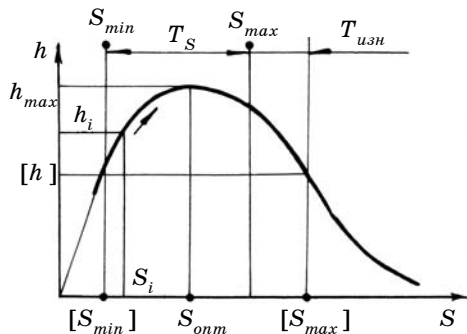


Рис. 1.14

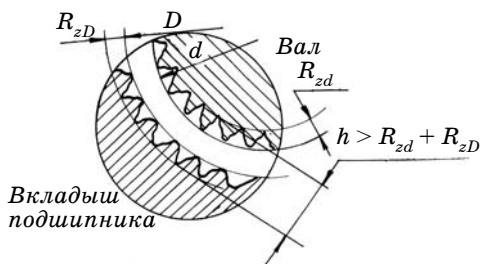


Рис. 1.15

учет шероховатости поверхностей (рис. 1.15), погрешностей изготовления и сборки, упругих деформаций деталей и других факторов:

$$[h] \geq R_{zD} + R_{zd} + h_{\phi} + h_p + h_n + h_t + h_v + h_R, \quad (1.43a)$$

где  $R_{zD}$ ,  $R_{zd}$  — средняя высота неровностей поверхностей вкладыша и вала соответственно;  $h_{\phi}$ ,  $h_p$ ,  $h_n$ ,  $h_t$ ,  $h_v$ ,  $h_R$  — добавки, учитывающие влияние соответственно погрешностей формы и расположения поверхностей, упругого изгиба вала, отклонений температуры, скорости, нагрузки от расчетных значений.

При практических расчетах зависимость (1.43a) часто заменяют упрощенной формулой

$$[h] \geq k(R_{zD} + R_{zd} + h_{\text{доп}}) \cong k(4R_{aD} + 4R_{ad} + h_{\text{доп}}), \quad (1.43б)$$

где  $k \geq 2$  — коэффициент запаса по толщине масляной пленки;  $h_{\text{доп}}$  — добавка на неразрывность масляной пленки,  $h_{\text{доп}} \cong 1 \div 3$  мкм.

Для обеспечения жидкостного трения необходимо, чтобы при любом возможном зазоре устанавливающаяся толщина масляного слоя  $h$  была не меньше допускаемого значения  $[h]$ :

$$h \geq [h], \quad (1.44)$$

где  $[h]$  — допускаемая толщина масляного слоя из выражений (1.43a), (1.43б), которой соответствуют два зазора (см. рис. 1.14):  $[S_{\min}]$  — минимальный допустимый зазор и  $[S_{\max}]$  — максимальный допустимый зазор.

Условиями выбора посадки являются следующие:

— минимальный зазор  $S_{\min}$  (см. рис. 1.14) в подобранной посадке не должен превышать допустимого значения  $[S_{\min}]$ , т. е.

$$S_{\min} \geq [S_{\min}]; \quad (1.45)$$

При малых зазорах могут возникнуть самовозбуждающиеся колебания вала в подшипнике, если относительный эксцентриситет  $\chi < 0,3$ , поэтому относительный эксцентриситет  $\chi_{\min}$ , соответствующий наименьшему зазору  $S_{\min}$ , должен быть не менее  $0,3$ , т. е.

$$\chi_{\min} \geq 0,3; \quad (1.46)$$

— максимальный зазор  $S_{\max}$  (см. рис. 1.14) в подобранной посадке с учетом износа деталей и шероховатости поверхностей должен быть менее  $[S_{\max}]$ , т. е.

$$S_{\max} \leq [S_{\max}] - 2(R_{zD} + R_{zd}) - T_{\text{изн}} \quad (1.46a)$$

или

$$S_{\max} \leq [S_{\max}] - 8(R_{aD} + R_{ad}) - T_{\text{изн}}, \quad (1.46b)$$

где  $R_{zD}$ ,  $R_{zd}$ ,  $R_{aD}$ ,  $R_{ad}$  — параметры шероховатостей поверхностей вкладыша ( $D$ ) и вала ( $d$ );  $T_{\text{изн}}$  — запас на износ, принимаемый в зависимости от требуемой долговечности (вероятности безотказной работы, см. ниже) и скорости изменения зазора;

— в качестве дополнительного часто используют условие равенства среднего зазора в посадке  $S_c$  и оптимального  $S_{\text{опт}}$  зазора, при котором толщина масляного слоя максимальна и трение минимально, т. е.

$$S_c = S_{\text{опт}}, \quad (1.47)$$

где  $S_{\text{опт}}$  определяют по выражениям (1.40) и (1.40a).

Значения предельных (в некоторых источниках называемых функциональными) зазоров  $[S_{\max}]$  и  $[S_{\min}]$  можно определить двумя способами:

1) решением квадратного уравнения (1.38), при этом  $h = [h]$ ;

2) с использованием вспомогательной величины  $A = (1 - \chi)\sqrt{C_R}$ .

Подставив в формулу (1.35) выражение для зазора  $S$ , полученное из уравнения (1.36), и выполнив преобразования, получим:

$$2h / (d\sqrt{\omega/p}) = (1 - \chi)\sqrt{C_R}, \quad (1.48)$$

где  $(1 - \chi)\sqrt{C_R} = A$  — величина, пропорциональная  $h$  и зависящая от относительного эксцентриситета  $\chi$ , отношения  $l/d$  и соответствующего коэффициента нагруженности  $C_R$ ; значения  $A$ , рассчитанные по данным табл. 1.6, приведены



на рис. 1.16, *a*, *б* (на рис. 1.16, *a* — для  $\chi = 0,3 \div 0,9$ ; на рис. 1.16, *б* — для  $\chi = 0,90 \div 0,99$ ) и приведены в табл. 1.98 в работе [1].

Для подшипника при известных значениях  $d$ ,  $l$ ,  $\mu$ ,  $\omega$ ,  $p$ , задавая значением допустимой толщины масляного слоя  $[h]$ , можно определить значения  $A$  при  $h = [h]$ :

$$A_h = 2[h] / \left( d \sqrt{\mu \omega / p} \right). \quad (1.49)$$

Далее по найденному значению  $A_h$  [см. формулу (1.49)], пользуясь данными рис. 1.16, *a* или рис. 1.16, *б*, определяем минимальное  $\chi_{\min}$  и максимальное  $\chi_{\max}$  значения относительного эксцентриситета, при которых толщина масляного слоя составляет  $[h]$ . Затем по выражению (1.35) рассчитываем минимальный  $[S_{\min}]$  и максимальный  $[S_{\max}]$  допустимые зазоры:

$$[S_{\min}] = 2[h] / (1 - \chi_{\min}); \quad (1.50)$$

$$[S_{\max}] = 2[h] / (1 - \chi_{\max}). \quad (1.51)$$

Если значение  $\chi_{\min}$  оказывается менее 0,3 (т. е. нет пересечения горизонтальной линии, отвечающей  $[h]$ , с левой зоной соответствующей кривой по рис. 1.16, *a*), то  $\chi_{\min}$  следует принять равным 0,3. В противном случае могут возникнуть автоколебания вала в подшипнике, что приведет к отказу последнего. Минимальный допустимый зазор  $[S_{\min}]$  следует рассчитывать тогда по формуле

$$[S_{\min}] = 2,857[h]A_\chi / A_h, \quad (1.52)$$

где  $A_\chi$  — значение  $A$ , определенное по рис. 1.16, *a* при  $\chi = 0,3$  и заданном отношении  $l/d$ .

Если горизонтальная линия, отвечающая принятому значению  $[h]$ , будет расположена выше соответствующей (данному отношению  $l/d$ ) кривой, то это означает, что подшипник не будет работать в режиме жидкостного трения. Требуется изменения входных данных (например,  $d$ ,  $l$ ,  $[h]$  и др.).

Для более обоснованного выбора посадок подшипников скольжения следует учитывать возможные изменения зазоров из-за износа деталей и вероятные характеристики подобных процессов.

Скорость  $v$  износа деталей и увеличение зазоров в партии подшипников (так называемый «ансамбль Гиббса») в общем случае является случайным процессом, характеристики которого — корреляционная функция  $K_\nu(t, t')$  и математическое ожидание  $\bar{v}$  (среднее значение) — могут быть определены по экспериментальным и обобщенным данным.

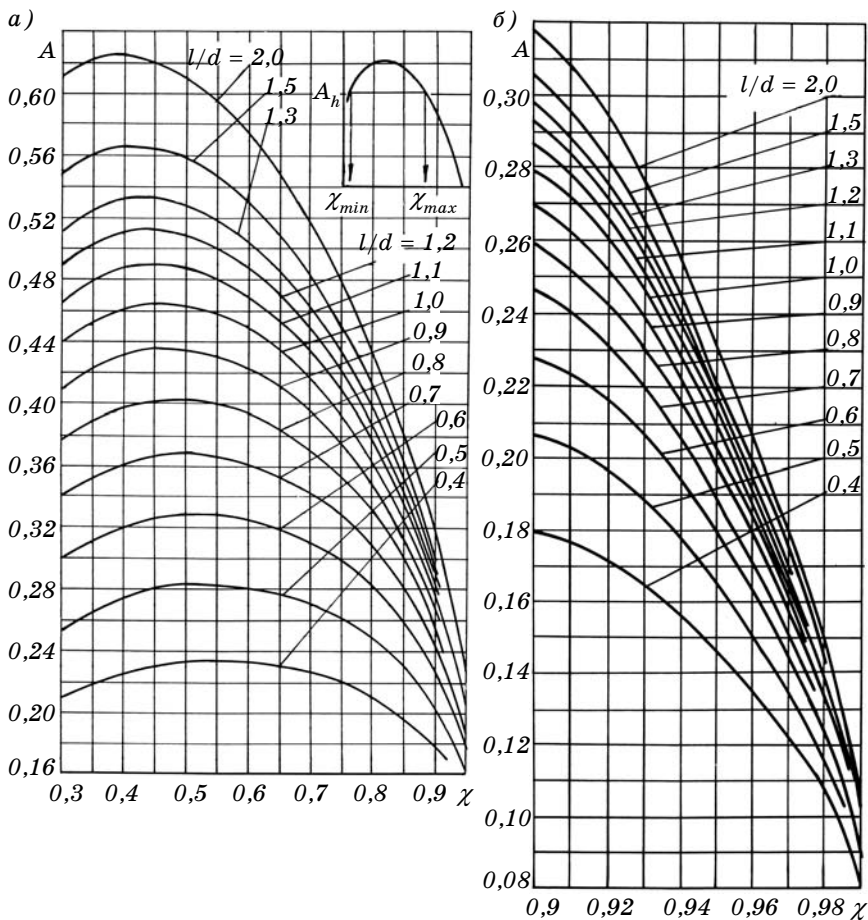


Рис. 1.16

Средний зазор  $\bar{S}_{ct}$  к моменту эксплуатации  $t$  можно рассчитать по приближенной формуле

$$\bar{S}_{ct} = \bar{S}_c + \int_0^t \bar{v} dt, \quad (1.53)$$

где  $\bar{S}_c$  — средний зазор к моменту сборки ( $t = 0$ ).

Дисперсия зазора  $D[S_t]$  в партии изделий к моменту времени эксплуатации  $t$  равна (см. гл. 3):

$$D[S_t] = \sigma_S^2 + \int_0^t \int_0^t K_v(t, t) dt dt, \quad (1.54)$$

где  $\sigma_S$  — среднее квадратичное отклонение зазора [по формуле (1.26)] на момент сборки ( $t = 0$ ).

Зная  $[S_{\max}]$ , можно для любого момента времени рассчитать, у какой части изделий из партии зазоры превысят предельный уровень  $[S_{\max}]$ . Это есть вероятность безотказной работы  $P(t)$  к моменту  $t$ . Предполагая нормальным (гауссовским) закон плотности вероятности зазора, искомую вероятность  $P(t)$  можно определить по формуле

$$P(t) = 0,5 + \Phi \left( \frac{[S_{\max}] - \bar{S}_{ct}}{\sqrt{D[S_t]}} \right), \quad (1.55)$$

где  $\Phi$  — нормированная функция (см. табл. П13 Приложения);  $([S_{\max}] - \bar{S}_c) / \sqrt{D[S_t]} = x_p$  — квантиль [вероятность  $P(t)$ ];  $\bar{S}_{ct}$ ,  $D[S_t]$  определяем по выражениям (1.53) и (1.54) соответственно.

Тогда запас на износ составит:

$$T_{\text{изн}} = \int_0^t \bar{v} dt + x_p \sqrt{0,0278 (T_D^2 + T_d^2) + \int_0^t \int_0^t K_v(t, t) dt dt} - 0,5 \sqrt{T_D^2 + T_d^2}. \quad (1.56)$$

Если принять условие  $S_{\min} = [S_{\min}]$ , то становится возможным рассчитать точность посадки, т. е. допуски отверстия  $T_D$  и вала  $T_d$ , по уравнению

$$[S_{\max}] - [S_{\min}] = \int_0^t \bar{v} dt + x_p \sqrt{0,0278 (T_D^2 + T_d^2) + \int_0^t \int_0^t K_v(t, t) dt dt} + 0,5 \sqrt{T_D^2 + T_d^2}. \quad (1.57)$$

Для контроля теплового режима подшипника рассчитывают коэффициент трения и баланс теплообразования и теплоотвода.

Коэффициент трения  $f$  в подшипнике (при минимальном зазоре  $S_{\min}$ ) определяют по формуле

$$f = C_M \sqrt{\mu \omega / p} / \sqrt{C_R}, \quad (1.58)$$

где  $C_M$  — коэффициент сопротивления, определяемый по табл. 1.8 в зависимости от соотношения  $l/d$  и значения  $\chi$ ,

Т а б л и ц а 1.8  
**Значения коэффициента сопротивления вращения  $S_M$  для половинных подшипников с учетом трения в нерабочей зоне [1]**

Относительный эксцентриситет $\chi$	Значение $S_M$ при $l/d$											
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0
0,30	3,303	3,308	3,314	3,320	3,327	3,334	3,340	3,346	3,352	3,357	3,366	3,385
0,40	3,449	3,460	3,471	3,483	3,495	3,507	3,518	3,529	3,539	3,548	3,564	3,595
0,50	3,666	3,685	3,704	3,725	3,745	3,764	3,782	3,800	3,815	3,830	3,855	3,897
0,60	3,997	4,028	4,061	4,094	4,126	4,156	4,146	4,209	4,232	4,253	4,288	4,351
0,65	4,225	4,266	4,308	4,350	4,389	4,425	4,459	4,489	4,516	4,541	4,581	4,655
0,70	4,525	4,579	4,634	4,687	4,737	4,782	4,822	4,859	4,892	4,921	4,969	5,053
0,75	4,920	4,991	5,062	5,127	5,192	5,244	5,294	5,336	5,375	5,408	5,464	5,558
0,80	5,473	5,581	5,676	5,763	5,841	5,910	5,977	6,023	6,068	6,108	6,174	6,286
0,85	6,336	6,474	6,601	6,715	6,814	6,900	6,973	7,036	7,090	7,137	7,212	7,338
0,90	7,827	8,034	8,219	8,377	8,510	8,621	8,714	8,793	8,862	8,918	9,011	9,163
0,925	9,124	9,389	9,616	9,793	9,963	10,09	10,20	10,29	10,36	10,43	10,53	10,70
0,95	11,38	11,74	12,04	12,28	12,47	12,63	12,76	12,86	12,95	13,03	13,15	13,35
0,975	16,68	17,24	17,66	17,99	18,25	18,45	18,61	18,74	18,86	18,95	19,10	19,35
0,99	27,66	28,54	29,15	29,62	29,95	30,23	30,45	30,63	30,78	30,90	31,10	31,43

соответствующего зазору  $S_{\min}$  в посадке;  $C_R$  — коэффициент нагруженности, определяемый по табл. 1.6 в зависимости от значений  $l/d$  и  $\chi$ , соответствующих зазору  $S_{\min}$ .

Если  $S_{\min} \approx [S_{\min}]$ , то  $\chi$  равно (по графику)  $\chi_{\min}$  или 0,3. Если значение  $S_{\min}$  отличается от  $[S_{\min}]$ , то значение  $\chi$ , по которому определяют  $C_M$  и  $C_R$ , устанавливают следующим образом:

— рассчитывают коэффициент нагруженности  $C_R$  по формуле (1.36); при этом  $\psi = S_{\min}/d$ ;

— по табл. 1.6 при известных  $C_R$  и  $l/d$  определяют значение  $\chi$ ;

— по табл. 1.8 при известных  $l/d$  и  $\chi$  определяют  $C_M$ .

Мощность теплообразования  $Q$ , Вт, при найденном по формуле (1.58) коэффициенте трения составит

$$Q = R\omega d f / 2. \quad (1.59)$$

При большой частоте вращения и относительно малой нагрузке мощность теплообразования, Вт, может быть рассчитана по Н. П. Петрову (при зазоре  $S$ ):

$$Q = 1,57\omega^2\mu d^3 l / S. \quad (1.60)$$

Теплоотвод, Вт, через корпус и выходящий из корпуса вал определяют по формуле

$$Q_1 = k_T F (t_{\pi} - t_o), \quad (1.61)$$

где  $k_T$  — коэффициент теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup>·°С,

$$k_T = 6,7 + 11,7\sqrt{v_B}; \quad (1.62)$$

$v_B$  — скорость омывания, м/с, корпуса воздухом, зависящая от скорости вращения вала и находящихся на нем деталей; минимальное значение  $k_T \approx 18,5$  Вт/м<sup>2</sup>·°С (например, для нормальных корпусов подшипников качения принимают  $k_T = 31 \div 42$  Вт/м<sup>2</sup>·°С);  $F$  — свободная теплоотдающая поверхность корпуса и приведенная поверхность вала, м<sup>2</sup>,

$$F \approx (12 \div 40)ld; \quad (1.63)$$

в среднем  $F \approx 25ld$ ;  $t_{\pi}$  — температура подшипника;  $t_o$  — температура окружающей среды, обычно  $t_o = 20$  °С.

Если тепловыделение превышает теплоотвод ( $Q > Q_1$ ), то для увеличения значения  $Q_1$  предпринимают ряд мер: принудительный обдув корпуса ( $k_T$  увеличивается в 1,5 ÷ 2,0 раза), увеличение допустимой температуры подшипника  $t_{\pi}$ ; тогда

уменьшается динамическая вязкость масла:

$$\mu_t = \mu_{\text{табл}} (t_{\text{табл}}/t_{\text{II}})^{2,8}, \quad (1.64)$$

где  $\mu_{\text{табл}}$  — значение вязкости при табличной температуре ( $t_{\text{табл}} = 50$  или  $40$  °С).

Используют также оребрение корпуса для увеличения значения  $F$ . Избыточную теплоту ( $Q - Q_1$ ) можно удалить принудительной прокачкой масла через подшипник. Объем масла, м<sup>3</sup>/с, прокачиваемого через подшипник, определяют по формуле

$$W = (Q - Q_1)/[c\rho(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})], \quad (1.65)$$

где  $c$  — теплоемкость масла, Дж/кг·°С,  $c \approx 1660 \div 2100$  Дж/кг·°С;  $\rho$  — плотность масла, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho \approx 870 \div 890$  кг/м<sup>3</sup>;  $t_{\text{вых}}$ ,  $t_{\text{вх}}$  — температура масла на выходе и на входе в подшипник соответственно.

Рекомендуемая последовательность расчетов и выбора посадки для подшипника скольжения показана ниже в примере.

**Пример 1.** Определить значения предельных зазоров и выбрать посадку для подшипника жидкостного трения при следующих данных:  $d = 90$  мм,  $l = 90$  мм,  $R = 10\,000$  Н,  $\omega = 100$  рад/с ( $\approx 950$  об/мин). Смазка централизованная маслом индустриальным 20 с вязкостью  $\mu \approx 25 \cdot 10^{-3}$  Н·с/м<sup>2</sup> при  $t_{\text{II}} = 50$  °С. Подшипник половинный (есть масляные канавки в плоскости разъема).

1. Определяем среднее удельное давление  $p$

$$p = R/ld = 10^4/9 \cdot 10^{-2} \cdot 9 \cdot 10^{-2} = 1,23 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

2. Определяем минимально допустимую толщину масляного слоя [4] по формуле (1.43б)

$$[h] = 2(4R_{aD} + 4R_{ad} + h_{\text{доп}}).$$

Часто шероховатость поверхности вала принимают в пределах  $R_a = 0,16 \div 1,25$  мкм или  $R_z = 0,8 \div 6,3$  мкм, в редких случаях до  $R_a = 0,02$  мкм или  $R_z = 0,1$  мкм. Шероховатость поверхности вкладыша принимают в пределах  $R_a = 0,32 \div 2,5$  мкм или  $R_z = 1,6 \div 10$  мкм.

Принимаем:  $R_{aD} = 0,4$  мкм,  $R_{ad} = 0,8$  мкм,  $h_{\text{доп}} = 3$  мкм. Тогда

$$[h] = 2(4 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,8 + 3) \approx 16 \text{ мкм.}$$

3. Принимаем рабочую температуру подшипника в пределах  $t_{\text{II}} = 50$  °С. Следовательно, пересчета вязкости смазочного масла по формуле (1.64) не требуется.

4. Рассчитываем по формуле (1.49) значение  $A_h$ :

$$A_h = 2[h] / \left( d \sqrt{\mu \omega / p} \right) = 2 \cdot 16 \cdot 10^{-6} / \left( 9 \cdot 10^{-2} \sqrt{25 \cdot 10^{-3} \cdot 100 / 1,23 \cdot 10^6} \right) \approx 0,25.$$

5. По рис. 1.16, а, используя найденные значения  $A_h = 0,25$  и  $l/d = 1$ , определяем минимальный эксцентриситет  $\chi_{\min}$ , при котором толщина масляного слоя равна  $[h]$ . По рисунку оказывается, что  $\chi_{\min} < 0,3$  (за пределами графика). Поэтому принимаем  $\chi_{\min} = 0,3$ , при котором  $A_\chi = 0,438$ . По формуле (1.52) рассчитываем значение минимального допустимого зазора  $[S_{\min}]$  (при этом зазоре толщина масляной пленки оказывается больше  $[h]$ )

$$[S_{\min}] = 2,857[h]A_\chi/A_h = 2,857 \cdot 16 \cdot 0,438/0,25 \approx 80 \text{ мкм.}$$

6. По найденному значению  $A_h = 0,25$  по рис. 1.16, б, находим максимальный относительный эксцентриситет  $\chi_{\max} \approx 0,927$ , при котором  $h = [h]$ . Далее, по формуле (1.51) рассчитываем максимальный допустимый зазор  $[S_{\max}]$ :

$$[S_{\max}] = 2[h]/(1 - \chi_{\max}) = 2 \cdot 16/(1 - 0,927) = 438 \text{ мкм.}$$

7. Определяем оптимальный зазор  $S_{\text{опт}}$  (при котором толщина масляной пленки максимальна), используя рис. 16, а [можно также рассчитывать  $S_{\text{опт}}$  по формулам (1.40) и (1.40а)]:

$$S_{\text{опт}} = 2[h]A_{\text{опт}} / [(1 - \chi_{\text{опт}}) A_h], \quad (1.66)$$

где  $A_{\text{опт}}$  — максимальное значение  $A$  при данных значениях  $l/d = 1$  и  $A_{\text{опт}} = 0,465$ ;  $\chi_{\text{опт}}$  — относительный эксцентриситет, соответствующий значению  $A_{\text{опт}}$ ,  $\chi_{\text{опт}} \approx 0,48$ ;

$$S_{\text{опт}} = 2 \cdot 16 \cdot 0,465 / [(1 - 0,48)0,25] \approx 114 \text{ мкм.}$$

8. Для подшипников скольжения обычно используют посадки типа Н/ф (F/h); Н/е (E/h); Н/д (D/h); Н/с (C/h).

Ориентируясь на данные табл. 1.28 [1] или табл. 5 [4], подбираем такие поля допусков валов, у которых основные отклонения (в данном случае верхние es), были бы близки к расчетному  $[S_{\min}] = 80$  мкм. Таковыми оказались поля допусков с основным отклонением  $e - \text{Ø}90e = -72$  мкм. Далее, ориентируясь на расчетное оптимальное значение зазора  $S_{\text{опт}}$ , равное 114 мкм, подбираем квалитеты основного отверстия и посадочного вала с основным отклонением  $e$  так, чтобы средний зазор в посадке  $S_c$  примерно был бы равен  $S_{\text{опт}}$  [см. (1.47)].

Выбранная посадка:

$$\text{Ø}90 \frac{\text{H}7 \left( \begin{smallmatrix} +0,035 \\ \end{smallmatrix} \right)}{\text{e}8 \left( \begin{smallmatrix} -0,072 \\ -0,126 \end{smallmatrix} \right)},$$

для которой  $S_c = 0,1165$  мм  $\approx S_{\text{опт}} = 0,114$  мм,  $S_{\min} = 0,072$  мм,  $S_{\max} = 0,161$  мм.

Условие (1.45) можно считать выполненным, так как получение зазора  $S_{\min} = 0,072$  мм маловероятно. Практически (при соблюдении ранее упомянутых условий, см. п. 1.3.2) зазоров, меньших, чем вероятностный минимальный зазор  $S_{\min \text{ вер}}$ , не будет:

$$S_{\min \text{ вер}} = S_c - 0,5\sqrt{T_D^2 + T_d^2} \approx 0,084 \text{ мм.}$$

Для данной посадки минимальный запас на износ составит [см. (1.46б)]

$$T_{\text{изн}} = [S_{\text{max}}] - 8(R_{ad} + R_{ad}) - S_{\text{max}} = 438 - 8(0,8 + 0,4) - 161 \approx 267 \text{ мкм} = 0,267 \text{ мм.}$$

9. Определяем коэффициент нагруженности  $C_R$  при минимальном вероятностном зазоре  $S_{\text{min вер}}$  по формуле (1.36)

$$C_R = p(S_{\text{min вер}})^2 / d^2 \mu \omega = \left[ 1,23 \cdot 10^6 (84 \cdot 10^{-6})^2 \right] : \left[ (90 \cdot 10^{-3})^2 25 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \right] = 0,4285.$$

По табл. 1.6 при  $l/d = 1$  находим, что значению  $C_R = 0,4285$  соответствует  $\chi \approx 0,32$ .

По табл. 1.8 при  $\chi = 0,32$  и  $l/d = 1$  находим  $C_M \approx 3,376$ .

Тогда по формуле (1.58) коэффициент трения  $f$  равен

$$f = C_M \sqrt{\mu \omega / p} / \sqrt{d R} = 3,376 \sqrt{25 \cdot 10^{-3} \cdot 100 / 1,23 \cdot 10^6} / \sqrt{0,4285} \approx 0,009.$$

10. Определяем мощность теплообразования по формуле (1.59)

$$Q = R \omega d f / 2 = 10\,000 \cdot 100 \cdot 90 \cdot 10^{-3} \cdot 0,009 / 2 \approx 405 \text{ Вт.}$$

11. Определяем теплоотвод  $Q_1$  через корпус и вал подшипника по формуле (1.61). Предварительно принимаем  $k_T = 19 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$ ,  $F \approx 25 \text{ ld}$ . Тогда

$$Q_1 = k_T F (t_{\text{н}} - t_0) = 19 \cdot 25 \cdot 90 \cdot 10^{-3} \cdot 90 \cdot 10^{-3} (50 - 20) \approx 115 \text{ Вт.}$$

В связи с тем, что теплообразование  $Q$  превышает теплоотвод, избыточную теплоту будем удалять прокачкой масла в подшипнике.

12. Объем масла, прокачиваемого через подшипник, определяем по формуле (1.65)

$$W = (Q - Q_1) / [c \rho (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})] = (405 - 115) / [1900 \cdot 880 (50 - 35)] = 1,16 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с} \approx 0,7 \text{ л/мин.}$$

**Пример 2.** По данным предыдущего примера рассчитать вероятность безотказной работы (отказ наступает при наступлении  $h > [h]$ ) в течение срока эксплуатации  $t = 900$  ч. Предполагаем, что случайный процесс — скорость изменения зазора в подшипнике (из-за износа) можно аппроксимировать [2, 3] элементарной случайной функцией

$$S_{it} = S_{i0} + v_0 t^\beta,$$

где  $S_{it}$  — значение  $i$ -го зазора в момент  $t$ ;  $S_{i0}$  — значение  $i$ -го зазора при сборке;  $v_0$  — случайная величина, не зависящая от времени; она характеризуется средним значением  $\bar{v}_0 = 0,02 \text{ мкм/ч}$  и дисперсией  $\sigma_v^2$ ;  $\sigma_v = 0,2 v_0 / 6 \approx 6,7 \cdot 10^{-4} \text{ мкм/ч}$ ; принимаем  $\beta = 1,4$ .

1. По формуле (1.53) рассчитываем значение среднего зазора  $S_{ct}$  в подшипнике к моменту  $t = 900$  ч ( $S_c = 114 \text{ мкм}$ )



$$\bar{S}_{ct} = \bar{S}_c + \int_0^t \bar{v} dt = \bar{S}_c + \bar{v}_0 t^{1,4} = 114 + 0,02 \cdot 900^{1,4} \approx 388 \text{ мкм.}$$

2. По формуле (1.54) рассчитываем дисперсию зазора  $D[S_t]$  в партии изделий к моменту времени эксплуатации  $t = 900$  ч:

$$D[S_t] = \sigma_S^2 + \int_0^t \int_0^t K_v(t, t) dt dt \approx \sigma_S^2 + (t^{1,4})^2 \sigma_v^2$$

где  $\sigma_S^2$  — дисперсия зазора на момент сборки;  $\sigma_S^2 = \left(1/6\sqrt{T_D^2 + T_d^2}\right)^2 = \left(1/6\sqrt{35^2 + 54^2}\right)^2 \approx 115 \text{ мкм}^2$ ;  $\sigma_v^2$  — дисперсия скорости  $v_0$ ;  $\sigma_v^2 = (6,7 \times 10^{-4})^2 \text{ мкм}^2/\text{ч}^2$ .

Тогда

$$D[S_t] = 115 + (900^{1,4})^2 (6,7 \cdot 10^{-4})^2 \approx 199 \text{ мкм}^2.$$

По формуле (1.55) рассчитываем вероятность безотказной работы  $P(900)$  подшипника к моменту  $t = 900$  ч:

$$P(900) = 0,5 + \Phi\left(\frac{[S_{\max}] - \bar{S}_{ct}}{\sqrt{D[S_t]}}\right) = 0,5 + \Phi\left(\frac{438 - 388}{\sqrt{199}}\right) = 0,5 + \Phi(3,57),$$

где  $\Phi(3,57) \approx 0,49971$  по табл. П13 Приложения.

Тогда

$$P(900) = 0,5 + 0,49971 = 0,99971.$$

Вероятность отказа составит

$$Q(900) = 1 - P = 0,00029.$$

## 1.5. ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

В зависимости от точности изготовления и сборки для подшипников качения предусмотрены следующие классы точности: 0\*, нормальный, 6, 5, 4, 2 (точность повышается от 0-го класса ко 2-му). Для некоторых подшипников установлены дополнительно классы точности 6X и T. В зависимости от уровня технических требований (по моменту трения, радиальному зазору и др.) установлено три категории подшипников: А (наивысшая), В, С.

Классы точности (кроме 0-го), категории (кроме С) и при необходимости другие характеристики указывают перед номером подшипника. Например, А5-205, где 205 — номер подшипника, А — категория, 5 — класс точности; нормальные подшипники обозначают «0», если слева есть обозначе-

ние; 205 — то же, но категория — С; нормальный класс конических подшипников обозначают буквой N.

Классы точности нормальный, 0 и 6 применяют наиболее часто. Подшипники классов 5 и 4 используют при больших числах оборотов или для обеспечения высокой точности вращения (сверхцентрифуги, шпиндели металлорежущих станков). Особоточные подшипники 2-го класса применяют при очень большой частоте вращения и для обеспечения особых условий работы (гироскопы, точные приборы и т. д.).

Общие технические условия подшипников качения соответствуют ГОСТ 520–2002. Допуски присоединительных размеров подшипников приведены в табл. П8 Приложений.

Посадки подшипников качения назначают в зависимости от вида (характера) нагружения колец, величины и характера действующих нагрузок, условий эксплуатации и монтажа, типа, размеров и конструкции подшипника. Таким образом, в первую очередь необходимо определить вид нагружения кольца (внутреннего и наружного): местный, циркуляционный, колебательный.

*Местное нагружение* возникает, если кольцо воспринимает действующую на подшипник нагрузку  $F$  ограниченным постоянным участком дорожки качения и передает ее ограниченному участку посадочной поверхности вала или корпуса (рис. 1.17, а).

*Циркуляционное нагружение* — кольцо воспринимает радиальную нагрузку последовательно всей окружностью дорожки качения (нагрузка циркулирует по кольцу или кольцо проворачивается относительно нагрузки) и передает ее последовательно всей посадочной поверхности вала или корпуса (см. рис. 1.17, а).

*Колебательное нагружение* — равнодействующая двух радиальных нагрузок — постоянной  $F_{\text{п}}$  и вращающейся  $F_{\text{в}}$  (например, центробежная сила, при этом  $F_{\text{в}} > F_{\text{п}}$ ) — воспринимается ограниченным участком беговой дорожки невращающегося кольца. Суммарная (равнодействующая) нагрузка не совершает полного оборота, но колеблется на ограниченном участке.

Если кольцо нагружено циркуляционно, то его монтируют с натягом для исключения проскальзывания кольца по посадочной поверхности. Наличие зазора между циркуляционно нагруженным кольцом и посадочной поверхностью приводит к истиранию металла и вывалыванию подшипника.

Для циркуляционно нагруженных колец применяют поля допусков с основными отклонениями (r), (p), n, m, k, js, h,

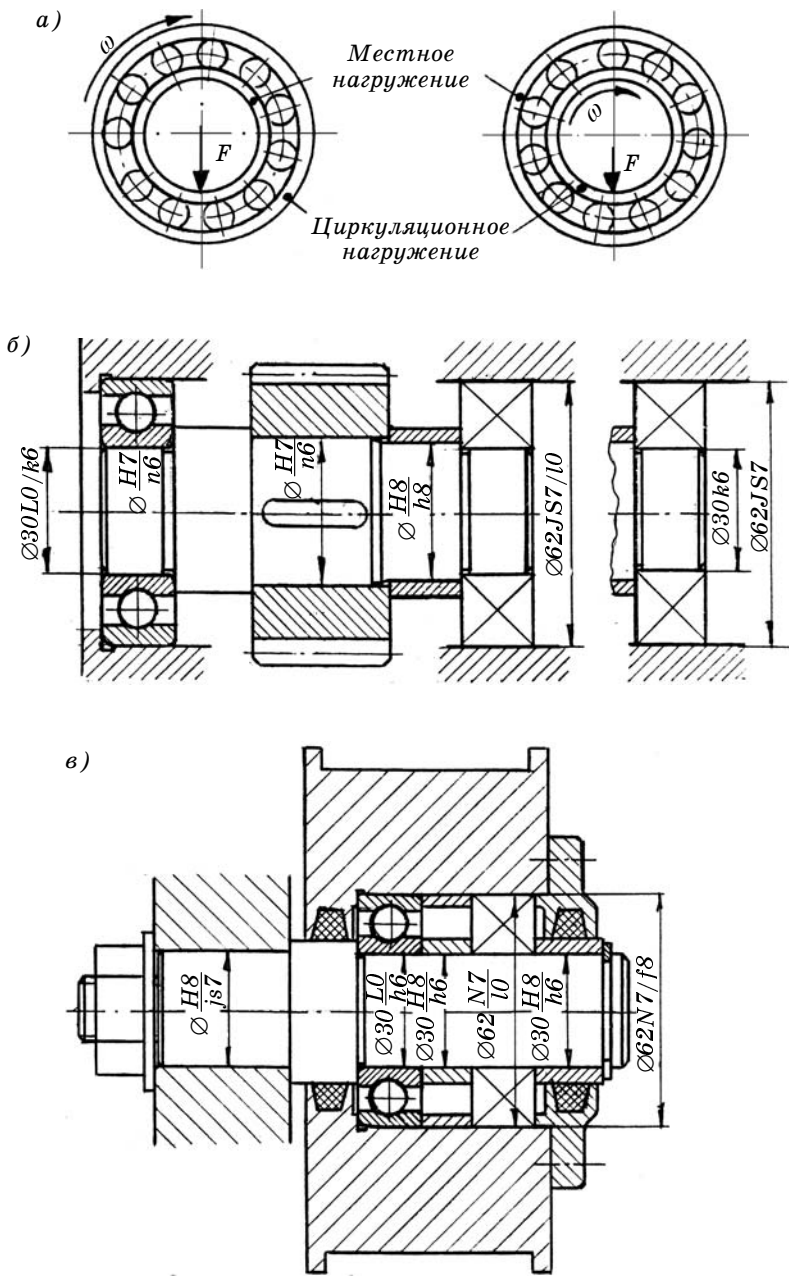


Рис. 1.17

Т а б л и ц а 1.9

## Поля допусков валов и отверстий для установки подшипников качения

Тип кольца	Вид нагружения кольца	Поля допусков для классов точности подшипников		
		нормальный; 0; 6	5; 4	2
Внутреннее	Циркуляционное	r6, p6, n6, m6, k6, js6	n5, m5, k5, js5	n4, m4, k4, js4, js3
	Местное	h6, g6, f6	h5, g5	h3, h4, g4
	Колебательное	js6	js5	js3, js4
Наружное	Циркуляционное	P7, N7, M7, K7	P6, N6, M6, K6	M5, K5
	Местное	JS7, H7, G7	JS6, H6, G6	JS7, JS5, H4, H5
	Колебательное	JS7	JS6	JS4, JS5

g, f (P, N, M, K, JS, H, G). Поля допусков валов и отверстий приведены в табл. 1.9.

Посадки рекомендуется выбирать по интенсивности нагружения  $P_R$ , кН/м [1,6]:

$$P_R = F_R k_1 k_2 k_3 / (B - 2r), \quad (1.67)$$

где  $F_R$  — радиальная нагрузка на подшипник;  $k_1$  — динамический коэффициент, равный 1,0 или 1,8;  $k_2$  — коэффициент, учитывающий ослабление натяга у полого вала;  $k_3$  — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки в сдвоенных или двухрядных подшипниках при наличии осевой нагрузки;  $B, r$  — ширина и радиус закругления (фаска) кольца подшипника соответственно.

Значения интенсивности нагрузок  $P_R$ , коэффициентов  $k_2$  и  $k_3$  приведены в табл. 1.10.

Поля допусков валов r6, p6 используют достаточно редко, поля допусков n6, m6 используют при больших нагрузках (ударных, знакопеременных); поля допусков k6, js6 — при средних и малых нагрузках (рис. 1.17, б)

Поле допуска отверстия P7 используют в тонкостенных корпусах или в корпусах, расширяющихся от нагрева, поле допуска N7 — при тяжелых, знакопеременных, ударных

Т а б л и ц а 1.10

Допускаемые значения интенсивности нагрузок  $P_R$  коэффициентов  $k_2$  и  $k_3$  [1]

Диаметр $d$ отверстия внутреннего кольца подшипника, мм	Допускаемые значения $P_R$ , кН/м					
	Поля допусков для валов					
	js5, js6	k5, k6	m5, m6	n5, n6		
Св. 18 до 80 » 80 » 180 » 180 » 360	До 300 » 600 » 700	300–1400 600–2000 700–3000	1400–1600 2000–2500 3000–3500	1600–3000 2500–4000 3500–6000		
Диаметр $D$ наружного кольца, мм	Поля допусков для корпусов					
	K6, K7	M6, M7	N6, N7	P7		
Св. 50 до 180 » 180 » 360 » 360 » 630	До 800 » 1000 » 1200	800–1000 1000–1500 1200–2000	1000–1300 1500–2000 2000–2600	1300–2500 2000–3300 2600–4000		
$d_v/d$ или $D/D_k$	Значение коэффициента $k_2$					Значение коэффициента $k_3$
	Для валов			Для корпусов	$F_a/F_R \text{ctg } \beta$	
	$D/d < 1,5$	$D/d = 1,5 \div 2,0$	$D/d > 2$			
До 0,4 Св. 0,4 до 0,7 » 0,7 » 0,8 » 0,8	1 1,2 1,5 2	1 1,4 1,7 2,3	1 1,6 2 3	1 1,1 1,4 1,8	До 0,2 Св. 0,2 до 0,4 Св. 0,4 до 0,6 Св. 0,6 до 1 Св. 1	1 1,2 1,4 1,6 2
<p>Примечание: В таблице обозначено: <math>d, D</math> — диаметры вала и наружной поверхности подшипника; <math>d_v</math> — диаметр отверстия полого вала; <math>D_k</math> — диаметр наружной поверхности тонкостенного корпуса; <math>F_a</math> — осевая нагрузка на подшипник; <math>F_R</math> — радиальная нагрузка; <math>\beta</math> — угол контакта тел качения с дорожкой качения наружного кольца подшипника.</p>						

нагрузках, поля допусков M7, K7 — при средних и малых нагрузках (рис. 1.17, в).

Местнонагруженное кольцо подшипника монтируют с небольшим зазором или по легкой переходной посадке. Зазоры необходимы для устранения заклинивания тел качения под действием посадочного натяга на другом кольце, а также для обеспечения постепенного проворота кольца по посадочной поверхности под действием случайных толчков и вибрации. Для этого используют поля допусков с основ-

ными отклонениями (см. табл. 1.9): h, g, f, JS, H, G (см. рис. 1.17, б, в).

Для колец подшипника, нагруженных колебательно, применяют обычно поля допусков JS7 и js6 (см. табл. 1.9)

Если вал вращается, то внутреннее кольцо устанавливают по неподвижной посадке, а наружное — по подвижной. Если вал неподвижен, то внутреннее кольцо устанавливают с небольшим зазором, наружное кольцо — неподвижно. Чем больше температура, нагрузка или частота вращения, тем большие натяги и плотнее посадка должны быть в соединении.

Посадки подшипников можно указывать дробью: L0/k6, L0/n6 и т. д. (L0 — обозначение поля допуска внутреннего кольца подшипника 0-го класса, L — das Lager, подшипник); JS7/10, N7/10 (10 — поля допуска наружного кольца подшипника 0-го класса) или в виде полей допусков валов — k6, n6 и отверстий JS7, N7 и т. д. (см. рис. 1.17, б, в).

**Пример.** Выбрать посадку циркуляционно нагруженного внутреннего кольца радиального однорядного подшипника № 205 класс точности нормальный ( $d = 25$  мм,  $D = 52$  мм,  $B = 15$  мм,  $r = 1,5$  мм) на вращающийся полый вал ( $d_v = 12$  мм). Расчетная радиальная реакция опоры  $F_R = 3000$  Н. Нагрузка ударная, возможная перегрузка 200 %. Осевой нагрузки нет.

По формуле (1.67) интенсивность нагрузки  $P_R$  (кН/м) равна:

$$P_R = F_R k_1 k_2 k_3 / (B - 2r),$$

где  $F_R = 3$  кН;  $k_1 = 1,8$ ;  $k_2 = 1,6$  по табл. 1.10 при  $D/d = 2,08$  и  $d_v/d = 0,48$ ;  $k_3 = 1$ ;  $B - 2r = (15 - 2 \cdot 1,5)10^{-3}$  м.

Тогда

$$P_R = 3 \cdot 1,8 \cdot 1,6 \cdot 1 / 12 \cdot 10^{-3} = 720 \text{ кН/м.}$$

По табл. 1.10 выбираем рекомендуемую посадку при  $P_R = 720$  кН/м  $\varnothing 25$  L0/k6. Отклонения L0 (-0,01) см. по табл. П8 Приложения.

В посадке  $\varnothing 25 \frac{L0 \begin{pmatrix} -0,010 \\ \end{pmatrix}}{k6 \begin{pmatrix} +0,015 \\ +0,002 \end{pmatrix}} N_{\min} = 0,002$  мм,  $N_{\max} = 0,025$  мм.

## 1.6. ПОСАДКИ В КОНИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЯХ

Соединения конические наружных и внутренних конусов применяют при установке муфт на валы, режущих инструментов в шпиндели станков, при установке штифтов, кранов арматуры, клапанов в двигателях и т. д.

Конические соединения деталей имеют определенные преимущества по сравнению с цилиндрическими соедине-

ниями: возможность регулирования зазора или натяга изменением осевого расположения деталей, самоцентрируемость деталей и возможность достижения высокой герметичности. К недостаткам следует отнести трудность получения точных углов конусов и обеспечения, вследствие этого, полноценного контакта поверхностей.

Конические соединения могут быть *неподвижными* (часто для передачи крутящихся моментов, иногда с использованием шпонок), *плотными* (для создания герметичности; обычно достигается притиркой деталей, например, клапанов к «седлу») или *подвижными* (конические подшипники, регулировочные устройства).

Коническое соединение характеризуется посадкой и базорасстоянием (т. е. расстоянием между базовыми плоскостями наружного и внутреннего конусов). В посадках используются те же поля допусков, что и для цилиндрических деталей (ГОСТ 25347–82) [1, 6]. Для того чтобы получить посадку в коническом соединении необходимо зафиксировать тем или иным способом относительное расположение наружного или внутреннего конуса.

Применяют четыре способа фиксации осевого положения деталей:

- 1) совмещением базовых плоскостей (рис. 1.18, а);
- 2) обеспечением заданного осевого расстояния (базорасстояния) между базовыми плоскостями конусов (рис. 1.18, б);
- 3) по заданному осевому смещению конусов от их начального положения (рис. 1.18, в);
- 4) по заданному усилию запрессовки (рис. 1.18, г).

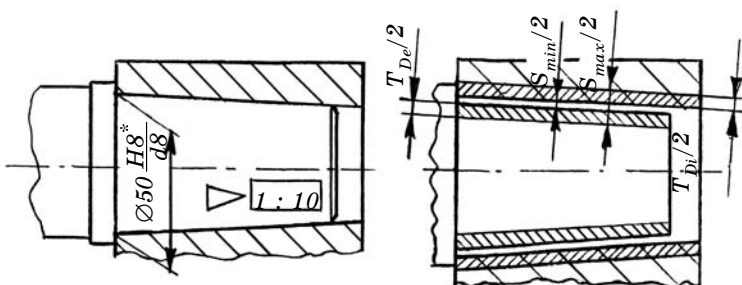
При первом способе фиксации (см. рис. 1.18, а) в качестве базовых плоскостей обычно используют торцы конусов, которые и доводят до соприкосновения. Размеры (посадку) соединения указывают как справочные (отмечают звездочкой).

При втором способе (см. рис. 1.18, б) детали закрепляют на заданном расстоянии между базовыми поверхностями. На сборочном чертеже размер между базовыми поверхностями заключают в рамку, размер соединения указывают как справочный.

При третьем способе фиксации (см. рис. 1.18, в) на сборочном чертеже начальное положение конусов показывают штрихпунктирной тонкой линией с двумя точками и обозначают размер осевого смещения для получения натяга или зазора.

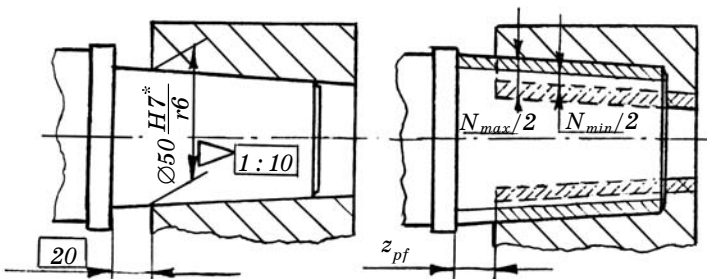
При четвертом способе фиксации (см. рис. 1.18, г) наружный конус вводят во внутренний (или наоборот) до сопри-

а)



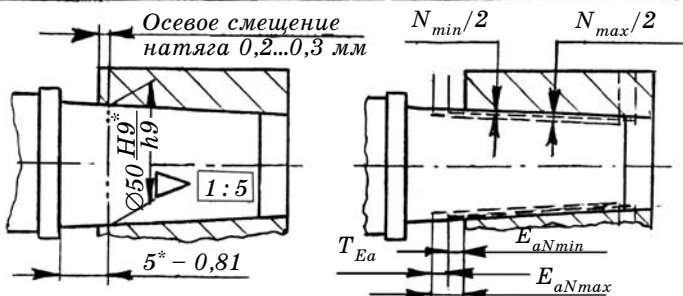
Возможны посадки с зазором  $S$ , натягом  $N$ , переходные  $N-S$

б)



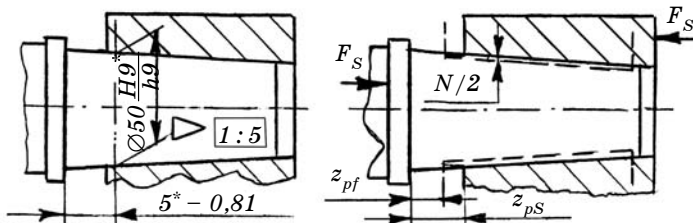
Возможны посадки с зазором  $S$ , натягом  $N$ , переходные  $N-S$

в)



Возможны посадки с зазором  $S$ , натягом  $N$

г)



Усилие запресовки  $F_S = 800 \text{ Н}$

Возможны посадки с натягом  $N$

Рис. 1.18



косновения поверхностей (расстояние и размер соединения указывают на чертеже как справочные), затем запрессовывают детали с заданным усилием. На чертеже должно быть указано: «Усилие запрессовки  $F_s = \dots Н$ ».

### 1.7. ПОЛЯ ДОПУСКОВ И ПОСАДКИ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС

Пластмассовые детали, полученные литьем под давлением или прессованием и, при необходимости, обработанные резанием, часто имеют относительно невысокую точность и способны к значительным объемным и линейным изменениям при воздействии температурно-влажностных факторов. Поля допусков для посадок таких деталей по ГОСТ 25349–88 [1] установлены с 8-го по 13-й квалитет; они образуются по тем же правилам, что и у металлических деталей (по ГОСТ 25346–89). Некоторые поля допусков совпадают с аналогичными для металлических деталей, остальные установлены только для пластмасс.

Для получения посадок с зазором используют поля допусков валов (отверстий) с основными отклонениями: h, f, e, d, c, b, a (H, F, E, D, C, B, A), для посадок переходных — js, k (JS, K), для посадок с натягом — u, x, y, z, za, zb, zc (U, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC). Поля допусков для посадок пластмассовых деталей приведены в табл. 1.11.

Т а б л и ц а 1.11

Поля допусков размеров деталей из пластмасс

Посадка	Поля допусков валов	Поля допусков отверстий
С зазором	h8, h9, h10, h11, h12, h13, h14*, h15*, h16*, h17*, h18*	H8, H9, H10, H11, H12, H13, H14*, H15*, H16*, H17*, H18*
	f8, f9	F8, F9
	e8, e9	E8, E9
	d8, d9, d10, d11	D8, D9, D10, D11,
	c8, c11	C8, C11
	b11, b12	B11, B12
	a11	A11

Продолжение табл. 1.11

Посадка	Поля допусков валов	Поля допусков отверстий
Переходные	js8*, js9*, js10*, js11*, js12*, js13*, js14*, js15*, js16*, js17*, js18*	JS8*, JS9*, JS10*, JS11*, JS12*, JS13*, JS14*, JS15*, JS16*, JS17*, JS18*
	k8, k9, k10, k11	N8, N9, N10, N11,
С натягом	u8	U8
	x8, x10	X10
	y10	Y10
	z8, z10	Z10
	za10	ZA10
	zb10	ZB10
	zc10, zc11	ZC10, ZC11

\* Поля допусков, не рекомендуемые для посадок.

Поля допусков для пластмасс относятся к следующим исходным условиям: температура +20 °С, относительная влажность воздуха 50 %.

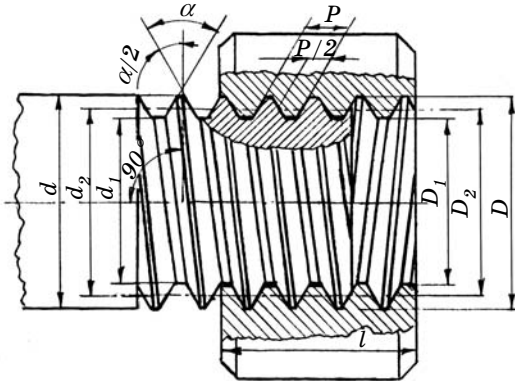
Контроль деталей из пластмасс, изготовленных литьем под давлением или прессованием, производится после выдержки, необходимой для релаксации внутренних напряжений материала и стабилизации размеров. Время выдержки после изготовления и до контроля составляет (если не оговорено особо) от 3 ч (для качественов грубее 15-го) до 16 ч (для качественов до 12-го).

Рекомендуемые посадки пластмассовых деталей с пластмассовыми или металлическими деталями см. в работе [1].

## 1.8. ПОСАДКИ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Основные параметры и профили наиболее распространенных резьб показаны на рис. 1.19, *a*—*в* соответственно. К основным параметрам резьб относят: наружный диаметр (*d* — для наружной резьбы, *D* — для внутренней), средний диаметр (соответственно *d*<sub>2</sub>, *D*<sub>2</sub>), внутренний диаметр (*d*<sub>1</sub>, *D*<sub>1</sub>), шаг (*P*), угол (или углы) профиля.

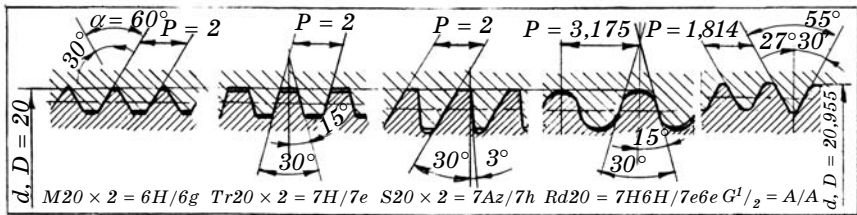
а)



Параметры резьбы	
болта (винта, шпильки и т. д.)	гайки (гнезда, муфты и т. д.)
$d$	$D$
$d_2$	$D_2$
$d_1$	$D_1$
$P$	
$\alpha$	
$\alpha/2 (\beta, \gamma)$	
$l$	

б)

Метрическая Трапецеидальная Упорная Круглая Трубная



в)

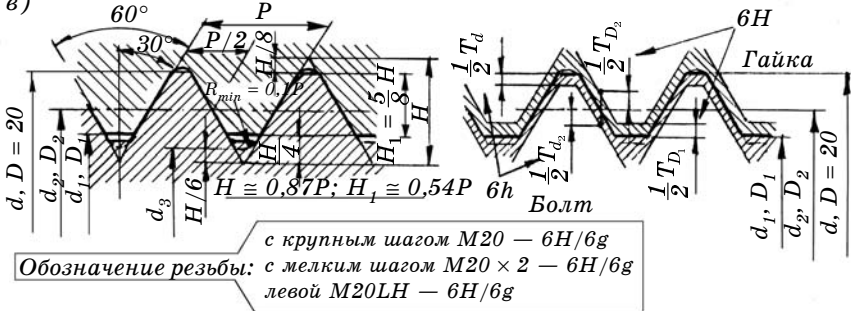


Рис. 1.19

1.8.1. МЕТРИЧЕСКИЕ РЕЗЬБЫ

**Метрическая резьба с зазорами.** Поля допусков болтов (18 полей допусков) и гаек (13 полей допусков) установлены ГОСТ 16093–2004. Применяемые для посадок поля допусков распределены (с учетом опыта эксплуатации) по трем

классам точности (точный, средний, грубый), которые примерно определяют область применения (табл. 1.12). Профиль метрической резьбы, расположение полей допусков для посадки 6H/6h и обозначения резьбы показаны на рис. 1.19, б.

Точные резьбы применяют для ответственных, статически нагруженных соединений. Поля допусков среднего класса наиболее распространены и обеспечивают достаточную прочность и точность соединений. Грубые классы используют в резьбах пониженной точности, в длинных глухих отверстиях, на горячекатаных заготовках и др.

С учетом того, что при значительных длинах свинчивания труднее обеспечить соблюдение предельных контуров резьбы и требуемую точность соединения, а при малых — легче, поля допусков резьб классифицированы в зависимости от трех групп свинчивания: N — нормальные, S — короткие, L — длинные. Если длина свинчивания не указана в обозначении резьбы, то допуски резьбы относятся к нормальной длине свинчивания или ко всей длине резьбы. Длину свинчивания групп L и S (если длина свинчивания S меньше всей длины резьбы) указывают на чертежах после обозначения резьбы. Например, M24-6g-L (L — длина свинчивания).

Поля допусков с основными отклонениями H и h используют для «скользящих» посадок с нулевыми гарантированными зазорами. Поля допусков с основными отклонениями H (G, E, F), g, f, e, d — для посадок с различными гарантированными зазорами, которые обеспечивают легкое свинчивание деталей при загрязнении и небольших забоинах (H/g),

Т а б л и ц а 1.12

Поля допусков метрической резьбы с зазорами (по ГОСТ 16093–2004)

Класс точности	Болты (винты и т. д.)			Гайки (гнезда и т. д.)		
	Длина свинчивания					
	Короткие S	Нормальные N	Длинные L	Короткие S	Нормальные N	Длинные L
Точный	(3h4h)	4h (4g)	(5h4h)	4H	5H	6H
Средний	5h6h, 5g6g	6h, 6g, 6f, 6e (6d)	(7h6h), 7g6g, (7e6e)	5H, (5G)	6H, 6G	7H, (7G)
Грубый	–	(8h), 8g	(9e8e)	–	7H (7G)	8H, (8G)

для компенсации температурных изменений деталей при эксплуатации (Н/ф, Н/е), для размещения антикоррозионных и иных покрытий (Н/е, Н/д). Наиболее часто используют предпочтительную посадку 6Н/6g. Например, М20-6Н/6g (резьба с крупным шагом), М20 × 2-6Н/6g (резьба с мелким шагом), М20ЛН-6Н/6g — (левая резьба), М20-6Н (внутренняя резьба — гайка), М20-6g (наружная резьба — болт).

**Метрические резьбы с натягом и переходными посадками.** Такие резьбы применяют для соединений стальных шпилек и резьбовых отверстий в корпусных деталях из стали, чугуна, алюминиевых и магниевых сплавов.

По наружным и внутренним диаметрам соединений существуют зазоры, а натяги образуются только по среднему диаметру, т. е. по боковым сторонам резьбового профиля.

Резьбы с натягом или переходными посадками применяют, в тех случаях, когда необходимо обеспечить неподвижность соединений при эксплуатации (шпильки не должны вывинчиваться при сотрясениях, ударах, изменении температуры, под действием крутящего момента при отвинчивании гаек с другой стороны шпильки и т. д.) или для центрирования по резьбе.

В посадках резьбовых соединений с натягом нельзя допускать больших величин натягов, так как это может привести к значительным напряжениям в материалах деталей и срывам резьбы. Такого ограничения колебания натягов достигают уменьшением допусков (используют 2-ю и 3-ю степени точности) и за счет применения селективной сборки (поля допусков среднего диаметра  $Z_p$  и  $Z_n$ ). Шпильки и соответствующие им резьбовые гнезда в зависимости от действительных значений средних диаметров ( $d_2$ ,  $D_2$ ) разделяют на несколько групп (две или три). При сборке свинчивают детали одноименных групп. Следует учитывать, что повышение точности изготовления и применение селективной сборки приводит к увеличению стоимости резьбовых деталей.

Если в резьбовых соединениях применяют переходные посадки, то по среднему диаметру могут образовываться зазоры, что не обеспечит неподвижности деталей. Поэтому при таких посадках шпильки следует дополнительно стопорить. Для этого используют три способа: 1) по сбегу резьбы; 2) с помощью плоского буртика на шпильке; 3) с помощью цилиндрической цапфы, которая упирается в дно глухого резьбового отверстия.

Поля допусков и посадки резьб с натягом указаны в табл. 1.13, поля допусков и посадки резьб с переходными посадками — в табл. 1.14.

Т а б л и ц а 1.13

## Поля допусков и посадки метрических резьб с натягом (по ГОСТ 4608–81)

Поля допусков резьбы			Посадки	Условия сборки
шпилек	отверстия (резьбовых гнезд) при шаге $P$			
	$P \leq 1,25$ мм	$P > 1,25$ мм		
2г	2H5D	2H5C	$\frac{2H5D}{2r}$ , $\frac{2H5C}{2r}$	Без подбора
3p(2)	2H5D(2)	2H5C(2)	$\frac{2H5D(2)}{3p(2)}$ , $\frac{2H5C(2)}{3p(2)}$	Сортирование деталей на две группы
3n(3)	2H4D(3)	2H4C(3)	$\frac{2H4D(3)}{3n(3)}$ , $\frac{2H4C(3)}{3n(3)}$	Сортирование деталей на три группы
<p>П р и м е ч а н и я: 1. 2г, 3p(2), 3n(3) — поля допусков средних диаметров резьб (в скобках указано число сортировочных групп). Поля допусков наружных диаметров шпилек принимают по 6е и 6с. 2. В посадках 2H5D, 2H5C, 2H4D, 2H4C, 2H — поле допуска среднего диаметра резьбового гнезда; 5D, 5C, 4D, 4C — поля допусков внутреннего диаметра.</p>				

Примеры обозначения тугих резьб (с натягами и переходными посадками): М16–2H4C(3)/3n(3) — посадка с натягом, селективная сборка с использованием трех групп;

Т а б л и ц а 1.14

## Поля допусков и переходные посадки метрической резьбы (по ГОСТ 24834–81)

Поля допусков резьбы		Посадки
шпилек	отверстий (резьбовых гнезд)	
2m, 4jk, 4j, 4jh	3H6H, 4H6H, 5H6H	$\frac{3H6H}{2m}$ , $\frac{4H6H}{4jk}$ , $\frac{4H6H}{4j}$ , $\frac{5H6H}{4jk}$ , $\frac{5H6H}{4j}$ , $\frac{5H6H}{4jh}$
<p>П р и м е ч а н и я: 1. Отклонение наружного диаметра <math>d</math> резьбы шпилек соответствует полю допуска 6g. 2. При использовании указанных посадок необходимо применять дополнительные элементы заклинивания шпилек в резьбовом гнезде: по коническому сбегу резьбы, с помощью плоского бурта или с помощью цилиндрической цапфы.</p>		

M16-2H4C(3) — обозначение резьбы и поля допуска резьбового гнезда; M16-3n(3) — обозначение резьбы и поля допуска шпильки; M16-3H6H/2m — метрическая резьба с переходной посадкой; M16-3H6H — резьбовое гнездо; M16-2m — шпилька.

### 1.8.2. ТРАПЕЦЕИДАЛЬНЫЕ РЕЗЬБЫ

Однозаходные или многозаходные трапецеидальные резьбы (см. рис. 1.19, б) применяют в различных винтовых устройствах для преобразования движений: винтах суппортов, прессов, ходовых винтах станков и др. Размеры резьб: однозаходных —  $\varnothing 8-640$  мм, шаг — 1,5–48 мм; многозаходных —  $\varnothing 10-320$  мм; число заходов — 2, 3, 4, 6, 8.

Трапецеидальные резьбы применяют в подвижных соединениях, поэтому для размещения смазки необходимы зазоры по профилю (диаметрам) резьбы. Зазоры по наружному и внутреннему диаметрам резьбы создаются за счет различных номинальных размеров винта и гайки, зазоры по среднему диаметру — за счет посадок (с гарантированными за-

Т а б л и ц а 1.15  
Поля допусков трапецеидальных резьб (по ГОСТ 9562-81 и ГОСТ 24739-81)

Длина свинчивания	Класс точности резьб					
	Точный		Средний		Грубый	
	Поля допусков					
	вин- тов	гаек	вин- тов	гаек	вин- тов	гаек
О д н о з а х о д н а я р е з ь б а						
Нормальная N	6g, 6e	6H	7g, 7e	7H	8e, 8c	8H
Длинная L	7e	7H	8e	8H	9c	9H
М н о г о з а х о д н а я р е з ь б а						
Нормальная N	7g, 7e	7H	8e, 8c	8H	9c	9H
Длинная L	8e	8H	9c	9H	10c	9H

зорами). Применяемые поля допусков (табл. 1.15) квалифицированы по трем классам точности и длинам свинчивания (N — нормальные, L — длинные)

Наиболее часто используют поля допусков среднего класса точности и нормальной (N) длины свинчивания. Примеры обозначения резьбы: Tr20 × 2—7H/7e — посадка однозаходной резьбы ( $d = 20$  мм, шаг  $P = 2$  мм), Tr20 × 2—7H — гайка Tr20 × 2—7e — винт; Tr20 × 4(P2)—8H/8c — посадка многозаходной резьбы (4 — ход резьбы, P2 — шаг резьбы 2 мм); Tr20 × 2LH—7H/7e — левая резьба.

### 1.8.3. УПОРНЫЕ РЕЗЬБЫ

Упорная резьба ( $\varnothing 10$ –640 мм и шаг  $P$  от 2 до 48 мм) является грузовой резьбой и применяется в винтовых механизмах, в которых действует большое осевое однонаправленное усилие: нажимные винты различных механизмов, домкраты большой грузоподъемности и др (см. рис. 1.19, б).

В упорных резьбах по среднему диаметру за счет различных посадок и по внутреннему диаметру за счет различных номиналов винта и гайки предусмотрены зазоры для размещения смазки. По наружному диаметру установлена посадка с нулевым гарантированным зазором («скользящая»), что необходимо для точного направления движения и центрирования деталей.

Поля допусков упорных резьб (табл. 1.16) классифицированы по двум классам точности (среднему и грубому) и длинам свинчивания (N — нормальная длина свинчивания, L — длинная).

Т а б л и ц а 1.16  
Поля допусков упорных резьб (по ГОСТ 25096–82)

Длина свинчивания	Класс точности резьб			
	Средний		Грубый	
	Поля допусков резьб			
	винтов	гаек	винтов	гаек
Нормальная N	7h	7AZ	8h	8AZ
Длинная L	8h	8AZ	9h	9AZ



Наиболее часто применяют поля допусков среднего класса точности. Например,  $S20 \times 4-7AZ/7h$  (20 мм — наружный диаметр упорной резьбы, 4 мм — шаг резьбы;  $S20 \times 4-7AZ$  — гайка;  $S20 \times 4-7h$  — винт.

#### 1.8.4. КРУГЛЫЕ РЕЗЬБЫ

Круглые резьбы характеризуются сравнительно большой устойчивостью против изнашивания, а также повышенным сопротивлением динамическим нагрузкам; они используются в подвижных и неподвижных соединениях. СТ СЭВ 3293-81 устанавливает размеры круглых резьб:  $\varnothing 8-200$  мм, шаг резьбы — от 2,54 мм до 6,350 (число шагов на длине дюйма 25,4 мм: 10, 8, 6, 4).

Обозначение поля допуска резьбы включает обозначение поля допуска среднего диаметра и обозначение поля допуска диаметра выступов (т. е. наружного диаметра наружной резьбы и внутреннего диаметра внутренней резьбы).

Предусмотрены только посадки с зазором: типа Н/н (минимальный зазор равен нулю) и Н/е (гарантированный зазор). Поля допусков резьб указаны в табл.1.17.

Т а б л и ц а 1.17  
Поля допусков круглых резьб (по СТ СЭВ 3962-83)

Класс точности резьб	Поля допусков резьбы при длинах свинчивания			
	наружной		внутренней	
	N	L	N	L
Точный	6h4h	—	5H3H; 6H5H	—
Средний	7h6h; 7e6e	8h7h; 8e7e	7H6H	8H7H
Грубый	8e7e	—	8H7H	—

Пример обозначения круглой резьбы:  $Rd20-7H6h/7e6e$  — посадка;  $Rd20-7H6H$  — внутренняя резьба;  $Rd20-7e6e$  — наружная резьба.

### 1.8.5. ТРУБНЫЕ РЕЗЬБЫ

Стандартами установлены размеры трубных цилиндрических (ГОСТ 6357–81) и трубных конических резьб (ГОСТ 6211–81, конусность 1:16). Эти резьбы размерами от  $1/16''$  до  $6''$  (угол профиля  $55^\circ$ ) предназначены для плотного герметичного соединения труб, арматуры, трубопроводов, фитингов и др. (см. рис. 1.19, б) В цилиндрических резьбах для достижения надлежащей плотности и герметичности соединения в зазоры, образуемые расположением полей допусков, между впадинами винта и выступами муфты (гайки) закладывают специальные уплотняющие материалы (льняные нити, пряжу с суриком и т. д.). В конических резьбах (используются при повышенных требованиях в отношении плотности) непроницаемость достигается только за счет плотного прилегания и деформации витков резьбы при затяжке деталей.

Для получения плотных соединений применяют также метрическую коническую резьбу (ГОСТ 25229–82, конусность 1:16), которая имеет профиль (с углом  $60^\circ$ ), аналогичный профилю метрической цилиндрической резьбы.

При пониженных давлениях сред применяют соединения наружной конической резьбы с внутренней цилиндрической резьбой (трубные и метрические конические резьбы).

В некоторых случаях для резьбовых соединений трубопроводов машин и станков применяют коническую дюймовую резьбу с углом профиля  $60^\circ$  (ГОСТ 6111–52\*, размеры от  $1/16$  до  $2''$ ).

*Трубную цилиндрическую резьбу* обозначают буквой G, размером резьбы и классом точности (класс А — более точный, В — менее точный). Например,  $G^{1/2}-A/A$  (здесь  $1/2''$  — размер резьбы, т. е. размер внутреннего диаметра трубы);  $G/R^{1/2}-A$  — соединение трубной цилиндрической резьбы с трубной конической наружной резьбой.

*Трубную коническую резьбу* обозначают буквами R (коническая наружная резьба),  $R_c$  (коническая внутренняя резьба),  $R_p$  (цилиндрическая внутренняя резьба). Например,  $R_c/R^{1/2}$  — коническое соединение, размер резьбы  $1/2''$ .

*Метрическую коническую резьбу* обозначают буквами МК, размером резьбы, шагом и номером ГОСТа. Например,  $МК20 \times 1,5$  ГОСТ 25229–82,  $М/МК20 \times 1,5$  ГОСТ 25229–82 — соединение метрической цилиндрической резьбы (М) с метрической конической наружной резьбой.

*Коническую дюймовую резьбу* обозначают буквой К, размером резьбы и номером ГОСТа, например,  $K^{1/2}$  ГОСТ 6111–52.

## 1.9. ПОСАДКИ В СОЕДИНЕНИЯХ СО ШПОНКАМИ

В промышленности применяют призматические, сегментные, тангенциальные, клиновые (врезные, на лыске, фрикционные) шпонки. Наиболее распространены призматические (неподвижные и скользящие соединения деталей на валах, рис. 1.20, а)

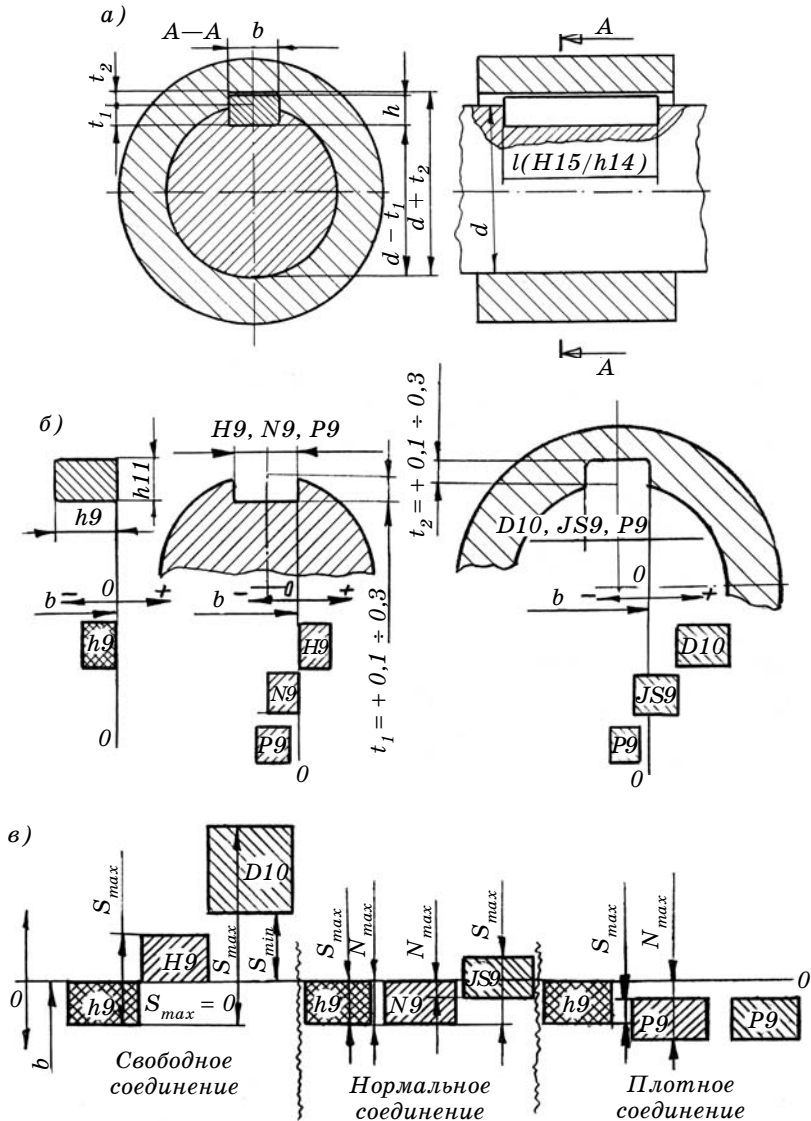


Рис. 1.20

## Возможные посадки призматических и сегментных шпонок

Назначение посадок	Посадки шпонок в пазах валов	Посадки шпонок в пазах втулок
П р и з м а т и ч е с к и е ш п о н к и (ГОСТ 23360–78)		
Для серийного и массового производства	N9/h9 N9/h9	JS9/h9 D10/h9
Для единичного и серийного производства	P9/h9	JS9/h9
Для направляющих шпонок	H9/h9 N9/h9	D10/h9 D10/h9
С е г м е н т н ы е ш п о н к и (ГОСТ 24071–97)		
Для нормального соединения	N9/h9	JS9/h9
Для плотного соединения	P9/h9	P9/h9

и сегментные (неподвижные соединения). Шпонки в пазах валов устанавливают, как правило, плотно для обеспечения их неподвижности и более полного прилегания шпонки к боковым сторонам паза. В пазах втулок шпонки устанавливают более свободно, чтобы образующиеся зазоры в определенной мере компенсировали возможные погрешности формы и расположения пазов. Следовательно, посадки шпонок должны осуществляться в системе вала.

ГОСТ 23360–78 устанавливает следующие поля допусков по ширине шпонки в элементах соединений с *призматическими шпонками*: для шпонки — h9; для ширины паза вала — H9, N9, P9; для ширины паза втулки — D10, JS9, P9 (рис. 1.20, б, в).

ГОСТ 24071–97 устанавливает следующие поля допусков элементов соединений с *сегментными шпонками*: для шпонки по ширине — h9, для ширины паза вала — N9, P9 (допускается H11), для ширины паза втулки — JS9, P9 (допускается D10).

Для получения посадок шпонок в пазах можно использовать сочетания любых установленных полей допусков. Следует иметь в виду, что при использовании поля допуска P9 иногда возникает необходимость пригонки. Наиболее употребительные посадки шпонок (см. рис. 1.20, в) показаны в табл. 1.18.

## 1.10. ПОСАДКИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными могут передавать большие крутящие моменты, обеспечивают лучшее центрирование деталей неподвижных соединений и более точное направление перемещения в подвижных соединениях.

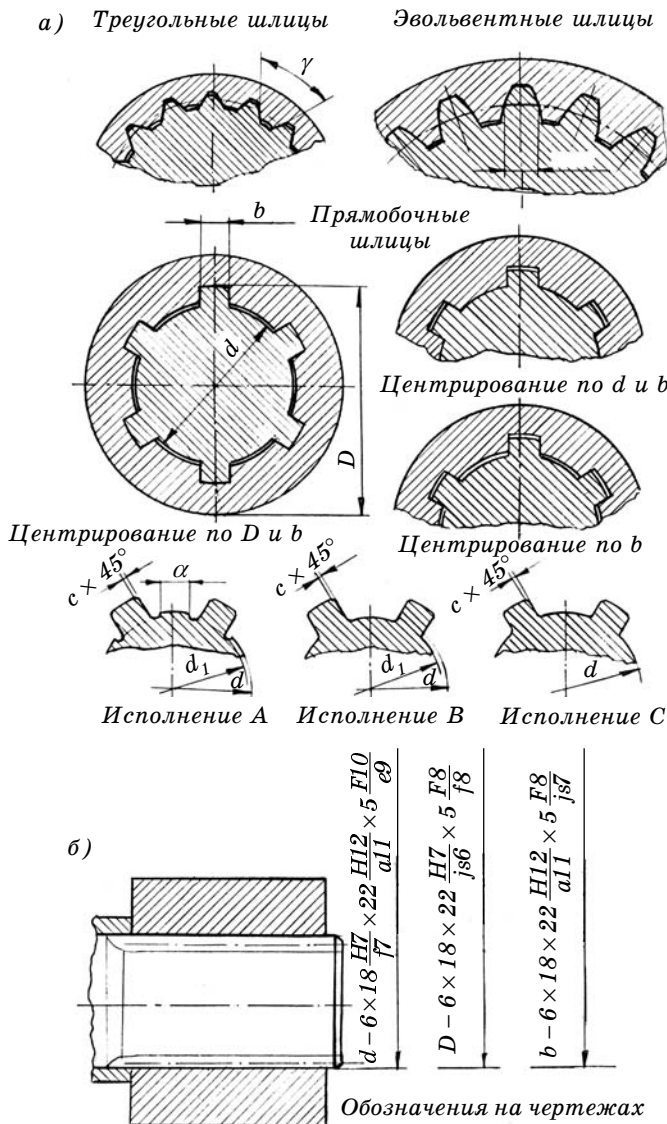


Рис. 1.21

В зависимости от формы боковых сторон шлицев (профиля шлицев) соединения могут быть прямобочные, эвольвентные и треугольные (рис. 1.21, *a*).

Шлицевые соединения имеют сложную форму, поэтому плотное прилегание по всему профилю невозможно из-за неизбежных отклонений размеров, формы и расположения элементов профиля. Поэтому плотное прилегание (центрирование) осуществляется посадками по какому-либо одному параметру (например, по окружности выступов или впадин шлицев) и, для надежной передачи крутящих моментов, по боковым сторонам зубьев. По другим параметрам предусмотрены зазоры, достаточные для компенсации указанных погрешностей.

На допуски элементов прямобочных и эвольвентных шлицевых соединений разработаны государственные стандарты, для соединений с треугольным профилем шлицев — ведомственные.

#### 1.10.1. ПРЯМОБОЧНЫЕ ШЛИЦЫ

К параметрам прямобочных шлицевых соединений относятся: наружный диаметр  $D$  вала и втулки, внутренний диаметр  $d$ , число шлицев  $z$  и ширина шлица вала и впадины втулки  $b$  (см. рис. 1.21, *a*). Центрирование осуществляется одним из трех способов: 1) по наружному диаметру  $D$  (одновременно посадки по ширине  $b$ ); 2) по внутреннему диаметру  $d$  (одновременно посадки по ширине  $b$ ); 3) по размеру  $b$  — боковым сторонам шлицев.

Центрирование по  $D$  (и  $b$ ) наиболее часто применяют для неподвижных соединений и малоизнашиваемых подвижных. Валы могут закаливаться, втулки — нет, так как они окончательно обрабатываются чистовыми протяжками.

Центрирование по  $d$  (и  $b$ ) обеспечивает наилучшее центрирование и точное направление перемещения деталей. Этот способ более дорогой, так как валы приходится шлифовать по размеру  $d$  на специальных шлицешлифовальных станках.

Центрирование по  $b$  обеспечивает наихудшее центрирование и применяется при реверсивных движениях.

Для получения различных посадок используют поля допусков, применяемые в гладких цилиндрических соединениях. Следует иметь в виду, что из-за погрешностей формы и расположения шлицев характер соединения (посадка) по центрирующему параметру несколько искажается: зазоры

«уменьшаются», натяги «увеличиваются». При центрировании по  $D$  или по  $d$  посадки по параметру  $b$  следует выбирать более свободными для упрощения сборки и компенсации погрешностей формы и расположения элементов.

Рекомендуемые поля допусков центрирующих и нецентрирующих размеров приведены в табл. 1.19. Посадки образуются сочетаниями полей допусков размеров охватывающих и охватываемых поверхностей.

Т а б л и ц а 1.19

Рекомендуемые поля допусков и предпочтительные посадки прямоугольных шлицевых соединений (по ГОСТ 1139–80)

Параметр	Поля допусков		Предпочтительные посадки
	втулки	вала	
Ц е н т р и р о в а н и е по $D$ и $b$			
$D$	H7; H8	g6; js6; n6; h7; f7; e8	H7/f7; H7/js6
$b$	F8; D9	f7; js7; h8; f8; e8; h9; d9	F8/f7; F8/f8; F8/js7
$d$	H11	–	–
Ц е н т р и р о в а н и е по $d$ и $b$			
$d$	H7; H8	g6; js6; n6; h7; f7; js7; e8	H7/f7; H7/g6
$b$	H8; F8; D9; F10*	h7; f7; js7; k7; h8; f8; h7; js7; k7; f8; e8; h9; e9	D9/h9; D9/k7; F10/js7
$D$	H12	a11	H12/a11
Ц е н т р и р о в а н и е по $b$			
$b$	F8; D9; F10	js7; k7; f8; e8; h9; d9; e9**	F8/js7; D9/e8; D9/f8; F10/d9; F10/f8
$d$	H11	–	–
$D$	H12	a11	H12/a11

\* Поле F10 рекомендуется только для закаленных нешлифованных втулок.  
\*\* Поле e9 рекомендуется для незакаленных валов.

Размеры шлицевого соединения указывают в следующем порядке:  $z \times d \times D \times b$  (рис. 1.21, б). Примеры обозначения:  $D-6 \times 18 \times 22H7/js6 \times 5F8/f8$  — здесь центрирование по  $D$  и  $b$ , число шлицев  $z = 6$ ,  $d = 18$  мм,  $D = 22$  мм с посадкой  $H7/js6$ , ширина шлица  $b = 5$  мм, посадка  $F8/f8$ ;  $d-6 \times 18H7/f7 \times 22H12/a11 \times 5F9/h8$  — центрирование по  $d$  и  $b$ ;  $b-6 \times 18 \times 22H12/a11 \times 5F8/k7$  — здесь центрирование по  $b$ .

### 1.10.2. ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ ШЛИЦЫ

Соединения с эвольвентными шлицами могут передавать большие крутящие моменты, обеспечивают лучшее центрирование, более технологичны (использование червячных фрез) по сравнению с прямобочными шлицами.

ГОСТ 6033–80 определяет исходный контур, форму зубьев (шлицев), размеры, модуль, число зубьев, допуски и посадки, измеряемые величины (номинальные размеры по роликам и длину общей нормали) шлицевых эвольвентных соединений общего назначения с углом профиля  $30^\circ$ .

Центрирование деталей эвольвентных соединений может осуществляться по боковым сторонам шлицев, по наружному диаметру  $D$  (окружности впадин втулки, окружности вершин шлицев вала), по внутреннему диаметру  $d$  (окружности вершин шлицев втулки, окружности впадин вала). При центрировании по диаметрам одновременно назначают посадки и по боковым поверхностям шлицев.

Наиболее распространенными являются способы центрирования по боковым сторонам шлицев и по наружному диаметру. Иногда используют центрирование относительно вспомогательной цилиндрической поверхности.

Поля допусков центрирующих диаметров принимают по системе допусков и посадок для гладких соединений. Для ширины впадины  $e$  втулки и толщины шлица  $s$  вала устанавливают специальные поля допусков, которые образованы сочетанием степеней точности (с 7-й по 11-ю) и основных отклонений ( $H, a, c, d, f, g, h, k, p, r$ ). Ширину впадины  $e$  и толщину шлица  $s$  вала измеряют на делительной окружности.

Поля допусков центрирующих и нецентрирующих элементов эвольвентных шлицевых соединений указаны в табл. 1.20.

На чертежах эвольвентные шлицевые соединения обозначают номинальным диаметром  $D$ , модулем  $m$  ( $D \times m$ ), далее указывают посадку и номер стандарта.



Таблица 1.20  
**Поля допусков диаметров  $D$ ,  $d$  и размеров  $e$  (втулка) и  $s$  (вал) шлицевого эвольвентного соединения  
 (по ГОСТ 6033–80)**

Параметр	Поля допусков	
	втулки	вала
Центрирование по боковым сторонам шлицев ( $e = s$ )		
$e = s$	7H, 9H, 11H	7f, 7h, 7n, 8k, 8p, 8f, 9d, 9g, 9h, 9r, 10d, 11a, 11c
$D$	H16	d9, h12
$d$	H11	h16
Центрирование по наружному диаметру $D$		
$D$	H7, H8	h6, g6, f7, js6, n6
$e = s$	9H, 11H	9h, 9g, 9d, 11c, 11a
$d$	H11	h16
Центрирование по внутреннему диаметру $d$		
$d$	H7, H8	h6, g6, n6
$e = s$	9H, 11H	9h, 9g, 9d, 11c, 11a
$D$	H16	h12

Например,  $40 \times 2 \times 9H/9d$  ГОСТ6033–80 — соединение с наружным диаметром 40 мм, модулем  $m = 2$  мм и посадкой (центрированием) по боковым поверхностям зубьев 9H/9d;  $40 \times H8/f7 \times 2 \times 9H/9g$  ГОСТ 6033–80 — то же при центрировании по наружному диаметру посадкой H8/f7 и посадкой по боковым сторонам зубьев 9H/9g;  $40 \times 2 \times H7/g6 \times 9H/9g$  ГОСТ 6033–80 — то же при центрировании по внутреннему диаметру посадкой H7/g6 и посадкой по боковым сторонам зубьев 9H/9g.

## Г л а в а 2

### РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

#### 2.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

*Размерной цепью* называется совокупность последовательно расположенных размеров (деталей или поверхностей), образующих замкнутый контур и определяющих взаимное положение осей и поверхностей на детали или положение деталей в сборочной единице.

Различают детальные и сборочные размерные цепи. В детальном цепи все размеры принадлежат одной детали. Детальные размерные цепи приходится чаще решать инженерам-технологам. В сборочной размерной цепи размеры принадлежат различным деталям. Сборочные размерные цепи чаще решают инженеры-конструкторы.

Обычно для расчета размерных цепей строят схему размерной цепи в виде замкнутого потока векторов-размеров, включая зазоры, натяги, перекрытия и т. д.

Размеры, составляющие размерную цепь, называются звеньями размерной цепи (рис. 2.1).

По расположению звеньев размерные цепи подразделяются следующим образом (рис. 2.1, *a–г*):

— линейные (параллельно-звенные) — звенья цепи коллинеарны (см. рис. 2.1, *a, б*);

— плоскостные — звенья цепи компланарны (см. рис. 2.1, *в, г*);

— пространственные — звенья расположены произвольно в пространстве;

— угловые — звеньями цепи являются угловые параметры, выраженные в угловой мере или в виде отношения.

Пространственные цепи обычно решают проецируя звенья на две или три плоскости, а плоскостные — проецируя на направления одного звена.

Размеры или звенья разделяются на составляющие и замыкающие. *Замыкающим* звеном называется размер, получаю-

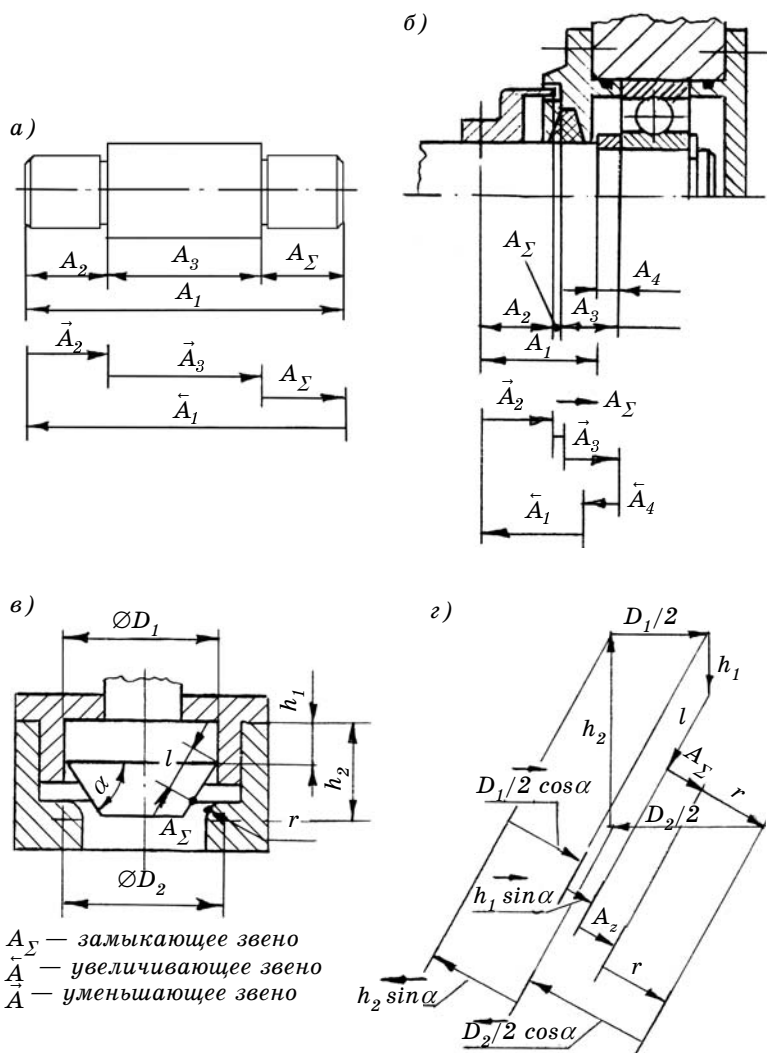


Рис. 2.1

щийся последним при обработке или сборке, его размер зависит от размеров составляющих звеньев. Составляющие звенья могут быть увеличивающими и уменьшающими. *Увеличивающими* называются звенья, с увеличением которых замыкающее звено увеличивается, *уменьшающими* — звенья, с увеличением которых замыкающее звено уменьшается.

Решение размерной цепи заключается в определении предельных размеров или предельных отклонений размеров

(звеньев) в зависимости от конструктивных или технологических требований.

Расчет допусков размерной цепи обычно имеет целью решение одной из задач: прямой или обратной. В первой (прямой) — по установленному допуску замыкающего звена находят оптимальные значения допусков составляющих звеньев. Во второй (обратной) — по установленным допускам составляющих звеньев определяют допуск замыкающего звена.

В основном различают пять методов решения размерных цепей (или методов достижения необходимой точности замыкающего звена):

- 1) метод максимума-минимума (max-min) — полной взаимозаменяемости;
- 2) теоретико-вероятностный;
- 3) подбора или селективной сборки;
- 4) пригонки или изготовления по месту одного или нескольких звеньев;
- 5) регулировки и применения компенсаторов.

Следует иметь в виду, что последние три метода обеспечивают только неполную взаимозаменяемость.

Кроме указанных в настоящее время используют метод статистического моделирования, или метод Монте-Карло [1]. Метод относится к численным методам решения, при которых моделируются случайные величины на вычислительных машинах. В расчетах используют случайные значения размеров составляющих звеньев, которые определяются в зависимости от вида функции распределения (нормальный закон, Релея, равновероятное и т. д.). Для каждого случайного сочетания случайных значений звеньев рассчитывается [по формуле (2.1) или другой функциональной зависимости] значение замыкающего звена. Массив случайных расчетных значений замыкающего звена достаточен для определения предельных, среднего размеров и других статистических характеристик.

## **2.2. РЕШЕНИЕ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ МЕТОДОМ ПОЛНОЙ ВЗАИМОЗАМЕЯЕМОСТИ**

Под методом max-min понимается такое решение размерной цепи, при котором детали, размеры которых входят в размерную цепь, без подбора и пригонки обеспечивают достижение заданной точности замыкающего звена. Точность замыкающего звена достигается даже при самых

неблагоприятных сочетаниях экстремальных размеров деталей при сборке.

При известных номинальных размерах увеличивающих  $A_{i_{yв}}$  и уменьшающих  $A_{j_{yм}}$  звеньев номинальный размер замыкающего звена  $A_{\Sigma}$  равен:

$$A_{\Sigma} = \sum^m A_{i_{yв}} - \sum^n A_{j_{yм}}. \quad (2.1)$$

Предельные размеры замыкающего звена ( $A_{\Sigma_{\max}}$  — наибольший,  $A_{\Sigma_{\min}}$  — наименьший) рассчитываются следующим образом:

$$A_{\Sigma_{\max}} = \sum^m A_{i_{yв \max}} - \sum^n A_{j_{yм \min}}; \quad (2.2)$$

$$A_{\Sigma_{\min}} = \sum^m A_{i_{yв \min}} - \sum^n A_{j_{yм \max}}, \quad (2.3)$$

где  $A_{i_{\max}}$  и  $A_{i_{\min}}$  — соответственно наибольший и наименьший предельные размеры  $i$ -го увеличивающего звена;  $A_{j_{\max}}$  и  $A_{j_{\min}}$  — то же  $j$ -го уменьшающего звена;  $m$ ,  $n$  — число увеличивающих и уменьшающих звеньев соответственно.

Вычитая почленно из (2.2) и (2.3) выражение (2.1), получим:

$$ES_{\Sigma} = \sum^m ES_{i_{yв}} - \sum^n EI_{j_{yм}}; \quad (2.4)$$

$$EI_{\Sigma} = \sum^m EI_{i_{yв}} - \sum^n ES_{j_{yм}}, \quad (2.5)$$

где  $ES$  и  $EI$  — верхние и нижние отклонения соответствующих звеньев.

Предельные размеры замыкающего звена рассчитываются с помощью отклонений:

$$A_{\Sigma_{\max}} = A_{\Sigma} + ES_{\Sigma}; \quad (2.6)$$

$$A_{\Sigma_{\min}} = A_{\Sigma} + EI_{\Sigma}. \quad (2.7)$$

Вычитая почленно из (2.2) выражение (2.3), получим:

$$T_{\Sigma} = \sum^m T_{i_{yв}} + \sum^n T_{j_{yм}} = \sum_1^{m+n} T_i. \quad (2.8)$$

Допуск замыкающего звена равен сумме допусков составляющих звеньев.

Уравнения (2.1)–(2.8) необходимы для решения обратной задачи. Полученные значения  $A_{\Sigma\max}$  и  $A_{\Sigma\min}$  сравнивают с допустимыми и, если они существенно отличаются, приступают к решению прямой задачи.

При решении прямой задачи бывают известны предельные значения и допуск замыкающего звена  $[T_{\Sigma}]$ . Этот заданный допуск требуется распределить между составляющими звеньями. Распределение осуществляют разными способами: способом попыток, равных допусков и способом одной степени точности (одного качества).

При использовании способа *попыток* на составляющие звенья назначают экономически целесообразные допуски. Затем рассчитывают допуск замыкающего звена  $T_{\Sigma}$ . Расчетные значения сравнивают с заданным  $[T_{\Sigma}]$  и в случае расхождения вносят коррективы, добиваясь, чтобы  $T_{\Sigma} = [T_{\Sigma}]$ .

При использовании способа *равных допусков* допуски всех составляющих звеньев принимаются одинаковыми:  $T_1 = T_2 = \dots = T_{m+n} = T_c$ . Допуск  $T_c$  равен

$$T_c = [T_{\Sigma}]/(m + n). \tag{2.9}$$

Этот способ применяют для предварительных расчетов.

При использовании способа *одной степени точности (качества)* принимают, что все составляющие размеры выполнены по одному качеству. Учитывая, что  $T = ai$ , по уравнению (2.8) находим

$$[T_{\Sigma}] = \sum^{m+n} T_i = \sum^{m+n} ai = a \sum^{m+n} i.$$

Искомое значение  $a$ , определяющее качество, составит:

$$a = [T_{\Sigma}] / \sum^{m+n} i, \tag{2.10}$$

где  $i$  — единица допуска, мкм.

По значению  $a$  определяют качество и затем подбирают такие поля допусков составляющих размеров, чтобы значе-

Т а б л и ц а 2.1

Значения  $a$  в качествах

Квали- тет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
$a$	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000

Значения единицы допуска  $i$ , мкм

Ин- тер- валы раз- ме- ров, мм	До 3	Св. 3	Св. 6	Св. 10	Св. 18	Св. 30	Св. 50	Св. 80	Св. 120	Св. 180	Св. 250	Св. 315	Св. 400
		до 6	до 10	до 18	до 30	до 50	до 80	до 120	до 180	до 250	до 315	до 400	до 500
$i$	0,55	0,73	0,9	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89

ния замыкающего звена оказались в заданных параметрах. Значения  $a$  (числа единиц допуска в допуске) приведены в табл. 2.1, значения единицы допуска  $i$  ( $i = 0,45\sqrt[3]{d} + 0,001d$ ) — в табл. 2.2.

### 2.3. РЕШЕНИЕ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ ВЕРОЯТНОСТНЫМ МЕТОДОМ

Вероятностный метод учитывает вероятность сочетания размеров деталей при сборке изделия. Большинство деталей из партии имеют размеры, близкие к среднему, а деталей с размерами, близкими к экстремальным ( $d_{\max}$ ,  $d_{\min}$ ), очень мало. Поэтому вероятность сочетания таких экстремальных размеров (принимаемая в методе max-min) очень мала, т. е. детали с подобными размерами ( $D_{\max}$  и  $d_{\min}$ ,  $D_{\min}$  и  $d_{\max}$ ) на сборке не встречаются друг с другом. При расчете предельных размеров замыкающего звена используются законы теории вероятностей о математическом ожидании суммы независимых случайных величин.

Номинальный размер замыкающего звена рассчитывается по уравнению (2.1).

Средний размер  $A_{c\Sigma}$  замыкающего звена определяют по уравнению

$$A_{c\Sigma} \pm \alpha T_{\Sigma} / 2 = \sum^m (A_{ci} \pm \alpha_i T_i / 2) - \sum^n (A_{cj} \pm \alpha_j T_j / 2), \quad (2.11)$$

где  $A_{ci}$ ,  $A_{cj}$  — средние размеры  $i$ -го и  $j$ -го звеньев;  $\alpha_{\Sigma}$ ,  $\alpha_i$ ,  $\alpha_j$  — коэффициенты относительного смещения замыкающего,  $i$ -го и  $j$ -го звеньев;  $T_{\Sigma}$ ,  $T_i$ ,  $T_j$  — соответствующие допуски.

Коэффициент относительного смещения  $\alpha_i$  характеризует смещение центра распределения относительного размера, соответствующего середине поля допуска (рис. 2.2, а).

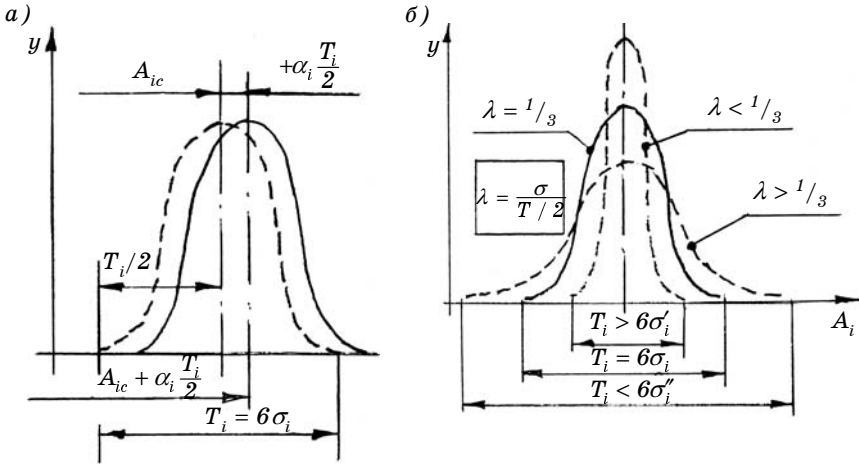


Рис. 2.2

Значения коэффициентов  $\alpha_i$  определяются опытным путем и равны от  $-0,2$  до  $+0,3$  («минус» — для отверстий, «плюс» — для валов). Значение коэффициента  $\alpha_\Sigma$  зависит от  $\alpha_i$  и равно нулю при  $(m+n) \geq 5$ .

Допуск замыкающего звена  $T_\Sigma$  равен:

$$T_\Sigma = \frac{1}{\lambda_\Sigma} \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 T_i^2}, \quad (2.12)$$

где  $\lambda_\Sigma$ ,  $\lambda_i$  — коэффициент относительного рассеяния замыкающего и  $i$ -го звеньев соответственно;  $T_i$  — допуск  $i$ -го звена.

Коэффициент  $\lambda$  является относительным средним квадратичным отклонением (см. рис. 2.2, б)

$$\lambda_i = \sigma_i / (T_i / 2) = 2\sigma_i / T_i \quad (2.13)$$

и характеризует степень близости данного распределения к нормальному (для которого  $\lambda_i \approx 0,33$ ).

Значения коэффициента  $\lambda_i$  (или  $k_i$ , который равен  $k_i = 6\sigma / T_i = 3\lambda_i$ ) определяют опытным путем. Для предварительных расчетов можно принять  $\lambda_i \approx 0,577$  ( $k_i \approx 1,5$ ). Коэффициент  $\lambda_\Sigma$  рассчитывается по  $\lambda_i$ . Если  $(m+n) \geq 6$ , то  $\lambda_\Sigma \approx 0,33$ .

Наибольший  $A_{\Sigma \max}$  и наименьший  $A_{\Sigma \min}$  предельные размеры замыкающего звена определяют из уравнений:

$$A_{\Sigma \max} = A_{c\Sigma} + T_\Sigma / 2; \quad (2.14)$$

$$A_{\Sigma \min} = A_{c\Sigma} - T_\Sigma / 2. \quad (2.15)$$



Уравнения (2.11) — (2.15) используют для решения обратной задачи и сопоставления полученных значений замыкающего звена с заданными. При необходимости решают прямую задачу, которая включает распределение заданного допуска  $[T_\Sigma]$  замыкающего звена между составляющими звеньями. Такое распределение производится способами попыток, равных допусков, одной степени точности (качества) и экономическим.

При использовании способа *равных допусков* неизвестный допуск составляющих звеньев рассчитывается из уравнения (2.12)

$$[T_\Sigma] = \frac{1}{\lambda_\Sigma} \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 T_i^2} = \frac{T_i}{\lambda_\Sigma} \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2}.$$

Тогда

$$T_i = [T_\Sigma] \lambda_\Sigma / \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2}. \quad (2.16)$$

Если  $\lambda_i \approx 0,33$ , то  $T_i = [T_\Sigma] / \sqrt{m+n}$ . (2.17)

При использовании способа *одной степени точности (качества)* неизвестную величину  $a$ , определяющую качество, находят из уравнения (2.12)

$$[T_\Sigma] = \frac{1}{\lambda_\Sigma} \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 T_i^2} = \frac{1}{\lambda_\Sigma} \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 (a i_i)^2} = \frac{a}{\lambda_\Sigma} \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 i_i^2}.$$

Тогда

$$a = [T_\Sigma] \lambda_\Sigma / \sqrt{\sum_1^{m+n} \lambda_i^2 i_i^2}. \quad (2.18)$$

Если  $\lambda_i \approx 0,33$ ,

$$a = [T_\Sigma] / \sqrt{\sum_1^{m+n} i_i^2}. \quad (2.19)$$

Значения  $a$  и  $i$  см. в табл. 2.1, 2.2.

При использовании способа *экономического обоснования* допуски составляющих звеньев рассчитываются таким образом, чтобы сумма стоимости изготовления  $\sum_i C_i$  деталей была минимальна:

$$\sum C_i \rightarrow \min.$$

Этот способ требует применения вычислительной техники, возможно аналитическое решение условного экстремума с использованием неопределенных множителей Лагранжа.

## 2.4. РЕШЕНИЕ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ МЕТОДОМ РЕГУЛИРОВАНИЯ (КОМПЕНСАТОРОВ)

Для обеспечения заданной точности замыкающего звена применяют подвижные и неподвижные компенсаторы.

В качестве *неподвижных компенсаторов* используют наборы шайб, сменных колец, наборы металлических прокладок одинаковых или разных толщин.

Толщина прокладки (в наборе одинаковых прокладок)  $\delta$  должна быть не более заданного допуска замыкающего звена  $[T_\Sigma]$ :

$$\delta \leq [T_\Sigma]. \quad (2.20)$$

Если допуск  $[T_\Sigma]$  слишком мал, то применяют прокладки близких между собой толщин  $\delta_1$  и  $\delta_2$  ( $\delta_1 > \delta_2$ ), используя при сборке разность их размеров:

$$\delta_1 - \delta_2 \leq [T_\Sigma]. \quad (2.21)$$

В зависимости от фактически полученного значения замыкающего звена при сборке подбирают сменную деталь соответствующего размера или изменяют (добавляют, убирают) количество прокладок, добиваясь, чтобы измененные таким образом размеры замыкающего звена вошли в установленные пределы.

В качестве *подвижных компенсаторов* используют винтовые, пружинные, клиновые, гидравлические и другие устройства и детали, за счет регулирования (перемещения, поворота) которых достигается необходимый размер замыкающего звена. Примеры конструкций различных компенсаторов и их уточненный расчет приведены в работах [1, 2].

Наиболее часто в различных механических приводах в качестве компенсаторов используют наборы металлических прокладок одинаковой толщины. Максимальное количество  $z$  прокладок в наборе можно рассчитать по формуле

$$z = T_k / [T_\Sigma], \quad (2.22)$$

где  $T_k$  — величина компенсации,

$$T_k = T_\Sigma - [T_\Sigma], \quad (2.23)$$

$T_{\Sigma}$  — допуск замыкающего звена, определяемый с учетом допуска компенсирующего звена по уравнениям (2.8) или (2.12). При этом назначают экономически приемлемые в производственных условиях допуски всех составляющих звеньев (часто — по 12-му качеству).

Толщина прокладки в этом случае принята  $\delta = [T_{\Sigma}]$ ; допуск на изготовление прокладки  $T_{\text{пр}}$  мал по сравнению с заданным допуском замыкающего звена  $[T_{\Sigma}]$ .

Если допуск  $T_{\text{пр}}$  сравним с допуском  $[T_{\Sigma}]$ , то необходимое количество прокладок следует увеличить:

$$z' \approx T_{\text{к}} / ([T_{\Sigma}] - T_{\text{пр}}). \quad (2.24)$$

Общее количество прокладок для  $M$  изделий составит около  $Mz/2$ , где значение  $z$  рассчитывают из выражений (2.22) или (2.23).

Иногда для уменьшения количества прокладок в наборе их принимают с различными толщинами, изменяя последние по геометрической прогрессии со знаменателем 2. Толщину первой прокладки берут равной заданному допуску  $[T_{\Sigma}]$ , т. е.  $\delta = [T_{\Sigma}]$ , толщину второй прокладки —  $2[T_{\Sigma}]$  и т. д. В этом случае уменьшенное число прокладок  $z''$  в наборе рассчитывают по формуле

$$z'' \approx 3,32 \lg(z + 1), \quad (2.25)$$

где значение  $z$  рассчитывают из выражения (2.22).

Для того чтобы установкой прокладок можно было изменить размеры (зазор, натяг, смещение и т. д.) замыкающего звена, рассчитанные (без учета допусков прокладок) по выражениям (2.6), (2.7) или (2.14), (2.15), необходимо изменить отклонения одного из звеньев. Например, если установка прокладок приводит к уменьшению (т. е. прокладки относятся к уменьшающим звеньям) замыкающего звена, тогда за счет изменения отклонений любого из звеньев следует сместить значения замыкающего звена в область больших зазоров (от  $[S'_{\Sigma \min}]$  до  $S'_{\Sigma \max}$ ,  $T_{\Sigma} = S'_{\Sigma \max} - [S'_{\Sigma \min}]$ ). «Избыточные» зазоры можно уменьшить установкой определенного количества прокладок (от 1 до  $z$ ), доводя замыкающий зазор до необходимого значения (рис. 2.3, а).

Аналогично поступают, если прокладки входят в число увеличивающих звеньев. Тогда, изменяя отклонения одного из звеньев, доводят значение замыкающего звена до  $S'_{\Sigma \min}$  и  $[S'_{\Sigma \max}]$  ( $T_{\Sigma} = [S'_{\Sigma \max}] - S'_{\Sigma \min}$ , см. рис. 2.3, б).

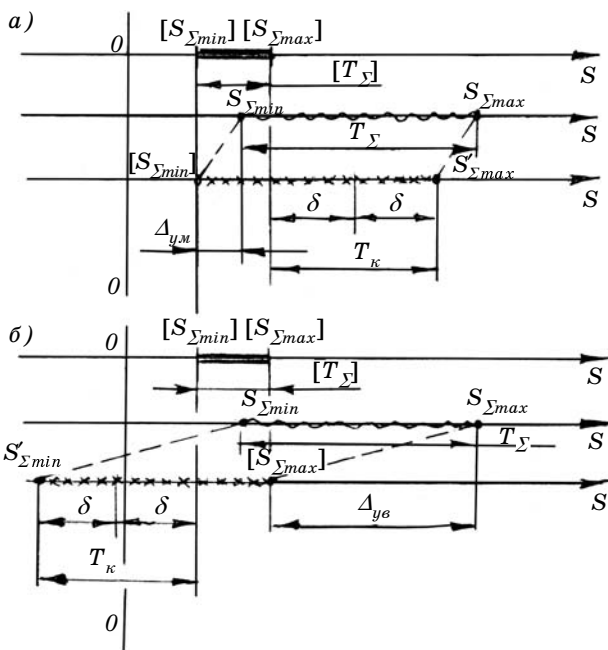


Рис. 2.3

Применительно к замыкающему звену-зазору поправку  $\Delta$  к отклонениям одного из звеньев (будем называть его изменяемым) можно рассчитать по выражениям:

$$\Delta_{ум} = [S_{\Sigma\min}] - S_{\Sigma\min}; \quad (2.26)$$

$$\Delta_{ув} = [S_{\Sigma\max}] - S_{\Sigma\max}, \quad (2.27)$$

где  $\Delta_{ум}$  ( $\Delta_{ув}$ ) — поправки к изменяемому звену, если компенсирующие прокладки являются уменьшающими (увеличивающими) звеньями (см. рис. 2.3, а);  $S_{\min}$  — наименьший размер замыкающего звена по формуле (2.7) или (2.15);  $[S_{\Sigma\min}]$  — заданное (исходное) наименьшее значение замыкающего звена;  $[S_{\Sigma\max}]$  — заданное (исходное) наибольшее значение замыкающего звена;  $S_{\max}$  — наибольший размер замыкающего звена по формулам (2.6) или (2.14).

Знак «минус» у поправок по формулам (2.26), (2.27) означает, что за счет коррекции отклонений изменяемого звена замыкающий зазор необходимо уменьшать. Знак «плюс» означает, что зазор необходимо увеличивать.

Измененное среднее отклонение  $E'_{ci}$  (или предельные отклонения) изменяемого  $i$ -го звена рассчитывают по формулам (отклонения  $\Delta_{ум}$  или  $\Delta_{ув}$  необходимо подставлять со своими знаками):

$$E'_{ci} = E_c + \Delta_i, \quad (2.28)$$

$$E'_{ci} = E_c - \Delta_i, \quad (2.29)$$

где  $\Delta_j$  ( $j = ум, ув$ ) — поправка по формулам (2.26), (2.27). Формула (2.28) применяется, если изменяемое звено входит в число увеличивающих звеньев; формула (2.29) — если изменяемое звено входит в число уменьшающих звеньев.

Далее следует рассчитать (уже с учетом поправок к отклонениям  $i$ -го изменяемого звена) предельные размеры замыкающего звена и проверить их соответствие требуемым значениям (см. рис. 2.3, а, б).

## 2.5. ПРИНЦИПЫ РЕШЕНИЯ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ МЕТОДАМИ СЕЛЕКТИВНОЙ СБОРКИ И ПРИГОНКИ

**Метод селективной сборки.** Заданная точность замыкающего звена достигается при сборке подбором деталей по группам. Изготовленные детали предварительно рассортировывают на рассчитанное число групп; при сборке соединяют детали одноименных групп. Метод используется в малозвенных точных цепях (подшипники качения, поршень—цилиндр). Число групп равно:

$$n = \sum T_i / [T_\Sigma], \quad (2.30)$$

где  $T_i$  — допуск  $i$ -го звена размерной цепи,  $i = \overline{1, m+n}$ .

Групповые допуски рекомендуется принимать равными (см. пример 2 в п. 1.3.2); при этом следует соблюдать условие равенства допусков увеличивающих и уменьшающих звеньев:

$$\sum^m T_{ув} = \sum^n T_{ум}. \quad (2.31)$$

В противоположных случаях зазоры (натяги) в группах будут неодинаковыми, что нарушает однородность соединений и создает опасность незавершенного производства.

**Метод пригонки.** Для достижения требуемой точности в пределах заданных отклонений замыкающего звена размер одного из звеньев, называемого пригоняемым, преднамерен-



$$\Delta' = [S_{\Sigma_{\max}}] - S_{\Sigma_{\max}} - \Delta_{\text{пр}} - 0,5T_{\text{приг}}; \quad (2.33)$$

$$\Delta'' = [S_{\Sigma_{\min}}] - S_{\Sigma_{\min}} + \Delta_{\text{пр}} + 0,5T_{\text{приг}}, \quad (2.34)$$

где  $[S_{\Sigma_{\max}}]$ ,  $[S_{\Sigma_{\min}}]$  и  $S_{\Sigma_{\max}}$ ,  $S_{\Sigma_{\min}}$  — заданные (исходные) действительные наибольший и наименьший предельные размеры замыкающего звена соответственно;  $\Delta_{\text{пр}}$  — припуск на пригонку;  $T_{\text{приг}}$  — допуск на пригонку (на размер звена после пригонки).

Формулу (2.33) применяют, если размер замыкающего звена увеличивается с пригонкой; формулу (2.34) — если этот размер уменьшается с пригонкой.

Скорректированное среднее отклонение  $E'_{ci}$  (или предельные отклонения)  $i$ -го звена, принятого в качестве изменяемого (часто это пригоняемое звено), рассчитывают по формуле (2.28), если изменяемое звено входит в число увеличивающихся звеньев, или по формуле (2.29), если изменяемое есть уменьшающее звено.

## 2.6. РЕШЕНИЕ ВЕКТОРНЫХ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Векторная погрешность может включать систематическую и случайную составляющие [1, 2, 7]. Систематическая векторная погрешность характеризует центр рассеивания случайных погрешностей. Модуль и направление такой погрешности либо постоянны, либо закономерно изменяются в зависимости от времени, эксплуатационных факторов и т. д. У случайной векторной погрешности модуль и направления случайны. Векторная погрешность есть геометрическая сумма систематической и случайной составляющих. Отношение систематической составляющей ко всей векторной погрешности  $c$  изменяется от 0 до 1 и определяется по экспериментальным данным. При расчетах часто принимают  $c = 0,3$ .

Если систематическая векторная составляющая равна нулю, то допуск замыкающего звена  $T_{\Sigma}$  векторной размерной цепи можно рассчитать по формуле:

$$T_{\Sigma} = \sqrt{(-0,222) \ln P \sum_n^1 T_i^2}, \quad (2.35)$$

где  $P$  — заданная доля риска (например,  $P = 0,0027/2 = 0,00135$ );  $n$  — количество составляющих векторов;  $T_i$  — допуск  $i$ -го составляющего звена (векторная погрешность).

Если звенья векторной размерной включают систематические и случайные составляющие, то допуск замыкающего звена  $T_{\Sigma}$  цепи можно определить по приближенной формуле [7]

$$T_{\Sigma} \approx K \sum T_i, \quad (2.36)$$

где  $K$  — коэффициент теоретико-вероятностного суммирования;  $T_i$  — допуск  $i$ -го звена,

$$K = \frac{\sqrt{2 \ln(1/P) \sum_1^n \left( 6,48c_i^2 + (1 - c_i^2) \right) T_i^2}}{3,6 \sum_1^n T_i}, \quad (2.37)$$

где  $c_i$  — отношение систематической составляющей к векторной погрешности (при расчетах часто принимают  $c \approx 0,3$ ).

В размерных цепях могут встречаться скалярные и векторные звенья. Такие скалярно-векторные цепи называют комбинированными; в зависимости от способа суммирования скалярных и векторных звеньев цепи различают два типа цепей. Тип I — размерная комбинированная цепь, в которой направление замыкающего звена векторной части цепи совпадает с направлением замыкающего звена скалярных звеньев. Тип II — размерная цепь, в которой направления замыкающих звеньев векторной и скалярной частей не совпадают, поэтому суммируются скалярные звенья и проекции векторных звеньев на направление замыкающего звена скалярных звеньев.

Допуск замыкающего звена  $T_{\Sigma}$  комбинированной размерной цепи определяется соответственно для цепей I и II типов по формулам [2]:

$$T_{\Sigma(I)}^2 = \sqrt{T_{\Sigma_{СК}}^2 + T_{\Sigma_{В}}^2}; \quad (2.38)$$

$$T_{\Sigma(II)}^2 = t\lambda \left[ T_{\Sigma_{СК}}^2 + T_{\Sigma_{В}}^2 (1 - R_v)^2 \right], \quad (2.39)$$

где  $T_{\Sigma_{СК}}$ ,  $T_{\Sigma_{В}}$  — допуски замыкающих звеньев скалярных и векторных погрешностей соответственно;  $t$  — коэффициент риска замыкающего звена (например,  $t = 3$  при  $R_v = 0,00135$ );  $\lambda$  — см. формулу (2.13);  $R_v$  — уровень риска (например,  $R_v = 0,0027/2 = 0,00135$ ).



## 2.7. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ СКАЛЯРНОЙ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ МЕТОДАМИ ПОЛНОЙ ВЗАИМОЗАМЕЯЕМОСТИ, ВЕРОЯТНОСТНЫМ, РЕГУЛИРОВАНИЯ И ПРИГОНКИ

Исходные данные (рис. 2.5, а):  $A_1$  — размер от привалочной плоскости корпуса до оси отверстий под подшипники с валом и коническим колесом,  $A_1 = 295$  мм;  $A_2$  — размер, относящийся к конической шестерне,  $A_2 = 170$  мм;  $A_3$  — длина ступени вала,  $A_3 = 34$  мм;  $A_4$  — ширина подшипника № 7310,  $A_4 = 29,5$  мм;  $A_5$  — размер от привалочной плоскости стакана до упорного буртика,  $A_5 = 120$  мм;  $A_\Sigma$  — замыкающее звено, предельные смещения ( $\pm f_{AM}$ ) зубчатого венца по ГОСТ 9368–81;  $A_\Sigma = \pm 0,1$  мм (для 8-й степени точности по нормам плавности, угол делительного конуса —  $45^\circ$ , среднее конусное расстояние — 130 мм, см. табл. П11 Приложения),  $[T_\Sigma] = 0,2$  мм,  $[A_{\Sigma\min}] = -0,1$  мм;  $[A_{\Sigma\max}] = +0,1$  мм.

**Пример 1** (метод полной взаимозаменяемости (max-min). Проверяя возможность применения для данной цепи метода полной взаимозаменяемости, рассчитаем (не учитывая допуск на ширину подшипника) средний допуск составляющего звена по формуле (2.9):

$$T_c = [T_\Sigma]/(m + n) = 0,2/5 = 0,04 \text{ мм},$$

что для самого малого размера соответствует примерно 8–9-му качеству (см. табл. П2 Приложения), а для размера 295 мм — 6–7-му качеству. Такие точные качества обычно для размеров по длине не используют.

Определим возможный качество составляющих звеньев способом одной степени точности [см. формулу (2.10)]:

$$a = [T_\Sigma]/(i_1 + i_2 + i_3 + i_4 + i_5),$$

где  $i_j = (j - 1, 5)$  — единица допуска по табл. 2.2;  $[T_\Sigma] = 0,2$  мм = 200 мкм;

$$a = 200/(3,22 + 2,52 + 1,56 + 1,31 + 2,17) \approx 19.$$

Полученное значение  $a$  находится между 7-м и 8-м качествами (см. табл. 2.1).

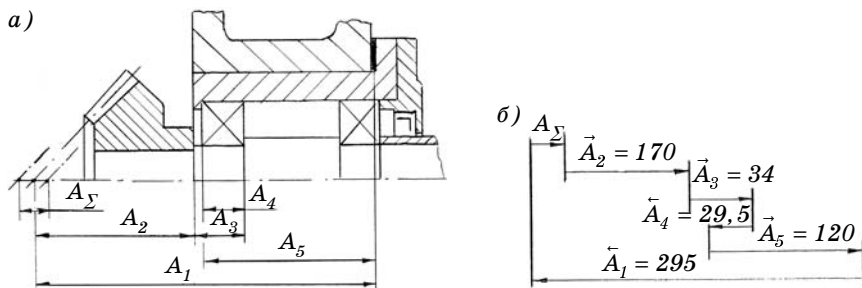


Рис. 2.5

Вывод: использование метода полной взаимозаменяемости из-за необходимости применения точных квалитетов нерационально.

**Пример 2 (метод вероятностный).** Проверая возможность использования вероятностного метода решения размерной цепи, рассчитаем квалитет составляющих звеньев способом равной степени точности по формуле (2.19):

$$a = [T_{\Sigma}] / \sqrt{i_1^2 + i_2^2 + i_3^2 + i_4^2 + i_5^2} = \\ = 200 / \sqrt{3,22^2 + 2,52^2 + 1,56^2 + 1,31^2 + 2,17^2} \approx 40,$$

что соответствует 9-му квалитету.

Вывод: использование 9-го квалитета для всех составляющих размеров приведет к существенному удорожанию продукции, поэтому для данной размерной цепи нерационально применять вероятностный метод.

В подобных размерных цепях для составляющих звеньев чаще используют 12-й квалитет (реже — 11-й, 13-й, 14-й). Кроме того, следует учитывать, что допуск на ширину подшипника равен примерно 0,5 мм и это значительно превышает заданный допуск замыкающего звена  $[T_{\Sigma}] = 0,2$  мм.

**Пример 3 (метод регулирования).** В качестве регулировочных деталей, компенсирующих неточности составляющих размеров, принимаем набор металлических прокладок, устанавливаемых между привалочными поверхностями корпуса и стакана (см. рис. 2.5, а). Толщину прокладки  $\delta$  принимаем равной

$$\delta = [T_{\Sigma}] = 0,2_{-0,02}.$$

Допуски составляющих звеньев, кроме подшипника, принимаем соответствующими 12-му квалитету. Таким образом:  $A_1 = 295js12 = 295 \pm \pm 0,26$ ;  $A_2 = 170js12(\pm 0,2)$ ;  $A_3 = 34js12(\pm 0,125)$ ;  $A_4 = 29,5_{-0,5}$ ;  $A_5 = 120js12(\pm 0,175)$ .

Схема размерной цепи показана на рис. 2.5, б, откуда следует, что к увеличивающим звеньям относятся  $A_1$  и  $A_4$ , к уменьшающим —  $A_2$ ,  $A_3$ ,  $A_5$  (можно было направить замыкающее звено  $A_{\Sigma}$  в сторону увеличения  $A_1$ ; тогда категории звеньев изменятся на противоположные, но результат расчета останется неизменным).

1. По формуле (2.1) номинальный размер замыкающего звена  $A_{\Sigma}$ :

$$A_{\Sigma} = (A_1 + A_4) - (A_2 + A_3 + A_5) = 0,5 \text{ мм.}$$

По преобразованной (заменяя средние размеры  $A_{ci}$  средними отклонениями  $E_{ci}$ ) формуле (2.11) рассчитаем среднее отклонение  $E_{c\Sigma}$  замыкающего звена, приняв  $\alpha_{\Sigma}$ ,  $\alpha_j$ ,  $\alpha_i$  равными нулю:

$$E_{c\Sigma} = (E_{c1} + E_{c4}) - (E_{c2} + E_{c3} + E_{c5}) = (0 - 0,25) - (0 + 0 + 0) = -0,25 \text{ мм.}$$

2. Средний размер замыкающего звена  $A_{c\Sigma}$  равен:

$$A_{c\Sigma} = A_{\Sigma} + E_{c\Sigma} = 0,5 + (-0,25) = +0,25 \text{ мм.}$$

3. Допуск замыкающего звена  $T_{\Sigma}$  принимаем, учитывая серийный характер производства, по формуле (2.12). Значения  $\lambda_{\Sigma}$  и  $\lambda_i$  для нормально-

го закона равны  $1/3 = 0,333$ :

$$T_{\Sigma} = 1 / \lambda_{\Sigma} \sqrt{\Sigma \lambda_i^2 T_i^2} = \sqrt{0,52^2 + 0,4^2 + 0,25^2 + 0,5^2 + 0,35^2} \approx 0,93 \text{ мм.}$$

4. Предельные размеры замыкающего звена  $A_{\Sigma \max}$  и  $A_{\Sigma \min}$  равны:

$$A_{\Sigma \max} = A_{c\Sigma} + 0,5T_{\Sigma} = 0,25 + 0,93/2 = 0,715 \text{ мм;}$$

$$A_{\Sigma \min} = A_{c\Sigma} - 0,5T_{\Sigma} = 0,25 - 0,93/2 = -0,215 \text{ мм.}$$

5. По формуле (2.22) рассчитываем количество прокладок в наборе:

$$z = T_{\kappa} / [T_{\Sigma}] = (T_{\Sigma} - [T_{\Sigma}]) / \delta = (0,93 - 0,2) / 0,2 = 3,65 \rightarrow 4 \text{ шт.}$$

6. По формуле (2.27) рассчитываем поправку  $\Delta_{\text{ув}}$  к изменяемому звену. Установка регулирующих прокладок приводит к увеличению замыкающего звена (см. рис. 2.5, а), следовательно, прокладки входят в число увеличивающих звеньев.

$$\Delta_{\text{ув}} = [S_{\Sigma \max}] - S_{\max} = +0,1 - (+0,715) = -0,615 \text{ мм.}$$

7. В качестве изменяемого звена выбираем размер  $A_3$ , который входит в число уменьшающих звеньев. Измененное значение среднего отклонения  $E'_{c3}$  размера  $A_3$  определяем по формуле (2.29)

$$E'_{c3} = E_{c3} - \Delta_{\text{ув}} = 0 - (-0,615) = +0,615 \text{ мм.}$$

Измененный размер  $A'_3$  равен

$$A'_3 = (34 + 0,615) \pm 0,125 = 35_{-0,51}^{-0,26}.$$

8. Измененное среднее отклонение  $E'_{c\Sigma}$  замыкающего звена составит

$$E'_{c\Sigma} = (E_{c1} + E_{c4}) - (E_{c2} + E'_{c3} + E_{c5}) = (0 - 0,25) - (0 + 0,615 + 0) = -0,865 \text{ мм.}$$

Измененный средний размер  $A'_{c\Sigma}$  замыкающего звена равен

$$A'_{c\Sigma} = A_{\Sigma} + E'_{c\Sigma} = 0,5 + (-0,865) = -0,365 \text{ мм.}$$

9. Измененные предельные размеры замыкающего звена  $A'_{\Sigma \max}$  и  $A'_{\Sigma \min}$  равны

$$A'_{\Sigma \min} = A'_{c\Sigma} \pm 0,5T_{\Sigma} = -0,365 \pm 0,5 \cdot 0,93 =_{-0,83}^{+0,1}.$$

Если при сборке размер замыкающего звена окажется в пределах  $\pm 0,1$  мм, установки прокладок не требуется. Для размеров от  $-0,1$  до  $-0,3$  — одна прокладка, от  $-0,3$  до  $-0,5$  — две прокладки, от  $-0,5$  до  $-0,7$  — три прокладки, от  $-0,7$  до  $-0,83$  — четыре прокладки.

10. Рассчитаем долю изделий (сборок), для которых не требуется использование прокладок (см. п. 1.3.2). По формуле (1.29) определим верхний предел интегрирования  $z^*$  функции (1.27):

$$z^* = (A_{\Sigma}^* - A'_{c\Sigma}) / \sigma_{\Sigma},$$

где  $A_{\Sigma}^*$  — «граница» прокладок,  $A_{\Sigma}^* = -0,1$  мм;  $A'_{c\Sigma} = -0,365$  мм;  $\sigma_{\Sigma} = T_{\Sigma}/6 = 0,93/6 = 0,155$  мм,

$$z^* = [-0,1 - (-0,3650)] / 0,155 = -1,71.$$

Следовательно,  $\Phi(-1,71) = -\Phi(1,71) \approx -0,456$  по табл. П13 Приложения.

Доля изделий, для которых не потребуются при сборке прокладки, составит

$$P(-0,1 < A_{\Sigma} < +0,1) = 0,5 - 0,456 = 0,044 \text{ (4,4 \%)}.$$

Для  $M$  изделий общее число прокладок составит примерно  $0,956M(1 + 4)/2 \approx 2,39M$ . Более точно можно рассчитать, используя функцию  $\Phi(z)$  на границах  $A_{\Sigma} = -0,3; -0,5; -0,7$  мм.

**Пример 4 (метод пригонки).** Используя первоначальные данные предыдущего примера, решим размерную цепь методом пригонки (с целью иллюстрации возможностей метода).

В качестве пригоняемого звена выбираем стакан (см. рис. 2.5, а). Место пригонки привалочная (к корпусу) поверхность стакана. Способ пригонки — подрезка торца; припуск на пригонку  $\Delta_{\text{пр}} = 1$  мм, точность пригонки  $T_{\text{приг}} = 0,087$  мм (9-й квалитет, см. табл. П2 Приложения).

1. Поправку  $\Delta''$  к отклонениям изменяемого звена рассчитываем по уравнению (2.34), поскольку с пригонкой замыкающее звено  $A_{\Sigma}$  уменьшается (см. рис. 2.4, б):

$$\Delta'' = [S_{\Sigma\text{min}}] - S_{\Sigma\text{min}} + \Delta_{\text{пр}} + 0,5T_{\text{приг}},$$

где  $[S_{\Sigma\text{min}}] = -0,1$  мм;  $S_{\Sigma\text{min}} = -0,215$  мм (см. пример 3 п. 4);  $\Delta_{\text{пр}} = 1$  мм;  $T_{\text{приг}} = 0,087$  мм,

$$\Delta'' = -0,1 - (-0,215) + 1 + 0,0435 = +1,1585 \text{ мм.}$$

2. Рассчитаем скорректированные среднее  $E'_{c5}$  и предельные отклонения изменяемого звена. В качестве изменяемого принимаем пригоняемое звено  $A_5$ . Поэтому изменения определяем по формуле (2.29), так как  $A_5$  входит в число уменьшающих звеньев:

$$E'_{c5} = E_{c5} - \Delta'',$$

где  $E_{c5} = 0$ , так как  $A_5 = 120 \pm 0,175$  (см. пример 3),  $\Delta'' = +1,1585$  мм;

$$E'_{c5} = 0 - (+1,1585) = -1,1585 \text{ мм.}$$

Измененный размер звена  $A'_5$  составит

$$A'_5 = (120 - 1,1585) \text{ js}12 = 120_{-1,3335}^{-0,9835} \cong 119_{-0,33}^{+0,02}$$

3. Измененное среднее отклонение  $E'_{c\Sigma}$  замыкающего звена составит

$$E'_{c\Sigma} = (E_{c1} + E_{c4}) - (E_{c2} + E_{c3} + E'_{c5}) = (0 - 0,25) - [0 + 0 + (-1,15850)] = +0,9085 \text{ мм.}$$

Измененный средний размер  $A'_{c\Sigma}$  замыкающего звена равен:

$$A'_{c\Sigma} = A_{\Sigma} + E'_{c\Sigma} = 0,5 + (+0,9085) = 1,4085 \text{ мм.}$$

4. Измененные предельные размеры замыкающего звена  $A'_{\Sigma \max}$ ,  $A'_{\Sigma \min}$  равны

$$A'_{\Sigma \min} = A'_{c\Sigma} \pm 0,5T_{\Sigma},$$

где  $A'_{c\Sigma} = +1,4085$  мм;  $T_{\Sigma} = 0,93$  мм (см. пример 3 п. 3),

$$A'_{\Sigma \max} = +1,4085 \pm 0,5 \cdot 0,93 = \begin{matrix} +1,8735 \\ +0,9435 \end{matrix}.$$

Наименьший слой материала будет удален при подрезке, если при сборке значение замыкающего звена окажется  $A'_{\Sigma \min} = +0,9435$  мм. Удалив припуск материала 5-го звена, равный  $\Delta_{пр} + 0,5T_{пр} = 1,0435$ , получим:  $+0,9435 - 1,0435 = -0,1$ , что равно  $[A_{\Sigma \min}]$ .

Наибольший слой удаленного материала составит 1,7735 мм ( $1,8735 - 0,1$ ). Разность удаляемых толщин равна допуску компенсации  $T_k = 0,73$  мм.

## 2.8. ПРИМЕР РЕШЕНИЯ ВЕКТОРНОЙ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ

Исходные данные (рис. 2.6, а):  $O-O$  — ось вращения вала, проходящая через средние сечения подшипников;  $1-1$  — ось ступени вала для установки шестерни (см. рис. 2.5, а);  $2-2$  — ось отверстия шестерни;  $3-3$  — ось зубчатого венца шестерни. Следовательно, биение зубчатого венца  $2e_{\Sigma}$  шестерни есть векторная сумма биений осей относительно оси вращения (рис. 2.6, б):

$$2\bar{e}_{\Sigma} = 2\bar{e}_1 + 2\bar{e}_2 + 2\bar{e}_3.$$

Так как неподвижно закрепленные шестерни обычно устанавливаются по тяжелым переходным посадкам или посадкам с натягом, можно принять  $\bar{e}_2 = 0$ . Поэтому

$$\bar{e}_{\Sigma} \approx \bar{e}_1 + \bar{e}_3.$$

Допуск замыкающего звена  $T_{\Sigma}$  — биение зубчатого венца относительно оси вращения — рассчитаем по формуле (2.36),

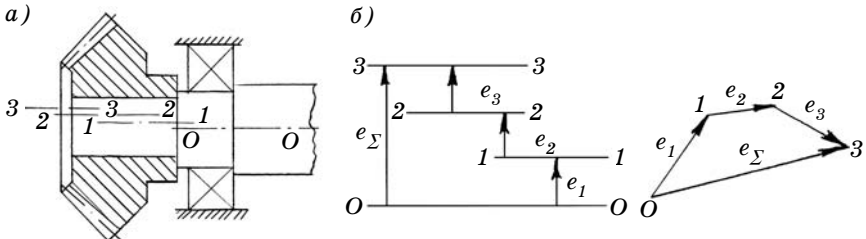


Рис. 2.6

принимая условие равенства допусков  $T_1(e_1)$  и  $T_3(e_3)$ :

$$T_{\Sigma} = K(T_1 + T_2),$$

где  $K$  определяем по формуле (2.37) при  $T_1 = T_3 = T$ :

$$K = \sqrt{2 \ln(1/p) [6,48c^2 + (1 - c^2)]} 2T^2 / 3,6 \cdot 2T.$$

Принимаем  $c = 0,3$ ;  $P = 0,027$ .

$$K = \sqrt{2 \ln(1/0,027) [6,48 \cdot 0,3^2 + (1 - 0,3^2)]} 2T^2 / 7,2T \approx 0,645.$$

Следовательно, если допуск замыкающего звена принять равным радиальному биению зубчатого венца  $F_r$ , радиальное биение ступени вала относительно оси вращения (общей оси подшипников качения) и биение зубчатого венца относительно оси отверстия шестерни будут равны ( $F_r = 0,645 \cdot 2T$ )  $T \approx 0,78F_r$ .

Нетрудно убедиться, что при неравенстве допусков  $T_1$  и  $T_2$  значение коэффициента  $K$  несколько увеличится, а при увеличении числа векторных звеньев — уменьшится (например, при  $n = 3$   $K \approx 0,53$ ).

С учетом возможного несовершенства теории и влияния неучтенных погрешностей можно в подобных случаях принимать допуски соосности (в диаметральном выражении)  $FP$  или биения равными

$$FP = (TPC) \approx 0,6 \div 0,8F_r. \quad (2.40)$$

## Г л а в а 3

### РАСЧЕТЫ ДОПУСКОВ С УЧЕТОМ ТРЕБОВАНИЙ НАДЕЖНОСТИ

Каждое техническое изделие (машина, аппарат, прибор, редуктор и т. д.) предназначено для выполнения одной или нескольких функций и характеризуется определенным набором (многомерным вектором)  $\tilde{Q}$  выходных характеристик (эксплуатационных показателей)  $y_j$ :

$$\tilde{Q} : q(y_j), j = \overline{1, m} . \quad (3.1)$$

Значения выходных характеристик  $y_j$  есть, в общем виде, совокупность аналитических или стохастических функций  $f_{y_j}$  входных (функциональных или нефункциональных) параметров  $x_{ji}$ ,  $i = \overline{1, n}$  (геометрических, физико-механических, оптических, электрических и т. д.), которые могут отличаться физической природой и мерой точности.

Пусть  $[\tilde{Q}]$  — вектор «идеальной» технической системы, т. е. технической системы с минимальными технологически достижимыми погрешностями (погрешностями, приближающимися к нулю). Тогда задачу точности применительно к техническим системам и исходя из понятия цели как приближения к идеалу можно сформулировать, основываясь на общей концепции точности, следующим образом. Необходимо так ограничить возможные погрешности, устанавливая отклонения и допуски  $T_{ji}$  параметров  $x_{ji}$ , чтобы вектор  $\tilde{Q}^*$  реальной технической системы был возможно более близок к вектору  $[\tilde{Q}]$  «идеальной» системы по критерию сравнения (оптимизации)  $K_p$ , т. е.

$$T_{ji}(\tilde{Q}^*) = \arg \min K_p(\tilde{Q}^*, [\tilde{Q}]), \quad (3.2)$$

$$T_{ji} = U_{\text{тр}} \quad j = \overline{1, m}, i = \overline{1, n},$$

где  $U_T$  — область возможных, с учетом ограничений, значений  $T_{ji}$ .

В качестве  $K_p$  используются критерии точности и (или) критерии надежности.

Действительные значения параметра ограничиваются в чертежах или технических требованиях «сверху», «снизу» или с двух сторон путем установления допуска  $T_i$ . Выход значения параметра за границы допуска есть отказ по параметру, или параметрический отказ; нахождение значения параметра в пределах допуска есть безотказная ситуация. Если плотность распределения вероятности при изготовлении деталей для параметра  $x_i$  известна и составляет функцию  $\varphi(x_i)$ , то вероятность нахождения значений параметра в пределах допуска (доля годных) или вероятность безотказной работы на момент сборки  $P_i(0)$  (т. е. при времени эксплуатации  $t = 0$ ) равна

$$P_i(0) = \int_{(T_i)} \varphi(x_i) dx. \quad (3.3)$$

Доля бракованных изделий или вероятность отказа  $\theta(0)$  составит:

$$\theta_i(0) = 1 - P_i(0). \quad (3.4)$$

Параметрический отказ может привести и к функциональному отказу, при котором будет нарушена работоспособность и изделие не сможет выполнять установленные функции. Вероятность наступления подобного события определяется степенью влияния данного параметра на выходную характеристику и общей чувствительностью данной конструкции к действию возможных погрешностей.

Системы контроля и применяемые средства изготовления, измерения и регулировки могут серьезно повлиять на значения  $\theta(0)$  и  $P(0)$ , уменьшая одно и увеличивая другое. Полностью же исключить параметрические отказы и риски потребителя невозможно, поэтому в партии собранных изделий будут экземпляры, в которых значения одного или нескольких параметров находятся вне зоны допуска. Вероятность безотказной работы всего изделия по точностным параметрам (т. е. отсутствию параметрических отказов) будет зависеть от структуры надежности — последовательной, параллельной или смешанной.

Для большого числа простых машиностроительных изделий (редукторов, моторов, приводов и т. п.) характерна после-



довательная структура надежности, т. е. отказ одного из параметров, одной из деталей приводит к отказу всего изделия. В этих условиях вероятность безотказной работы  $P_{\Sigma}(0)$  изделия (наугад взятого, т. е. любого из партии) по точностным параметрам есть логическое пересечение событий или произведение вероятностей безотказной работы  $P_i(0)$ , т. е. при независимости событий:

$$P_{\Sigma}(0) = \prod_1^n P_i(0). \quad (3.5)$$

Например, двухступенчатый редуктор имеет около двухсот геометрических параметров, требования к точности которых показаны на чертежах изделий. Предположим, что каждый параметр характеризуется при изготовлении  $P_i(0) = 0,9973$ , т. е. допуск равен шести средним квадратичным отклонениям и доля брака  $\theta_i(0) = 0,0027$ . Тогда суммарная надежность (отсутствие параметрических отказов) изделия по всем двумстам параметрам составит

$$P_{\Sigma(200)}(0) = 0,9973^{200} \approx 0,582,$$

т. е. приблизительно в 84 редукторах из 200 по крайней мере один параметр «вышел» за пределы допуска. Если дополнительно учесть точность размерных цепей редуктора и возможные случайные отказы, то общая надежность будет еще меньше.

Для сложных технических изделий, у которых число элементов (параметров) очень велико, суммарная надежность в указанном смысле настолько мала, что практически не соответствует реальным обстоятельствам снижения работоспособности. Можно предположить, что следует учитывать только те параметры, которые связаны с базовыми и функциональными поверхностями (или рассчитывать условную среднюю вероятность по параметрам). Например, в указанном редукторе таких параметров примерно 62, что означает суммарную надежность, равную

$$P_{\Sigma(62)}(0) = 0,9973^{62} \approx 0,85.$$

Имея в виду низкую суммарную надежность по всем точностным параметрам, можно считать оправданным стремление таким образом организовать, обеспечивая запас прочности, технологический процесс, чтобы минимизировать поля рассеяния, выполняя условие  $6\sigma < T$ . Тогда коэффициент воспроизводимости можно принять равным  $C_p = T/6\sigma \approx 1,33 \div 2,0$ .

Это обеспечит долю бракованных изделий в пределах  $\theta(0) \approx 64 \cdot 10^{-6} \div 0,1 \cdot 10^{-6}$ .

Значение  $P_{\Sigma}(0)$  в определенной мере может быть критерием назначения допусков и характеристикой качества для однородных изделий или для изделий с равным числом параметров.

Параметры изделия можно условно разделить на функциональные и нефункциональные. *Функциональными* будем называть параметры, связанные с выходной (эксплуатационной) характеристикой  $y_j$  изделия аналитической или стохастической зависимостью

$$y_j = f_{y_j}(x_{ji}); \quad j = \overline{1, m}; \quad i = \overline{1, k}, \quad (3.6)$$

где  $x_{ji}$  —  $i$ -й параметр, влияющий на выходную характеристику  $y_j$ .

Функция  $f_{y_j}$  включает также уравнения размерных цепей.

*Нефункциональными* будем называть параметры, значения которых не влияют на  $y_j$  (но они влияют на общую надежность изделия).

Для выходной (эксплуатационной) характеристики  $y_j$  устанавливают пределы  $[y_{j\min}], [y_{j\max}]$  или какой-либо (max, min) один предел. Выход характеристики за границы (границу) пределов есть отказ по характеристике  $y_j$ . Вероятность нахождения значения характеристики в заданных пределах (пределе) есть вероятность безотказной работы  $P_{y_j}(0)$ , которую можно определить по формуле (3.3), где  $\varphi(y_j)$  — плотность вероятности  $y_j$ . Учитывая, что при значительном числе функциональных параметров плотность распределения  $\varphi(y_j)$  соответствует нормальному закону (Гаусса), вероятность  $P_{y_j}(0)$  можно определить с помощью функции  $\Phi(z)$  (см. табл. П.13 Приложения):

$$P_{y_j}(0) = \Phi\left(\frac{\overline{y_j} - [y_{j\min}]}{\sqrt{D[y_j]}}\right) + \Phi\left(\frac{[y_{j\max}] - \overline{y_j}}{\sqrt{D[y_j]}}\right), \quad (3.7)$$

где  $\overline{y_j}$  — среднее значение  $y_j$ ;  $[y_{j\min}], [y_{j\max}]$  — минимальное и максимальное значения характеристики  $y_j$  у новых изделий соответственно;  $D[y_j]$  — дисперсия  $y_j$ .

Значения  $y_j$  и  $D[y_j]$  рассчитывают по формулам:

$$\overline{y_j} = f_{y_j}(\overline{x_{ji}}); \quad (3.8)$$

$$D[y_j] = \sum_1^n \left( \frac{\partial f_{yi}}{\partial x_{ji}} \right)^2 D[x_{ji}], \quad (3.9)$$

где  $\overline{x_{ji}}$  — среднее значение параметра  $x_{ji}$ , установленное с учетом коэффициента  $\alpha_{ji}$  (см. п. 2.3);  $D[x_{ji}]$  — дисперсия параметра  $x_{ji}$ ,  $D[x_{ji}] \approx T_{ji}^2/36$  ( $T_{ji}$  — допуск параметра).

Если установлен один предел значений характеристики  $y_j$  —  $[y_{j \min}]$  или  $[y_{j \max}]$ , то вероятность  $P_{yj}(0)$  равна

$$P_{yi}(0) = 0,5 + \Phi \left( \frac{[y^*] - \overline{y_j}}{\sqrt{D[y_j]}} \right), \quad (3.10)$$

где  $[y^*]$  —  $[y_{j \min}]$  или  $[y_{j \max}]$ ;  $D[y_j]$  — по формуле (3.9).

Суммарная вероятность безотказной работы  $P_{\Sigma(n, y)}(0)$ , учитывающая отказы параметров  $P_{\Sigma}(0)$  [см. (3.5)] и отказы эксплуатационных показателей (выходных характеристик изделия)  $P_{ji}(0)$ , на момент сборки равна

$$P_{\Sigma(n, y)}(0) = P_{\Sigma}(0) \prod_1^m P_{yi}(0). \quad (3.11)$$

При эксплуатации значения параметров (некоторых из них, а иногда и всех) изменяются в нежелательную сторону, и такие изменения (приращение) параметра  $dx_i$  характеризуются скоростью  $v_i$ , которая, в общем случае, есть функция времени  $t$ :

$$dx_i = v_i(t)dt. \quad (3.12)$$

К моменту времени эксплуатации  $t$  значение параметра  $x_{it}$  составит:

$$x_{it} = x_{i0} + \int_0^t v_i(t) dt, \quad (3.13)$$

где  $x_{i0}$  — значение параметра на момент сборки.

Для установившихся стационарных процессов (например, скорости износа в подвижном соединении после периода приработки) скорость  $v_i$  можно представить как случайный процесс, математическое ожидание  $M[v_i]$  и корреляционная функция  $K_{v_i}(t, t')$  которого могут быть определены по экспериментальным данным. Тогда, используя зависимость (3.13), можно определить выражения для расчетов математи-

ческого ожидания  $\bar{x}_{it}$ , корреляционной функции  $K_{xit}(t, t')$  и дисперсии  $D[x_{it}]$  параметра к моменту  $t$ :

$$\bar{x}_{it} = \bar{x}_{i0} + \int_0^t M[v_i(t)] dt; \tag{3.14}$$

$$K_{xit} = K_{xi0} + \int_0^t \int_0^t K_{vi}(t, t') dt dt'; \tag{3.15}$$

$$D[x_{it}] = K_{xit}(t, t) = D[x_{i0}] + \int_0^t \int_0^t K_{vi}(t, t) dt dt, \tag{3.16}$$

где  $\bar{x}_{i0}$  — среднее значение параметра на момент сборки;  $D[x_{i0}]$  — дисперсия параметра на момент сборки.

Из выражения (3.16) следует, что зона рассеивания значений параметра в партии изделий после определенного времени эксплуатации, как правило, больше соответствующей зоны у новых изделий, так как двойной интеграл есть неотрицательная величина и равен нулю лишь для случайных функций с некоррелированными значениями.

Зависимости (3.14) — (3.16) означают, что кривая плотности вероятности параметра  $x_i$  смещается («дрейфует») вдоль оси  $x_i$  в сторону деградации (в сторону увеличения на рис. 3.1), причем дисперсия (зона рассеивания) значения параметра в партии изделий увеличивается.

Если для изделия установлена предельная граница изменения параметра  $[x_i]$  (например, зазора в подвижном соединении), при достижении которой изделие или не работает, или его эксплуатация становится невыгодной потребителю, то «переход» значения параметра за границу  $[x_i]$  следует считать отказом (функциональным или параметрическим) изделия по данному параметру. Следовательно, для любого момента времени, используя выражения (3.14) — (3.16), можно определить, какая часть изделий из данной партии будет иметь параметры, значения которых не «перешли» или, наоборот, «перешли» уровень  $[x_i]$ . Для наугад взятого изделия это означает вероят-

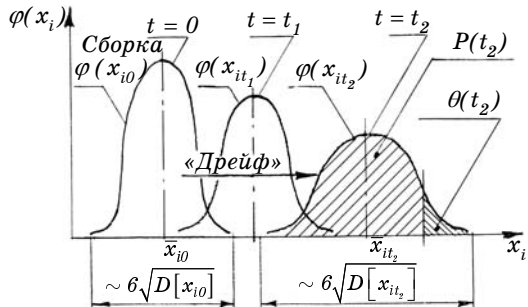


Рис. 3.1

ность безотказной работы  $P(t)$  и вероятность отказа  $\theta(t)$  по параметру на базе времени  $t$ , рассчитываемых по формулам типа (3.3), (3.4).

Для упрощения расчетов по формуле (3.16) случайную функцию изменения  $x_i$  заменяют каноническим разложением с помощью координатных функций или аппроксимируют в виде элементарной случайной функции типа

$$x_{it} = x_{i0} + v_i \psi(t), \quad (3.17)$$

где  $v_i$  — случайная величина (скорость изменения), не зависит от времени;  $\psi(t)$  — неслучайная функция времени (например, для некоторых деталей тракторов [1]  $\psi(t) = t^\beta$ , где  $\beta = 1 \div 2$ ). В простейшем случае  $\psi(t) = t$ . Тогда зависимости (3.14) — (3.16) упрощаются и математическое ожидание  $x_{it}$ , корреляционную функцию  $K_{xit}(t, t')$  и дисперсию  $D[x_{it}]$  можно рассчитать по выражениям:

$$\bar{x}_i = \bar{x}_{i0} + \bar{v}_i \psi(t); \quad (3.18)$$

$$K_{xit}(t, t') = K_{ki0} + \psi_i(t) \psi_i(t') D[v_i]; \quad (3.19)$$

$$D[D_i] = t [D_{i0}] + \psi_i^2(v) t [\square_i], \quad (3.20)$$

где  $v_i$  — математическое ожидание скорости изменения параметра;  $D[v_i]$  — дисперсия скорости изменения параметра.

Закон распределения вероятностей  $\psi(x_i)$  часто (особенно для размеров диаметров, длин и т. д.) оказывается нормальным (степень близости можно оценить с помощью критериев Колмогорова, Пирсона и др.), поэтому вероятность безотказной работы  $P_i(t)$  и вероятность отказа  $\theta_i(t)$  на базе времени  $t$  можно определить используя нормированную функцию  $\Phi(z)$  (см. табл. П.13 Приложения):

$$P_i(t) = 0,5 + \Phi \left( \frac{[x_i] - \bar{x}_t}{\sqrt{D[x_t]}} \right); \quad (3.21)$$

$$\theta_i(t) = 0,5 - \Phi \left( \frac{[x_i] - \bar{x}_t}{\sqrt{D[x_t]}} \right), \quad (3.22)$$

где  $[x_i]$  — предельное значение параметра (ограничение «сверху»);  $x_{it}$  — среднее значение параметра в момент  $t$ , рассчитывается по формуле (3.14) или (3.18);  $D[x_{it}]$  — дисперсия, рассчитываемая по формуле (3.16) или (3.20).

Пример использования функций (3.18) и (3.20) для расчета надежности подшипника скольжения приведен в п. 1.4.2 (пример 2).

Суммарную надежность изделия, в котором есть  $n$  параметров  $x_i$ , рассчитывают при оговоренных ранее условиях по формуле типа (3.5), в которую подставляют выражения для момента  $t$ . Полученные зависимости можно использовать для подбора допусков и оценки уровня качества.

Учитывая зависимость (3.6), можно предположить, что изменения выходной характеристики (эксплуатационного показателя)  $y_{it}$  также есть случайный процесс, характеристики которого определены изменениями  $k$  функциональных параметров:

$$\bar{y}_{jt} = f_{yj}(\bar{x}_{jit}); \quad j = \overline{1, m}; \quad i = \overline{1, k}; \quad (3.23)$$

$$K_{y_{jt}}(t, t') = \sum_1^k \left( \frac{\partial f_{yi}}{\partial x_{ji}} \right)_{\bar{x}_{jit}} \left( \frac{\partial f_{yi}}{\partial x_{ji}} \right)_{\bar{x}_{jit}} \left( K_{x_{i0}} + \int_0^t \int_0^{t'} K_{v_{ji}}(t, t') dt dt' \right); \quad (3.24)$$

$$\begin{aligned} D[y_{it}] &= \sum_1^k \left( \frac{\partial f_{yi}}{\partial x_{ji}} \right)_{\bar{x}_{jit}}^2 \left( D[y_{j0}] + \int_0^t \int_0^t K_{v_{ji}}(t, t) dt dt \right) = \\ &= \sum_1^k \left( \frac{\partial f_{yi}}{\partial x_{ji}} \right)_{\bar{x}_{jit}}^2 D[x_{jit}], \end{aligned} \quad (3.25)$$

где  $\bar{y}_{jt}$  — среднее значение выходной характеристики к моменту  $t$ ;  $K_{y_{jt}}$ ,  $D[y_{jt}]$  — корреляционная функция и дисперсия выходной характеристики к моменту  $t$ ;  $\bar{x}_{jit}$ ,  $D[x_{jit}]$  — среднее значение и дисперсия параметра  $x_{ji}$ ; значения  $\bar{x}_{jit}$  и  $D[x_{jit}]$  рассчитывают по выражениям (3.14), (3.16) или (3.18), (3.20).

Если для выходной характеристики  $y_j$  изделия установлен предельный уровень изменения  $[y_j]$ , то для любого момента времени  $t$  можно определить вероятность безотказной работы  $P_{yj}(t)$  и соответствующую вероятность отказа  $\theta_{yj}(t)$  по формуле типа (3.10) и (3.4) и использовать полученные выражения для расчета допусков функциональных параметров и оценки уровня качества изделия.

Суммарную надежность изделия по всем параметрам и выходным характеристикам можно оценить по выражению (3.11), подставляя значения, соответствующие моменту эксплуатации  $t$ .

Пример расчета размерной цепи с учетом времени эксплуатации см. в работе [1, п. 3.8, т. 2].

## Г л а в а 4

### ВЫБОР ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ, ФОРМЫ, РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ И ПАРАМЕТРОВ ШЕРОХОВАТОСТИ

#### 4.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Указанные допуски и требования к шероховатости выбирают, как правило, при разработке чертежей отдельных деталей. Исключение составляют поверхности и детали, обрабатываемые при сборке изделия. Например, поверхности под конические и цилиндрические штифты, которые устанавливаются после обработки «по месту» при сборке.

Основаниями для разработки чертежей деталей и назначения (расчета) требований точности являются: сборочные чертежи изделия с выбранными посадками, условия функционирования изделия в целом и детали в частности (движения, нагрузки, их характер, скорости перемещений, движения сред, необходимость герметичности, точности перемещений, износ, ремонтпригодность и др.), при необходимости, результаты расчетов размерных цепей, расчеты, выполняемые при проектировании, характер производства, металлорежущее оборудование, средства измерения и контроля и т. д.

При разработке чертежей необходимо учитывать следующие положения:

1. Рабочий чертеж детали должен содержать все необходимое для ее изготовления и контроля:

- размеры и их предельные отклонения (допуски);
- допуски формы точных поверхностей;
- допуски расположения поверхностей;
- требования к шероховатости;
- данные о материале детали, термообработке, при необходимости, отделке и др.

Следует иметь в виду, что допуски формы и расположения указывают на чертеже только в том случае, если они

оказывают влияние на функционирование детали и всего изделия.

2. Деталь на рабочем чертеже изображают с минимальным числом видов, сечений, разрезов (достаточным для полного представления формы детали) и в том положении, в котором деталь будет находиться при обработке (на токарных, сверлильных, фрезерных, шлифовальных и др. станках).

3. Размеры с предельными отклонениями поверхностей деталей, обрабатываемых совместно с другими деталями, заключают в квадратные скобки и в технических требованиях помещают указание: «Обработку по размерам в квадратных скобках производить совместно с деталью .... Детали применять совместно».

4. Размеры, не подлежащие выполнению по данному чертежу и указываемые для большего удобства пользования, называются справочными и отмечаются знаком «\*». В технических требованиях записывают: «\*Размеры для справок».

К справочным размерам относят, например, размеры, перенесенные с размеров изделий-заготовок, размеры заготовок из сортового, фасонного, листового и другого проката, размеры, перенесенные из заготовок, полученных литьем, штамповкой и др.

5. Для всех размеров на рабочих чертежах должны быть указаны предельные отклонения. Не указывают предельные отклонения для следующих размеров:

- справочных размеров;
- размеров, определяющих зоны различной шероховатости одной и той же поверхности, зоны термообработки, покрытий, отделки, рифлений, насечки; в этих случаях непосредственно у таких размеров ставят знак «≈»;
- размеров с припуском на пригонку (детали индивидуального производства);
- для размеров, заключенных в прямоугольные рамки; отклонения таких размеров косвенно ограничиваются допусками расположения (или формы) поверхностей.

6. Предельные отклонения размеров, допуски формы, допуски расположения на чертежах указывают (без обозначения единиц) в миллиметрах (мм), параметры шероховатости: среднее арифметическое отклонение профиля  $R_a$ , среднюю высоту неровностей  $R_z$ , наибольшую высоту неровностей  $R_{max}$  — в микрометрах (мкм, 1 мкм —  $10^{-3}$  мм), средний шаг  $S_m$  и средний шаг по вершинам неровностей  $S$  — в миллиметрах (мм), относительную опорную длину профиля  $t_p$  и уровень сечения  $p$  — в процентах.



7. В деталях, получаемых литьем или пластическим деформированием, должны быть предусмотрены необходимые уклоны, галтели, ребра жесткости, радиусы скруглений и т. д. В технических требованиях указывают стандарт, определяющий класс точности и предельные отклонения размеров отливок, поковок и пр. Например, в технических требованиях на чертеже детали, полученной из отливок, указывают:

1. Точность отливки 8-0-0-7 ГОСТ26645–85,
2. Линейные уклоны по ГОСТ 3212–92.

В обозначении точности отливки: 8 — класс точности размеров, 0-0 — не заданы степень коробления отливки и степень точности поверхностей, 7 — класс точности массы отливки. Классы точности размеров и массы задавать обязательно (нули для степеней точности и коробления можно не указывать).

#### 4.2. ПРОСТАНОВКА РАЗМЕРОВ НА РАБОЧИХ ЧЕРТЕЖАХ ДЕТАЛЕЙ

Для правильной и рациональной простановки размеров необходимо соблюдать следующие правила.

1. **Правило достаточности размеров.** Количество размеров на чертеже детали должно составлять ее полную размерную характеристику и быть достаточным для ее изготовления и контроля.

В каждой конкретной детали количество необходимых размеров постоянно и зависит от числа цилиндрических (конических) и торцовых поверхностей, но не зависит от варианта расположения этих размеров. Для относительно простых деталей, встречающихся в учебных проектах, с целью определения числа необходимых размеров можно применять простое правило: должны быть указаны все диаметральные размеры, а число осевых размеров должно быть на единицу меньше числа торцовых поверхностей. Следовательно, общее число  $n_{\Sigma}$  размеров на чертеже детали должно быть равно

$$n_{\Sigma} = n_d + (n_t - 1), \quad (4.1)$$

где  $n_d$  — число диаметральных размеров;  $n_t$  — число торцовых поверхностей.

Например, для детали, изображенной на рис. 4.1, а, количество диаметров (размеров)  $n_g$  равно четырем, число торцовых поверхностей  $n_t = 4$ . Следовательно, общее количе-

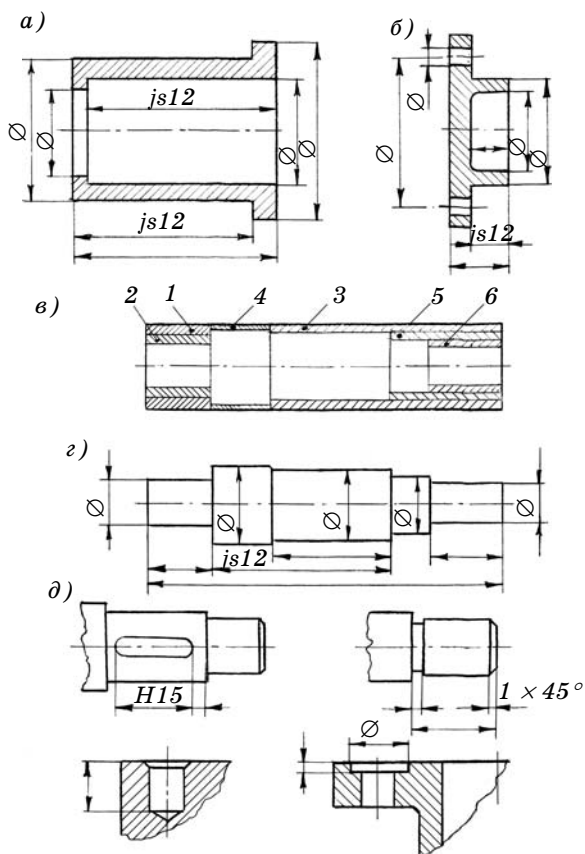


Рис. 4.1

ство размеров:

$$n_{\Sigma} = 4 + (4 - 1) = 7.$$

Аналогично для детали, изображенной на рис. 4.1, б, общее количество размеров составляет 7 и 10 соответственно.

Естественно, в необходимых случаях указывают размеры радиусов, галтелей, проточек и т. д.

Для более сложных деталей пользоваться формулой (4.1) не эффективно, хотя и возможно, поэтому в таких случаях следует внимательно проанализировать достаточность числа поставленных размеров.

**2. Правило незамкнутости размеров.** Последовательность («цепь») осевых размеров не должна быть замкнута. Каждый размер следует указывать один раз.

Совокупность осевых размеров на чертеже детали образует несколько детальных размерных цепей, которые включают составляющие и замыкающие звенья (размеры). Замыкающий размер (неуказываемый) получается в результате выполнения составляющих размеров и суммирует их погрешности.

Следовательно, на чертеже должно быть такое количество размеров, какое следует (без учета размеров галтелей, проточек и прочее) по формуле (4.1). Не меньше — иначе не будет определена полностью форма детали, но и не больше — иначе возникает замкнутость размеров, т. е. какой-либо размер (или несколько размеров) указан более одного раза. На рис. 4.1, *а—в* условие незамкнутости соблюдено.

**3. Правило «обязательных» размеров.** На чертеже следует обязательно указывать все посадочные и свободные диаметральные размеры, посадочные осевые размеры, осевые размеры («цепные»), входящие в размерную цепь, и некоторые расчетные размеры (расчеты при проектировании). Например, показанный на рис. 4.1, *а* размер глубины расточки стакана (*js12*) есть «цепной» размер — цепи, определяющей осевую «игру» подшипников. Аналогично размер *js12* на рис. 4.1, *б*. Второй размер на рис. 4.1, *а*, определяющий длину проточки (*js12*) наружного диаметра стакана, есть также «цепной» размер — цепи, определяющей осевое смещение зубчатого венца  $f_{AMr}$  конического колеса.

На чертежах валов обязательно следует указывать размер между торцами, в которые «упираются» подшипники качения. Это также «цепной» размер.

В указанных и подобных размерных цепях используется метод регулирования (см. гл. 2) — применения компенсаторов в виде набора металлических прокладок, колец, втулок, поэтому «цепные» размеры принимают по грубым квалитетам (чаще 12-му).

**4. Правило «технологичности» при простановке размеров.** При простановке осевых и других размеров необходимо учитывать способы и последовательность обработки детали, применяемое оборудование, приспособления, режущий инструмент. При этом должна быть обеспечена возможность контроля.

Существует большое число вариантов простановки осевых размеров. Например, три торцовые поверхности можно соединить (двумя размерами) тремя способами, четыре поверхности (тремя размерами) — шестнадцатью способами (одни из вариантов показаны на рис. 4.1, *а, б*) и т. д. Общее

количество  $N_n$  вариантов простановки размеров, соединяющих  $n$  торцовых поверхностей, можно рассчитать по формуле

$$N_n = 1 + \sum_{i=1}^{n-2} C_{n-1}^i (n-i-1) N_{i+1}, \quad (4.2)$$

где  $C_{n-1}^i$  — число сочетаний из  $n-1$  по  $i$ .

Из всех вариантов следует выбрать наиболее удобные для изготовителей и контролеров.

Простановка осевых размеров зависит в общем случае от масштаба производства (единичное, серийное, массовое) и применяемого при этом оборудования (токарно-винторезные, револьверные, многолезцовые станки, станки-автоматы, обрабатывающие центры и др.). Например, на рис. 4.1, в, показана последовательность (1-6) обработки вала, установленного в центрах. Вал обрабатывают за два перехода — с «короткой» стороны вала, а затем — с «длинной». Следовательно, размеры на валу должны быть проставлены от торцов базовых поверхностей. Один из возможных вариантов простановок показан на рис. 4.1, г (размер, обозначенный  $js12$ , — «цепной»).

При наличии у детали фасок или канавок размеры следует проставлять до буртиков или до торцов деталей (указывая размеры для канавочных резцов, см. рис. 4.1, д). Необходимо также указывать глубину сверления или зенкования отверстий, размеры шпоночных пазов (см рис. 4.1, д).

### 4.3. ВЫБОР ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ

Все размеры на чертеже детали можно разделить на посадочные, «цепные» и свободные. Допуски размеров на чертежах указывают в виде условных обозначение полей допусков или численных отклонений. В учебных чертежах рекомендуется первое.

Поля допусков посадочных размеров принимают в соответствии с посадками на сборочных чертежах, поля допусков «цепных» размеров — в соответствии с расчетами размеров цепей (наиболее часто используют поля допусков  $js12$ ,  $h12$ ,  $H12$ ).

Допуски свободных размеров устанавливают по 12 — 17 квалитетам и соответствующим классам точности свободных размеров: точному  $f$ , среднему  $m$ , грубому  $s$ , очень грубому  $v$ .

Предельные отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками должны соответствовать ГОСТ 30893.1–2002. На практике используются три варианта назначения неуказанных предельных отклонений размеров (табл. 4.1)

Выбор вариантов по табл. 4.1 зависит от конструктивных и технологических требований и связан с правилами, установленными в отрасли или на предприятии. Наиболее часто используют первый вариант. При этом 12-й (13-й) квалитет и класс точности «точный» ( $t_1$ ) характерны для приборостроения, точного машиностроения, авиастроения и т. д. В общем машиностроении для деталей, полученных точением, применяют 14-й (15-й) квалитет и класс точности «средний» ( $t_2$ ). 16-й и 17-й квалитеты и классы точности

Т а б л и ц а 4.1

**Варианты назначения неуказанных предельных отклонений размеров (по ГОСТ 30893.1–2002)**

Вариант	Предельные отклонения		
	валов	отверстий	прочих элементов
$\Delta$ по классам точности: f, m, c, v			
1	$\pm\Delta$	$\pm\Delta$	$\pm\Delta$
IT по классам точности (квалитетам): 12, 14, 16, 17			
2*	$-IT(h)$	$+IT(H)$	$\pm IT/2; \pm t_i/2$
$t_i$ по классам точности: $t_1, t_2, t_3, t_4$			
3*	$-t_i$	$+t_i$	$\pm t_i/2$
<p>Пр и м е ч а н и я: 1. Вариант 1 характеризует отклонения линейных и угловых размеров, варианты 2 и 3 — только линейных. 2. <math>\Delta</math> — отклонения, применяемые в зависимости от номинальных размеров и классов точности: f, m, c, v (табл. П14 Приложения). Примеры обозначения на чертежах: «Общие допуски по ГОСТ 30893.1–m» или «ГОСТ 30893.1–m». 3. <math>IT</math> — допуск соответствующего квалитета (12, 14, 16, 17). Примеры обозначения на чертежах: «Общие допуски по ГОСТ 30893.1: H14, h14, <math>\pm IT/2</math>» или «Общие допуски по ГОСТ 30893.1: H14, h14, <math>\pm t_2/2</math>». 4. <math>t_i</math> — допуск по классу точности [<math>t_1</math> — точному, <math>t_2</math> — среднему, <math>t_3</math> — грубому, <math>t_4</math> — очень грубому (табл. П14 Приложения)]. Пример обозначения на чертежах: «Общие допуски по ГОСТ 30893.1: <math>+t_2, -t_2, \pm t_3/2</math>». 4. Для четвертого варианта отклонения <math>-IT(\varnothing h)</math> и <math>+IT(\varnothing H)</math> относятся только к валам и отверстиям с круглым сечением. Для остальных валов и отверстий используются отклонения <math>\pm IT/2</math> или <math>\pm t_i/2, i = 1 + 4</math>.</p>			
* Дополнительные варианты; их назначение при новом проектировании рекомендуется ограничить.			

«грубый» и «очень грубый» ( $t_3$  и  $t_4$ ) чаще используют в аппаратуростроении, крупных изделиях, деталях, получаемых пластическим деформированием, сварных изделиях и т. д.

Правила назначения допусков и размеров для нежестких деталей (из металлических или иных материалов) установлены ГОСТ 30987–2003 (ИСО 10579:1993) «Основные нормы взаимозаменяемости. Назначение размеров и допусков для нежестких деталей».

Нежесткой считается деталь, которая деформируется в свободном (нерабочем) состоянии так, что допуски ее размеров, формы или расположения выходят за пределы, установленные для детали в закрепленном (рабочем) состоянии. Поэтому на чертежах надо указывать условия (т. е. свободное или закрепленное состояние), к которым относятся допуски.

Допуски нежестких деталей на чертежах должны дополняться следующими указаниями:

— в основной надписи чертежа или вблизи нее: указанием «ГОСТ—NR» (NR — от англ. слов — нежесткая деталь);

— в технических требованиях: условиями закрепления детали;

— допуски формы и расположения, относящиеся к свободному состоянию, должны иметь обозначение (F), которое размещается справа от числового значения допуска;

— в технических требованиях: условия, при которых достигаются допуски формы и расположение в свободном состоянии (направление силы тяжести, ориентация детали и т. д.).

Для деталей с круглым сечением допуск размера в свободном состоянии может относиться к среднему диаметру (среднее арифметическое из нескольких, не менее четырех значений, или определенному по измеренному параметру, или полученному способом, указанным в технических требованиях). В этом случае в обозначении поля допуска диаметра следует поставить буквы CP, например,  $\varnothing 100f9-CP$ .

#### 4.4. ВЫБОР ДОПУСКОВ ФОРМЫ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Погрешности формы поверхностей, неизбежно возникающие при механической обработке, оказывают иногда сильное воздействие на работу детали и всего изделия. В подвижных соединениях ухудшается прилегание поверхностей, возникает повышенный износ в местах контакта, неравномерность движения, шум, в неподвижных соединениях из-за неравномерности натягов и зазоров снижается прочность,

ухудшается герметичность, нарушается центрирование и др. Поэтому для всех точных и «ответственных» (за функционирование) поверхностей указывают допуски формы, которые ограничивают возможные погрешности при изготовлении. Если допуск формы не задан, то погрешности формы могут быть любыми в пределах допуска на размер.

Отклонения (погрешности) формы поверхностей отсчитываются (и измеряются) от прилегающих профилей и поверхностей: прямых, плоскостей, окружностей, цилиндров. За отклонение формы принимают наибольшее (из всех возможных) расстояние от точек реальной поверхности до прилегающего профиля или поверхности. Отклонение формы  $EF$  не должно превышать установленного чертежом допуска  $TF$ . Основные термины и определения, относящиеся к допускам формы и расположения поверхностей, установлены ГОСТ 24642–81.

Отклонения (допуски) формы разделяют на общие (комплексные) и частные. Общие отклонения формы включают частные виды отклонений. Допуски формы  $TF$  общих видов на чертежах обозначают условными знаками в рамке (рис. 4.2, *a*), частные — текстом в технических требованиях (например: «Овальность поверхности  $A$  не более 0,005 мм»).

К допускам формы плоских поверхностей относят: допуск *прямолинейности*  $TFL$  (рис. 4.3, *a*) — характеризует отклонение от прилегающей прямой (частные виды: выпуклость и вогнутость профиля); допуск *плоскостности*  $TFE$  (см. рис. 4.3, *б*) — характеризует отклонение от прилегающей плоскости (частные виды: выпуклость и вогнутость поверхности).

К допускам формы цилиндрических поверхностей относят: допуск *круглости*  $TFK$  (см. рис. 4.3, *в*) — характеризует отклонение от прилегающей окружности (частные виды: овальность, огранка), допуск формы *профиля продольного сечения*  $TFP$  (см. рис. 4.3, *г*) — характеризует отклонение от прилегающего профиля (частные виды: конусообразность, бочкообразность, седлообразность, изогнутость), допуск *цилиндричности*  $TFZ$  (см. рис. 4.3, *д*) — характеризует отклонение от прилегающего цилиндра. Цилиндричность включает круглость и отклонение формы профиля продольного сечения.

Допуски формы (степеней с 1-й по 16-ю) должны назначаться и корректироваться на основании теоретических и экспериментальных исследований, результатов производственных испытаний и т. п. Для предварительного выбора можно использовать градацию соединений по степеням относительной геометрической точности: нормальная точность

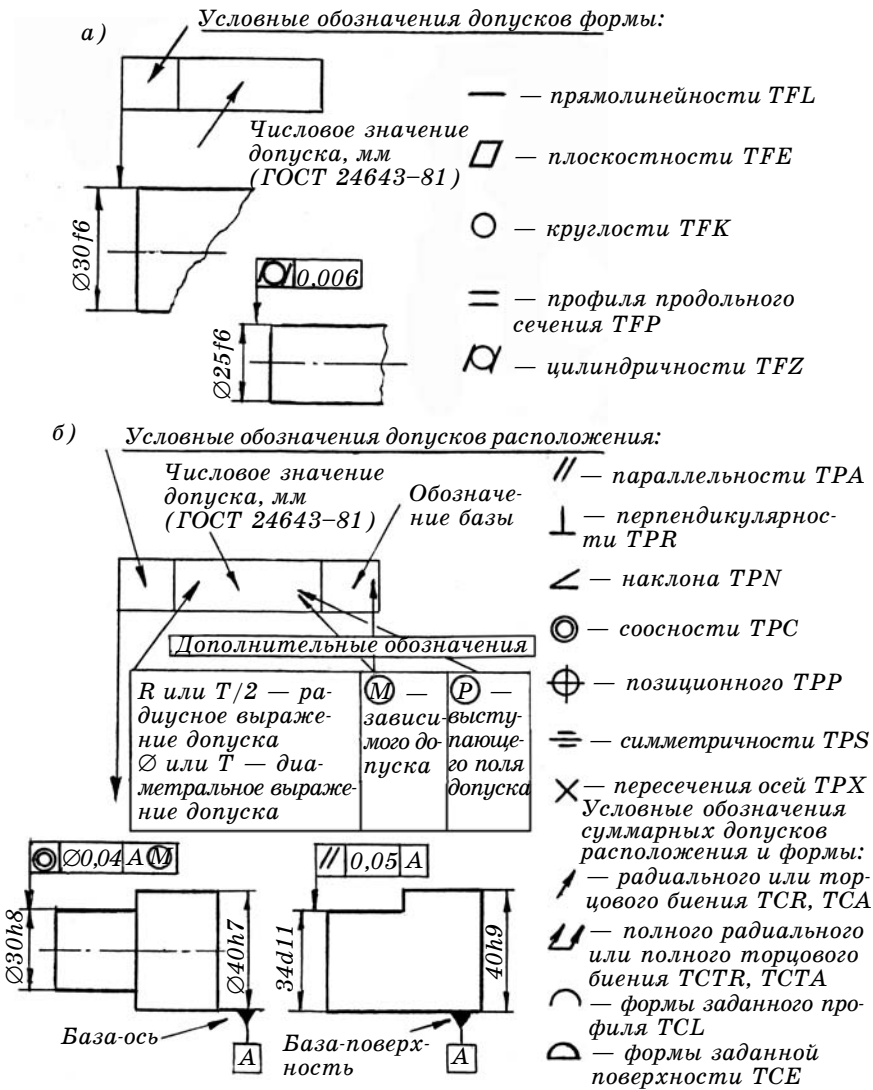


Рис. 4.2

(А), повышенная (В), высокая (С), особо высокая. Допуски формы поверхностей для различных степеней составляют от 0,3(0,6) до 0,125(0,25) части допуска  $T$  на размер (в скобках указаны доли для допусков прямолинейности, плоскостности и изогнутости). Примеры применения степеней точности А, В, С и соотношение для расчета допусков формы  $TF$  приведены в табл. 4.2.



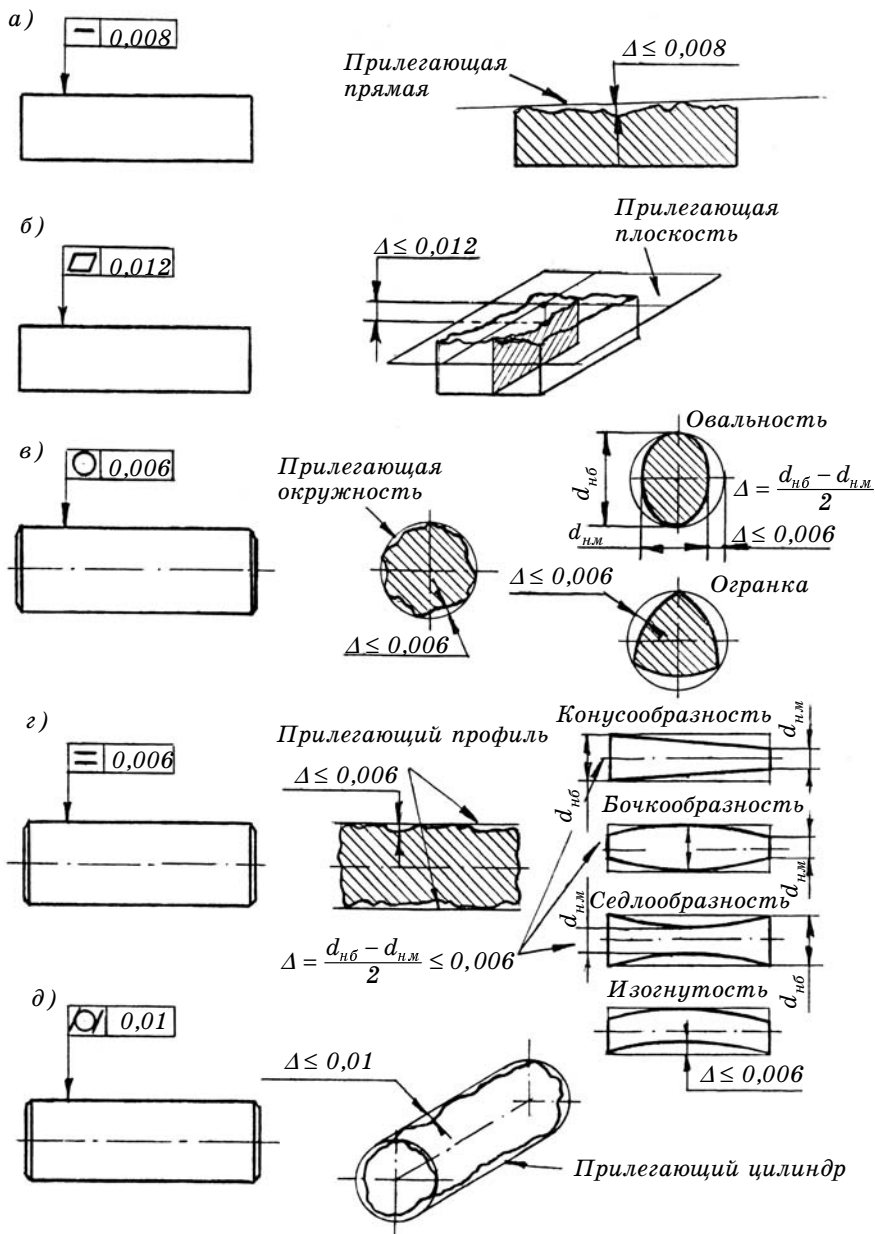


Рис. 4.3

Т а б л и ц а 4.2

**Относительная геометрическая точность формы плоских и цилиндрических поверхностей (по ГОСТ 24643–81 и [1])**

Относительная геометрическая точность	Примеры применения	Значения допуска формы $TF$
А (нормальная)	Подвижные соединения при небольших скоростях и нагрузках. Соединения с натягом и переходными посадками при повышенных требованиях к стабильности натяга и точности центрирования в условиях работы	$\leq 0,3 (0,6)T$
В (повышенная)	Подвижные соединения при средних скоростях и нагрузках, требования к плавности хода и герметичности. Соединения с натягом и переходными посадками в условиях значительных скоростей, нагрузок, ударов, вибраций	$\leq 0,2 (0,4)T$
С (высокая)	Подвижные соединения при больших скоростях и нагрузках. Соединения, при высоких требованиях к плавности хода, снижению трения, герметичности уплотнений. Соединения с натягом и переходными посадками в условиях больших нагрузок, вибрации и т. д.	$\leq 0,125 (0,25)T$
Особо высокая	Особо высокие требования к точности, плотности, герметичности, бесшумности, долговечности при тяжелых режимах работы	$< 0,125 (0,25)T$
<p>Примечания: 1. <math>T</math> — допуск размера нормируемой поверхности. 2. В скобках указаны значения <math>TF</math> для допусков прямолинейности, плоскостности и изогнутости. 3. Полученные при расчете значения <math>TF</math> округляют до стандартных по ГОСТ 24643–81 (см. табл. П5 Приложения).</p>		

Значения допусков формы (допуски круглости и профиля продольного сечения) для поверхностей под *подшипники качения* должны приниматься по ГОСТ 3325–85 (см. табл. П9 Приложения); они составляют *часть допуска размера*.

#### 4.5. ВЫБОР ДОПУСКОВ РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Отклонение (погрешность) расположения [1, 4] есть отклонение действительного расположения какого-либо элемента детали от номинального расположения, которое определяется номинальными координирующими размерами между элементом и базой (базами). Например, координирующим будет размер между параллельными плоскостями или между плоскостью основания корпуса и осью отверстия в нем и т. п. Иногда координирующее расположение не указывают, и номинальное расположение поверхностей задается непосредственно изображением детали на чертеже (например, отсутствует координирующий размер между соосными цилиндрическими поверхностями на валах).

Для оценки точности расположения рассматриваемого элемента (плоскости, оси, паза, выступа и т. д.) устанавливают базу (базы), относительно которых будут выполняться измерения отклонений расположения. В качестве баз используют плоскости (деталь устанавливают на эту плоскость при измерениях), оси цилиндрических, конических поверхностей (деталь обычно устанавливают в призмах), общие оси двух (или более) поверхностей вращения (общая ось — прямая, проходящая через оси поверхностей в их средних сечениях; валы в этих случаях устанавливают на «ножевые» призмы), плоскости симметрии, общие плоскости симметрии, точку (например, центр сферы). При назначении баз обязательно выбирают только точные и протяженные поверхности с тем, чтобы погрешности таких поверхностей минимально влияли на результаты измерений отклонений расположения.

Деталь при установке на базу лишается определенных степеней свободы, что позволяет обеспечить однозначность результатов измерений. Например, при установке на плоскость деталь лишается трех степеней свободы (смещения по вертикали, поворотов вокруг горизонтальных осей). Как известно, жесткая деталь имеет шесть степеней свободы (три перемещения по координатам и три поворота вокруг коор-

динатных осей). Поэтому при необходимости применяют комплект баз (установочная база лишает деталь трех степеней свободы, направляющая — двух, опорная — одной), который лишает деталь всех степеней свободы.

Базы в машиностроении разделяют на конструкторские («опорные» поверхности, которыми деталь ориентирована по отношению к другим деталям), технологические (которые используют для установки при обработке) и измерительные (которые используют для установки при измерениях). Для повышения точности изделий рекомендуется соблюдать принцип единства баз.

Отклонения расположения  $EP$ ,  $ES$  (полученные в результате измерений) не должны превышать значения установленного на чертеже допуска расположения  $TP$ ,  $TS$  на всей длине нормируемого элемента или в пределах оговоренного участка. При этом погрешности формы поверхностей не учитывают, т. е. реальные поверхности как бы заменяют прилегающими (плоскостями, линиями, окружностями, цилиндрами). На практике это условие выполняется либо путем использования средств, материализующих прилегающие поверхности в виде разметочных плит, лекальных линейек, точных оправок, колец и т. п., либо специальной математической обработкой результатов измерений. При необходимости нормируют суммарные отклонения формы и расположения (см. ниже).

ГОСТ 24642–81 устанавливает 13 видов допусков расположения, из которых шесть являются суммарными (включают отклонения формы и расположения поверхностей).

Допуски расположения на чертежах обычно обозначают условными знаками (но можно и текстом в технических требованиях), которые размещают в прямоугольной рамке (см. рис. 4.2, б), где указывают также численное значение допуска (степени точности с 1-й по 16-ю) по ГОСТ 24643–81 и, при необходимости, обозначение базы, обозначение допуска в диаметральном или радиусном выражении, обозначение зависимого или выступающего поля допуска. Базу на чертеже указывают в виде зачерненного равностороннего треугольника (см. рис. 4.2, б), который обозначают порядковой буквой русского алфавита ( $A$ ,  $B$ ,  $B$  и т. д.) или соединяют тонкой линией с рамкой допуска расположения (не обозначая базу буквой). Если треугольник базы расположен на продолжении размерной линии, то базой является ось поверхности или плоскость симметрии, если — нет, то базой является поверхность (см. рис. 4.2, б).

Некоторые (см. ниже) допуски расположения устанавливаются *в радиусном выражении* (наибольшее допускаемое отклонение расположения; знаки;  $R$  или  $T/2$ ) или *в диаметральном выражении* (удвоенное наибольшее допускаемое отклонение расположения; знаки  $\varnothing$  или  $T$ ).

Допуски расположения поверхностей разделяют на независимые и зависимые.

*Независимым* называется допуск расположения, числовое значение которого постоянно для всех деталей, изготавливаемых по данному чертежу (аналогично допуску размера), и не зависит от действительных размеров нормируемой (или базовой) поверхности.

*Зависимым* называется допуск расположения, числовое значение которого переменное и зависит от действительного размера нормируемой (или базовой) поверхности рассматриваемой детали, изготовленной по данному чертежу. Зависимые допуски обозначают символом (буквой)  $M$  в кружке (см. рис. 4.2, б).

На чертеже указывают наименьшее значение зависимого допуска, которое можно превышать на столько, на сколько действительный размер измеренной поверхности детали отличается от ее проходного предела (т. е. наибольшего предельного размера вала или наименьшего предельного размера отверстия).

Зависимые допуски расположения выгодны в производстве, так как позволяют увеличить «выход» годных изделий, упростить контроль путем использования проходных комплексных калибров (как бы аналогов сопряженных деталей), применить более дешевые способы изготовления.

Допуски расположения относят к категории зависимых для деталей соединений с гарантированным зазором, при этом к соединениям предъявляются только требования собираемости. Обычно зависимыми принимают допуски расположения и отклонения координирующих размеров, характеризующих точность расположения отверстий под крепежные детали (болты, шпильки, винты и пр.) в крышках, корпусах, втулках и т. д. (рис. 4.4, а).

Выступающим полем допуска (на чертеже обозначают буквой (знаком)  $P$  в кружке, см. рис. 4.2, б) называют такое поле допуска, которое ограничивает отклонение расположения поверхности элемента за пределами его протяженности (например, необходимо обеспечить должное положение выступающего края вала, установленного в нормированное допусками расположения отверстие). Длину и расположе-

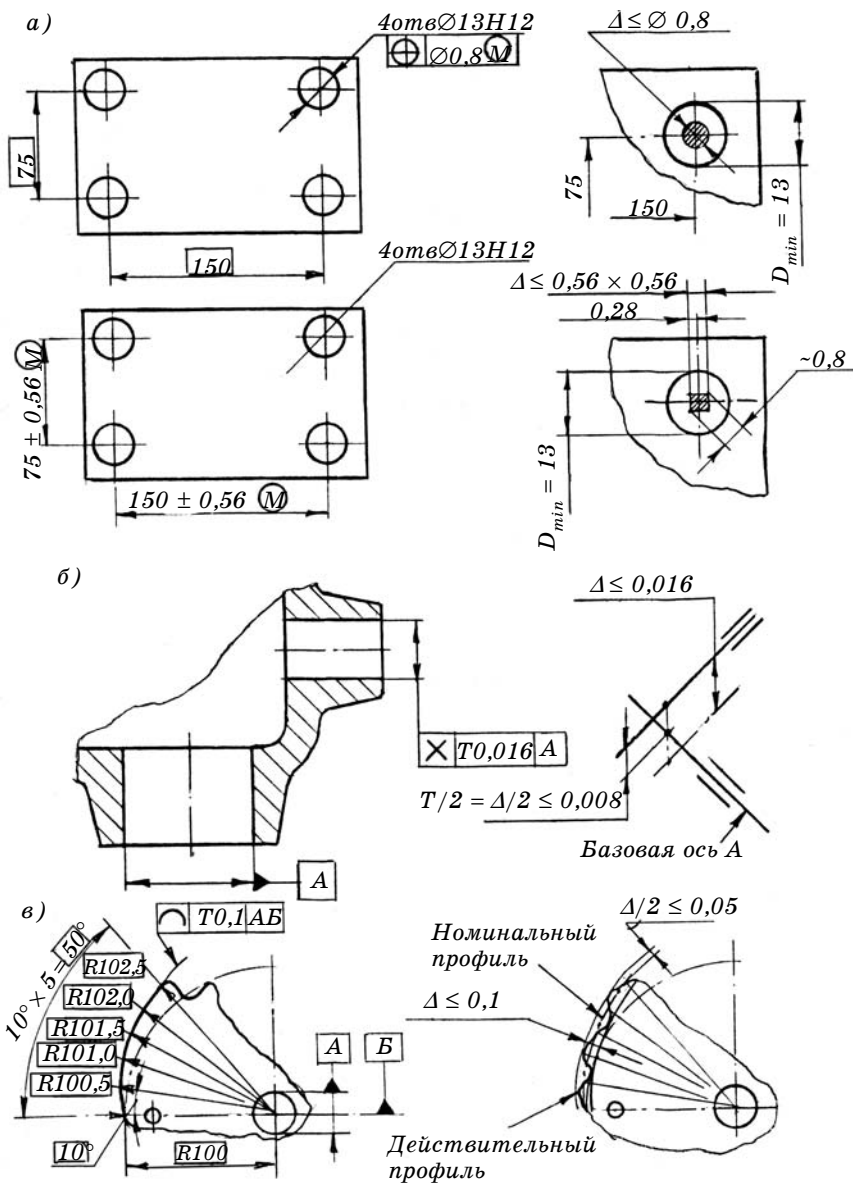


Рис. 4.4

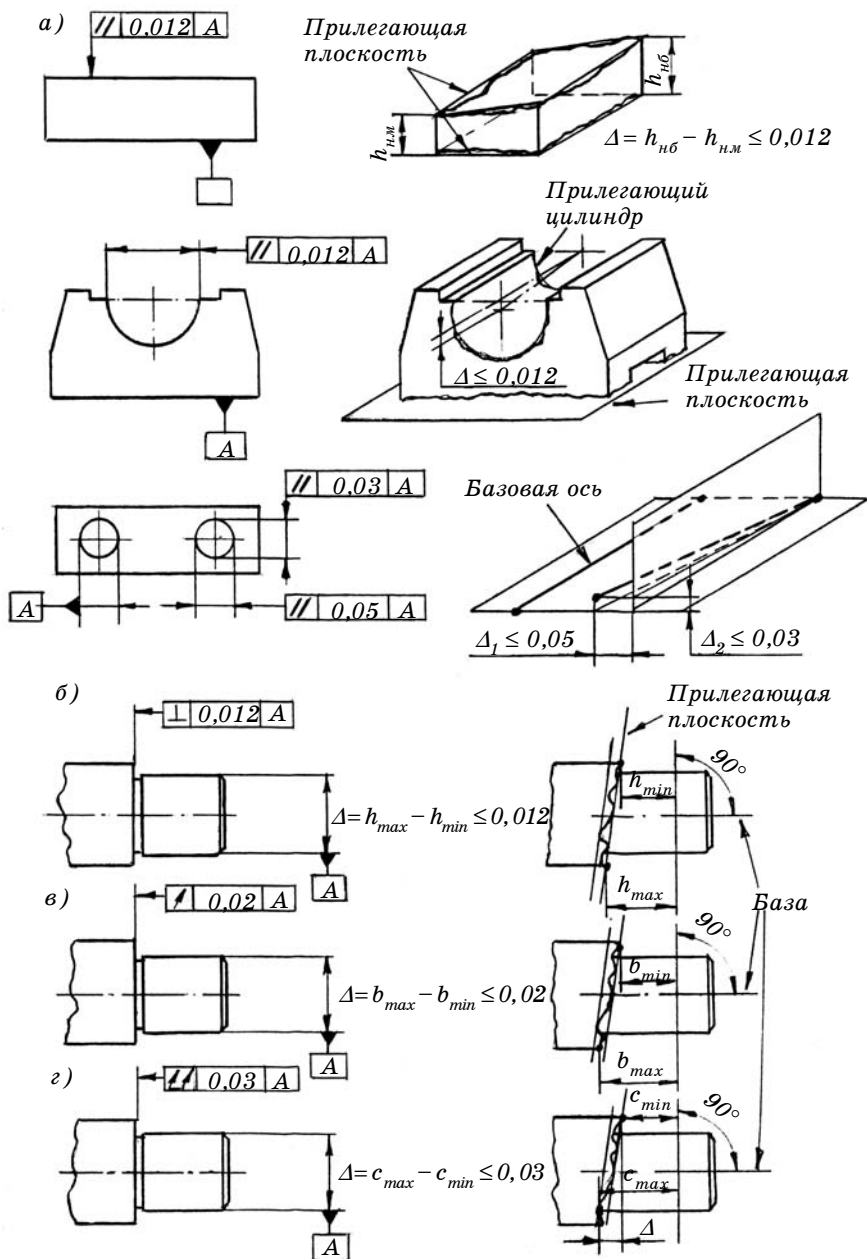


Рис. 4.5

ние выступающего поля допуска нормируемой поверхности указывают тонкими сплошными линиями, у размера ставят знак  $P$  в кружке.

К допускам расположения относятся следующие числовые значения (см. в табл. П6 Приложения).

*Допуск параллельности  $T_{PA}$*  (рис. 4.5, *a*, см. также рис. 4.2, *б*) характеризует точность расположения параллельных плоскостей, оси и плоскости (и наоборот), двух осей в пространстве (смещение оси в общей плоскости, проведенной через базовую и номинально параллельную оси, смещение оси в плоскости, перпендикулярной к общей, есть перекос оси; такие погрешности необходимо ограничивать в деталях для зубчатых передач).

*Допуск перпендикулярности  $T_{PR}$*  (см. рис. 4.2, *б*, 4.5, *б*) характеризует точность расположения плоскостей, осей, оси и плоскости (и наоборот). Последнее отклонение особенно значимо для поверхностей (с базовой осью) под подшипники качения.

*Допуск наклона  $T_{PN}$*  (рис. 4.6, *a*, см. также рис. 4.2, *б*) характеризует точность углов (кроме углов  $0, 90, 180^\circ$ ) между плоскостями, осями, осью и плоскостью (и наоборот). Номинальное значение угла заключают в прямоугольную рамку. Это означает, что отклонения угла рассчитывают, при необходимости, по допуску наклона, который задают в линейных величинах (мм). Точность угла (с симметричными или односторонними отклонениями) может быть непосредственно указана после номинального значения угла (степени точности 1–17:  $AT_1, \dots, AT_{17}$ ). Допуск наклона в этом случае не проставляют.

*Допуск соосности  $T_{PC}$*  (см. рис. 4.2, *б*, 4.6, *б*) характеризует точность расположения номинально соосных цилиндрических (конических) поверхностей. Обязательно указывают в диаметральном (знак  $\varnothing$ ) или в радиусном (знак  $R$ ) выражениях. Отклонения соосности особенно значимы для поверхностей, на которые устанавливают зубчатые колеса, подшипники качения, втулки подшипников скольжения, муфты и др. Базами (базой) в этом случае являются общие оси поверхностей (ось поверхности) для подшипников качения или скольжения (см. рис. 4.6).

*Допуск симметричности  $T_{PS}$*  (см. рис. 4.2, *б*, 4.6, *д*) характеризует точность расположения элемента (например, шпоночного паза) относительно базовой плоскости симметрии (проходящей через ось вала). Допуск обязательно указывают в диаметральном (знак  $T$ ) или радиусном (знак  $T/2$ ) выражениях.



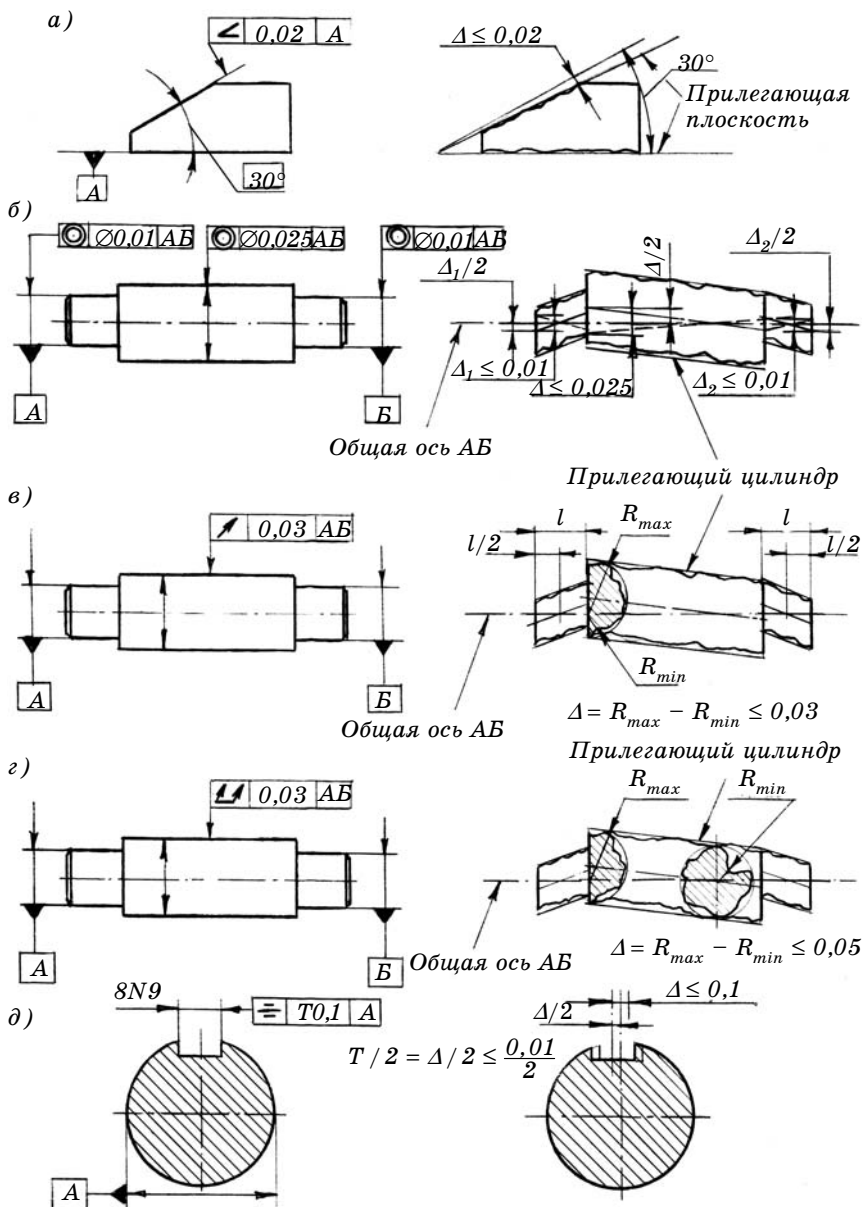


Рис. 4.6

*Позиционный допуск ТРР* (см. рис. 4.2, б, 4.4, а) характеризует отклонение оси отверстия (линии, плоскости симметрии) от номинального положения, определяемого координирующими размерами. Допуск указывают обязательно в диаметральном (знак  $\varnothing$ ) или радиусном (знак  $R$ ) выражениях. Наиболее часто позиционные допуски используются для обозначения точности расположения гладких или резьбовых отверстий под крепежные детали (болты, шпильки, винты) в различных крышках, корпусах, муфтах и т. п. Точность расположения этих отверстий можно на чертежах указывать двумя способами: позиционным допуском или предельными отклонениями расстояний (и углов), координирующих расположение отверстий в детали. И в первом, и во втором случае допуски и отклонения будут зависимыми, так как чем больше размер отверстия (в пределах допуска!), тем большее смещение его оси можно допустить без нарушения собираемости (крепежные детали проходят в отверстия соединяемых деталей).

Принимаемые значения позиционных допусков составляют менее  $S_{\min}$  или  $S_{\min}/2$  предельных отклонений (в зависимости от количества и расположения отверстий; отклонения можно рассчитать по заданному позиционному допуску) — от  $S_{\min}$  до  $0,175 S_{\min}$  и менее (табл. 4.3).

*Допуск пересечения осей ТРХ* (см. рис. 4.2, б, 4.4, б) характеризует расстояние между номинально пересекающимися осями (т. е. расстояние между скрещивающимися осями). На чертежах указывают обязательно в диаметральном (знак  $T$ ) или радиусном (знак  $T/2$ ) выражениях. Допуск пересечения осей особенно значим для конических зубчатых передач, где он определяет полноту контакта зубьев в передаче. Для отверстий корпусов редукторов и приводов с коническими зубчатыми передачами рекомендуется принимать допуск пересечения осей, равный  $2f'_a$  (в диаметральном выражении; знак  $T$ ) или  $f'_a$  (в радиусном выражении; знак  $T/2$ ), где  $f'_a$  — допустимое отклонение от пересечения осей отверстий в корпусе,

$$f'_a \approx (0,6 \div 0,8) f_a \quad (4.3)$$

где  $f_a$  — отклонение межосевого расстояния в собранной зубчатой передаче по ГОСТ 1758–81; оно зависит от степени точности зубчатой передачи и среднего конусного расстояния.

*Допуск радиального биения ТСР* (см. рис. 4.2, б, 4.6, в) — это суммарный допуск, включающий (по правилам векторно-

Т а б л и ц а 4.3

**Значения позиционных допусков и предельных отклонений размеров, координирующих расположение отверстий под крепежные детали (болты, шпильки, винты) [1]**

Значения позиционного допуска ТРР			
для соединений типа А		для соединений типа Б	
$ТРР \leq S_{\min}$		$ТРР \leq 0,5S_{\min}$	
Значения предельных отклонений $\pm\Delta$ межосевых расстояний при числе $N$ отверстий в детали			
$N > 2$ (расположены в один ряд)	$N \leq 4$ (расположены в два ряда)	$N > 4$ (расположены в два и более ряда)	$N > 2$ (расположены по окружности диаметром $d$ )
Тип А: $\Delta^* \leq S_{\min}/2$ $\Delta^{**} \leq S_{\min}/(N-1)$	Тип А: $\Delta \leq 0,7S_{\min}$	Тип А: $\Delta \leq 0,35S_{\min}$	Тип А: $\Delta \leq 0,7S_{\min}$ $\Delta_{\alpha}^{***} \leq 1720 \frac{\Delta(MM)}{d}$
Тип Б: $\Delta^* \leq S_{\min}/4$ $\Delta^{**} \leq S_{\min}/2(N-1)$	Тип Б: $\Delta \leq 0,35S_{\min}$	Тип Б: $\Delta \leq 0,175S_{\min}$	Тип Б: $\Delta \leq 0,35S_{\min}$ $\Delta_{\alpha}^{***} \leq 860 \frac{\Delta(MM)}{d}$
<p>Примечания: 1. Соединение типа А — крепежная деталь (болт) проходит сквозь гладкие отверстия в соединяемых деталях; тип Б — крепежная деталь (болт, шпилька, винт) проходит сквозь гладкое отверстие в одной детали и винчивается в резьбовое отверстие в другой детали. 2. <math>S_{\min} = D_{\min} - d</math>, <math>D_{\min}</math> — наименьший предельный размер отверстия, <math>d</math> — наибольший размер крепежной детали. <math>S_{\min}</math> принимают от 0,5 до 2–4 мм в зависимости от диаметра болта.</p>			
<p>* При простановке размеров расстояний между отверстиями «лестницей».</p> <p>** При простановке размеров расстояний между отверстиями «цепью».</p> <p>*** (<math>\pm\Delta_{\alpha}</math>) отклонения (в угловых минутах) угла между отверстиями, углы указывают от одной базы («лестницей»).</p>			

го сложения) удвоенное отклонение центра сечения, в котором измеряется биение, относительно базовой оси и отклонение от круглости в данном сечении. Для измерения радиального биения используют индикаторы часового типа, измерительные головки и т. д. Наибольшее колебание стрелки в каком-либо сечении характеризует радиальное биение.

*Допуск торцового биения ТСА* (см. рис. 4.2, б, 4.5, в) — это суммарный допуск, включающий (по правилам векторного сложения) отклонение от перпендикулярности прилегающей плоскости относительно базовой оси и часть отклонений от плоскостности для точек, лежащих на диаметре

измерения. Для измерения торцового биения используют индикаторы часового типа, измерительные головки, которые устанавливаются на наибольшем диаметре торца (см. рис. 4.5, в) или на заданном диаметре, указанном на чертеже (в виде, например,  $0,012/\varnothing 100$ ).

*Допуск полного радиального биения  $TSTR$*  (см. рис. 4.2, б, 4.6, г) — это суммарный допуск, включающий (по правилам векторного сложения) отклонение от соосности измеряемой поверхности относительно базовой оси и отклонение от цилиндричности.

*Допуск полного торцового биения  $TSTA$*  (см. рис. 4.2, б, 4.5, г) — это суммарный допуск, включающий (по правилам векторного сложения) отклонение от перпендикулярности прилегающей плоскости относительно базовой оси и отклонение от плоскостности измеряемого торца.

*Допуски формы заданного профиля  $TCL$*  (см. рис. 4.2, б, 4.4, в) и *формы заданной поверхности  $TCE$*  (см. рис. 4.2) устанавливаются в диаметральном (знак « $T$ ») или радиальном (знак « $T/2$ ») выражении. Допуск  $T$  обычно используют для обозначения точности плоских криволинейных поверхностей («кулачков»), допуск  $T/2$  — для обозначения точности объемных криволинейных поверхностей (например, шаровых поверхностей).

На чертежах допусками формы и расположения ограничивают точные и «ответственные» поверхности. Некоторые погрешности формы и расположения остальных (грубых) поверхностей (так называют неуказанные допуски формы и расположения) косвенно ограничиваются допусками размеров. Но есть отклонения расположения, которые не входят составной частью в погрешность размера и не выявляются при контроле. К ним относятся: перпендикулярность, соосность, симметричность, пересечение осей, радиальное и торцовое биение. Допуски формы и расположения поверхностей, не указанные индивидуально, должны соответствовать ГОСТ 30893.2–2002 (см. табл. П15 Приложения).

Для того чтобы определить, какие именно допуски расположения должны быть указаны на чертеже детали, необходимо выявить конструкторские базы — «опорные» поверхности, поверхности, которыми деталь контактирует с другими деталями, поверхности основного функционального назначения. Далее следует проанализировать влияние возможных отклонений в расположении таких поверхностей на работу зубчатых передач, долговечность подшипников

качения и скольжения, работу уплотнительных устройств и муфт, на увеличение биения шкивов, звездочек и др.

Допуски расположения назначают в основном двумя методами:

1) *расчетным* — на основе расчета линейных, плоских, пространственных, векторных размерных цепей (радиальные биения зубчатых венцов, перекосы колец подшипников качения, биения шкивов, звездочек, перекосы муфт и др.), возможных изменений функционирования, трения, износа и т. п. (работа подшипников скольжения и качения, вибрации вращающихся деталей и т. д.), см. гл. 2, а также в работах [1, 2, 4, 5].

2) *табличным* — на основе рекомендаций в справочниках, пособиях, разработанных с учетом различных способов обработки, производственного опыта, испытаний [1].

В п. 4.7 приведены возможные допуски формы и расположения поверхностей, а также параметры шероховатости для типовых деталей: валов, стаканов, крышек, зубчатых колес, шкивов, корпусов приводов и редукторов.

#### 4.6. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ШЕРОХОВАТОСТИ

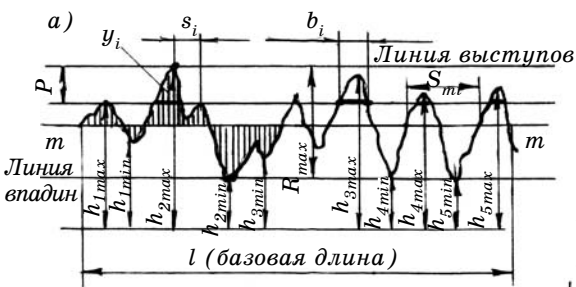
ГОСТ 2789–73\* устанавливает шесть параметров для нормирования шероховатости (совокупности микронеровностей на поверхности с отношением шага неровностей к их высоте менее 40): три параметра ( $R_a$ ,  $R_z$ ,  $R_{\max}$ ), характеризующих микронеровности по высоте, два шаговых параметра ( $S_m$ ,  $S$ ) и параметр  $t_p$ , характеризующий определенным образом форму микронеровностей. Параметры измеряют в пределах базовой длины.

Следует отметить, что совокупность установленных параметров не определяет полностью свойства шероховатости, поэтому по мере углубления наших знаний о влиянии свойств поверхностей на работу соединений могут устанавливаться дополнительные параметры.

Профиль шероховатости математически приближенно можно описать используя спектральную теорию неровностей (И. В. Дунина-Барковского), с помощью рядов Фурье.

*Параметр  $R_a$*  — среднее арифметическое отклонение профиля (рис. 4.7, а), интегральный параметр, наиболее полно характеризующий свойство шероховатости.

*Параметр  $R_z$*  — высота неровностей профиля по десяти точкам (см. рис. 4.7, а). Этот параметр характеризует среднюю высоту неровностей.



$$R_z = \frac{1}{5} \left( \sum_1^5 h_{i\max} - \sum_1^5 h_{i\min} \right)$$

$$R_a = \frac{1}{l} \int |y_i| dl \approx \frac{1}{n} \sum_1^n |y_i|$$

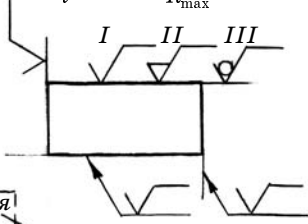
$R_{\max}$  — расстояние между линиями выступов и впадин

$$S = \frac{1}{n_1} \sum_1^{n_1} S_i$$

$$S_m = \frac{1}{n_2} \sum_2^{n_2} S_{mi}$$

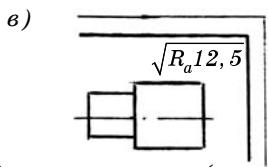
$$t_p = \frac{1}{l} \sum b_i; p = \frac{P}{R_{\max}} \%$$

б) При необходимости  
Значение (-я) параметра (-ов) шероховатости

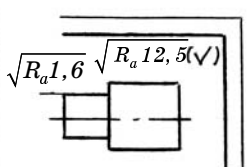


$\sqrt{R_a 1,6}$ $R_a \leq 1,6$ мкм	Обозначение направления шероховатости	<table border="1"> <tr> <th colspan="2"><math>R_a</math>, мкм, предпочтительные значения</th> </tr> <tr> <td>50</td> <td rowspan="2">Грубая обработка</td> </tr> <tr> <td>25</td> </tr> <tr> <td>12,5</td> <td rowspan="2">Получистовая и чистовая обработка</td> </tr> <tr> <td>6,3</td> </tr> <tr> <td>3,2</td> <td rowspan="4">Шлифование, разветывание</td> </tr> <tr> <td>1,6</td> </tr> <tr> <td>0,8</td> </tr> <tr> <td>0,4</td> </tr> <tr> <td>0,2</td> <td rowspan="2">Поліровка</td> </tr> <tr> <td>0,1</td> </tr> <tr> <td>0,05</td> <td></td> </tr> </table>	$R_a$ , мкм, предпочтительные значения		50	Грубая обработка	25	12,5	Получистовая и чистовая обработка	6,3	3,2	Шлифование, разветывание	1,6	0,8	0,4	0,2	Поліровка	0,1	0,05	
$R_a$ , мкм, предпочтительные значения																				
50	Грубая обработка																			
25																				
12,5	Получистовая и чистовая обработка																			
6,3																				
3,2	Шлифование, разветывание																			
1,6																				
0,8																				
0,4																				
0,2	Поліровка																			
0,1																				
0,05																				
$\sqrt{R_z 25}$ $R_z \leq 25$ мкм																				
$\sqrt{R_{\max} 12,5}$ $R_{\max} \leq 12,5$ мкм																				
$\sqrt{S 0,2}$ $S \leq 0,2$ мм																				
$\sqrt{S_m 0,2}$ $S_m \leq 0,2$ мм																				
$\sqrt{t_{25} 00}$ $t \geq 50\%$ при $p = 25\%$																				
$\sqrt{8,25 / R_a 1,6}$ $R_a \leq 1,6$ мкм, $l = 0,25$																				
$\sqrt{R_a 0,2 \pm \square 0\%}$ $R_a = 0,8 \pm 0,2 \times 0,8$ мкм																				
$\frac{R_a 1,6}{S 0,1}$ $R_a \leq 1,6$ мкм, $S \leq 0,16$ мм, $t \geq 70\%$																				
$\sqrt{0,25 / t_{50}}$ $70$ при $p=50\%, l=0,25$ мм																				

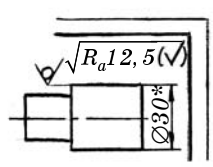
$R_a \leq T/20$	$R_z \leq T/5$
-----------------	----------------



Все поверхности (кругом) —  $R_a \leq 12,5$  мкм



Все поверхности  $R_a \leq 1,6$  мкм, остальная —  $R_a \leq 12,5$  мкм



Поверхность  $\text{Ø}30^*$  не обрабатывать, остальные —  $R_a \leq 12,5$  мкм

Рис. 4.7

*Параметр*  $R_{\max}$  — наибольшая высота неровностей профиля (см. рис. 4.7, а) характеризует расстояние между высшей точкой выступа и наименьшей точкой впадины профиля в пределах базовой длины.

*Параметр*  $S_m$  — средний шаг неровностей профиля (см. рис. 4.7, а). Он характеризует средний шаг неровностей по средней линии профиля (профилограммы).

*Параметр*  $S$  — средний шаг неровностей профиля по вершинам (см. рис. 4.7, а).

*Параметр*  $t_p$  — относительная опорная длина профиля (см. рис. 4.7, а). Он характеризует отношение суммы длин «опорных» площадок профиля в определенном сечении от линии выступов, эквидистантной средней линии профиля по профилограмме, до линии сечения, в процентах к базовой длине. Например,  $t_{30}70$  означает, что относительная опорная длина профиля при уровне сечения 30% должна быть не менее 70%, т. е. сумма длин «опорных» площадок по отношению к базовой длине не менее 0,7 ее длины, уровень сечения по профилограмме (профилю шероховатости, полученному на профилографе) составляет  $0,3R_{\max}$  от линии выступов. Параметр  $t_p$  характеризует также условное соотношение «опорных» площадок и масляных «карманов». Изменение значения  $t_p$  зависимости от уровня сечения  $p$  характеризует форму неровностей ( $t_00, t_{100}100$ ).

Для указания шероховатости поверхностей используют три знака (обозначены на рис. 4.7, б цифрами I, II, III). Если конструктор не устанавливает вид обработки, то применяют знак, обозначенный цифрой I (см. рис. 4.7, б). Такой способ установления требований к шероховатости является предпочтительным.

Остальные два знака используются в тех случаях, когда вид обработки оказывает влияние на показатели функционирования изделия. Знак, обозначенный цифрой II, применяют, если поверхность должна быть получена удалением слоя материала (механической обработкой со снятием стружки, травлением), знак с цифрой III — если поверхность образована без снятия слоя материала (литьем, штамповкой, ковкой, обкаткой шариком или роликом и др.).

Под полками знаков указывают символы параметров ( $R_a, R_z$  и др.) и их числовые (стандартные, см. табл. П7 Приложения) значения. При необходимости на полке знака записывают вид обработки или другие дополнительные данные, а слева от числового значения параметра показывают направление неровностей и базовую длину (см. рис. 4.7, б).

Поверхности, которые по данному чертежу не обрабатывают, обозначают цифрой III (см. рис. 4.7, б), но без полки. Значение параметра в этом случае не указывают. Шероховатость поверхности, обозначенная таким знаком, должна соответствовать требованиям, которые установлены соответствующим стандартом или в технических условиях на заготовку (литье, прокат и др.).

Примеры обозначений шероховатости на чертежах деталей даны на рис. 4.7, б, в.

Обозначения шероховатости и правила нанесения шероховатости на чертежах установлены ГОСТ 2.309–73 с учетом изменения № 3 (2002 г.). До этого изменения шероховатости обозначалась теми же знаками, но без полки. Значения параметров записывались в «раструбе» знака.

На рис. 4.8, а приведены новые обозначения шероховатости, а на рис. 4.8, б — ранее использовавшиеся.

Для качественного сравнения шероховатости различных поверхностей используются, но не обозначаются на чертежах, классы шероховатости: от 1-го (самая грубая поверхность) до 14-го (самая гладкая поверхность). До введения ГОСТ 2789–73\* классы шероховатости обозначались:  $\nabla 1$ ,  $\nabla 2$  и т. д.

При выборе параметров шероховатости учитывают назначение и эксплуатационные свойства поверхностей деталей. Наиболее употребительны высотные параметры:  $R_a$ ,  $R_z$ ,  $R_{\max}$ . Предпочтительно применять параметр  $R_a$ , который, являясь интегральным показателем, более полно характеризует свойства поверхности; значение  $R_a$  легко контролируют в цеховых условиях профилометром.

Параметры  $R_z$  и  $R_{\max}$  нормируют на чертежах в тех случаях, когда по функциональным требованиям необходимо ограничить высоту неровностей и когда контроль профилометром или с помощью образцов шероховатости затруднен (малые размеры, сложная конфигурация и др.).

Шаговые параметры  $S_m$  и  $S$  применяют в тех случаях, когда необходимо повысить виброустойчивость, прочность при циклических нагрузках, уменьшить сопротивление в волноводах. Параметр  $t_p$  позволяет оценивать действительную площадь

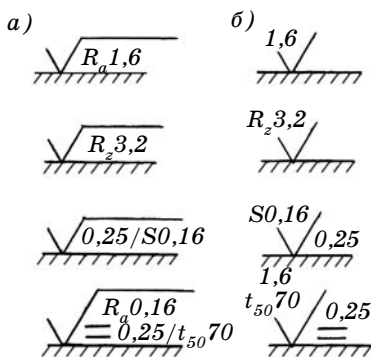


Рис. 4.8



Т а б л и ц а 4.4  
**Определение значений параметров  $R_a$  и  $R_z$  по допуску размера  $T$**

Тип соединения	Формулы для расчета	
	$R_a$	$R_z$
А (нормальная точность)	$R_a \leq T/20$	$R_z \leq T/5$
В (повышенная точность)	$R_a \leq T/40$	$R_z \leq T/10$
С (высокая точность)	$R_a \leq T/80$	$R_z \leq T/20$

Примечания: 1. Примеры типов соединений А, В, С см. в табл. 4.2. 2. Полученные при расчете значения  $R_a$  и  $R_z$  округляют до стандартных (см. табл. П7 Приложения).

контакта (и «масляных карманов») поверхностей при их изнашивании и деформировании.

Однозначной связи между точностью (допуском) детали и шероховатостью нет, так как даже неточные детали (рукоятки, маховики и др.) могут иметь малую шероховатость. Но для получения поверхностей заданной точности (качества) применяют соответствующие технологические процессы и инструменты, что создает определенную шероховатость.

Для предварительного выбора значений высотных параметров можно использовать соотношение между значениями параметров и допусками  $T$  размеров в зависимости от типа соединения (табл. 4.4).

## 4.7. ВЫБОР ДОПУСКОВ ФОРМЫ, РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ И ТРЕБОВАНИЙ ШЕРОХОВАТОСТИ ДЛЯ ТИПОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

### 4.7.1. ВАЛЫ

*Допуски формы  $TF$*  назначают для следующих поверхностей.

1. Для поверхностей под подшипники качения допуски круглости и профиля продольного сечения принимают по ГОСТ 3325–85 (см. табл. П9 Приложения). Они составляют ( $T$  — допуск размера):

$$TF \leq \left( \frac{1}{4} \div \frac{1}{20} \right) T. \quad (4.4)$$



зависимости от типа соединения А, В, С (см. табл. 4.2):

$$TF \leq \left( \frac{1}{3} \div \frac{1}{8} \right) T. \quad (4.5)$$

*Допуски расположения ТР (включая ТС)*, назначают для следующих поверхностей.

1. Для поверхностей под подшипники качения (скольжения) допуски соосности (или радиального биения) назначают для двух поверхностей под подшипники качения относительно общей оси этих поверхностей (см. рис. 4.9). (Если подшипники установлены на одну поверхность, то допуски не назначают!). Допуски соосности принимают по ГОСТ 3325–85 (см. табл. П9 Приложения), где они рассчитаны исходя из допустимого угла взаимного перекоса колец подшипника (угол составляет от 1' до 8–12', кроме сферических двухрядных подшипников, для которых угол составляет около 2–4°):

$$TF \leq 0,001 \div 0,012 \text{ мм} \quad (4.6)$$

на 10 мм ширины подшипника; если ширина подшипника имеет, например, размер  $B$ , то допуск увеличивают в  $B/10$  раз.

Допуск соосности в диаметральном выражении (знак  $\emptyset$ ) для поверхностей подшипников скольжения следует принимать равным приближенно наименьшей толщине масляного слоя:

$$TF \approx 2(R_{z \text{ отв}} + R_{z \text{ вала}} + 2 \div 3 \text{ мкм}). \quad (4.7)$$

Полученное значение следует согласовать с возможностями (степенью точности) того метода обработки, который используется для получения поверхности установленной точности (кавалитета).

2. Для поверхностей (гладких или шлицевых) под зубчатые колеса устанавливают допуски соосности (или радиального биения) относительно общей оси (поверхностей под подшипники качения или скольжения). Допуски  $ТР$  принимают на основании результатов решения векторной размерной цепи (см. пп. 2.6, 2.8):

$$\bar{e}_{\Sigma} = \bar{e}_{з.в} + \bar{e}_o + \bar{e}_b \leq F_r, \quad (4.8)$$

где  $\bar{e}_{\Sigma}$  — суммарное биение зубчатого венца шестерни или колеса относительно оси вращения (общей оси);  $\bar{e}_{з.в}$  — биение зубчатого венца относительно оси посадочного отвер-

ствия;  $\bar{e}_0$  — биение посадочного отверстия относительно оси посадочной поверхности вала (зависит от зазора в соединении шестерни и вала);  $\bar{e}_в$  — биение посадочной поверхности вала относительно оси вращения (общей оси);  $F_r$  — радиальное биение зубчатого венца по ГОСТ (см. табл. П10—П12 Приложения), зависит от степени точности зубчатого колеса, модуля и делительного диаметра.

Для предварительных расчетов допуск  $FP$  соосности в диаметральном (знак  $\emptyset$ ) выражении (радиальное биение) можно принимать равным

$$FP = \bar{e}_в \approx 0,6 \div 0,8F_r. \quad (4.9)$$

3. Для поверхностей (гладких или шлицевых) под шкивы, звездочки, муфты устанавливают допуски соосности (или радиального биения)  $TP$ , зависящие от частоты вращения (1500–300 об/мин). Они составляют [5]

$$TP \approx 0,01 \div 0,08 \text{ мм}. \quad (4.10)$$

4. Для поверхностей под манжетные (по h8, h9) или сальниковые (h9—h12) уплотнения устанавливают допуски радиального биения  $T_{CR}$ , зависящие от частоты вращения (от 1500 до менее 500 об/мин) [5]:

$$T_{CR} \approx 0,02 \div 0,1 \text{ мм}. \quad (4.11)$$

5. Для поверхностей шпоночного паза устанавливают допуск параллельности  $TP_1$ , равный

$$TP_1 \approx 0,5T_{\text{шп}} \quad (4.12)$$

и допуск симметричности  $TP_2$  в диаметральном выражении (знак  $T$ ), равный

$$TP_2 \approx 2T_{\text{шп}}, \quad (4.13)$$

где  $T_{\text{шп}}$  — допуск шпоночного паза (база в первом и втором случае — ось поверхности со шпоночным пазом).

6. Для заплечиков (торцовых поверхностей) валов устанавливают допуски торцового биения заплечиков под подшипники (если они примыкают к торцам!) по ГОСТ 3325–85 (см. табл. П9 Приложения) по отношению к общей оси. Торцовое биение заплечиков под шестерни назначают только для узких шестерен (ширина шестерни менее  $0,8d$ ) или для зубчатых колес, установленных по посадкам с зазором (в

этих случаях установочной базой будет торец — заплечик вала).

*Шероховатость* поверхности под подшипники качения в зависимости от класса точности подшипника (2, 4, 5, 6, 0) принимают равной

$$R_a \approx 0,1 \div 0,8 \text{ мкм.} \quad (4.14)$$

Шероховатость опорных (для подшипников) торцев (заплечиков) —

$$R_a \approx 0,8 \div 2,5 \text{ мкм.} \quad (4.14a)$$

Рекомендации по выбору шероховатости поверхностей под шестерни, шкивы, маховики, муфты приведены в табл. 4.4.

Шероховатость поверхностей под манжетные уплотнения составляют  $R_a \approx 0,8 \div 2,5$  мкм, под сальниковые уплотнения — поверхность необходимо полировать в избежании быстрого износа уплотнения и  $R_a \leq 0,1$  мкм.

Шероховатость поверхностей со свободными размерами принимают равной

$$R_a \leq (6,3)12,5 \div 50 \text{ мкм.} \quad (4.15)$$

#### 4.7.2. СТАКАНЫ

*Допуски формы TF* назначают для следующих поверхностей (рис. 4.10).

1. Для внутренней поверхности под подшипники качения допуски круглости и профиля продольного сечения принимают по ГОСТ 3325–85 (см. табл. П9 Приложения), где они составляют часть допуска размера (см. (4.4)). Рекомен-

дуемые поверхности под втулки подшипников скольжения приведены в табл. 4.2.

Если стакан является втулкой подшипника скольжения, то допуск цилиндричности (или допуск круглости и допуск продольного сечения) должен быть соизмерим с наименьшей толщиной масляного слоя [см. соотношение (4.7) в п. 4.7.1].

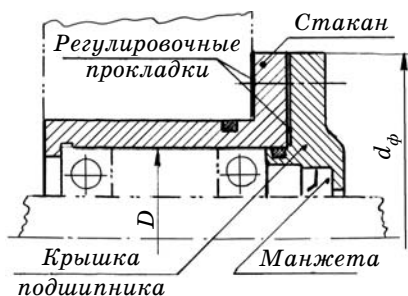


Рис. 4.10

2. Для наружной поверхности стакана допуск цилиндричности (или допуск круглости и допуск продольного сечения) принимают по рекомендациям, приведенным в табл. 4.2.

Допуск расположения  $TP$  (включая  $TC$ ) назначают для следующих поверхностей.

1. Для наружной поверхности стакана устанавливают допуск соосности  $TP$  относительно оси (базы) внутренней поверхности, так как отклонения от соосности этих поверхностей влияют на изменение межосевого расстояния в зубчатой передаче (т. е. на величину бокового зазора) и, частично, на перекося и отклонение от параллельности осей зубчатых колес (т. е. на полноту контакта зубьев). Значение допуска принимают на основании решения скалярно-векторной размерной цепи (см. пп. 2.6, 2.8):

$$EP_{\Sigma} \approx e_p + \bar{e}_c + e_{S_1} + e_{S_2} \leq 2f_a (\pm f_a), \quad (4.16)$$

где  $EP_{\Sigma}$  — суммарное отклонение размера между осями соосных зубчатых передач;  $e_p$  — отклонение размера между осями отверстий в корпусе редуктора или привода;  $\bar{e}_c$  — отклонение (отклонения) от соосности наружной и внутренней поверхностей стакана (проекция на общую плоскость осей колес);  $e_{S_1}, e_{S_2}$  — смещение (биение) осей вращения валов (зубчатых колес) относительно оси внутренней поверхности;  $f_a$  — предельное отклонение межосевого расстояния по ГОСТ на допуски зубчатых передач.

Для предварительных расчетов можно принимать допуск соосности в диаметральной выражении (знак  $\emptyset$ )  $TP$  равным

$$TP \approx 0,6 \div 0,8 (2f_a). \quad (4.17)$$

2. Для торцовых поверхностей устанавливают торцовые биения плоскостей буртика стакана и заплечика под подшипник качения (см. рис. 4.10).

Биение торца (правого, см. рис. 4.10), примыкающего к крышке подшипника, рассчитывают, решая векторную размерную цепь (см. пп. 2.6, 2.8):

$$\overline{TC}_{\Sigma} = \overline{TC}_c + \overline{TP}_{кр} \leq [TC_{\Pi}], \quad (4.18)$$

где  $\overline{TC}_{\Sigma}$  — замыкающее звено, биение торца крышки, который контактирует с наружным кольцом подшипника, по отношению к оси (базе) отверстия стакана;  $\overline{TC}_c$  — биение (или отклонение от перпендикулярности) привалочного торца стакана по отношению к оси (базе) отверстия стакана;  $\overline{TP}_{кр}$  — от-

клонение от параллельности привалочного и «подшипникового» торцев крышки;  $[TC_{\Pi}]$  — допустимое биение заплечика стакана по ГОСТ 3325–85 (см. табл. П9 Приложения).

Приближенное решение векторной цепи (4.18) возможно при использовании уравнения [5]

$$TC_{\Sigma} \approx 0,85 \sqrt{\left(\frac{D}{d_p}\right)^2 TC^2 + \left(\frac{D}{d_p}\right)^2 TP_{\text{кр}}^2}, \quad (4.19)$$

где  $TC_{\Sigma}$  — допуск торцового биения («упорного» торца крышки по отношению к оси стакана;  $D, d_{\phi}$  — диаметры (см. рис. 4.10) отверстия стакана и фланцев крышки и корпуса;  $TC_c$  — допуск торцового биения (или перпендикулярности) привалочной плоскости торца по отношению к оси отверстия стакана;  $TP_{\text{кр}}$  — допуск параллельности привалочного и «подшипникового» торцев крышки.

Для предварительных расчетов можно принимать допуск торцового биения (или допуск перпендикулярности, параллельности торцев) равным:

$$TC_c \approx 0,6 \div 0,8 \frac{d_{\phi}}{D} [TC_{\Pi}]. \quad (4.20)$$

Биение левого (см. рис. 4.10) торца стакана устанавливают, если длина стакана мала (менее 0,8 диаметра) или в соединении его с корпусом возможны перекосы в пределах значительных зазоров (в этих случаях установочной базой будет не цилиндрическая поверхность, а торец стакана). Допуск биения (допуск перпендикулярности) можно принимать по соотношению (4.20). Биение заплечиков  $[TC_{\Pi}]$  — см. уравнение (4.18) и табл. П9 Приложения.

3. Для отверстий в стакане под крепежные детали (болты, шпильки, винты) устанавливают позиционный допуск по рекомендациям, приведенным табл. 4.3. База — ось наружной поверхности стакана; значение диаметра, на котором расположены «крепежные» отверстия, заключают в прямоугольную рамку. Это означает, что допуск диаметра должен быть рассчитан по позиционному допуску.

*Шероховатость* внутренней поверхности стакана под подшипники и поверхность заплечика следует принимать по соотношениям (4.14) и (4.14а). Шероховатость наружной (посадочной) поверхности следует принимать согласно рекомендациям, приведенным в табл. 4.4.

Шероховатость торцовых поверхностей, для которых установлены допуски биения  $ТС_c$ , должна соответствовать чистой обработке; значения параметров  $R_a$  и  $R_z$  приблизительно равны:

$$R_a \approx 0,1ТС_c; \quad R_z \approx 0,4ТС_c. \quad (4.21)$$

Шероховатость «свободных» поверхностей устанавливается согласно соотношению (4.15).

#### 4.7.3. КРЫШКИ ПОДШИПНИКОВ

*Допуск формы TF* назначают для диаметра центрирующей поверхности крышки подшипника (см. рис. 4.10) — допуск круглости (или допуск цилиндричности для «длинных» крышек) — согласно рекомендациям, приведенным в табл. 4.4.

*Допуски расположения поверхностей TP (включая ТС)* устанавливают для следующих поверхностей.

1. Для привалочного и «подшипникового» торцев крышки устанавливают допуск параллельности; его значение определяют решая векторную размерную цепь (4.18) и уравнение (4.19); для предварительного назначения допуска — см. зависимость (4.20).

2. Для внутренней поверхности отверстия (по Н8) в крышке под манжету (сальниковое уплотнение) устанавливают допуск соосности  $TP$  по отношению к оси (базе) центрирующей поверхности крышки. Значение допуска  $TP$  (в диаметральном выражении) можно принимать равным [5]

$$TP_m \approx 2IT6, \quad (4.22)$$

где  $IT6$  — допуск 6-го качества для данного диаметра.

3. Для торцовой поверхности отверстия (по Н8) в крышке под манжету устанавливают допуск параллельности  $TP_{м.т}$  этой поверхности — по отношению к «подшипниковому» торцу (базе) крышки; значение допуска  $TP_{м.т}$  можно принимать равным [5]

$$TP_{м.т} \approx IT8 \div IT9, \quad (4.23)$$

где  $IT8$ ,  $IT9$  — допуски 8-го и 9-го качества для данного диаметра.

4. Для отверстий в крышке под крепежные детали (болты, шпильки, винты) допуски расположения устанавливают согласно рекомендациям, приведенным в п. 4.7.2.



*Шероховатость* центрирующей и внутренней поверхности следует принимать по рекомендациям, приведенным в табл. 4.4.

Шероховатость торцовых поверхностей, для которых установлены допуски расположения, следует рассчитывать согласно соотношениям (4.21), шероховатость «свободных» поверхностей — согласно соотношениям (4.15).

#### 4.7.4. ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ КОЛЕСА

*Допуск формы TF* устанавливают для поверхности отверстия в виде допуска цилиндричности (или допуска круглости и допуска формы профиля продольного сечения) по рекомендациям, приведенным в табл. 4.2. Например, для зубчатого колеса, изображенного на рис. 4.11 (соединение типа А, табл. 4.2),

$$TF = 0,3T = 0,3 \cdot 0,025 = 0,0075 \text{ мм.}$$

Полученное значение округляем до стандартного значения 0,008 мм, 6-я степень точности (см. табл. П5 Приложения).

*Допуски расположения поверхностей* устанавливают для следующих поверхностей.

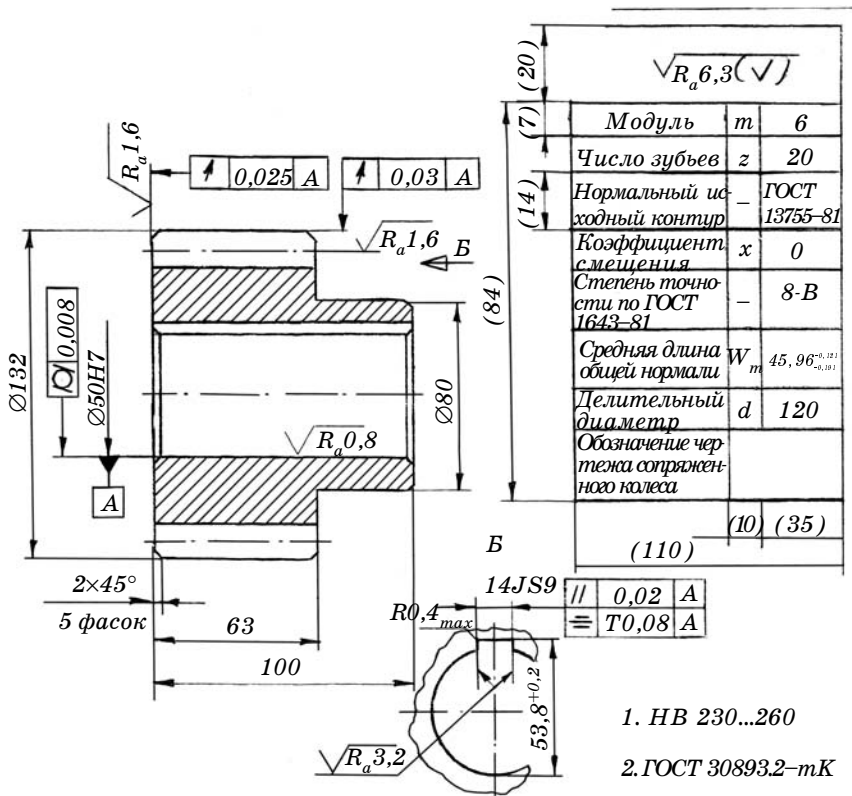
1. Для наружной поверхности зубчатого венца (окружность выступов; принимают по  $h12$  —  $h14$ ). Допуск радиального биения (база — ось отверстия) устанавливают в зависимости от варианта использования наружного цилиндра заготовки (для выверки зубчатого колеса на станке, как базу для контроля размеров зуба, не используется ни для выверки, ни для контроля [1]). Значение допуска принимают решая векторную размерную цепь (4.8); для предварительных расчетов допуск радиального биения  $TC_k$  колеса можно принимать равным

$$TC_k \approx 0,6 F_r, \quad (4.24)$$

где  $F_r$  — радиальное биение зубчатого венца по ГОСТ 1643–81 (цилиндрические зубчатые колеса), ГОСТ 1758–81 (конические и гипоидные зубчатые колеса), ГОСТ 3675–81 (червячные колеса); значения  $F_r$  — см. табл. П10–П12 Приложения.

Для зубчатого колеса 8-й степени точности по трем нормам (см. рис. 4.11)  $F_r = 50$  мкм; следовательно, допуск биения равен

$$TC_k = 0,6F_r = 0,6 \cdot 50 = 30 \text{ мкм} = 0,03 \text{ мм.}$$



Материал: Сталь 40X ГОСТ 4543-71

Рис. 4.11

Полученное значение радиального биения соответствует стандартному 6-й степени точности (см. табл. П6 Приложения).

2. Для базового торца зубчатого колеса (на этот торец колесо устанавливают при обработке) погрешность его расположения (торцовое биение или отклонение от перпендикулярности относительно оси отверстия) определяет отклонение в расположении зуба  $F_{\beta r}$  колеса, что нарушает полноту контакта зубьев в передаче. Допуск торцового биения  $T_{C_k}$  (или допуск перпендикулярности) относительно оси отверстия можно рассчитать по приближенной формуле [1]

$$T_{C_k} \cong \frac{d}{2b} F_{\beta r} \quad (4.25)$$

где  $d$  — делительный диаметр;  $b$  — ширина колеса;  $F_{\beta r}$  —

допуск направления зуба по ГОСТ 1643–81 или ГОСТ 1758–81 (см. табл. П10 Приложения).

Для зубчатого колеса, изображенного на рис. 4.11  $d = 120$  мм,  $b = 63$  мм,  $F_\beta = 25$  мкм по ГОСТ 1643–81 (см. табл. П6 Приложения); допуск торцового биения  $TC_\kappa$  равен

$$TC_\kappa = F_\beta d / 126 = 25 \cdot 120 / 126 \approx 24 \text{ мкм.}$$

Полученное значение округляем до стандартного, равного 0,025 мкм, 7-й степени точности (см. табл. П6 Приложения).

Если базовый или второй торец зубчатого колеса участвует в базировании подшипников качения, то допуски торцового биения для них устанавливают так, как показано в п. 4.7.2 (допуски расположения, п. 2).

3. Для поверхностей шпоночного паза устанавливают допуски параллельности и симметричности паза относительно оси (плоскости симметрии) отверстия [см. п. 4.7.1, соотношения (4.12), (4.13)].

Для зубчатого колеса (см. рис. 4.11) допуск параллельности шпоночного паза по соотношению (4.12) равен

$$TP_1 = 0,5T = 0,5 \cdot 0,043 = 0,0215 \text{ мм,}$$

где  $T$  — допуск паза 9-го качества.

Допуск симметричности (в диаметральном выражении) шпоночного паза по соотношению (4.13) равен

$$TP_2 = 2T = 2 \cdot 0,043 = 0,086 \text{ мм.}$$

Полученные значения округляем до стандартного (см. табл. П6 Приложения)  $TP_1 = 0,02$  мм (длина паза 100 мм), 7-я степень точности;  $TP_2 = 0,08$  (ширина паза 14 мм), 10-я степень точности.

*Шероховатость* посадочных (внутренней и шпоночного паза) поверхностей принимаем по рекомендациям, приведенным в табл. 4.4; для зубчатого колеса, изображенного на рис. 4.11, шероховатость внутренней поверхности (соединение типа А)

$$R_a \leq T / 20 = 0,025 / 20 = 0,00125 \text{ мм} = 1,25 \text{ мкм.}$$

Округляя до предпочтительного значения (см. Приложение, табл. П7 и рис. 4.7), получим  $R_a = 0,8$  мкм.

Шероховатость боковых поверхностей шпоночного паза (см. табл. 4.4) равна

$$R_a \leq T_{\text{н}} / 20 = 0,043 / 20 \approx 0,0022 \text{ мм} = 2,2 \text{ мкм.}$$

Округляя до ближайшего большего стандартного значения (см. табл. П7 Приложения и рис. 4.7), получим  $R_a \leq 3,2$  мкм.

Шероховатость боковых (рабочих) поверхностей зубьев зависит от степени точности (6–9) зубчатого колеса:

$$\begin{aligned} R_a &\leq 0,63 \text{ мкм (6-я);} \\ R_a &\leq 1,25 \text{ мкм (7-я);} \\ R_a &\leq 1,6 \text{ мкм (8-я);} \\ R_a &\leq 2,5 \text{ мкм (9-я).} \end{aligned} \tag{4.26}$$

Принимаем для 8-й степени точности зубчатого колеса (см. рис. 4.11)  $R_a \leq 1,6$  мкм.

Шероховатость базового торца рассчитывают по соотношениям (4.21)

$$R_a \leq 0,1 TC_k = 0,1 \cdot 0,025 = 0,0025 \text{ мм} = 2,5 \text{ мкм.}$$

Шероховатость свободных поверхностей принимают по соотношению (4.15). Для зубчатого колеса на рис. 4.11  $R_a \leq 6,3$  мкм (так как колесо — относительно точное изделие).

*Допуски параметров зубчатого колеса для контроля взаимного положения разноименных профилей зуба* указывают во второй части таблицы параметров зубчатого венца (размещается в правом верхнем углу поля чертежа). В таблице приводят данные для контроля по одному из следующих вариантов:

- постоянная хорда зуба  $\bar{S}_c$  и высота до постоянной хорды  $\bar{h}_c$ ;
- длина общей нормали  $W$ ;
- толщина по хорде зуба  $\bar{S}_y$  и высота до хорды  $\bar{h}_{ay}$ ;
- торцовый размер по роликам (шарикам)  $M$  и диаметр ролика (шарика)  $D$ .

В таблице параметров зубчатого колеса на рис. 4.11 указана средняя длина общей нормали  $W_m = 45,963 = 7,66043 \cdot 6$  (при измерениях охватывают три зуба, см. табл. П10 Приложения). Значения отклонения  $W_m$  принимаем по ГОСТ 1643–81 (см. также табл. П10 Приложения).

Наименьшее отклонение длины общей нормали  $E_{W_s} = -110 - 11 = -121$  мкм =  $-0,121$  мм (для 8-й степени точности, вида сопряжения В, делительного диаметра 120 мм, модуля 6 мм, радиального биения зубчатого венца 50 мкм); допуск на среднюю длину общей нормали  $T_{W_m} = 70$  мкм =  $0,070$  мм (для вида сопряжения В, вида допуска бокового зазора  $b$  и радиального биения зубчатого венца 50 мкм, см. табл. П10

Приложения). Следовательно, нижнее отклонение средней длины общей нормали равно

$$E_{W_S} - T_{W_m} = -0,121 - 0,070 = -0,191 \text{ мм.}$$

Тогда  $W_m = 45,963_{-0,191}^{-0,121}$  (см. рис. 4.11).

Предельные значения дисбаланса [5] устанавливаются при значительной частоте вращения  $n$ , об/мин, по ГОСТ 22061–76:

$$\begin{aligned} n = 600 & \text{ — дисбаланс } 100 \text{ г} \cdot \text{мм/кг}; \\ n = 1000 & \text{ — } \gg 60 \text{ г} \cdot \text{мм/кг}; \\ n = 1500 & \text{ — } \gg 40 \text{ г} \cdot \text{мм/кг}; \\ n = 3000 & \text{ — } \gg 20 \text{ г} \cdot \text{мм/кг}. \end{aligned} \quad (4.27)$$

Значение дисбаланса указывают в технических требованиях.

#### 4.7.5. КОРПУСА РЕДУКТОРОВ И ПРИВОДОВ

*Допуски формы ТF* устанавливают для следующих поверхностей.

1. Для поверхностей отверстий под подшипники качения устанавливают допуск круглости и допуск формы продольного сечения по ГОСТ 3325–85 (см. рис. 4.9 и табл. П9 Приложения).

Редукторы и приводы обычно состоят из корпусов и крышек, плоскости разъемов которых проходят по осям отверстий под подшипники с валами и зубчатыми колесами. Отверстия (под подшипники) и примыкающие к ним торцы обрабатывают (на расточных, внутришлифовальных станках) в сборе (т. е. крышка и корпус редуктора соединены). Предварительно были обработаны базовые плоскости (основания и плоскость разъема).

Если отверстия используются для установки стаканов, то допуски формы следует принимать по рекомендациям, приведенным в табл. 4.2.

2. Для базовых плоскостей (основания и плоскость разъема) допуски плоскостности устанавливают: для плоскости основания — по 7–9-й степеням точности (см. табл. П5 Приложения), для плоскости разъема — по 6–8-й степеням точности.

*Допуски расположения поверхностей ТР (включая ТС)* устанавливают для следующих поверхностей.

1. Для поверхностей отверстий под подшипники качения устанавливают допуски соосности (радиального биения) по отношению к общей оси таких отверстий (см. рис. 4.9). Допуски соосности (биения)  $TP$  принимают по ГОСТ 3325–85 (см. табл. П9 Приложения и п. 4.7.1).

2. Для базовых плоскостей (оснований и плоскости разъема) устанавливают допуск параллельности плоскости разъема относительно плоскости основания (базы) на основании рекомендаций, приведенных в табл. 4.2. Расстояние между плоскостями — по  $h11$ .

3. Для общих осей отверстий под подшипники качения устанавливают допуск параллельности и допуск перекоса одной общей оси относительно другой (базовой) общей оси (с большими или более точными отверстиями). Такие погрешности расположения осей влияют на полноту контакта зубьев в передаче. Значения допусков  $TP'$  (параллельность) и  $TP''$  (перекос) рассчитывают, решая скалярно-векторную размерную цепь [1,2]:

$$\begin{aligned} EP' + \bar{e}'_{\Pi} + \bar{e}'_S + (\bar{e}'_c) + \bar{e}'_K &\leq f_x; \\ EP'' + \bar{e}''_{\Pi} + \bar{e}''_S + (\bar{e}''_c) + \bar{e}''_K &\leq f_y, \end{aligned} \quad (4.28)$$

где  $EP'$  и  $EP''$  — соответствующие отклонения;  $\bar{e}'_{\Pi}$  — погрешности подшипников качения, проекции векторов смещения на плоскость, общую для рассматриваемых осей;  $\bar{e}'_S$  — смещения подшипников из-за посадочных зазоров, проекции на общую плоскость;  $(\bar{e}'_c)$  — учитывают, если подшипники установлены в стаканах, отклонение от соосности наружной и внутренней поверхностей стакана;  $\bar{e}'_K$  — погрешности расположения зубчатых венцов в виде проекции на общую плоскость;  $\bar{e}''_{\Pi}$ ,  $\bar{e}''_S$ ,  $(\bar{e}''_c)$ ,  $\bar{e}''_K$  — то же (см. выше), но проекции на плоскость, перпендикулярную общей плоскости;  $f_x$ ,  $f_y$  — допуск параллельности и перекоса зубчатого колеса в сборе по ГОСТ 1643–81 (см. табл. П10 Приложения).

Для предварительных расчетов можно принимать допуск параллельности  $TP'$  и допуск перекоса  $TP''$  осей равными:

$$\begin{aligned} TP' &= (0,6 \div 0,8) f_x \frac{L}{b}; \\ TP'' &= (0,6 \div 0,8) f_y \frac{L}{b}, \end{aligned} \quad (4.28a)$$

где  $f_x$ ,  $f_y$  — по ГОСТ 1643–81 (см. табл. П10 Приложения);  $L$  — расстояние между средними плоскостями опор валов в корпусе;  $b$  — ширина зубчатого венца (колеса).

При этом необходимо соблюдать условие

$$TP' \leq 0,8f_a, \quad (4.29)$$

где  $f_a$  — предельное отклонение межосевого расстояния зубчатой передачи по ГОСТ 1643–81.

4. Для конических зубчатых передач устанавливают предельные отклонения угла  $\pm E'_\Sigma$  (чаще перпендикулярность) между осями отверстий для подшипников с валами конических зубчатых колес (отклонения влияют на боковой зазор в передаче) и допустимое отклонение от пересечения осей  $f'_a$  (влияет на полноту контакта зубьев) указанных отверстий. Значение допусков принимают на основании решения размерных цепей типа (4.28).

Для предварительного выбора отклонений используют зависимости:

$$\pm E'_\Sigma \approx (0,6 \div 0,8) E_\Sigma L / R; \quad (4.30)$$

$$2f'_a \approx (0,6 \div 0,8) 2f_a, \quad (4.31)$$

где  $\pm E'_\Sigma$  — предельные отклонения межосевого угла отверстий в корпусе;  $E_\Sigma$  — предельные отклонения межосевого угла в передаче по ГОСТ 1758–81 (см. табл. П11 Приложения);  $L$  — расстояние от точки пересечения осей отверстий в корпусе до привалочной плоскости корпуса;  $R$  — среднее конусное расстояние колеса;  $2f'_a$  — допуск в диаметральном выражении (знак «Т») пересечения осей отверстий в корпусе;  $f_a$  — предельное отклонение межосевого расстояния по ГОСТ 1758–81 (см. табл. П11 Приложения).

5. Для червячных передач устанавливают предельные отклонения межосевого угла  $\pm f'_\Sigma$  (чаще перпендикулярность) между отверстиями под червяк и червячное колесо. Погрешности угла влияют на полноту контакта зубьев колеса и витков червяка. Значения допусков принимают, решая размерные цепи типа (4.28).

Для предварительного выбора допусков можно использовать следующие зависимости [1, 2, 5]:

$$f'_\Sigma \approx (0,6 \div 0,8) f_\Sigma \frac{L}{b}, \quad (4.32)$$

где  $f'_\Sigma$  — допуск угла (допуск перпендикулярности) между осями отверстий в корпусе;  $(\pm f'_\Sigma)$  — предельное отклонение (отклонения) межосевого угла передачи по ГОСТ 3675–81 (см. табл. П12 Приложения);  $L$  — расстояние между сред-

ними сечениями опор червяка;  $b$  — ширина червячного колеса.

6. Для торцовых поверхностей устанавливают допуски торцового биения (допуски перпендикулярности) для привалочных торцов (отверстия с подшипниками качения) на основании решения размерных цепей (см. гл. 2). Для предварительных расчетов можно принимать допуск торцового биения (или допуск перпендикулярности) по соотношению (4.20).

7. Для отверстий (гладких и резьбовых) под крепежные детали устанавливают позиционные допуски или предельные отклонения расстояний и углов по рекомендациям, приведенным в табл. 4.3.



## Глава 5

### ПРИМЕРЫ ВЫБОРА ПОСАДОК И ТРЕБОВАНИЙ ТОЧНОСТИ ДЛЯ СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ РЕДУКТОРА

#### 5.1. ОПИСАНИЕ РАБОТЫ ДЕТАЛЕЙ И ИЗДЕЛИЙ В СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЕ

На рис. 5.1 показана сборочная единица редуктора с конической зубчатой передачей.

Вал вращается ( $n = 400$  об/мин) в подшипниках качения 0-го класса точности, подшипники № 7310,  $d = 50$  мм,  $D = 110$  мм,  $B = 29,5$  мм, радиус закругления  $r = 3$  мм. Нагрузка на подшипник составляет 6500 Н, возможная перегрузка — приблизительно 150 %. Режим работы — нормальный, вибрации, удары, толчки при работе отсутствуют. Подшипники находятся в стакане, размещенном в корпусе передачи. На валу подшипники установлены по

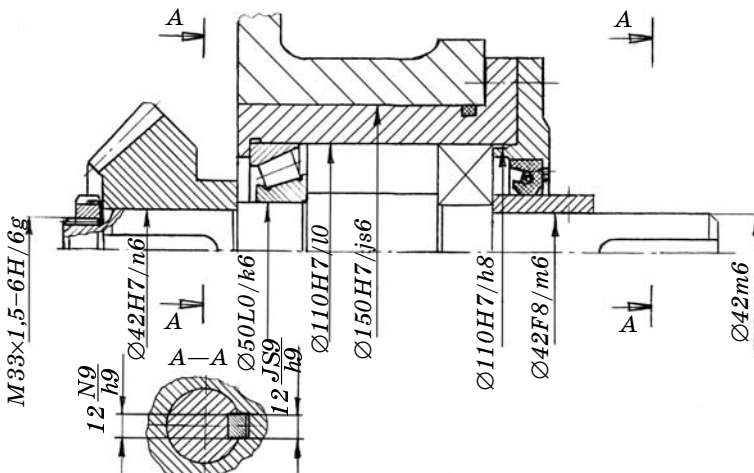


Рис. 5.1

схеме «враспор» между заплечиком стакана и торцем крышки подшипника. Регулирование осевых зазоров («осевой игры») производится за счет металлических прокладок между крышкой и стаканом. В крышке предусмотрено манжетное уплотнение. На валу смонтировано коническое зубчатое колесо, класс точности по ГОСТ 1758–81 — 8-В. Регулирование положения зубчатого колеса (предельные смещения  $\pm f_{AM}$  по ГОСТ 1758–81) осуществляют перемещением стакана путем установки регулировочных металлических прокладок между стаканом и корпусом.

## 5.2. ВЫБОР ПОСАДОК

Выбор посадок производится в указанной последовательности: посадки подшипников качения, соединения «зубчатое колесо—вал», «стакан—корпус», «дистанционное кольцо — вал», «шпонка — шпоночные пазы», посадка в резьбовом соединении.

### 5.2.1. ПОСАДКИ КОЛЕЦ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Определяем вид нагружения колец — внутреннее кольцо вращается совместно с валом, наружное кольцо неподвижно; нагрузка постоянная по направлению. Следовательно (см. рис. 1.17), внутреннее кольцо нагружено циркуляционно, а наружное — местно.

*Циркуляционно нагруженное внутреннее кольцо* подшипника устанавливаем по посадке с натягом для обеспечения неподвижности и исключения вывальцовывания подшипника. Посадку выбираем по интенсивности нагружения  $P_R$  [формула (1.67)]:

$$P_R = F_R \kappa_1 \kappa_2 \kappa_3 / (B - 2r) = 6,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 / \\ / (29,5 - 2 \cdot 3) 10^{-3} \approx 362 \text{ кН/м},$$

где  $F_R$  — нагрузка на подшипник,  $F_R = 6,5$  кН;  $\kappa_1$  — динамический коэффициент,  $\kappa_1 = 1$  (при перегрузках до 150 %);  $\kappa_2$  — коэффициент, учитывающий ослабление натяга при полом вале,  $\kappa_2 = 1$  (см. табл. 1.10);  $\kappa_3$  — коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшип-

никах или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки на опору (см. табл. 1.10),  $\kappa_3 = 1$ ;  $B$ ,  $r$  — ширина и радиус закругления (у кольца) подшипника,  $B = 29,5 \cdot 10^{-3}$  м,  $r = 3 \cdot 10^{-3}$  м.

По табл. 1.10 определяем, что рекомендуемая посадка — к6. Эту посадку наиболее часто применяют при средних нагрузках и спокойной работе.

Принимаем посадку внутреннего кольца подшипника  $\varnothing 50\text{LO}/\text{k6}$  (см. рис. 5.1), где LO — поле допуска внутреннего кольца подшипника (0-го класса точности). Отклонения  $\varnothing 50\text{LO}_{(-0,012)}$  приведены в табл. П8 Приложения; соединение кольца с валом  $\varnothing 50\text{k6}_{\left(\begin{smallmatrix} +0,018 \\ +0,002 \end{smallmatrix}\right)}$  обеспечит посадку с натягом:  $N_{\min} = 2$  мкм;  $N_{\max} = 30$  мкм.

*Местнонагруженное наружное кольцо* подшипника устанавливаем с небольшим зазором для обеспечения периодического проворота кольца и достижения равномерного изнашивания беговой дорожки подшипника. В соответствии с рекомендациями, приведенными в п. 1.5, принимаем посадку наружного кольца подшипника в стакан  $\varnothing 90\text{H7}/10$  (см. рис. 5.1), где 10 — поле допуска наружного кольца подшипника (0-го класса точности).

### 5.2.2. СОЕДИНЕНИЕ «ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО — ВАЛ»

К соединениям «зубчатое колесо — вал» предъявляются следующие требования:

1) центрирование высокой степени, так как биение зубчатого венца в собранной передаче не должно превышать установленного ГОСТ 17580–81 значения  $F_r$ ;

2) возможность разборки деталей при эксплуатации (для осмотра, ремонта, замены);

3) обеспечение относительной неподвижности деталей. Выполнение этого требования от посадки не зависит, так как неподвижность шестерни на валу обеспечивается шпонкой и резьбовым соединением.

Учитывая первое и второе требования, выбираем переходную посадку, при которой вероятность зазоров мала (что обеспечит центрирование), а значения возможных натягов невелики (что позволяет при необходимости разобрать соединение). С учетом условия редкой разборки и возможных перегрузок (до 150 %) принимаем (см. п. 1.3) посадку  $\varnothing 42\text{H7}/\text{n6}$  (см. рис. 5.1).

### 5.2.3. СОЕДИНЕНИЕ «СТАКАН — КОРПУС»

К соединениям «стакан — корпус» предъявляются следующие требования:

1) обязательное центрирование стакана, так как смещение стакана в пределах зазора (или перекося его) может привести к скрешиванию осей (допустимое значение  $\pm f_a$ ) зубчатых колес (изменению межосевого угла), что может повлиять на полноту контакта зубьев (перекос — на боковой зазор);

2) возможность перемещения стакана при регулировании положения зубчатого венца (предельные смещения  $\pm f_{AM}$ ), что обеспечит необходимую плавность работы передачи;

3) обеспечение неподвижности стакана после регулирования и установки необходимого комплекта регулировочных прокладок между фланцем стакана и корпусом; неподвижность от посадки не зависит и достигается затяжкой крепежных болтов.

Учитывая первое и второе требования, для подобных соединений следует выбирать посадки с малыми зазорами (типа H/h) или легкие переходные посадки (типа H/js) высокой точности. Принимаем (см. п. 1.3) посадку  $\varnothing 130H7/js6$  (см. рис. 5.1).

### 5.2.4. СОЕДИНЕНИЕ «КРЫШКА — СТАКАН»

К соединениям «крышка — стакан» предъявляются следующие требования:

1) достаточно удовлетворительное центрирование, так как смещение крышки в пределах зазора может привести к неравномерному поджиму кольца подшипника и нарушению работы манжетного уплотнения;

2) возможность легкого монтажа крышки;

3) обеспечение неподвижности крышки после установки регулировочных металлических прокладок между крышкой и стаканом; неподвижность от посадки не зависит и достигается затяжкой крепежных болтов.

Учитывая первое и второе требования, принимаем посадку с минимальным зазором (типа H/h). Но учитывая, что крышка устанавливается в отверстие, выполненное по  $\varnothing 90H7$  (под подшипник), подбираем более грубое (на один или два качества) поле допуска крышки по  $\varnothing 90$ . Таким образом, принимаем посадку  $\varnothing 90H7/h8$  (см. рис. 5.1).

### 5.2.5. СОЕДИНЕНИЕ «ДИСТАНЦИОННАЯ ВТУЛКА — ВАЛ»

К соединениям «дистанционная втулка — вал» предъявляются следующие требования:

1) центрирование средней точности, так как смещение втулки в пределах зазора приведет к биению наружной поверхности втулки и нарушению контакта с манжетным уплотнением;

2) возможность легкого (от руки) монтажа втулки;

3) обеспечение неподвижности втулки установкой фиксирующего винта.

Учитывая первое и второе требования, обычно используют посадки типа скользящих или легких переходных. Биение наружной поверхности втулки относительно оси вращения есть векторная сумма биения наружной поверхности относительно оси втулки, смещения втулки в пределах зазора и биения ступени вала относительно оси вращения.

Принимаем максимальный зазор в соединении, равный приблизительно 0,8 допустимого радиального биения [TCR] наружного диаметра втулки (см. п. 2.8). Учитывая наибольшую частоту вращения вала принимаем [см. соотношение (4.11)] [TCR] = 0,1 мм.

Втулку устанавливают на вал  $\varnothing 40m6 \begin{pmatrix} +0,025 \\ +0,009 \end{pmatrix}$ , поле допуска которого подобрано исходя из необходимой посадки муфты. Следовательно, для получения скользящей посадки необходимо принять такое поле допуска отверстия (в системе вала), нижнее отклонение которого составляло около + 0,025 мм.

По таблицам предельных отклонений [1, 4] подбираем  $\varnothing 40F8 \begin{pmatrix} +0,064 \\ +0,025 \end{pmatrix}$ . Принимаем посадку  $\varnothing 40F8/m6$ , для которой максимальный зазор (0,073 мм) составляет менее 0,8[TCR].

### 5.2.6. ПОСАДКИ ШПОНОК

В соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 1.9 и табл. 1.17, принимаем для призматических шпонок посадку шпонки в пазу вала 19N9/h9 (что обеспечивает неподвижность шпонки и плотное прилегание ее боковых поверхностей к поверхностям паза вала), а посадку шпонки в пазу зубчатого колеса — 14JS9/h9 (что обеспечивает частичную компенсацию погрешностей формы и расположения пазов).

### 5.2.7. ПОСАДКИ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

В соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 1.8 и на рис. 1.19, принимаем посадку из предпочтительных полей допусков  $M33 \times 1,5 - 6H/6g$  (см. рис. 5.1), при которой обеспечивается легкое свинчивание деталей даже при небольших забоинах и загрязнении.

### 5.3. ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ТРЕБОВАНИЙ ТОЧНОСТИ И ПАРАМЕТРОВ ШЕРОХОВАТОСТИ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ РЕДУКТОРА

#### 5.3.1. ВАЛ

«Посадочные» размеры (рис. 5.2):  $M33 \times 1,5-6g$ ;  $\varnothing 42n6$ ;  $\varnothing 50k6$ ;  $\varnothing 42n6$ ;  $12N9$ .

«Цепные» размеры:  $66js12$ ;  $60H15$ ;  $35_{-0,51}^{-0,26}$  (см. метод регулирования в п. 2.7).

Свободные размеры: линейные размеры, радиусы, фаски, углы по ГОСТ 30893.2-мК.

*Допуски формы* назначаем для следующих поверхностей (см. п. 4.7.1).

1. Для поверхностей под подшипники качения устанавливаем допуск круглости  $TF_1$  и допуск формы продольного сечения  $TF_2$  по ГОСТ 3325-85 (см. табл. П9 Приложения):

$$TF_1 \leq 0,004 \text{ мм}; \quad TF_2 \leq 0,004 \text{ мм}.$$

Для посадочных, «цепных» и свободных размеров вала назначаем следующие поля допусков.

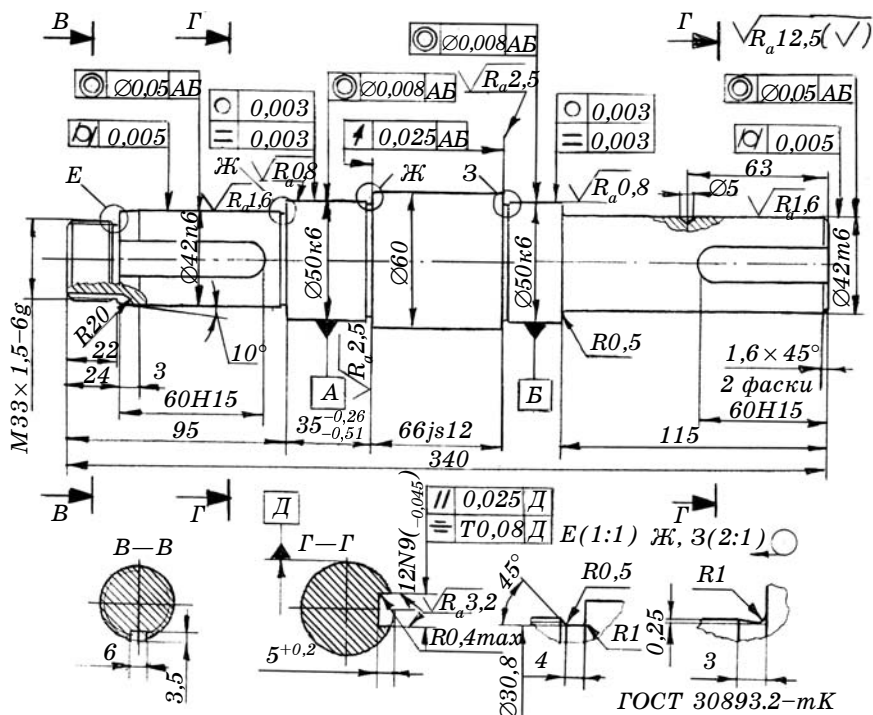
Округляя установленные значения до стандартных по ГОСТ 24643-81 (см. табл. П9 Приложения), принимаем (рис. 5.2):

$$TF_1 = TF_2 = 0,003 \text{ мм (4-я степень точности)}.$$

2. Для поверхности под зубчатое колесо и муфту устанавливаем допуски цилиндричности  $TF_3$ , учитывая принадлежность соединений с данными поверхностями к типу А (см. табл. 4.2):

$$TF_3 \leq 0,03T = 0,3 \cdot 0,016 \approx 0,005 \text{ мм},$$

где  $T$  — допуск размера  $\varnothing 42$  мм, 6-го качества (см. табл. П2 Приложения).



Материал: сталь 45 ГОСТ 1050-88

Рис. 5.2

Округляя установленное значение до стандартного по ГОСТ 24643-81 (см. табл. П5 Приложения), принимаем (см. рис. 5.2):

$$TF_3 = 0,005 \text{ мм (5-я степень точности).}$$

Допуски расположения устанавливаем для следующих поверхностей.

1. Для поверхности под подшипники качения устанавливаем допуски соосности  $TR'_1$  относительно общей оси данных поверхностей (базы обозначаем А и Б, см. рис. 5.2) по ГОСТ 3325-85 (см. табл. П9 Приложения) для конических подшипников:

$$TR'_1 \approx 0,003 / 10 \text{ мм.}$$

Для подшипника №7310 шириной 29 мм допуск соосности  $TR_1$  составит:

$$TP_1 \approx 0,002 \cdot 29/10 \approx 0,006 \text{ мм.}$$

По табл. П6 Приложения округляем (в большую сторону) значение  $TP_1$  (для  $\varnothing 50$ ):

$$TP_1 = 0,008 \text{ мм (4-я степень точности).}$$

2. Для поверхности под зубчатое колесо устанавливаем допуск соосности, так как смещение оси поверхности относительно оси вращения (общей оси  $AB$ ) увеличивает радиальное биение зубчатого венца, которое не должно превышать стандартного значения (по ГОСТ 1758–81) —  $F_2 = 63 \text{ мкм} = 0,063 \text{ мм}$  (для зубчатого колеса 8-B  $m = 3 \text{ мм}$ ,  $d > 125 \text{ мм}$ , табл. П11 Приложения).

Допуск соосности  $TP_2$  принимаем равным (см. пп. 4.5 и 4.7.1) по соотношению (4.9)

$$TP_2 \approx 0,6F_2 = 0,6 \cdot 63 \approx 38 \text{ мкм} \approx 0,04 \text{ мм.}$$

Округляя полученное значение до стандартного по ГОСТ 24643–81 (см. табл. П6 Приложения), принимаем (см. рис. 5.2):

$$TP_2 = 0,05 \text{ мм (8-я степень точности).}$$

3. Для поверхности под муфту  $\varnothing 42m6$  назначаем допуск соосности  $TP_3$ , равный (учитывая также работу манжетного уплотнения) для  $\varnothing 42n6$  (см. рис. 5.2):

$$TP_3 = 0,05 \text{ мм (8-я степень точности).}$$

4. Для поверхностей шпоночных пазов устанавливаем допуск параллельности паза  $TP_4$  и допуск симметричности паза  $TP_5$  относительно осей поверхностей  $\varnothing 42n6$  и  $\varnothing 42m6$  (см. пп. 4.5 и 4.7.1) по формулам (4.12) и (4.13):

$$TP_4 \approx 0,5T = 0,5 \cdot 0,043 = 0,0215 \text{ мм;}$$

$$TP_5 \approx 2T = 2 \cdot 0,043 = 0,086 \text{ мм,}$$

где  $T$  — допуск размера паза 14N9, равный 0,043 мм по табл. П2 Приложения.

Округляя полученные значения до стандартных (см. табл. П6 Приложения) по ГОСТ 24643–81, принимаем для допуска параллельности — по длине нормируемой поверхности паза, равной 60 мм; для допуска симметричности — по ширине нормируемых поверхностей:



$TP_4 = 0,025$  мм (8-я степень точности);

$TP_5 = 0,08$  мм (10-я степень точности).

5. Для торцовых поверхностей (заплечиков) под подшипники устанавливаем допуски торцового биения  $TС$  по ГОСТ 3325–85 (см. табл. П9 Приложения) по отношению к общей оси  $АВ$ :

$$TCA \leq 0,025 \text{ мм.}$$

Округляя полученное значение до стандартного по ГОСТ 24643–81 (см. табл. П6 Приложения), окончательно принимаем

$$TCA = 0,025 \text{ мм (8-я степень точности).}$$

*Шероховатость* определяем для следующих поверхностей.

1. Для поверхностей под подшипники качения значения параметра  $R_a$  (среднее арифметическое отклонение профиля) принимаем по табл. 4.4 для типа соединения А ( $\varnothing 50k6$ ):

$$R_a \leq T/20 = 0,016/20 \approx 0,0008 \text{ мм} = 0,8 \text{ мкм.}$$

Округляя полученное значение до стандартного предпочтительного значения (см. табл. П9 Приложения и рис. 4.7), принимаем (см. рис. 5.2)  $R_a = 0,8$  мкм.

2. Для поверхностей под зубчатое колесо и муфту параметр  $R_a$  принимаем по рекомендациям, приведенным в табл. 4.4 (тип соединения А):

$$R_a \leq T/20 \approx 0,001 \text{ мм.}$$

Округляем это значение (в большую сторону) до  $R_a = 1,6$  мкм (см. рис. 5.2).

3. Для торцовых поверхностей (заплечиков) под подшипники качения параметр  $R_a$  принимаем по соотношениям (4.21):

$$R_a \leq 0,1 TCA = 0,1 \cdot 0,025 = 0,0025 \text{ мм} = 2,5 \text{ мкм,}$$

где  $TCA$  — допуск торцового биения.

Полученное значение  $R_a$  является стандартным (см. табл. П7 Приложения), поэтому указываем его на эскизе (см. рис. 5.2).

4. Для поверхностей шпоночного паза значение  $R_a$  рассчитываем по соотношению (см. табл. 4.4):

$$R_a \leq T/20 = 0,045/20 = 0,00225 \text{ мм} = 2,25 \text{ мкм},$$

где  $T$  — допуск шпоночного паза.

Округляя полученное значение до стандартного предпочтительного значения (см. табл. П10 Приложения и рис. 4.7), принимаем  $R_a = 3,2$  мкм (см. рис. 5.2).

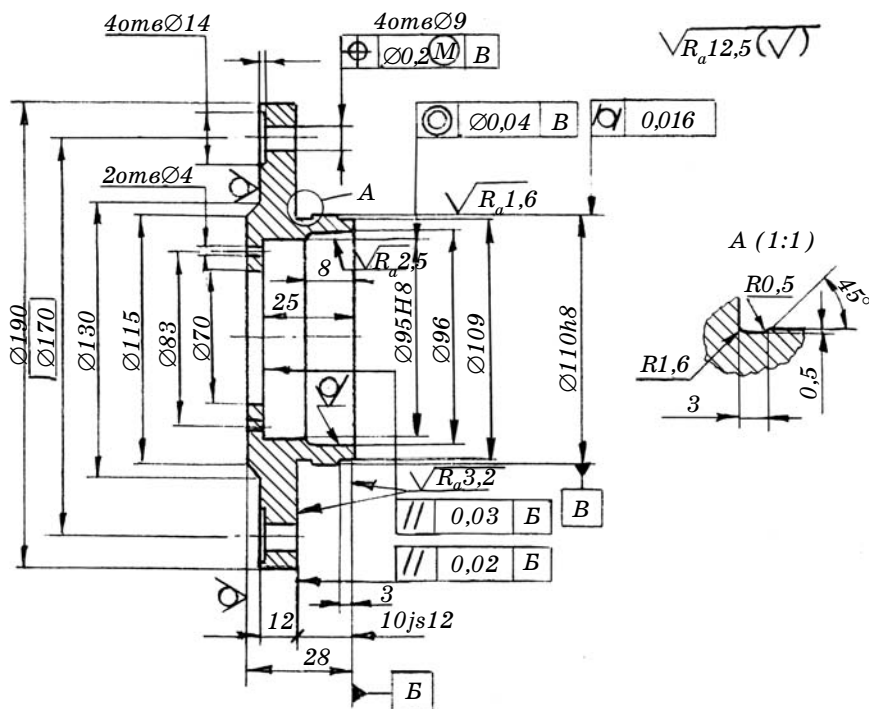
5. Для «свободных» поверхностей значение параметра  $R_a$  принимаем по соотношению (4.15):  $R_a = 12,5$  мкм.

### 5.3.2. КРЫШКА ПОДШИПНИКА

Эскиз крышки подшипника приведен на рис. 5.3.

«Посадочные» размеры:  $\varnothing 110h8$ ;  $\varnothing 95H8$  (под манжету).

«Цепной» размер:  $10js12$ .



1. Точность отливки 8-0-0-7 ГОСТ 26645-85
2. Литейные уклоны по ГОСТ 3212-92
3. Неуказанные радиусы  $R3_{max}$
4. ГОСТ 30893.2-мК

Рис. 5.3

Свободные размеры: линейные размеры, радиусы — ГОСТ 30893.2—мК.

*Допуск формы* назначаем для поверхности  $\varnothing 110h8$ . Для отверстия  $\varnothing 95H8$  допуск формы не устанавливаем, так как в это отверстие монтируется резиновая армированная манжета.

Поверхность  $\varnothing 110h8$  относим к типу А (см. табл. 4.2), поэтому допуск цилиндричности  $TF$  (см. пп. 4.4 и 4.7.3) принимаем равным

$$TF \approx 0,3T = 0,3 \cdot 0,054 = 0,0162 \text{ мм},$$

где  $T$  — допуск  $\varnothing 110h8$ .

Округляя полученное значение до стандартного по ГОСТ 24643—81 (см табл. П2 Приложения), принимаем (см. рис. 5.3):

$$TF = 0,016 \text{ мм (7-я степень точности)}.$$

*Допуски расположения* назначаем для следующих поверхностей.

1. Для привалочного и «подшипникового» (принимаем за базу) торцев крышки (см. п. 4.7.3) устанавливаем допуск параллельности (см. п. 4.5), так как погрешность расположения торца приводит к неполному контакту с кольцом подшипника, что вызывает деформации дорожки качения и уменьшение долговечности подшипника.

Допуск параллельности  $TP$  принимаем по соотношению (4.20)

$$TP_1 = TC_c \approx 0,6d_{\phi}[TC_n]/D = 0,6 \cdot 190[TC_n]/110 \approx 0,03 \text{ мм},$$

где  $d_{\phi}$  — диаметр привалочного торца (фланца) крышки;  $[TC_n]$  — торцовое биение заплечика по ГОСТ 3325—85 (см. табл. П9 Приложения);  $D$  — диаметр центрирующей поверхности  $\varnothing 110h8$ .

По ГОСТ 24643—81 (см. табл. П6 Приложения) принимаем (увеличивая запас точности):  $TP_1 = 0,02$  мм (7-я степень точности).

Полученное значение указываем на эскизе (см. рис. 5.3).

2. Для торцовой поверхности отверстия ( $\varnothing 95H8$ ) в крышке под манжету «подшипникового» торца (база Б) устанавливаем допуск параллельности. Указанная погрешность может привести к перекосу манжеты относительно уплотняемой поверхности втулки на валу и ухудшению качества уплотнения (см. пп. 4.5 и 4.7.3).

Допуск параллельности  $TP_{м.т}$  принимаем аналогично указанному выше, но грубее на одну степень точности (см.

табл. П6 Приложения):

$$TP_{\text{м.т}} = 0,03 \text{ мм (8-я степень точности).}$$

3. Для внутренней поверхности  $\varnothing 95\text{H}8$  под манжету по соотношению (4.22) в разделе 4.7.3 устанавливаем допуск соосности  $TP_{\text{м}}$ :

$$TP_{\text{м}} = 2 \cdot IT6 = 2 \cdot 0,019 = 0,038 \text{ мм.}$$

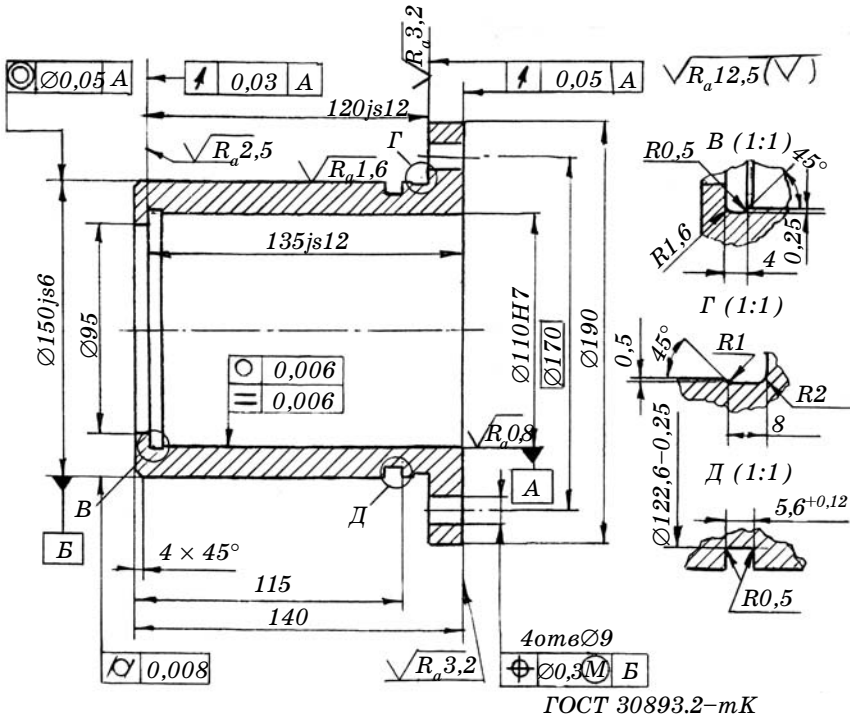
Полученное значение округляем до стандартного по ГОСТ 24643–81 (см. табл. П6 Приложения):

$$TP_{\text{м}} = 0,04 \text{ мм (7-я степень точности),}$$

что и указываем на эскизе детали (см. рис. 5.3).

4. Для отверстия (4 отв.  $\varnothing 9$ , см. рис. 5.3) в крышке под крепежные детали (болты) устанавливаем позиционный допуск для соединений типа Б (см. табл. 4.3):

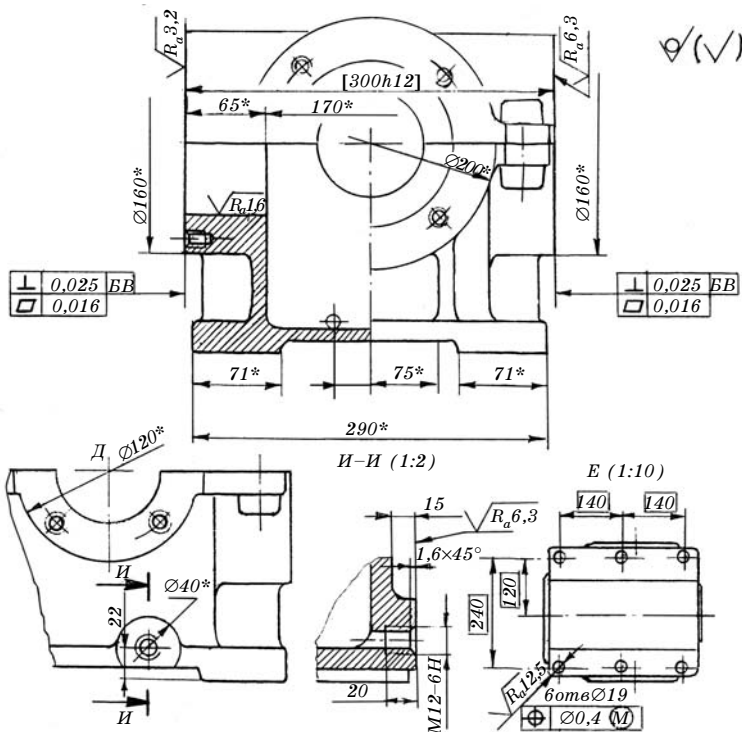
$$TPP \leq 0,5S_{\text{min}} = 0,5 \cdot 1 = 0,5 \text{ мм.}$$



Материал: СЧ15 ГОСТ 1412–85

Рис. 5.4





1. Обработку по размерам в квадратных скобках производить с дет... (крышка)
2. Точность отливки 8-7 ГОСТ 26645-85
3. Литейные уклоны по ГОСТ 3212-92
4. Неуказанные радиусы  $R5$  max
5. \* Размеры для справок
6. Общие допуски по ГОСТ 30893.1: H14, h14,  $\pm IT14/2$

Материал: СЧ18 ГОСТ 1412-85

Рис. 5.5 (лист 2)

Для обеспечения легкой сборки (беспрепятственного прохождения болтов в гладкие отверстия крышки и стакана, а также в резьбовые гнезда корпуса) уменьшаем полученное значение, принимая (см. рис. 5.3):

$$TPP = 0,2 \text{ мм (допуск зависимый, см. п. 4.5).}$$

*Шероховатость* устанавливаем для следующих поверхностей.

1. Для поверхности  $\varnothing 110\text{h}8$  рассчитываем значение параметра  $R_a$  (см. табл.4.4)

$$R_a \leq T/20 = 0,054/20 = 0,0027 \text{ мм} = 2,7 \text{ мкм},$$

где  $T$  — допуск размера  $110\text{h}8$  по табл. П2 Приложения.

Округляем полученное значение до стандартного предпочтительного:  $R_a = 1,6$  мкм (см. рис. 5.3).

2. Для поверхности  $\varnothing 95\text{H}8$  аналогично указанному выше принимаем  $R_a = 2,5$  мкм.

3. Для торцовых поверхностей (привалочного и «подшипникового» торцов) значение  $R_a$  рассчитываем по соотношению (4.21):

$$R_a \approx 0,1TC_c = 0,1TP_{\text{м.т}} = 0,1 \cdot 0,03 = 0,003 \text{ мм} = 3 \text{ мкм},$$

где  $TP_{\text{м.т}}$  — допуск параллельности (см. рис. 5.3). Округляя до стандартного значения (см. табл. П7 Приложения), принимаем  $R_a = 3,2$  мкм.

4. Для «свободных» поверхностей принимаем  $R_a = 12,5$  мкм.

5. Некоторые поверхности, обозначенные соответствующим знаком (см. рис. 5.3), не обрабатываются, так как заготовкой крышки является отливка.

*Точность отливки* принимаем по рекомендациям ГОСТ 26645–85: 8-0-0-7 (см. рис. 5.3), где 8 — класс размерной точности, 0 — степень коробления, 0 — степень точности поверхностей отливки (эти степени можно не указывать в обозначении), 7 — класс точности массы отливки.

Обозначаем также (см. рис. 5.3) литейные уклоны по ГОСТ 3212–92 и неуказанные радиусы.

### 5.3.3. СТАКАН

Эскиз стакана приведен на рис. 5.4.

«Посадочные» размеры:  $\varnothing 110\text{H}7$ ,  $\varnothing 150\text{js}6$ .

«Цепной» размер:  $135\text{js}12$ ;  $120 \text{ js}12$ .

Свободные размеры: линейные размеры, фаски, галтели, углы — ГОСТ 30893.2–mK.

Допуски формы, расположения и требования к шероховатости поверхностей для стакана рассчитаны и установлены по рекомендациям, изложенным в п. 4.7.2.

#### 5.3.4. КОРПУС РЕДУКТОРА

Эскиз корпуса редуктора приведен на рис. 5.5.

«Посадочные» размеры:  $\varnothing 150H7$ ,  $\varnothing 110H7$ ,  $\varnothing 80H9$ ,  $\varnothing 6H7$ , M14–2H5D, M12–6H.

«Цепные» размеры: 220js12, 300h12.

Свободные размеры — линейные размеры, фаски, углы — общие допуски по ГОСТ 30893.1: H14, h14, IT14/2.

Допуски формы, расположения и требования к шероховатости поверхностей (кроме необрабатываемых поверхностей литой заготовки) для корпуса редуктора установлены по рекомендациям, изложенным в п. 4.7.5.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Палей М. А., Романов А. Б., Брагинский В. А.** Допуски и посадки: Справочник: в 2 ч. — 8-е изд. — СПб.: Политехника, 2001. — Ч. 1. — 576 с.; Ч. 2. — 608 с.
2. **Расчет** точности машин и приборов / В. П. Булатов, И. Г. Фридендер, А. П. Баталов и др. — СПб.: Политехника, 1993. — 495 с.
3. **Основы** теории точности машин и приборов. — СПб.: Наука, 1993. — 232 с.
4. **Романов А. Б., Федоров В. Н., Кузнецов А. И.** Таблицы и альбом по допускам и посадкам: Справочное пособие. — СПб.: Политехника, 2005. — 88 с.
5. **Дунаев П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для вузов. — М.: Высш. шк., 1978. — 352 с.
6. **Якушев А. А.** и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник для вузов. — 6-е изд. — М.: Машиностроение, 1986. — 352 с.
7. **Шевелев А. С.** Теоретико-вероятностный метод расчета векторных размерных цепей // Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении. — Л.: Машиностроение, 1972. — Вып. 6. — С. 12–18.

## П Р И Л О Ж Е Н И Е

Т а б л и ц а П I

**Ряды линейных размеров, мм (по ГОСТ 6636–69)**

Ряд $R_a5$	Ряд $R_a10$	Ряд $R_a20$	Ряд $R_a40$
1,0 10 100	1,0 10 100  1,2 12 125	1,0 10 100 1,1 11 110 1,2 12 125	1,0 10 100 1,05 10,5 105 1,1 11 110 1,15 11,5 115 1,2 12 125
1,6 16 160	1,6 16 160	1,4 14 140 1,6 16 160 1,8 18 180	1,3 13 130 1,4 14 140 1,5 15 150 1,6 16 160 1,7 17 170 1,8 18 180
2,5 25 250	2,0 20 200 2,5 25 250	2,0 20 200 2,2 22 220 2,5 25 250	1,9 19 190 2,0 20 200 2,1 21 210 2,2 22 220 2,4 24 240 2,5 25 250
	3,2 32 320	2,8 28 280 3,2 32 320 3,6 36 360	2,6 26 260 2,8 28 280 3,0 30 300 3,2 32 320 3,4 34 340 3,6 36 360
4,0 40 400	4,0 40 400  5,0 50 500	4,0 40 400 4,5 45 450 5,0 50 500	3,8 38 380 4,0 40 400 4,2 42 420 4,5 45 450 4,8 48 480 5,0 50 500
6,3 63	6,3 63	5,6 56 6,3 63 7,1 71	5,3 53 5,6 56 6,0 60 6,3 63 6,7 67 7,1 71

Продолжение табл. П1

Ряд $R_a5$	Ряд $R_a10$	Ряд $R_a20$	Ряд $R_a40$
	8,0 80	8,0 80  9,0 90	7,5 75 8,0 80 8,5 85 9,0 90 9,5 95

Пр и м е ч а н и е. *Пример пользования таблицей.* При расчете вала на прочность было получено значение диаметра, равное 23,13 мм. Округляя до ближайшего большего стандартного значения, получаем для ряда  $R_a5$  значение 25 мм, для рядов  $R_a10$  и  $R_a20$  — также 25 мм, для ряда  $R_a40$  — 24 мм. Следовательно, на чертеже вала должен быть проставлен размер 25 или 24 мм.

Т а б л и ц а П2  
Значения допусков, мкм (по ГОСТ 25346–89)

Ква- ли- тет	Интервалы размеров, мм													
	До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	
3	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
4	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	
5	4	5	6	8	9	11	13	15	18	20	23	25	27	
6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	29	32	36	40	
7	10	12	15	18	21	25	30	35	40	46	52	57	63	
8	14	18	22	27	33	39	46	54	63	72	81	89	97	
9	25	30	36	43	52	62	74	87	100	115	130	140	155	
10	40	48	58	70	84	100	120	140	160	185	210	230	250	
11	60	75	90	110	130	160	190	220	250	290	320	360	400	
12	100	120	150	180	210	250	300	350	400	460	520	570	630	
13	140	180	220	270	330	390	460	540	630	720	810	890	970	
14	250	300	360	430	520	620	740	870	1000	1150	1300	1400	1550	
15	400	480	580	700	840	1000	1200	1400	1600	1850	2100	2300	2500	
16	600	750	900	1100	1300	1600	1900	2200	2500	2900	3200	3600	4000	
17	1000	1200	1500	1800	2100	2500	3000	3500	4000	4600	5200	5700	6300	

Т а б л и ц а П 3  
Поля допусков валов с номинальными размерами от 1 до 500 мм (по ГОСТ 25347–82)

Основные отклонения валов	Квалитет												
	01; 0; 1–3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13–17		
a									a11				
b									b11	b12			
c						c8			c11				
d						d8	<u>d9</u>	d10	<u>d11</u>				
e					e7	<u>e8</u>	e9						
f					<u>f7</u>	f8	f9						
g		g4	g5	<u>g6</u>	<u>h7</u>	<u>h8</u>	<u>h9</u>	h10	<u>h11</u>	h12	h13*–h17*		
h	h01*–h3*	h4	h5	<u>h6</u>									
js	js01*–js3*	js4	js5	<u>js6</u>	js7	js8*	js9*	js10*	js11*	js12*	js13*–js17*		
k		k4	k5	<u>k6</u>	k7								
m		m4	m5	m6	m7								

Основные отклонения валов	Квалитет												
	01; 0; 1-3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13-17		
n		n4	n5	<u>n6</u>	n7								
p			p5	<u>p6</u>									
r			r5	<u>r6</u>									
s			s5	<u>s6</u>	s7								
t				t6									
u					u7	u8							
x						x8							
z						z8							

Пр и м е ч а н и я. 1.Предпочтительные поля допусков подчеркнуты. 2.Поля допусков, отмеченные знаком \*, для посадок, как правило, не предназначены. 3.Дополнительные поля допусков: f4, fg4, p4, e4, ef5, f5, fg5, j5, t5, u5, e6, ef6, fg6, j6, u6, v6, d7, ef7, g7, j7, p7, r7, z7, x7, z7, ef8, s8, za8, zb8, zc8, ad, b9, c9, cd9.

Пример пользования таблицей. Определить возможные поля допусков валов 9-го квалитета для посадок с зазором. По таблице и примечанию 3: d9, e9, f9, g9, h9 (основные), ad, b9, c9, cd9 (дополнительные).

Т а б л и ц а П 4  
Поля допусков отверстий с номинальными размерами от 1 до 500 мм (по ГОСТ 25347–82)

Основные отклонения отверстий	Квалитет												
	0,1; 0; 1–4	5	6	7	8	9	10	11	12	13–17			
A								A11					
B								B11	B12				
C								C11					
D					D8	D9	D10	D11					
E					E8	<u>E9</u>							
F				F7	<u>F8</u>	F9							
G		G5	G6	G7									
H	H01*–H4*	H5	H6	<u>H7</u>	<u>H8</u>	<u>H9</u>	H10	<u>H11</u>	H12	H13*–H17*			
JS	JS01*–JS4*	JS5	JS6	<u>JS7</u>	JS8	JS9*	JS10*	JS11*	JS12*	JS13*–JS17*			
K		K5	K6	<u>K7</u>	K8								
M		M5	M6	M7	M8								

Основные отклонения отверстий	Квалитет									
	0,1; 0; 1-4	5	6	7	8	9	10	11	12	13-17
N		N5	N6	<u>N7</u>	N8					
P			P6	<u>P7</u>						
R				R7						
S				S7						
T				T7						
U					U8					
X										
Z										

Пр и м е ч а н и я: 1.Предпочтительные поля допусков подчеркнуты. 2.Поля допусков, отмеченные знаком \*, для посадок, как правило, не предназначены. 3.Дополнительные поля допусков:Е5, ЕF5, F5, fG5, P5, D6, B6, EF6, F6, fG6, J6, R6, S6, T6, DT, E7, EF7, J7, U7, C8, EF8, J8, P8, R8, Z8, A9, B9, C9, CD9, N9, P9, E10.

Пр и м е р п о л ь з о в а н и я т а б л и ц ы. Определить возможные поля допусков валов 7-го квалитета для переходных посадок. По таблице и примечанию 3: JS7, K7, M7, N7 (основные), J7 (дополнительное).

## Допуски формы поверхностей (по ГОСТ 24643–81)

Длина большей стороны поверхности или длина нормируемого участка, мм	Значения допусков плоскостности TFE ( $\nabla$ ) и прямолинейности TFL (—), мкм, для степеней точности											
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
До 10	0,6	1,0	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40		
Св. 10 до 16	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50		
Св. 16 до 25	1,0	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60		
Св. 25 до 40	1,2	2,0	3,0	5	8	12	20	30	50	80		
Св. 40 до 63	1,6	2,5	4,0	6	10	16	25	40	60	100		
Св. 63 до 100	2,0	3,0	5,0	8	12	20	30	50	80	120		
Св. 100 до 160	2,5	4,0	6,0	10	16	25	40	60	100	160		
Св. 160 до 250	3,0	5,0	8,0	12	20	30	50	80	120	200		
Св. 250 до 400	4,0	6,0	10,0	16	25	40	60	100	160	250		



Длина большей стороны поверхности или длина нормируемого участка, мм	Значения допусков плоскостности ТФЕ ( $\square$ ) и прямолинейности ТГЛ (—), мкм, для степеней точности												
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12			
Св. 400 до 630	5,0	8,0	12,0	20	30	50	80	120	200	300			
Возможные способы обработки	Доводка, шлифование и шабрение повышенной точности			Шлифование, шабрение, точение повышенной точности			Грубое шлифование, точение, пролягивание, фрезерование, строгание			Фрезерование, точение, строгание, долбление			Грубая механическая обработка всех видов
<p>Примечания: 1. Значения допусков 1-, 2-, 13–16-й степеней точности см. ГОСТ 24643–81. 2. Допуски ТФЕ и ТГЛ рекомендуется принимать при нормальной (А) относительной геометрической точности поверхности равными 60% от допуска Т размера, при повышенной (В) точности — 40% от Т, при высокой (С) — 25% от Т. Полученные значения округляют до стандартных значений по таблице.</p>													
Номинальный диаметр, мм	Значения допусков цилиндричности ТФЗ ( $\beta$ ), круглости ТФК (○), профиля продольности сечения ТГР (—), мкм, для степеней точности												
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12			
До 3	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50			
Св. 3 до 10	1,0	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60			
Св. 10 до 18	1,2	2,0	3	5	8	12	20	30	50	80			

Св. 18 до 30	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
Св. 30 до 50	2,0	3,0	5	8	12	20	30	50	80	120
Св. 50 до 120	2,5	4,0	6	10	16	25	40	60	100	160
Св. 120 до 250	3,0	5,0	8	12	20	30	50	80	120	200
Св. 250 до 400	4,0	6,0	10	16	25	40	60	100	160	250
Св. 400 до 630	5,0	8,0	12	20	30	50	80	120	200	300
Возможные способы обработки	Доводка, хонингование, тонкое шлифование, алмазное растачивание, тонкое растачивание, растачивание повышенной точности			Шлифование, хонингование, чистовое точение и растачивание, тонкое растачивание, тонкое развертывание, протягивание		Чистовое точение и растачивание, развертывание, протягивание, зенкерование		Точение и растачивание, сверление, литье под давлением		Механическая обработка
<p>Примечания: 1. Значения допусков 1-2, 13-16-й степеней точности см. ГОСТ 24643-81. 2. Допуски ТФЗ, ТФК, ТФР рекомендуются принимать при нормальной (А) относительной геометрической точности поверхности 30% (при погрешностях типа изогнутости 60%) от допусков Т размера, при повышенной (В) точности — 20 % (40%) от Т, при высокой (С) — 12,5 % (25%) от Т. Полученные значения округляют до стандартных значений по таблице.</p>										

## Допуски расположения поверхностей (по ГОСТ 24643-81)

Интервалы размеров, мм	Значения допусков параллельности ТРА (//), перпендикулярности ТРР (⊥), торцового биения ТСА (↗), полного торцового биения ТСТА (↗↗), наклона ТРН (∠), мкм, для степеней точности										
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
До 10	1,0	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	
Св.10 до 16	1,2	2,0	3	5	8	12	20	30	50	80	
» 16 » 25	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	
» 25 » 40	2,0	3,0	5	8	12	20	30	50	80	120	
» 40 » 63	2,5	4,0	6	10	16	25	40	60	100	160	
» 63 » 100	3,0	5,0	8	12	20	30	50	80	120	200	
» 100 » 160	4,0	6,0	10	16	25	40	60	100	160	250	
» 160 » 250	5,0	8,0	12	20	30	50	80	120	200	300	
» 250 » 400	6,0	10,0	16	25	40	60	100	160	250	400	

-	8,0	12,0	20	30	50	80	120	200	300	500
» 400 » 630	Доводка, шлифование, шабрение, хонингование, тонкое точение	Шлифование, шабрение, хонингование, фрезерование, растачивание по вышенной точности	Шлифование, фрезерование, строгание, протягивание, долбление, растачивание	Точение, фрезерование, строгание, растачивание, сверление, развертывание по кондуктору	Грубая механическая обработка					
<p><b>П р и м е ч а н и я.</b> 1. Значения допусков 1-, 2-, 13—16-й степеней точности см. ГОСТ 24643–81. 2. Выбор допуска для данной степени точности производится по длине нормируемой поверхности или длине нормируемого участка. Допуски торцового или полного торцового биения определяют по наибольшему диаметру торцовой поверхности или диаметру, на котором задан допуск торцового биения.</p>										
Интевалы размеров, мм	Значения допусков соосности ТРС (⊙), симметричности ТРС (=), пересечения осей ТРХ (×), радиального биения ТCR (↗), полного радиального биения ТСТР (↖), мкм, для степеней точности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 3	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
Св. 3 до 10	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
» 10 » 18	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
» 18 » 30	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
» 30 » 50	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
» 50 » 120	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
» 120 » 250	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500

Продолжение табл. П6

Интервалы размеров, мм	Значения допусков соосности ТРС (⊙), симметричности ТРС (=), пересечения осей ТРХ (×), радиального биения ТCR (↗), полного радиального биения ТСТР (↘), мкм, для степеней точности													
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12				
Св. 250 до 400	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600				
» 400 » 630	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800				
Возможные способы обработки	Тонкое шлифование и точение, внутреннее шлифование с одной установкой, хонингование			Шлифование, точение повышенной точности, внутреннее шлифование и растачивание с одной установкой			Грубое шлифование, точение и растачивание нормальной точности, протягивание, развертывание			Точение, растачивание, сверление			Грубая механическая обработка	
	<p>Примечания: 1. Значения допусков 1-, 2-, 13-16-й степеней точности см. ГОСТ 24643—81. 2. Допуски соосности ТРС, симметричности ТРС и пересечения осей ТРХ даны в таблице в диаметральном выражении. Соответствующие им допуски в радиусном выражении могут быть получены делением табличных значений пополам.</p>													

## Значения параметров шероховатости (по ГОСТ 2789-73\*)

$R_a$ , мкм		$R$ , $R_{\max}$ , мкм	Базовая длина, мм	Класс шерохова- тости
50	80; 63; 40	320; 250; 200	8	1
25	32; 20	160; 125; 100	8	2
12,5	16; 10	80; 63; 50	8	3
6,3	8; 5	40; 32; 25	2,5	4
3,2	4; 2,5	20; 16; 12,5	2,5	5
1,6	2; 4,25	10; 8; 6,3	0,8	6
0,8	1; 0,63	6,3; 5; 4	0,8	7
0,4	0,5; 0,32	3,2; 2,5; 2	0,8	8
0,2	0,25; 0,16	1,6; 1,25; 1	0,25	9
0,1	0,125; 0,08	0,8; 0,63; 0,5	0,25	10
0,05	0,063	0,4; 0,32; 0,25	0,25	11
0,025	0,032	0,2; 0,16; 0,125	0,25	12
0,012	0,016	0,1; 0,08; 0,063	0,08	13
—	0,008	0,05; 0,04; 0,032	0,08	14
Значения шаговых параметров $S$ , $S_m$ , мм				
12,5; 10; 8; 6,3; 5; 4; 3,2; 2,5; 2; 1,6; 1,25; 1; 0,8; 0,63; 0,5; 0,4; 0,32; 0,25; 0,2; 0,16; 0,125; 0,1; 0,080; 0,063; 0,05; 0,04 0,032; 0,025; 0,02; 0,016; 0,0125; 0,01; 0,008; 0,006; 0,005; 0,004; 0,003				
<p>П р и м е ч а н и я: 1. В первой колонке указаны предпочтительные значения параметра <math>R_z</math>. 2. Значения <math>R_z</math>, равные 50–25 мкм, обеспечивают при грубом обтачивании, черновом фрезеровании цилиндрической фрезой, сверлении крупных отверстий; <math>R_z = 12,5 + 6,3</math> мкм — при получистовом обтачивании, черновом фрезеровании торцевой фрезой, сверлении, зенкерования; <math>R_z = 3,2 + 1,6</math> — при чистовом обтачивании, чистовом развертывании, чистовом и тонком фрезеровании, получистовом шлифовании; <math>R_z = 0,8 + 0,4</math> мкм — при тонком обтачивании, чистовом шлифовании, тонком развертывании; <math>R_z = 0,4 + 0,2</math> мкм — при тонком шлифовании, средней доводке, хонинговании, суперфинишировании; <math>R_z = 0,1 + 0,05</math> мкм — при полировании, тонкой доводке; <math>R_z = 0,025 + 0,012</math> мкм — при зеркальной доводке.</p>				

## Точность присоединительных размеров подшипников (по ГОСТ 520–2002)

<i>Подшипники шариковые и роликовые радиальные, шариковые радиально-упорные</i>												
Кольца внутренние												
Номинальный диаметр $d$ отверстия, мм	Отклонения верхние и нижние среднего диаметра отверстия, мкм						Отклонения верхние и нижние ширины кольца*, мкм					
	Класс точности						Класс точности					
	0**	6	5	4	T	2	0***	6	5	4	T	2
Св. 2,5 до 10	0 -8	0 -7	0 -5	0 -4	0 -4	0 -2,5	0 -120	0 -120	0 -40	0 -40	0 -40	0 -40
Св. 10 до 18	0 -8	0 -7	0 -5	0 -4	0 -4	0 -2,5	0 -120	0 -120	0 -80	0 -80	0 -80	0 -80
Св. 18 до 30	0 -10	0 -8	0 -6	0 -5	0 -4	0 -2,5	0 -120	0 -120	0 -120	0 -120	0 -120	0 -120
Св. 30 до 50	0 -12	0 -10	0 -8	0 -6	0 -4	0 -2,5	0 -120	0 -120	0 -120	0 -120	0 -120	0 -120
Св. 50 до 80	0 -15	0 -12	0 -9	0 -7	0 -5	0 -4	0 -150	0 -150	0 -150	0 -150	0 -125	0 -150
Св. 80 до 120	0 -20	0 -15	0 -10	0 -8	0 -5	0 -5	0 -200	0 -200	0 -200	0 -200	0 -125	0 -200

Св. 120 до 180	0 -25	0 -18	0 -13	0 -10	0 -7	0 -7	0 -250	0 -250	0 -250	0 -125	0 -250
Кольца наружные											
Номинальный наружный диаметр <i>D</i> , мм	Отклонения верхние и нижние для среднего значения наружного диаметра кольца, мкм										
	Класс точности										
	0***	6	5	4	3	2	1	0	1	2	3
Св. 18 до 30	0 -9	0 -8	0 -6	0 -5	0 -4	0 -4	0 -4	0 -4	0 -4	0 -4	0 -4
Св. 30 до 50	0 -11	0 -9	0 -7	0 -6	0 -6	0 -4	0 -4	0 -4	0 -4	0 -4	0 -4
Св. 50 до 80	0 -13	0 -11	0 -9	0 -7	0 -7	0 -4	0 -4	0 -4	0 -4	0 -4	0 -4
Св. 80 до 120	0 -15	0 -13	0 -10	0 -8	0 -8	0 -5	0 -5	0 -5	0 -5	0 -5	0 -5
Св. 120 до 150	0 -18	0 -15	0 -11	0 -9	0 -9	0 -5	0 -5	0 -5	0 -5	0 -5	0 -5
Св. 150 до 180	0 -25	0 -18	0 -13	0 -10	0 -10	0 -7	0 -7	0 -7	0 -7	0 -7	0 -7
Св. 180 до 250	0 -30	0 -20	0 -15	0 -11	0 -11	0 -8	0 -8	0 -8	0 -8	0 -8	0 -8





Св. 10 до 18	0 -12	0 -7	0 -5	0 -4	0 -120	0 -50	0 -200	+250 -250	+200 0	+100 0	+200 -200	
Св. 18 до 30	0 -12	0 -8	0 -6	0 -4	0 -120	0 -50	0 -200	+250 -250	+200 0	+100 0	+200 -200	
Св. 30 до 50	0 -12	0 -10	0 -8	0 -4	0 -120	0 -50	0 -240	+250 -250	+200 0	+100 0	+200 -200	
Св. 50 до 80	0 -15	0 -12	0 -9	0 -5	0 -150	0 -50	0 -300	+250 -250	+200 0	+100 0	+200 -200	
Св. 80 до 120	0 -20	0 -15	0 -10	0 -5	0 -200	0 -50	0 -400	+500 -500	+200 -200	+100 0	+200 -200	
Кольца наружные												
Верхние и нижние отклонения, мкм												
Номинальный наружный диаметр $D$ кольца, мм	среднего наружного диаметра кольца в единичной плоскости $\Delta_{D_{\text{нр}}}$							единичный ширины кольца $\Delta_{C_S}$				
	для классов точности											
	0; N*; 6X	6; 5	4	2	N*	6X	0; 6; 5; 4; 2					
Св. 30 до 50	0 -14	0 -9	0 -7	0 -4	0 -120	0 -100	0 -240					
Св. 50 до 80	0 -16	0 -11	0 -9	0 -4	0 -150	0 -100	0 -300					
Св. 80 до 120	0 -18	0 -13	0 -10	0 -5	0 -200	0 -100	0 -400					

Номинальный наружный диаметр $D$ кольца, мм	Верхние и нижние отклонения, мкм						
	среднего наружного диаметра кольца в единичной плоскости $\Delta_{D_{нпр}}$			единичный ширины кольца $\Delta_{C_s}$			
	для классов точности						
	0; N*; 6X	6; 5	4	2	N*	6X	0; 6; 5; 4; 2
Св. 120 до 150	0 -20	0 -15	0 -11	0 -5	0 -250	0 -100	0 -500
Св. 150 до 180	0 -25	0 -18	0 -13	0 -6,5	0 -250	0 -100	0 -500
Св. 180 до 250	0 -30	0 -20	0 -15	0 -8	0 -30	0 -100	0 -600

Примечания: 1. Отклонения  $\Delta_{d_{нпр}}$  и  $\Delta_{D_{нпр}}$  см. в примечании к таблицам подшипников радикальных и шариковых радиально-упорных. 2. Отклонения  $\Delta_{T_s}$ , указанные в таблице, относятся к однородным подшипникам. Для двухрядных подшипников отклонения равны: для размеров от 18 до 80 мм —  $\pm 3,75$  мкм, для размеров от 80 до 120 мм —  $\pm 7,50$  мкм; для четырехрядных подшипников размерами от 80 до 120 мм —  $\pm 10,00$  мкм. 3. Отклонения колец с  $d > 250$  мм и другие характеристики см. ГОСТ 520-2002.

\* Обозначение нормального класса точности подшипника.

Подшипники упорные и упорно-радиальные				
Номинальный диаметр отверстия $d$ и наружного диаметра свободного кольца $D$ , мм	среднего диаметра отверстия тугого кольца одинарного (двойного) подшипника в единичной плоскости $\Delta_{d_{нпр}}$ ( $\Delta_{d_{нпр}}$ )	действительной высоты одинарного (двойного) подшипника		среднего наружного диаметра свободного кольца в единичной плоскости $\Delta_{D_{нпр}}$
		$\Delta_{T_s}$	( $\Delta_{T_{1s}}$ )	

Для классов точности						
	0*;6;5	4;2	0*;6;5;4	0*;6;5;4	0*;6;5;4	4;2
Св. 10 до 18	0 -8	0 -7	+20 -250	+150 -400	0 -11	0 -7
Св. 18 до 30	0 -10	0 -8	+20 -250	+150 -400	0 -13	0 -8
Св. 30 до 50	0 -12	0 -10	+20 -250	+150 -400	0 -16	0 -9
Св. 50 до 80	0 -15	0 -12	+20 -300	+150 -500	0 -19	0 -11
Св. 80 до 120	0 -20	0 -15	+25 -300	+200 -500	0 -22	0 -13
Св. 120 до 180	0 -25	0 -18	+25 -400	+200 -600	0 -25	0 -15

Пр и м е ч а н и я: 1. Другими называют кольца упорных подшипников, устанавливаемые с натягом. 2. Отклонения для подшипников с размерами более 180 мм и другие характеристики см. ГОСТ 520-2002.

\* Обозначение нормального класса точности подшипника.

Т а б л и ц а П 9  
**Допуски формы и расположения посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под подшипники качения**  
**(по ГОСТ 3325–85)**

<i>Допуски формы поверхностей, мкм, не более</i>														
Номинальный диаметр $d$ или $D$ , мм	Валов						отверстий корпусов							
	Допуск круглости или допуск профиля продольного сечения		Допуск непостоянства диаметра в поперечном или продольном сечении		Допуск круглости или допуск профиля продольного сечения		Допуск непостоянства диаметра в поперечном или продольном сечении		Допуск круглости или допуск профиля продольного сечения		Допуск непостоянства диаметра в поперечном или продольном сечении			
	0; 6	5; 4	2	0; 6	5; 4	2	0; 6	5; 4	2	0; 6	5; 4	2		
<i>Для класса точности подшипника качения</i>														
Св. 10 до 18 » 18 » 30 » 30 » 50	3 3,5 4	1,3 1,5 2	0,6 0,8 1	6 7 8	2,6 3 4	1,2 1,6 2	4,5 5 6	2 2 2,5	1 1 1,4	9 10 12	4 4 5	2 2 2,8		
» 50 » 80 » 80 » 120 » 120 » 180	5 6 6	2 2,5 3	1 1,2 1,5	10 12 12	4 5 6	2 2,4 3	7,5 9 10	3 3,5 4	1,6 2 2,2	15 18 20	6 7 8	3,2 4 4,4		
» 180 » 250	7	3,5	1,7	14	7	3,4	11,5	5	2,5	23	10	5		
<i>Допуски торцового биения, мкм, не более</i>														
Номинальный диаметр $d$ или $D$ , мм	Валов						отверстий корпусов							
	<i>Для классов точности подшипников качения</i>													
	0	6	5	4	2	0	6	5	4	2	0	6	5	4

Св. 10 до 18 » 18 » 30 » 30 » 50	18 21 25	5 6 7	11 13 16	3 4 4	2 2,5 2,5	27 33 39	18 21 25	8 9 11	5 6 7	3 4 4	
» 50 » 80 » 80 » 120 » 120 » 180	30 35 40	8 10 12	19 22 25	5 6 8	3 4 5	46 54 63	30 35 40	13 15 18	8 10 12	5 6 8	
» 180 » 250	46	14	29	10	7	72	46	20	14	10	
<i>Допуски соосности посадочных поверхностей и допустимые углы взаимного перекоса колец подшипника</i>											
Тип подшипника				Допуски соосности, мкм, посадочных поверхностей длиной 10 мм в диаметральном выражении			Допустимые углы взаимного перекоса колец подшипника				
Радиальный однорядный шариковый с радиальным зазором: нормальным по 7-му ряду » 8-му »											
Радиально-упорный шариковый однорядный с углом контакта, равным, °: 12 25 36											
Упорно-радиальный шариковый с углом контакта 45–60° Упорный шариковый с углом контакта 90°											

Продолжение табл. П9

<i>Допуски соосности посабочных поверхностей и допустимые углы взаимного перекоса колец подшипника</i>			Допустимые углы взаимного перекоса колец подшипника	
Тип подшипника	Допуски соосности, мкм, посабочных поверхностей длиной 10 мм в диаметральном выражении			
		вала	корпуса	
Радиальный с цилиндрическими роликами: без модифицированного контакта с модифицированным контактом	1	2		2'
	3	6		6'
Шариковый радиальный сферический двухрядный	6	12		4°
Роликовый радиальный сферический однорядный	6	12		3°
Роликовый радиальный сферический двухрядный	6	12		2°
Роликовый упорный сферический	6	12		3°

Примечания: 1. Значения допусков формы и торцового бленения для размеров от 0,6 до 10 мм и св. 250 мм см. ГОСТ 3325-85.  
2. Значения допусков соосности даны для длины посабочного места (подшипника) 10 мм. Если длина подшипника иная (например, В), табличные значения следует умножить на В/10.

Т а б л и ц а П 10  
**Нормы точности ( $F_r, F_{\beta}, f_x, f_y, f_a, E_c, T_c, E_w, T_w$ ) цилиндрических зубчатых колес (по ГОСТ 1643–81)**

Делительный диаметр $d$ , мм		6		7		8		9		10	
		Значения $F_r$ , мкм, для модулей $m$ (мм)									
До 125 Св. 125 до 400	От 1 до 3,5	Св. 3,5 до 6,3	От 1 до 3,5	Св. 3,5 до 6,3	От 1 до 3,5	Св. 3,5 до 6,3	От 1 до 3,5	Св. 3,5 до 6,3	От 1 до 3,5	Св. 3,5 до 6,3	От 1 до 3,5
	25 36	28 40	36 50	40 56	45 63	50 71	71 80	80 100	100 112	125 140	100 112
<i>Допуски на непараллельность <math>f_x</math>, перекося <math>f_y</math> осей и направление зуба <math>F_{\beta}</math>, мкм</i>											
Степень точности по нормам кон- такта зубьев в передаче	Обозначение допусков		Ширина зубчатого венца $b_w$ , мм								
			До 40			Св. 40 до 100			Св. 100 до 160		
6	$f_x$ $f_y$ $F_{\beta}$		9	12	16	20	25	32	40	50	63
			4,5 9	6,3 12	8 16	10 20	12 25	16 32	20 40	25 50	32 63
7	$f_x$ $f_y$ $F_{\beta}$		11	16	20	25	32	40	50	63	80
			5,6 11	8 16	10 20	12 25	16 32	20 40	25 50	32 63	40 80
8	$f_x$ $f_y$ $F_{\beta}$		18	25	32	40	50	63	80	100	125
			9 18	12 25	16 32	20 40	25 50	32 63	40 80	50 100	63 125



Степень точности по нормам контакта зубьев в передаче	Обозначение допусков	Ширина зубчатого венца $b_w$ , мм			
		До 40	Св. 40 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160 до 250
9	$f_x$	28	40	50	63
	$f_y$	14	20	25	30
	$F_{\beta}$	28	40	50	63
10	$f_x$	45	63	80	100
	$f_y$	22	32	40	50
	$F_{\beta}$	45	63	80	100
<i>Предельные отклонения межосевого расстояния <math>\pm f_{ar}</math>, мкм</i>					
Вид сопряжения	Класс отклонения $a_w$	Межосевое расстояние $a_w$ , мм			
		До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250
H, E D C B A	I	$\pm 10$	$\pm 11$	$\pm 12$	$\pm 14$
	II	$\pm 16$	$\pm 18$	$\pm 20$	$\pm 22$
	III	$\pm 22$	$\pm 28$	$\pm 30$	$\pm 35$
	IV	$\pm 35$	$\pm 45$	$\pm 50$	$\pm 55$
	V	$\pm 60$	$\pm 70$	$\pm 80$	$\pm 90$
	VI	$\pm 100$	$\pm 110$	$\pm 120$	$\pm 140$
			Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	
			$\pm 16$	$\pm 18$	
			$\pm 25$	$\pm 28$	
			$\pm 40$	$\pm 45$	
			$\pm 60$	$\pm 70$	
			$\pm 100$	$\pm 110$	
			$\pm 160$	$\pm 180$	

Наименьшие отклонения толщины зуба  $E_s$ , мкм,  $t \geq 1$  мм

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр $d$ , мм					
		До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
H	3-6	9	10	12	14	16	16
	7	10	12	14	14	16	18
E	3-6	22	25	30	35	40	40
	7	25	30	35	35	40	45
	3-6	35	40	45	55	60	60
D	7	45	45	50	60	70	70
	8	40	50	60	70	70	80
	3-6	55	60	70	80	90	100
C	7	60	70	80	90	100	120
	8	70	80	90	100	120	140
	3-6	90	100	120	140	160	160
B	7	100	120	140	140	180	180
	8	100	120	140	160	180	200
	3-6	140	160	180	200	250	250
A	7	150	180	200	220	250	300
	8	160	200	220	250	300	350
	10	200	220	250	300	350	350

Допуски на толщину зуба $T_c$ зубчатого колеса, мкм, $m \geq 1$ мм									
Вид сопряжения зубьев									
Допуск на радиальное биение $F_r$ зубчатого венца, мкм	H, E	D	C	B	A	-	-	-	-
	Вид допуска бокового зазора								
	$h$	$d$	$c$	$b$	$a$	$z$	$y$	$x$	
Св. 20 до 25	35	45	60	70	80	100	140	160	
» 25 » 32	40	50	70	70	100	140	140	180	
» 32 » 40	45	60	70	90	120	140	180	220	
» 40 » 50	50	70	90	100	140	160	200	250	
» 50 » 60	70	70	100	140	140	180	250	300	
» 60 » 80	70	100	140	140	180	220	300	350	
» 80 » 100	90	120	160	180	220	250	350	450	
» 100 » 125	120	140	180	220	250	350	450	500	
» 125 » 160	140	180	220	300	350	400	500	700	
Наименьшее отклонение средней длины общей нормали $E_{Wm}$ , мкм (слагаемое $I$ ); наименьшее отклонение общей нормали $E_{Wp}$ , мкм, $m \geq 1$ мм									
Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Делительный диаметр $d$ , мм							
		До 80	До 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400		
H	3-6 7	8 10	10 10	11 12	12 14		14 16	16 18	

E	3-6	20	24	28	30	35	40
	7	25	30	30	35	40	45
	3-6	30	35	40	50	55	60
D	7	35	40	50	55	60	70
	8	40	50	50	60	70	70
	3-6	50	60	70	80	90	100
C	7	55	70	70	80	100	110
	8	60	80	80	100	110	120
	9	70	80	100	110	120	140
	3-6	80	100	110	120	140	160
	7	100	110	120	140	180	200
B	8	100	110	140	140	180	180
	9	110	120	140	160	200	200
	10	110	140	160	180	200	250
	3-6	120	140	180	200	220	250
	7	140	180	200	200	250	280
A	8	160	200	200	250	280	300
	9	180	200	250	280	280	350
	10	200	200	250	280	300	350
Слагаемое II для определения $E_{Wm}$ , мкм, $m \geq 1$ мм							
<i>Допуски на радиальное биение зубчатого венца <math>F_r</math>, мкм</i>							
Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125
5	7	9	11	14	18	22	25
							Св. 125 до 160
							35

Допуск на среднюю длину общей нормали $T_{Wm}$ , мкм, и на длину общей нормали $T_W$ , мкм											
Вид сопряжения	Вид допусков бокового зазора	Обозначение допуска	Допуски на радиальное биение зубчатого венца $F_r$								
			Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125	Св. 125 до 160
Н, Е	h	$T_{Wm}$ $T_W$	20 30	22 35	25 40	25 50	28 60	30 70	40 80	55 100	70 140
D	d	$T_{Wm}$ $T_W$	30 40	35 50	40 55	40 60	40 70	60 100	70 110	80 140	100 180
C	c	$T_{Wm}$ $T_W$	45 55	45 60	50 70	60 80	70 100	90 120	110 140	120 180	140 200
B	b	$T_{Wm}$ $T_W$	50 60	55 70	60 80	70 100	100 120	100 140	120 180	140 200	200 280
A	a	$T_{Wm}$ $T_W$	60 80	80 100	90 110	100 120	110 140	140 180	150 200	180 250	240 300
-	z	$T_{Wm}$ $T_W$	80 100	100 110	110 120	120 140	140 180	180 200	200 250	250 300	300 350
-	y	$T_{Wm}$ $T_W$	110 120	120 140	160 180	180 200	220 250	240 280	300 350	350 400	400 500



Продолжение табл. П10

$z$	$z_n$	$W_1$	$z$	$z_n$	$W_1$	$z$	$z_n$	$W_1$	$z$	$z_n$	$W_1$
20	3	7,66043	42	5	13,87280	64	8	23,03730			
21	3	7,67443	43	5	13,88681	65	8	23,05131			
22	3	7,68844	44	5	13,90081	66	8	23,06531			
23	3	7,70244	45	5	13,91482	67	8	23,07932			
24	3	7,71645	46	6	16,88095	68	8	23,09333			
25	3	7,73045	47	6	16,89496	69	8	23,10733			
26	3	7,74446	48	6	16,90896	70	8	23,12134			
27	3	7,75846	49	6	16,92297	71	8	23,13534			
28	4	10,72460	50	6	16,93697	72	8	23,14935			
29	4	10,73860	51	6	16,95098	73	9	26,11548			
30	4	10,75261	52	6	16,96498	74	9	26,12949			
31	4	10,76661	53	6	16,97899	75	9	26,14349			
32	4	10,78062	54	6	16,99299	76	9	26,15750			
33	4	10,79462	55	7	19,95913	77	9	26,17150			
34	4	10,80863	56	7	19,97313	78	9	26,18551			
35	4	10,82264	57	7	19,98713	79	9	26,19951			
36	4	10,83664	58	7	20,00114	80	9	26,21352			

4. Длина общей нормали  $W$  для колес с  $m \neq 1$  определяется умножением значений  $W_1$ , данных в таблице, на модуль  $m$ :  $W = W_1 m$ .  
 Пример расчета  $W_m$  см. в п. 4.7.4, рис. 4.11.

Т а б л и ц а П 11

**Нормы точности ( $F_r, f_{AM}, f_a, E_{\Sigma}, E_{Ses}, T_{S_c}$ ) конических зубчатых колес (по ГОСТ 1758-81)**

<i>Радиальное биение зубчатого венца <math>F_r</math>, мкм</i>												
Делительный диаметр $d$ , мм		Степень точности по нормам кинематической точности (модули — от 1,0 до 3,5 мм и свыше 3,5 до 6,3 мм)										
		6		7		8		9		10		
		От 1 до 3,5	Св. 3,5 до 6,3	От 1 до 3,5	Св. 3,5 до 6,3	От 1 до 3,5	Св. 3,5 до 6,3	От 1 до 3,5	Св. 3,5 до 6,3	От 1 до 3,5	Св. 3,5 до 6,3	
До 125		25	28	36	40	45	50	56	63	71	80	
Св. 125 до 400		36	40	50	56	63	71	80	90	100	112	
<i>Осевое смещение зубчатого венца <math>\pm f_{AM}</math>, мкм</i>												
Степень точности по нормам плавности		Среднее конусное расстояние $R$ , мм										
		Св. 50 до 100					Св. 100 до 200					Св. 200 до 400
6		Угол делительного конуса зубчатого колеса $\delta, \dots$										
		До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45
		48	40	17	105	90	38	240	200	85		
		26	22	9,5	60	50	21	130	105	45		
7		67	56	24	150	130	53	340	280	120		
		38	32	13	80	71	30	180	150	63		



Среднее конусное расстояние $R_s$ , мм		Св. 50 до 100		Св. 100 до 200		Св. 200 до 400				
		Угол делительного конуса зубчатого колеса $\delta$ , °								
		До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45
8	Средний нормальный модуль $m_n$ , мм	От 1 до 3,5	80	34	200	180	75	480	400	170
		Св. 3,5 до 6,3	45	17	120	100	40	250	210	90
9		От 1 до 3,5	120	48	300	260	105	670	560	240
		Св. 3,5 до 6,3	75	26	160	140	60	360	300	130
10		От 1 до 3,5	160	67	420	360	150	950	800	340
		Св. 3,5 до 6,3	105	38	240	190	80	500	420	180
<i>Допустимые отклонения от пересечения осей <math>\pm f_p</math>, мкм</i>										
Среднее конусное расстояние $R_s$ , мм		Степень точности по нормам контакта зубьев в передаче								
		6	7	8	9	10				
Св. 50 до 100 » 100 » 200 » 200 » 400		15	20	30	45	75				
		18	25	36	55	90				
		25	30	45	75	120				

Предельные отклонения межосевого угла передачи $\pm E_{\Sigma}$ , мкм															
Среднее конусное расстояние $R$ , мм															
Вид сопряжения	Св. 50 до 100					Св. 100 до 200					Св. 200 до 400				
	Угол делительного конуса шестерни $\delta_1, \dots^\circ$														
	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25			
Н, Е	10	12	15	12	17	20	15	20	15	24	26				
D	16	19	22	19	26	32	22	32	22	36	40				
C	26	30	32	30	45	50	32	50	32	56	63				
B	42	50	60	50	71	80	60	80	60	90	100				
A	63	80	95	80	110	125	95	125	95	140	160				
Наименьшее отклонение средней постоянной хорды $E_{S_{cs}}$ , мкм															
Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Средний нормальный модуль $m_n$ , мм	Средний делительный диаметр $d$ , мм												
			Угол делительного конуса $\delta_1, ^\circ$												
Н	7	От 1 до 3,5 Св. 3,5 до 6,3	До 125		Св. 125 до 400										
			До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45							
			20	22	22	25	28	32	32	30	30				

Примечание. Для определения  $E_{S_{cs}}$  при других видах сопряжения и степенях точности табличные значения  $E_{S_{cs}}$  (указанные выше) необходимо умножить на коэффициент  $k_1$ :

Степень точности по нормам плавности	Вид сопряжения							
	H		E	D	C	A		
	Значение $k_1$							
4-6	0,9	1,45	1,8	2,4	3,4	5,0		
7	1,0	1,6	2,0	2,7	3,8	5,5		
8	-	-	2,2	3,0	4,2	6,0		
9	-	-	-	3,2	4,6	6,6		
10	-	-	-	-	4,9	7		
<i>Допуск на среднюю постоянную хорду зуба <math>T_{Sc}</math></i>								
Вид допуска бокового зазора	Допуск на биение зубчатого венца $F_r$							
	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100	Св. 100 до 125
h	32	38	42	50	60	70	90	110
D	42	48	55	65	75	90	110	130
C	52	60	70	80	95	110	140	170
B	65	75	85	100	120	130	170	200
a	85	95	110	130	150	180	220	260
<p>Примечания: 1. Значения допусков и отклонений при иных исходных данных см. ГОСТ 1758-51, 2. Значения средней постоянной хорды зуба приведены в табл. П10. При измерении толщины зуба на внешнем торце зубчатых колес отклонение <math>E_{Scs}</math> и допуск <math>T_{Sc}</math> увеличиваются в отношении <math>R_e/R_e</math> (<math>R_e</math> — внешнее конусное расстояние; <math>R</math> — среднее конусное расстояние).</p>								

Таблица П12  
**Нормы точности ( $F_r, f_r, f_w, f_x, f_y, E_{\Sigma}, T_{\Sigma}$ ) червячных цилиндрических передач (по ГОСТ 3675–81)**

<i>Радиальное биение червячного колеса <math>F_r</math>, мкм</i>												
Степень точности по нормам кинематической точности												
		6		7		8		9		10		
		Значения $F_r$ , мкм, для модулей $m$ (мм)										
Делительный диаметр червячного колеса $d_2$ , мм	От 1 до 3,5		Св. 3,5 до 6,3		От 1 до 3,5		Св. 3,5 до 6,3		От 1 до 3,5		Св. 3,5 до 6,3	
	До 125 Св. 125 до 400	25	36	40	56	45	63	50	71	56	80	71
36		40	56	56	63	71	71	90	80	100	100	112
<i>Радиальное биение червяка <math>f_r</math>, мкм (<math>m = 1 \div 25</math> мм)</i>												
Степень точности по нормам плавности												
Делительный диаметр червяка $d_1$ , мм		6		7		8		9		10		
		(11,5)*		(12)*		(13)*		(14)*		(16)*		
Св. 10 до 18 » 18 » 30 » 30 » 50 » 50 » 80 » 80 » 120	16		17		18		20		22		28	
	20		21		22		25		28		36	
	25		26		28		32		36		45	
	32		34		36		40		45			

\* Для модулей  $m = 1 \div 16$  мм.

Предельные отклонения межосевого расстояния в передаче $\pm f_{ac}$ , мкм, предельные смещения средней плоскости колеса в передаче $\pm f_x$ , мкм									
Степень точности по нормам контакта	Обозначение отклонений	Межосевое расстояние $a_{чр}$ , мм							
		До 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400		
6	$f_{ac}$	28 22	32 25	38 28	42 32	45 36	50 40		
7	$f_x$	45 34	50 40	60 45	67 50	75 56	80 60		
8	$f_{ac}$	71 53	80 63	90 71	105 80	110 90	125 100		
9	$f_x$	110 85	130 100	150 110	160 130	180 140	200 150		
10	$f_{ac}$	180 130	200 130	220 180	260 200	280 220	300 240		
-Предельные отклонения межосевого угла передачи $\pm f_{\Sigma}$ , мкм									
Ширина зубчатого венца, мм	Степень точности по нормам контакта зубьев и вытсков червяка								
	6	7	8	9	10				
До 63 Св. 63 до 100 » 100 » 160 » 160 » 250	9 12 17 24	12 17 24 32	16 22 30 42	22 28 40 56	28 36 50 71				

<i>Наименьшее отклонения толщины витка червяка по хорде <math>E_{Sc}</math></i>						
Вид сопряжения	Межосевое расстояние $a_w$ , мм					
	До 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
	Слагаемое I отклонения $E_{Sc}$ , мкм					
Н	0	0	0	0	0	0
Е	32	38	42	48	56	60
D	48	56	67	75	85	95
C	80	95	105	120	130	140
B	130	150	170	200	220	240
A	200	220	260	300	340	380
Степень точности	Слагаемое II отклонения $E_{Sc}$ , мкм					
	Модуль $m$ , мм					
6	От 1 до 3,5	36	40	45	48	53
	Св. 3,5 до 6,3	40	42	45	50	56
7	От 1 до 3,5	60	63	71	75	85
	Св. 3,5 до 6,3	63	67	75	80	90
8	От 1 до 3,5	90	100	110	120	140
	Св. 3,5 до 6,3	100	110	120	130	140
9	От 1 до 3,5	150	160	180	190	220
	Св. 3,5 до 6,3	160	180	190	210	240
10	От 1 до 3,5	240	260	280	300	360
	Св. 3,5 до 6,3	260	280	300	320	380
Наименьшее отклонение толщины витка $E_{Sc}$ определяется как сумма слагаемых I и II.						

Продолжение табл. П12

Допуск на толщину витка червяка $T_s$ , мкм							
Вид допуска бокового зазора	Допуски на радиальное биение червяка, мкм						
	Св. 10 до 12	Св. 12 до 16	Св. 16 до 20	Св. 20 до 25	Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50
h	24	26	28	32	38	42	50
d	30	32	36	42	48	55	65
c	36	40	45	52	60	70	80
b	48	52	58	65	73	85	100
a	60	65	75	85	95	110	130
z	75	80	95	110	120	130	150
y	95	110	120	130	150	160	180
x	120	130	150	170	180	200	220
Примечание. Значения допусков и отклонений при иных исходных данных приведены в ГОСТ 3675–81.							

Значения интеграла вероятностей  $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$

$z$	$\Phi(z)$	$z$	$\Phi(z)$	$z$	$\Phi(z)$	$z$	$\Phi(z)$
0,01	0,0040	0,31	0,1217	0,72	0,2642	1,80	0,4641
0,02	0,0080	0,32	0,1255	0,74	0,2703	1,85	0,4678
0,03	0,0120	0,33	0,1293	0,76	0,2764	1,90	0,4713
0,04	0,0160	0,34	0,1331	0,78	0,2823	1,95	0,4744
0,05	0,0199	0,35	0,1368	0,80	0,2881	2,00	0,4772
0,06	0,0239	0,36	0,1406	0,82	0,2939	2,05	0,4798
0,07	0,0279	0,37	0,1443	0,84	0,2995	2,10	0,4821
0,08	0,0319	0,38	0,1480	0,86	0,3051	2,15	0,4842
0,09	0,0359	0,39	0,1517	0,88	0,3106	2,20	0,4861
0,10	0,0398	0,40	0,1554	0,90	0,3159	2,25	0,4878
0,11	0,0438	0,41	0,1591	0,92	0,3212	2,30	0,48928
0,12	0,0478	0,42	0,1628	0,94	0,3264	2,35	0,49061
0,13	0,0517	0,43	0,1664	0,96	0,3315	2,40	0,49180
0,14	0,0557	0,44	0,1700	0,98	0,3365	2,45	0,49286
0,15	0,0596	0,45	0,1736	1,00	0,3413	2,50	0,49379
0,16	0,0636	0,46	0,1772	1,05	0,3531	2,55	0,49461
0,17	0,0675	0,47	0,1808	1,10	0,3643	2,60	0,49534
0,18	0,0714	0,48	0,1844	1,15	0,3749	2,65	0,49598
0,19	0,0753	0,49	0,1879	1,20	0,3849	2,70	0,49653
0,20	0,0793	0,50	0,1915	1,25	0,3944	2,75	0,49702
0,21	0,0832	0,52	0,1985	1,30	0,4032	2,85	0,49781
0,22	0,0871	0,54	0,2054	1,35	0,4115	2,95	0,49841
0,23	0,0910	0,56	0,2123	1,40	0,4192	3,0	0,49865
0,24	0,0948	0,58	0,2190	1,45	0,4265	3,1	0,49918
0,25	0,0987	0,60	0,2257	1,50	0,4332	3,2	0,49931
0,26	0,1020	0,62	0,2324	1,55	0,4394	3,4	0,49966
0,27	0,1064	0,64	0,2389	1,60	0,4452	3,6	0,49984
0,28	0,1103	0,66	0,2454	1,65	0,4505	3,8	0,49928
0,29	0,1141	0,68	0,2517	1,70	0,4554	4,0	0,4999683
0,30	0,1179	0,70	0,2580	1,75	0,4599	4,5	0,4999966
						5,0	0,499999713

*Пример пользования таблицей.* Рассчитать ожидаемую при сборке долю соединений с зазором (вероятность зазора  $P_S$ ) и долю соединений с натягом (вероятность натяга  $P_N$ ) для посадки  $\varnothing 65 \frac{H7}{n6} \begin{pmatrix} +0,030 \\ +0,039 \\ +0,020 \end{pmatrix}$ . Условия расчета: нормальный закон распределения размеров деталей при изготовлении; сборка без подбора, допуски равны шести средним квадратичным отклонениям  $\sigma$ .

Расчет: для посадки  $N_{\max} = 39$  мкм;  $N_{\min} = -10$  мкм;  $N_c = 14,5$  мкм;  $\sigma_N = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2} = \frac{1}{6} \sqrt{30^2 + 19^2} \approx 5,9$  мкм;  $z = \frac{N_c}{\sigma_N} = \frac{14,5}{5,9} = 2,46$ . По таблице  $\Phi(2,46) = 0,493$ . Следовательно,  $P_N = 0,5 + 0,493 = 0,993$  и  $P_S = 1 - P_N = 1 - 0,993 = 0,007$ .



Т а б л и ц а П 14  
Отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками (по ГОСТ 30893.1–2002)

Класс точности	Предельные отклонения, мм, линейных размеров (кроме наружных радиусов скругления и фасок) для интервалов размеров (мм)					
	От 0,5 до 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 30	Св. 30 до 120	Св. 120 до 400	Св. 400 до 1000
Точный f	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3
Средний m	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8
Грубый c	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2,0
Очень грубый v	—	±0,5	±1	±1,5	±2,5	±4,0
<p>П р и м е ч а н и я: 1. Предельные отклонения для размеров св. 1000 мм — см. ГОСТ 30893.1. 2. Для размеров менее 0,5 мм предельные отклонения следует указывать у номинального размера.</p>						
Класс точности	Односторонние ( $-t_i$ , $+t_i$ ) предельные отклонения (мм) линейных размеров (кроме наружных радиусов скругления и фасок) для интервалов размеров (мм)					
	От 0,5 до 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 30	Св. 30 до 120	Св. 120 до 400	Св. 400 до 1000
Точный $t_1$	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6
Средний $t_2$	0,2	0,2	0,4	0,6	1,0	1,6
Грубый $t_3$	0,4	0,6	1,0	1,6	2,4	4,0
Очень грубый $t_4$	—	1,0	2,0	3,0	5,0	8,0
<p>П р и м е ч а н и я: 1. Симметричные отклонения по классам точности <math>\pm t_i/2</math> должны соответствовать значениям по классам точности f (для <math>\pm t_1/2</math>), m (для <math>\pm t_2/2</math>), c (для <math>\pm t_3/2</math>), v (для <math>\pm t_4/2</math>). 2. Отклонения при нормальных размерах более 1000 мм — см. Приложение А в ГОСТ 30893.1–2002.</p>						

Класс точности		Пределные отклонения, мм, наружных радиусов скругления и фасок для интервалов размеров (мм)			
		От 0,5 до 3	Св. 3 до 6	Св. 6	
Точный f		±0,2	±0,5	±1,0	
Средний m		±0,2	±0,5	±1,0	
Грубый c		±0,4	±1,0	±2,0	
Очень грубый v		±0,4	±1,0	±2,0	
Пр и м е ч а н и е. Для размеров менее 0,5 мм предельные отклонения указывают у номинального размера элемента.					
Класс точности		Пределные отклонения угловых размеров для номинальных длин меньшей стороны угла (мм)			
		До 10	Св. 10 до 50	Св. 50 до 120	Св. 120 до 400
Точный f	±1°	±30'	±20'	±10'	±5'
Средний m	±1°	±30'	±20'	±10'	±5'
Грубый c	±1°30'	±1°	±30'	±15'	±10'
Очень грубый v	±3°	±2°	±1°	±30'	±20'

Т а б л и ц а П 15  
**Допуски формы и расположения поверхностей, не указанные индивидуально (по ГОСТ 30893.2–2002)**

Общие допуски формы					
Класс точности	Общие допуски, мм, прямолинейности и плоскостности для интервалов размеров (мм)				
	До 10	Св. 10 до 30	Св. 30 до 100	Св. 100 до 300	Св. 300 до 1000
H	0,02	0,05	0,1	0,2	0,3
K	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6
L	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2
<p>Пр и м е ч а н и я: 1. Допуск прямолинейности выбирают по длине элемента, а плоскостности — по длине большей стороны поверхности или по ее диаметру. 2. Общие допуски <i>цилиндричности</i> и <i>профиля продольного сечения</i> не устанавливаются. Отклонения этих видов косвенно ограничиваются допусками размеров и другими допусками формы и расположения. 3. Неуказанный на чертеже допуск <i>круглости</i> соответствует допуску на диаметр, но не должен превышать общего допуска на радиальное биение: для класса точности H — допуск биения — 0,1 мм, класса точности K — 0,2 мм, класса точности L — 0,5 мм. 4. Значения допусков для размеров более 1000 мм — см. ГОСТ 30893.2.</p>					
Общие допуски расположения и биения					
Класс точности	Общие допуски, мм, перпендикулярности для интервалов длин (мм) более короткой стороны угла				
	До 100	Св. 100 до 300	Св. 300 до 1000		
H	0,2	0,3	0,4		
K	0,4	0,6	0,8		
L	0,6	1,0	1,5		

Класс точности	<i>Общие допуски, мм, симметричности и пересечения осей для интервалов длин (мм) более короткой стороны угла</i>	
Н К L	0,5 0,6 0,6	0,5 0,6 1,0  0,5 0,8 1,5
<p><b>П р и м е ч а н и я:</b> 1. Допуски симметричности и пересечения осей указаны в диаметральном выражении. 2. Общий допуск параллельности равен допуску размера между элементами. 3. Общие допуски радиального и торцового биений — см. примеч. 3 к табл. общих допусков формы. 4. Общие допуски соосности применяются в случаях, когда измерение радиального биения невозможно или нецелесообразно. Общий допуск соосности равен общему допуску радиального биения. 5. Общие допуски наклона, пересечения осей, позиционные, полного радиального и полного торцового биений, формы заданного профиля, формы заданной поверхности не устанавливаются.</p>		
<p>Примеры обозначения общих допусков формы и расположения на чертежах: <i>Общие допуски формы и расположения ГОСТ 30893.2–К</i> или <i>ГОСТ 30893.2–К</i>. Примеры обозначения общих допусков размеров, формы и расположения на чертежах: <i>Общие допуски ГОСТ 30893.2–тК</i> или <i>ГОСТ 30893.2–тК</i>.</p>		

## О Г Л А В Л Е Н И Е

Предисловие . . . . .	3
Г л а в а 1. ВЫБОР ПОСАДОК . . . . .	5
1.1. Общие положения . . . . .	—
1.2. Выбор посадок с натягом . . . . .	7
1.2.1. Характеристики посадок с натягом . . . . .	—
1.2.2. Расчет посадок с натягом . . . . .	10
1.3. Выбор переходных посадок . . . . .	19
1.3.1. Характеристики переходных посадок . . . . .	—
1.3.2. Расчет вероятностных зазоров, натягов и других параметров с использованием функции $\Phi(z)$ . . . . .	22
1.4. Выбор посадок с зазором . . . . .	26
1.4.1. Характеристики посадок с зазором . . . . .	—
1.4.2. Расчет посадок для подшипников скольжения жидкостного трения . . . . .	32
1.5. Выбор посадок подшипников качения . . . . .	48
1.6. Посадки в конических соединениях . . . . .	53
1.7. Поля допусков и посадки деталей из пластмасс . . . . .	56
1.8. Посадки в резьбовых соединениях . . . . .	57
1.8.1. Метрические резьбы . . . . .	58
1.8.2. Трапецеидальные резьбы . . . . .	62
1.8.3. Упорные резьбы . . . . .	63
1.8.4. Круглая резьба . . . . .	64
1.8.5. Трубные резьбы . . . . .	65
1.9. Посадки в соединениях со шпонками . . . . .	66
1.10. Посадки шлицевых соединений . . . . .	68
1.10.1. Прямобоочные шлицы . . . . .	69
1.10.2. Эвольвентные шлицы . . . . .	71
Г л а в а 2. РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ . . . . .	73
2.1. Общие положения . . . . .	—
2.2. Решение размерных цепей методом полной взаимозаменяемости . . . . .	75
2.3. Решение размерных цепей вероятностным методом . . . . .	78
2.4. Решение размерных цепей методом регулирования (компенсаторов) . . . . .	81
2.5. Принципы решения размерных цепей методами селективной сборки и пригонки . . . . .	84
2.6. Решение векторных размерных цепей . . . . .	86

2.7. Примеры решения скалярной размерной цепи методами полной взаимозаменяемости, вероятностным, регулирования и пригонки . . . . .	88
2.8. Пример решения векторной размерной цепи . . . . .	92
<b>Г л а в а 3. РАСЧЕТЫ ДОПУСКОВ С УЧЕТОМ ТРЕБОВАНИЙ НАДЕЖНОСТИ.</b> . . . . .	<b>94</b>
<b>Г л а в а 4. ВЫБОР ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ, ФОРМЫ, РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ И ПАРАМЕТРОВ ШЕРОХОВАТОСТИ</b> . . . . .	<b>102</b>
4.1. Общие положения . . . . .	—
4.2. Простановка размеров на рабочих чертежах деталей . . . . .	104
4.3. Выбор допусков размеров . . . . .	107
4.4. Выбор допусков формы поверхностей . . . . .	109
4.5. Выбор допусков расположения поверхностей . . . . .	114
4.6. Выбор параметров шероховатости . . . . .	124
4.7. Выбор допусков формы, расположения и требований шероховатости для типовых деталей . . . . .	128
4.7.1. Валы . . . . .	—
4.7.2. Стаканы . . . . .	132
4.7.3. Крышки подшипников . . . . .	135
4.7.4. зубчатые и червячные колеса . . . . .	136
4.7.5. Корпуса редукторов и приводов . . . . .	140
<b>Г л а в а 5. ПРИМЕРЫ ВЫБОРА ПОСАДОК И ТРЕБОВАНИЙ ТОЧНОСТИ ДЛЯ СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ РЕДУКТОРА</b> . . . . .	<b>144</b>
5.1. Описание работы деталей и изделий в сборочной единице . . . . .	—
5.2. Выбор посадок . . . . .	145
5.2.1. Посадки колец подшипников качения . . . . .	145
5.2.2. Соединение «зубчатое колесо—вал» . . . . .	146
5.2.3. Соединение «стакан—корпус» . . . . .	147
5.2.4. Соединение «крышка—стакан» . . . . .	—
5.2.5. Соединение «дистанционная втулка—вал» . . . . .	148
5.2.6. Посадки шпонок . . . . .	—
5.2.7. Посадки в резьбовых соединениях . . . . .	149
5.3. Выбор и обоснование требований точности и параметров шероховатости для деталей сборочной единицы редуктора . . . . .	—
5.3.1. Вал . . . . .	—
5.3.2. Крышка подшипника . . . . .	153
5.3.3. Стакан . . . . .	158
5.3.4. Корпус редуктора . . . . .	159
Список литературы . . . . .	160
Приложение . . . . .	161
<b>Т а б л и ц а П1. Ряды линейных размеров, мм (по ГОСТ 6636—69)</b> . . . . .	<b>—</b>
<b>Т а б л и ц а П2. Значения допусков, мкм (по ГОСТ 25346—89)</b> . . . . .	<b>162</b>
<b>Т а б л и ц а П3. Поля допусков валов с номинальными размерами от 1 до 500 мм (по ГОСТ 25347—82)</b> . . . . .	<b>163</b>
<b>Т а б л и ц а П4. Поля допусков отверстий с номинальными размерами от 1 до 500 мм (по ГОСТ 25347—82)</b> . . . . .	<b>165</b>

Т а б л и ц а П5. Допуски формы поверхностей (по ГОСТ 24643–81)	167
Т а б л и ц а П6. Допуски расположения поверхностей (по ГОСТ 24643–81)	170
Т а б л и ц а П7. Значения параметров шероховатости (по ГОСТ 2789–73*)	173
Т а б л и ц а П8. Точность присоединительных размеров подшипников (по ГОСТ 520–2002)	174
Т а б л и ц а П9. Допуски формы и расположения посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под подшипники качения (по ГОСТ 3325–85)	180
Т а б л и ц а П10. Нормы точности ( $F_r, F_{\beta}, f_x, f_y, f_a, E_c, T_c, E_w, T_w$ ) цилиндрических зубчатых колес (по ГОСТ 1643–81)	183
Т а б л и ц а П11. Нормы точности ( $F_r, f_{AM}, f_a, E_{\Sigma}, E_{\bar{S}_{sc}}, T_{\bar{S}_{cs}}$ ) конических зубчатых колес (по ГОСТ 1758–81)	191
Т а б л и ц а П12. Нормы точности ( $F_r, f_r, f_a, f_x, f_y, E_{\bar{S}_s}, T_{\bar{S}}$ ) червячных цилиндрических передач (по ГОСТ 3675–81)	195
Т а б л и ц а П13. Значения интеграла вероятностей $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$	199
Т а б л и ц а П14. Отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками (по ГОСТ 30893.1–2002)	200
Т а б л и ц а П15. Допуски формы и расположения поверхностей, не указанные индивидуально (по ГОСТ 30893.2–2002)	202



**Романов Аркадий Борисович** — инженер, кандидат технических наук, доцент, преподаватель Санкт-Петербургского государственного технологического института (технического университета). Окончил Ленинградский технологический институт, работал инженером-конструктором, инженером-исследователем, затем, после защиты диссертации, — преподавателем вуза.

Автор 100 научных публикаций по проблемам точности и взаимозаменяемости, среди которых книги «Расчет точности машин и приборов», «Допуски и посадки», «Допуски изделий и средства измерений» и др. За научную деятельность награжден дипломом Минвуза СССР.



**Устинов Юрий Николаевич** — кандидат химических наук, доцент кафедры теоретических основ материаловедения Санкт-Петербургского государственного технологического института (технического университета). После окончания Ленинградского государственного технологического института им. Ленсовета по специальности «Машины и аппараты химических производств» работал на различных предприятиях химической промышленности, одновременно занимаясь преподавательской деятельностью. Автор более 25 учебно-методических пособий и научных работ, в том числе двух справочников.



ISBN 978-5-7325-0735-5



**ЭЛЕКТРОННОЕ СПРАВОЧНОЕ ИЗДАНИЕ**

**Романов Аркадий Борисович**

**Устинов Юрий Николаевич**

**ВЫБОР ПОСАДОК И ТРЕБОВАНИЙ ТОЧНОСТИ**

*Заведующая редакцией Е. В. Шарова*

*Редактор Л. М. Манучарян*

*Переплет художника М. Л. Черненко*

*Технический редактор Т. М. Жилич*

*Корректоры З. С. Романова, Е. П. Смирнова*

*Компьютерная верстка А. И. Цветковой*

Подписано в печать 22.10.2012.

Электронных текстовых данных 8,9 Мб

Электронный текст подготовлен ОАО «Издательство «Политехника»».

191023, Санкт-Петербург, Инженерная ул., д. 6.

[www.polytechnics.ru](http://www.polytechnics.ru)