

Ю. П. КЛЕНИН

**ВЫБОР
ПРЕДЕЛЬНЫХ
ОТКЛОНЕНИЙ
ФОРМЫ
И РАСПОЛОЖЕНИЯ
ПОВЕРХНОСТЕЙ
ДЕТАЛЕЙ
МАШИН**

1 9 7 6

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени С.П. Королева

Ю.П. К л е н и н

В ы б о р
пределных отклонений формы
и расположения поверхностей
деталей машин

Учебное пособие

Рассмотрено и утверждено
редакционным советом института

Куйбышев, 1976

Настоящее учебное пособие предназначено для выполнения проекта по курсу " Детали машин".

При назначении предельных отклонений формы и расположения поверхностей деталей в первую очередь следует ознакомиться с основными положениями теории базирования (гл. I), а затем обращаться к соответствующему разделу гл. II. Для выполнения расчетов необходимо пользоваться справочником по допускам и посадкам.

При работе над пособием автор учел замечания и рекомендации редактора к. т. н. доцента О. Н. Парахонского, рецензентов д. т. н. профессора А. С. Шевелева и к. т. н. доцента Ф. И. Демина, за что приносит им искреннюю благодарность.

В в е д е н и е







ГОСТ 10356-63 определяет отклонение формы как отклонение формы реальной поверхности или реального профиля от формы геометрической поверхности или геометрического профиля. Шероховатость поверхностей при рассмотрении отклонений формы исключается.

Тот же ГОСТ определяет отклонение расположения как отклонение от номинального расположения рассматриваемой поверхности, ее оси или плоскости симметрии относительно баз или отклонение от номинального взаимного расположения рассматриваемых поверхностей.

Правила указания на чертежах предельных отклонений формы и расположения поверхностей предусмотрены ГОСТ 2308-68. Допуски предпочтительно указывать условными обозначениями (или текстом в технических требованиях).

Отклонения формы поверхностей обозначаются знаками, указанными в табл. I.

Таблица I

Наименование отклонения		Знак
Краткое	Полное	
Неплоскостность	Отклонение от плоскостности	
Непрямолнейность	Отклонение от прямолинейности	
Нецилиндричность	Отклонение от цилиндричности	
Некруглость	Отклонение от круглости	
	Отклонение профиля продольного сечения (относится к цилиндрической поверхности)	

Отклонения расположения поверхностей обозначаются знаками, указанными в табл.2.

Таблица 2

Наименование отклонения		Знак
Краткое	Полное	
Непараллельность	Отклонение от параллельности	//
Неперпендикулярность	Отклонение от перпендикулярности	⊥
Несоосность	Отклонение от соосности	└┘
—	Торцовое биение	↗
—	Радиальное биение	↖
Непересечение осей	Отклонение от пересечения осей	X
Несимметричность	Отклонение от симметричности	⊙
—	Смещение осей от номинального расположения	+

Любая деталь состоит из поверхностей, имеющих различное назначение.

Поверхности, относительно которых определяется положение других поверхностей, принято называть базировочными (базами).

Поверхности деталей, с помощью которых машина или ее механизмы выполняют свое служебное назначение, называют рабочими. Например, в зубчатых редукторах таковыми являются эвольвентные поверхности зубьев.

Поверхности, определяющие положение детали относительно других деталей (в машине или узле), на которые она монтируется, принято называть основными базировочными поверхностями или основными база-

ми детали. Например, для шестерни основными базами являются цилиндрические посадочные поверхности на краях ступицы, а при короткой ступице — ее торцы.

Поверхности, которые не сопрягаются с другими деталями узла или машины, получили название свободных. Например, для шестерни это будут поверхности диска, наружная поверхность ступицы, внутренняя и торцовые поверхности обода.

При назначении предельных отклонений необходимо учитывать следующее.

На свободные поверхности величина предельных отклонений ограничивается полем допуска на размер, и указаний об этом на чертеже не делают.

На рабочие поверхности зубчатых колес и червяков предельные отклонения назначают в зависимости от степени точности и размеров передачи.

На основные базирующие поверхности предельные отклонения определяют расчетом размерной цепи. При этом замыкающее звено цепи (см. §I, гл.I) назначается по соответствующим стандартам на данную деталь.

Для правильного назначения технических требований большое значение имеет знание законов взаимных связей поверхностей, рассматриваемых в теории базирования.

Г л а в а I. НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ БАЗИРОВАНИЯ

Теория базирования является частью учения о точности и рассматривает широкий круг вопросов, связанных с конструированием и технологическим процессом изготовления деталей и узлов машин. В данном пособии приводится решение конкретной задачи о способах определения основной базы детали, что значительно упрощает достижение заданной точности замыкающего звена размерной цепи.

Для определения основной базы используют критерии, которые зависят от вида посадки сопрягаемых поверхностей деталей.

I. Базирование деталей при посадках с зазором

В этом случае критерием для определения базы является ω , определяемая отношением величины наибольшего вероятностного зазора z к протяженности L посадочной поверхности сопрягаемых деталей

$$\omega = \frac{z}{L} \quad (I)$$

Здесь L обычно находится в процессе конструирования, а z - случайная величина, которая определяется методами теории вероятности и рассчитывается в зависимости от вида сопрягаемых поверхностей.

Сопряжение по цилиндру

Наибольший вероятностный зазор в цилиндрическом соединении определяется зависимостью

$$z_4 = (\Delta_{oa} - \Delta_{ob}) + 0,5 \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_b^2}, \quad (2)$$

где $\sigma_a = \Delta V_a - \Delta H_a$ - разность верхнего и нижнего предельных отклонений отверстия от номинального диаметра;

$\sigma_b = \Delta V_b - \Delta H_b$ - разность верхнего и нижнего предельных отклонений вала от номинального диаметра;

$$\Delta_{oa} = \Delta H_a + 0,5 \sigma_a; \quad \Delta_{ob} = \Delta H_b + 0,5 \sigma_b.$$

Зависимость (2) получена в предположении симметричного рассеивания размеров отверстия и вала от номинала (по Гауссу) и справедлива при изготовлении деталей как в системе отверстия, так и в системе вала. Значения величин ΔV_a , ΔH_a , ΔV_b и ΔH_b следует подставлять со своим знаком.

В пределах наибольшего вероятностного зазора z_4 деталь при посадке на вал может повернуться на некоторый угол (рис.1), характеризуемый величиной

$$\omega_4 = \frac{z_4}{l} \quad (3)$$

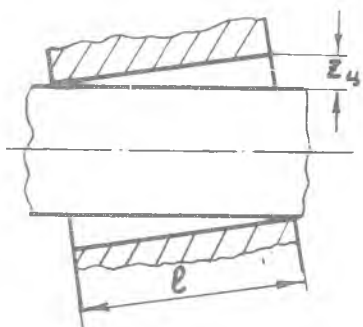


Рис.1

Сопряжение по торцу

На рис.2 показано сопряжение вала с деталью I по торцу при максимальном зазоре z_T . Если одну из деталей повернуть на 180° вокруг осевой линии, то (при $\delta_{TB} = \delta'_a$) зазор z_T станет равным нулю. Следовательно, наибольший вероятностный торцовый зазор является функцией нескольких

случайных величин: биения торца вала $\delta_{T\phi}$, биения торца детали I δ_{Ta} и взаимного положения деталей. В общем случае на валу может располагаться любое количество n деталей, сопрягаемых по торцам, тогда суммарный вероятностный торцовый зазор δ_x определяется расчетом размерной цепи. Размерная цепь (см.рис.13) - это расположенные по замкнутому контуру размеры (звенья), непосредственно влияющие на точность одного из размеров контура. Размерная цепь состоит из составляющих и замыкающих звеньев.

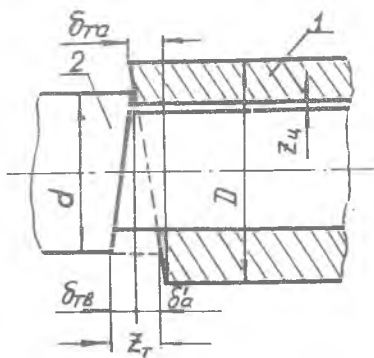


Рис.2

Замыкающим называют звено, которое, включаясь в цепь последним, соединяет поверхности или оси деталей, положение которых требуется обеспечить или измерить. К замыкающим звеньям предъявляется основное требование по точности детали или узла (например, точ-

ность посадочных мест подшипников, точность межцентрового расстояния зубчатой передачи и др.).

Звенья могут представлять собой линейные или угловые размеры или угловые зазоры.

Размерная цепь, связывающая точность расположения поверхностей деталей в узле, составляется из звеньев-зазоров, причем под последними принято понимать не сами зазоры, а смещения поверхностей или осей деталей за счет зазоров.

Связь погрешности замыкающего звена размерной цепи с погрешностями составляющих звеньев выражается зависимостью

$$\sigma_{\Sigma} = 1,1 \sqrt{\sum_{i=1}^{i=n} \varphi_i^2 \sigma_i^2}, \quad (4)$$

где σ_i - допуск на биение торцов сопрягаемых деталей;

φ_i - коэффициент приведения, равный отношению диаметра наименьшего из сопрягаемых торцов к диаметру, на котором измеряется погрешность.

Коэффициент φ_i характеризует величину влияния составляющего звена на замыкающее.

Для простейшего случая, показанного на рис.2, имеем:

$n = 2$; $\varphi_1 = \varphi_{ra} = \frac{d}{D}$; $\varphi_2 = \varphi_{rg} = 1$; $\sigma_1 = \sigma_{ra}$; $\sigma_2 = \sigma_{rg}$. Тогда, подставив эти значения в формулу (4), получим

$$\sigma_{\Sigma} = z_r = 1,1 \sqrt{\left(\frac{d}{D}\right)^2 \sigma_{ra}^2 + \sigma_{rg}^2}. \quad (5)$$

В пределах зазора z_r деталь I, посаженная на вал, при сборке может повернуться на некоторый угол, характеризуемый величиной

$$\omega_r = \frac{z_r}{d}. \quad (6)$$

Определение основной базы

Для детали, посаженной на вал с зазором и сопрягаемой по торцу с другими деталями или буртиком вала, основная база определяется величиной ω . Если $\omega_u < \omega_r$ основной базой является цилиндр, если $\omega_r < \omega_u$ - торец. При $\omega_u = \omega_r$ за базу принимают любую из указанных поверхностей и задают более высокую точность на обработку этой поверхности.

2. Базирование деталей при посадках с натягом

На рис. 3 схематично показано распределение нагрузки по длине детали от усилия запрессовки P для идеально точно выполненной

посадки с натягом. В действительности (рис.4) деталь всегда имеет

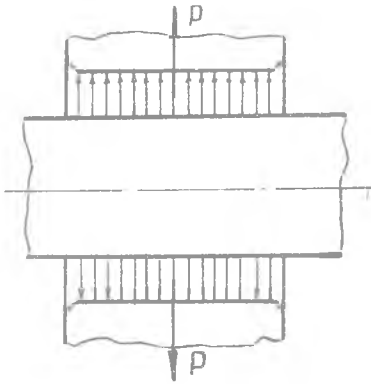


Рис.3

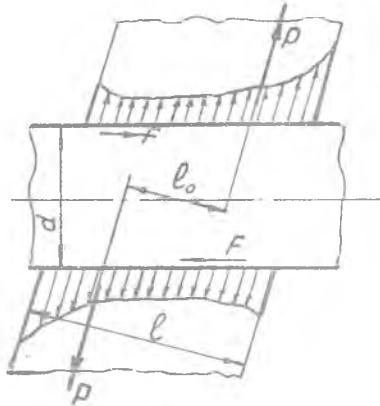


Рис.4

некоторый перекос относительно вала, распределение нагрузки не-симметрично, а в плоскости перекоса возникает момент $M = p e_0$, стремящийся выправить положение детали на валу. Этому препятствуют силы трения, которые создают момент $M_T = F d$. Обычно $M_T > M$, т.е. перекос детали остается.

Уменьшение величины перекоса достигается увеличением e_0 и, следовательно, длины l базовой поверхности.

Из практики известно, что при $\frac{l}{d} > 1$ основной базой является цилиндр. Это, как правило, детали типа стаканов и втулок.

При $\frac{l}{d} < 1$ основная база - торец. В эту группу входят детали типа подшипников качения, колец, крышек подшипников, фланцев электродвигателей и т.д.

Основная база зубчатых и червячных колес, шкивов, муфт и др. зависит от отношения $\frac{l}{d}$.

3. Базирование деталей при переходных посадках

При переходных посадках по формуле (2) предварительно рассчитывается наибольший вероятностный зазор (натяг) в соединении и в зависимости от результата определяется база, как указано в п.1 или 2.

Глава II. ПРЕДЕЛЬНЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ
И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТИПОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

1. Посадочные места подшипников качения

Согласно ГОСТ 3325-55, на чертежах деталей указываются требования к точности посадочных мест (см. схему на рис.5).

1. Предельные отклонения геометрической формы посадочных мест валов и корпусов для подшипников классов точности 0 и 6 определяются, согласно табл.3, где σ - допуск на размер посадочной поверхности.

Таблица 3



Рис.5

2. Допуски на биеие торцов заплечиков валов, мм приводятся в табл.4.

Таблица 4

d вала, мм	Класс точности подшипников	
	0	6
До 50	0,020	0,010
Св. 50 До 120	0,025	0,012

Таблица 5

D отв., мм	Класс точности подшипников	
	0	6
до 80	0,040	0,020
Св.80 до 120	0,045	0,022
Св.120 до 150	0,050	0,025
Св.150 до 180	0,060	0,030

3. Допуски на биеие торцов заплечиков отверстий корпусов определяют с помощью табл. 5.

2. Валы, шестерни-валы, червяки

На рабочих чертежах деталей указывают следующие требования (рис.6).

1. Некруглость и нецилиндричность базовых мест для установки определяют:

для подшипников качения по табл.3;

зубчатых и червячных колес, муфт и шкивов по соотношению $(0,25 - 0,4) \delta_f$, где δ_f - допуск на размер посадочного места вала.

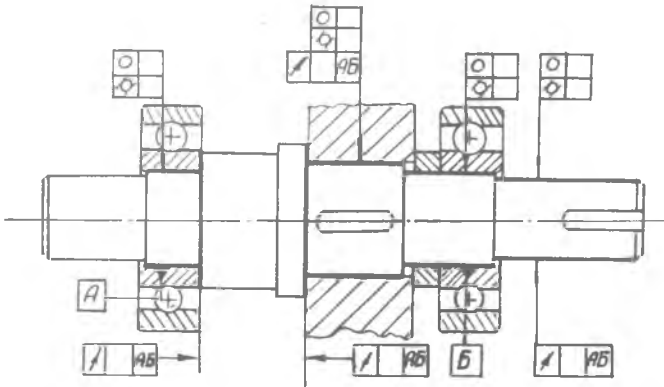


Рис.6

2. Радиальное биение посадочных мест для зубчатых и червячных колес, шкивов и муфт относительно общей оси поверхностей А и Б принимают по табл.6.

Таблица 6

$V_{окр}, м/сек на d_d$	До 2	Св.2 до 6	Св.6 до 10	Св.10
Допуск	$2 \delta_f$	$1,4 \delta_f$	$1,0 \delta_f$	$0,7 \delta_f$

3. Допуск на наружный диаметр при использовании его как базы для измерения толщины зуба и допуск на радиальное биение внешнего цилиндра (конуса) шестерни принимают по табл. 7.

Таблица 7

	Кинем. точн.	d (диаметр делительной окружности колеса, мм)					
		до 50	св.50 до 80	св.80 до 120	св.120 до 200	св.200 до 320	св.320 до 500
Допуск на диаметр d_a , мм	6	0,025	0,030	0,035	0,040	0,050	0,060
	7,8	0,050	0,060	0,070	0,080	0,100	0,120
Радиальное биение внешнего цилиндра (конуса), мм	6	0,012	0,016	0,020	0,022	0,026	0,032
	7	0,020	0,025	0,032	0,036	0,042	0,050
	8	0,032	0,040	0,050	0,055	0,065	0,080
	9	0,050	0,065	0,080	0,095	0,110	0,120

4. Радиальное биение внешнего цилиндра червяка выбирают, пользуясь табл.8.

Таблица 8

Диаметр червяка d_a , мм	Степень точности	
	7 - X	8 - X
св. 25 до 100	0,026	0,030
от 100 до 200	0,030	0,034

5. Допуск на перекося шпоночных пазов (рис.8) берется равным $0,5 \delta_{шп}$, где $\delta_{шп}$ - допуск размера ширины шпоночного паза.

Допуск на смещение шпоночного паза (рис.7) равен $2,0 \delta_{шп}$.

6. Биение торцов заплечиков. Допуск на биение торцов зависит от конструктивной схемы узла. Рассмотрим несколько наиболее часто встречающихся схем (рис.9-17).

Для схемы (рис.9) допуски на биение торцов приведены в табл.4.

На схеме (рис.10) базой для подшипника является торец кольца. Биение базы σ_z зависит от двух факторов: непараллельности торцов

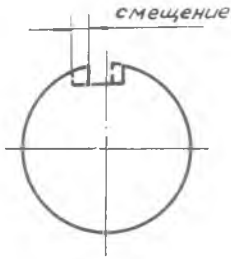


Рис. 7

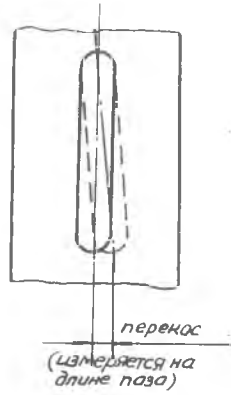


Рис. 8

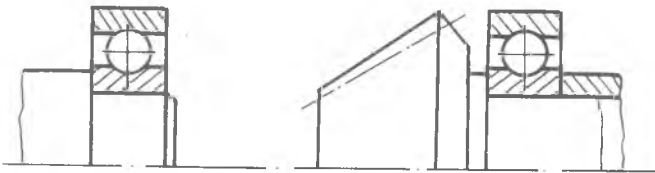


Рис. 9. Подшипник упирается непосредственно в торец



Рис. 10. Подшипник и торец разделены кольцом
кольца δ_2 и биения торца заплечика δ_1 , являющегося искомой ве-
личиной, определяемой расчетом.

Применяя формулу (4), получим

$$\sigma_{\Sigma} = 1,1 \sqrt{\psi_1^2 \sigma_1^2 + \psi_2^2 \sigma_2^2},$$

где σ_r - регламентирована ГОСТ и берется из табл.4;

$$\zeta_1 \approx \zeta_2 \approx 1.$$

Тогда, учитывая, что торец заплечика вала шлифовать сложнее, чем торцы кольца, задаются значения $\sigma_2 = 0,008 - 0,010$ и определяется биение заплечика по формуле

$$\sigma_1 = \sqrt{\left(\frac{\sigma_2}{1,1}\right)^2 - \sigma_2^2} \quad (7)$$

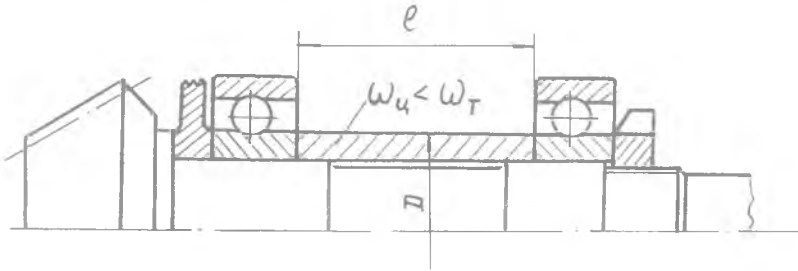


Рис.11. Установка на валу подшипников, разделенных втулкой

На рис.11 приведена схема, на которой биение торца заплечика σ_1 также входит в размерную цепь, определяющую точность базирования левого подшипника. Допуск на биение торца вычисляется по формуле (7).

Базой для правого подшипника является торец втулки. Сама втулка базируется на валу по цилиндру ($\omega_{ш} < \omega_{т}$). Требуемая ГОСТ точность установки подшипника (табл.4) зависит от биения торца втулки $\sigma_{гч}$, вызванного ее перекосом на валу, и биения того же торца $\sigma_{га}$ вследствие его неперпендикулярности оси отверстия (рис.12).

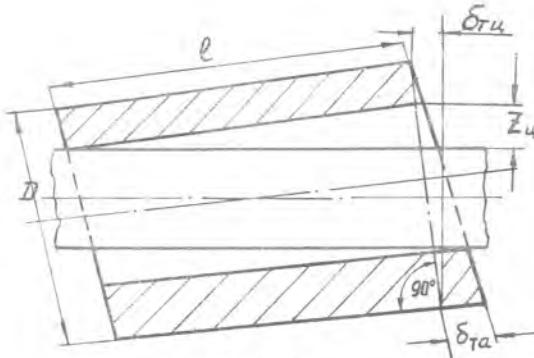


Рис.12

Применим формулу (4), решив ее относительно $\sigma_{га}$:

$$\sigma_{га} = \frac{1}{\xi_{га}} \sqrt{\left(\frac{\sigma_z}{1,1}\right)^2 - \xi_{гч}^2 \sigma_{гч}^2}$$

Здесь $\xi_{га} = \xi_{гч} = 1$. Из соотношения $\frac{\sigma_{гч}}{D} = \frac{z_4}{l}$ определим $\sigma_{гч} = z_4 \left(\frac{D}{l}\right)$, где z_4 находится из зависимости (2). Таким образом получим формулу для определения допуска на неперпендикулярность базового торца втулки оси отверстия

$$\sigma_{га} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z}{1,1}\right)^2 - z_4^2 \left(\frac{D}{l}\right)^2} \quad (8)$$

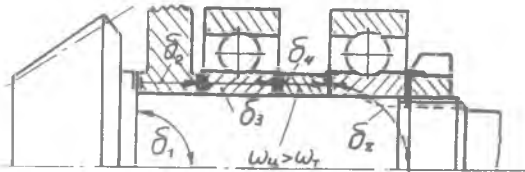


Рис.13. Установка на валу подшипников, разделённых кольцом

В этой схеме (рис.13) подшипники сближены, между ними установлено кольцо, для которого $\omega_4 > \omega_7$, и, следовательно, основной базой являются торцы. На точность базы левого подшипника влияют допуски σ_1 и σ_2 . Правый подшипник в худшем положении — точность его базы зависит от четырех параметров: σ_1 , σ_2 , σ_3 , σ_4 . Имеем $\xi_1 = \xi_2 = \xi_3 = \xi_4 = 1$. Допуск σ_2 можно положить равным σ_4 и задать его величину $\sigma_2 = \sigma_4 = 0,008 - 0,010$ по аналогии со схемой, изображенной на рис.10.

Допуск σ_3 берется из ГОСТ на подшипники качения (табл.9).

Таблица 9

d ,мм	Класс точности подшипников		
	0	6	5
До 50	0,020	0,016	0,010
Св. 50 до 120	0,025	0,020	0,012

Тогда, решая уравнение (4) относительно σ_1 и учитывая ранее отмеченное, получим зависимость для расчета биения торца заплечика вала

$$\sigma_1 = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\Sigma}}{1,1}\right)^2 - \sigma_2^2 - \sigma_3^2 - \sigma_4^2}, \quad (9)$$

где σ_{Σ} берется из табл.4.

Для того, чтобы обеспечить базу для правого подшипника, надо точно обработать торцы колец, а левый подшипник брать более высокого класса точности. Это недостаток данной схемы. Базирование подшипников проще обеспечить, если между ними устанавливается втулка $\omega_y < \omega_r$ (см. рис.11).

Таблица 10

Диаметр вала, мм.	Допуск, мм
До 50	0,03
Св.50 до 80	0,04
Св.80 до 120	0,05

Основной базой для втулки и детали I, насаженной на вал с натягом (рис.14), является цилиндр, поэтому торец Б не влияет на базу подшипника.

Примечание. Таблица составлена для зубчатых колес (деталь I) 8 степени точности по нормам контакта. Для колес 6-7 степени точности табличные значения допусков уменьшить на 0,01 мм.

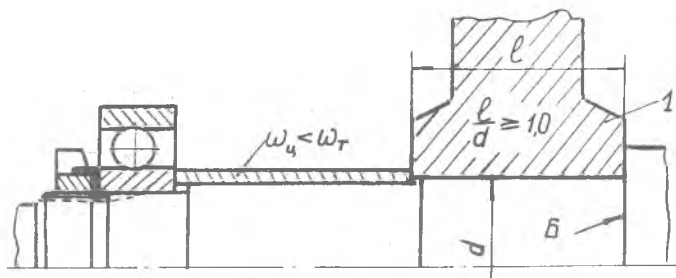


Рис.14. Крепление в упор к торцу вала колеса с длинной ступицей, втулки и подшипника

Допуск на биение торцов детали I и торца Б выбирают по табл.10.

Базой подшипника является торец втулки. Допуск σ_{ra} на биение этого торца рассчитывается по формуле (8).

Между подшипником и деталью I (рис.15) поставлено кольцо, для которого основной базой служат торцы ($\omega_y > \omega_r$). Точность базирования подшипника зависит от 2-х факторов: непараллельности торцов кольца σ_1 и биения торца В σ_2 . Допуск σ_1 принимают

по аналогии со схемой, приведенной на рис.10, в пределах 0,008—0,010 мм. Имеем для кольца $\xi_1 = 1$; для детали I $\xi_2 = \frac{D}{d_{cm}}$. Подставив

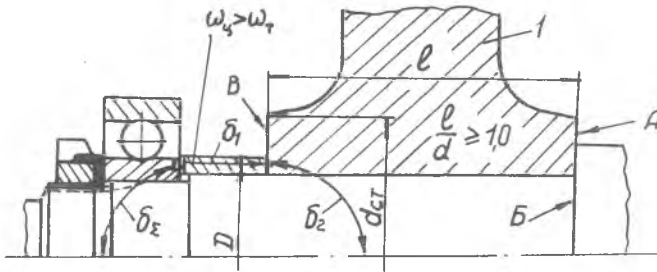


Рис.15. Крепление в упор к торцу вала колеса с длинной ступицей, кольца и подшипника

эти значения в формулу (4) и решая её относительно σ_2 , получим

$$\sigma_2 = \frac{d_{cm}}{D} \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{1,1}\right)^2 - \sigma_1^2}, \quad (10)$$

где σ_x берется из табл.4.

Допуски на биение торца Б заплечика вала и торца А детали I принимают по табл.10. Если деталь I симметричная, допуски на биение торцов А и В принимают равными σ_2 (см. рис.15).

На схеме (рис.16) деталь I — узкая ($\frac{l}{d} < 1,0$), посажена на вал с натягом. Ее база-торцы. Допуски на биение торцов А, Б и В более

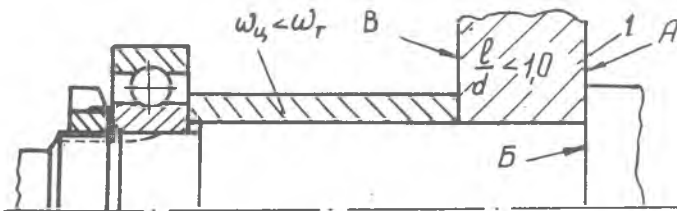


Рис.16. Установка на валу колеса с короткой ступицей, втулки и подшипника

жесткие, чем в предыдущей схеме, и выбираются они по табл.11. Допуск на биение торцов втулки рассчитывается по формуле (8).

Таблица II

Диаметр вала, мм	Допуск, мм
До 50	0,02
Св. 50 до 80	0,03
Св. 80 до 120	0,04

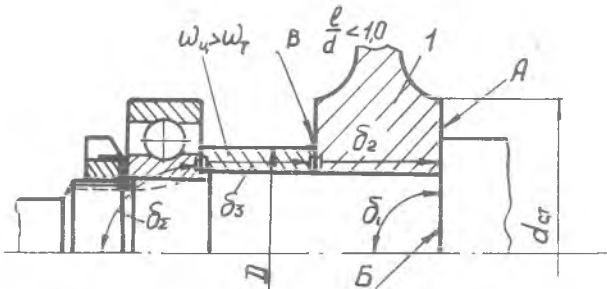


Рис.17. Установка на валу колеса с короткой ступицей, кольца и подшипника

Эта схема отличается от предыдущей тем, что вместо втулки поставлено кольцо, базой для которого служат торцы ($\omega_u > \omega_r$).

Точность базы подшипника δ_Σ (табл.4) зависит от 3-х параметров: δ_1 - биения торца Б, δ_2 и δ_3 - непараллельности торцов детали I и кольца. Шлифовка торцов кольца и детали I выполняется проще, чем торца Б вала, поэтому принимают $\delta_2 = \delta_3 = 0,008 - 0,010$ мм. Для вала и кольца $\varphi_1 = \varphi_3 = 1$; для детали I $\varphi_2 = \frac{D}{d_{cm}}$. Подставив эти значения в формулу (4), получим

$$\delta_1 = \sqrt{\left(\frac{\delta_\Sigma}{1,1}\right)^2 - \left(\frac{D}{d_{cm}}\right)^2 \delta_2^2 - \delta_3^2} \quad (II)$$

Сравнивая схемы на рис. 16 и 17, отметим, что базирование подшипника проще обеспечивается по первой схеме, где δ_Σ является функцией 2-х параметров.

3. Зубчатые и червячные колеса

На чертежах колес приводят следующий комплекс технических требований (рис.18).

1. Некруглость и нецилиндричность базового отверстия. Допуск выбирают в пределах $(0,25 - 0,40) \sigma_a$, где σ_a - допуск на размер диаметра отверстия.

2. Биение торцов зубчатых венцов (они являются технологической базой при нарезании зубьев). Допуск в мм на диаметре делительной окружности приведен в табл.12. На чертеже ставят допуск, определяемый зависимостью

$$\sigma = \sigma_{\text{модл}} \frac{d_{\text{дел}}}{100} \quad (12)$$

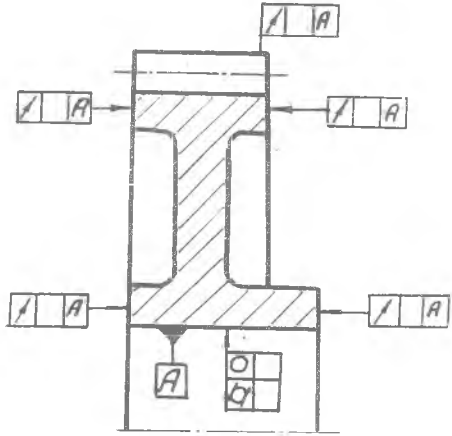


Рис.18

Таблица 12

Кинем. точность	Ширина зубчатого венца или полушеврона, мм		
	до 50	св.50 до 110	св.110 до 160
6	0,017	0,009	0,006
7	0,021	0,011	0,008
8	0,026	0,014	0,010

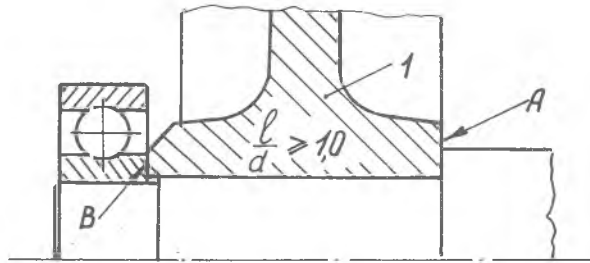
3. Радиальное биение внешних поверхностей зубчатых венцов цилиндрических и конических колес (при использовании этих поверхностей в качестве измерительной базы) определяют по табл.7, для червячных колес - по табл.13.

4. Допуск на перекосяк шпоночных пазов выбирают равным $0,5 \sigma_{\text{шп}}$ и на смещение пазов $2 \sigma_{\text{шп}}$ ($\sigma_{\text{шп}}$ - допуск на размер ширины шпоночного паза).

5. Биение торцов ступицы. Если торец колеса не является базой для подшипника качения, то при $\frac{l}{d} > 1,0$ допуск на биение определяют по табл.10, а при $\frac{l}{d} < 1,0$ - по табл.11.

Кинем. точность	Диаметр делительной окружности d_e , мм		
	св.50 до 120	св.120 до 200	св.200 до 500
7	0,038	0,042	0,055
8	0,055	0,065	0,075

Если торец ступицы является базой для подшипника качения, то допуск на биение торца рассчитывают в зависимости от конструктивной схемы узла. Рассмотрим несколько примеров (во всех схемах колесо посажено на вал с натягом).



Допуск на биение торца А (рис.19) выбирают по табл.10. Торец В является базой для подшипника. Биение торца определяют по табл.4. Если деталь I симметричная, то допуск на оба торца выбирают по табл.4.

Рис.19. Между упорным заплечиком вала и подшипником расположено колесо с длинной ступицей

Основной базой, определяющей положение колеса в узле, являются торцы А и В (рис.20). Биение торца В определяет точность базирования σ_z подшипника.

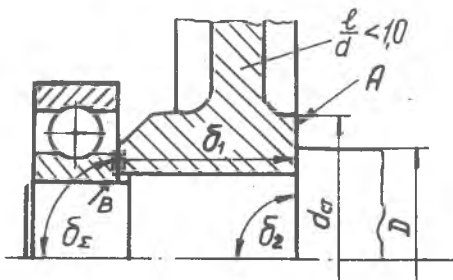


Рис.20. Между заплечиком и подшипником расположено колесо с короткой ступицей

Величина σ_2 (табл.4) зависит от 2-х параметров: непараллельности торцов колеса σ_1 и биения упорного заплечика вала σ_2 .
Имеем для колеса $\xi_1 = \frac{D}{d_{cm}}$, для вала $\xi_2 = 1$. Используя формулу (4), можно получить зависимость

$$\sigma_2 = \sqrt{\left(\frac{\sigma_1}{1,1}\right)^2 - \left(\frac{D}{d_{cm}}\right)^2 \sigma_1^2} \quad (12)$$

где допуск σ_1 задан в пределах 0,006 - 0,010 мм. Величина σ_2 является также допуском на биение торца А.

Для промежуточного кольца (рис.21) базой являются торцы ($\omega_u > \omega_T$). Кольцо и колесо не влияют на точность базирования подшипника, которая

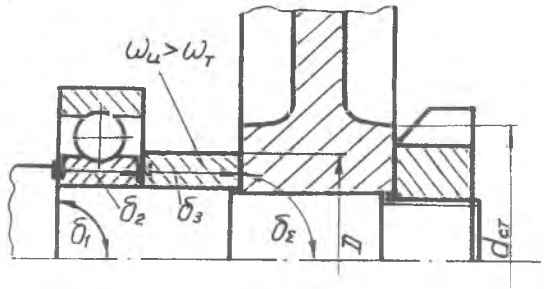


Рис.21. Колесо и подшипник, разделенные кольцом, поджаты гайкой к упорному заплечику

определяется только σ_1 - допуском на биение заплечика вала. Допуск σ_1 , а также σ_2 и σ_3 - допуски на непараллельность торцов подшипника и кольца входят в размерную цепь, определяющую биение σ_x торца кольца.

Если колесо узкое ($\frac{\xi}{d} \leq 1,0$), базой для него служит торец кольца, а величина σ_x является допуском на биение левого торца колеса. Контроль точности колеса производится на d_{cm} , поэтому все остальные допуски мы должны привести к этому диаметру:

$$\sigma_x = 1,1 \frac{d_{cm}}{D} \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2} \quad (13)$$

Здесь допуск σ_1 выбирается по табл.4, допуск σ_2 - по табл.9, а величиной σ_3 задаются в пределах 0,008-0,016 мм. Допуск на биение правого торца колеса принимают по табл.11.

Для широких колес ($\frac{\xi}{d} > 1,0$) допуск на биение обоих торцов принимают по табл.10.

Длинная втулка (рис.22) базируется по цилиндру ($\omega_u < \omega_r$). Допуск σ_{ra} на биение торцов втулки определяют по формуле (8). Биение σ_r левого торца колеса (в случае $\frac{e}{d} \leq 1,0$) приравнивают к допуску σ_{ra} с учетом коэффициента приведения

$$\sigma_r = \sigma_{ra} \frac{d_{cm}}{D} \quad (14)$$

В этом случае биение правого торца колеса принимают по табл.11.

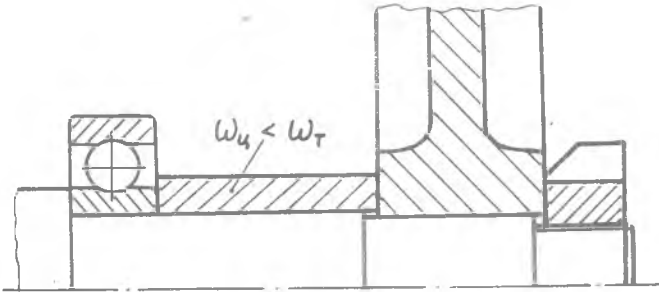


Рис.22. Крепление колеса и подшипника, разделённых втулкой

Для широких колес ($\frac{e}{d} > 1,0$) допуск на биение обоих торцов принимают по табл.10.

4. Стаканы

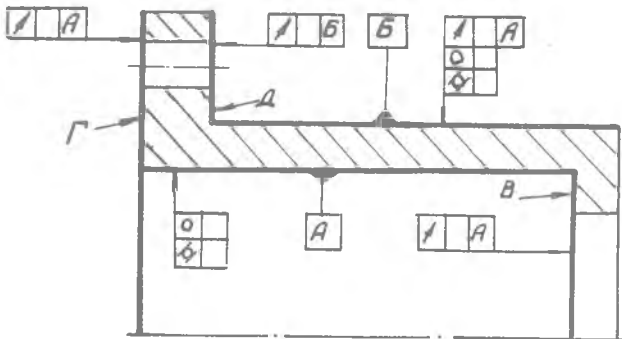


Рис.23

На рабочих чертежах стаканов приводят следующий комплекс технических требований (рис.23).

1. Некруглость и нецилиндричность базового отверстия. Допуск выбирают равным $0,25 \sigma_a$, где σ_a - допуск на размер диаметра отверстия.

2. Некруглость и нецилиндричность внешнего цилиндра. Допуск $\sigma = (0,25 - 0,40) \sigma_{\text{цол}}$, где $\sigma_{\text{цол}}$ - допуск на размер диаметра внешнего цилиндра.

3. Радиальное биение внешнего цилиндра относительно оси базового отверстия. Выбирают допуск $\sigma = 0,6 \sigma_a$.

4. Биение торца Д относительно поверхности Б. Допуск принимают по табл.5.

5. Биение торцов В и Г относительно оси базового отверстия. Допуски на эти торцы определяются расчетом и зависят от схемы установки подшипников в стакане.

Рассмотрим несколько типовых схем. (Схема на рис. 24).

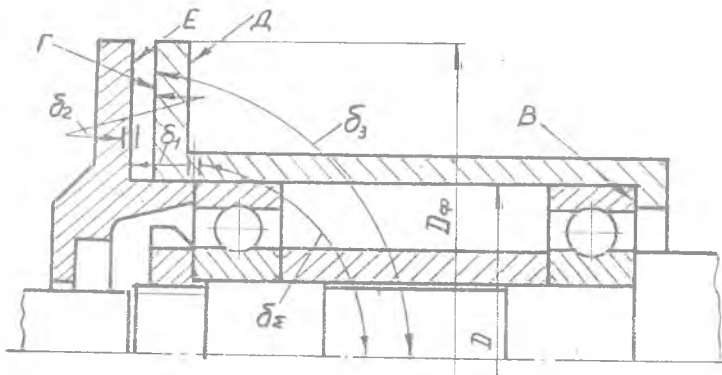


Рис.24. Установка подшипников " в распор"

В данном случае крышка поджимается к стакану таким образом, чтобы создать необходимый осевой зазор (или натяг) между крышкой и подшипником. Величина зазора (натяга) обеспечивается подбором толщины металлических прокладок, устанавливаемых между фланцами крышки и стакана.

Допуск на биение торца В задается по табл.5. Для внешней обоймы левого подшипника базой является торец крышки. Точность базирования подшипника σ_r зависит от Z^x величин:

σ_1 - непараллельности торцов крышки, σ_2 - непараллельности торцов Г и Е, σ_3 - биения торца Г.

Контроль за биением торцов производится на D_φ , поэтому все допуски приводим к этому диаметру:

$$\left(\frac{\sigma_{\Sigma}}{1,1}\right)^2 = \left(\frac{D}{D_\varphi}\right)^2 (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2),$$

откуда определяем допуск на биение торца Г

$$\sigma_3 = \frac{D_\varphi}{D} \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\Sigma}}{1,1}\right)^2 - \sigma_1^2 - \sigma_2^2}. \quad (15)$$

Металлические прокладки частично компенсируют непараллельность торцов Г и Е, поэтому допуском σ_2 пренебрегают. Допуск σ_{Σ} определяют по табл. 5, а допуск σ_1 - по табл. I4 (ГОСТ II640 - 65).

Таблица I4

D , мм	До 60	Св. 60 до 160	Св. 160
σ_1 , мм	0,010	0,016	0,025

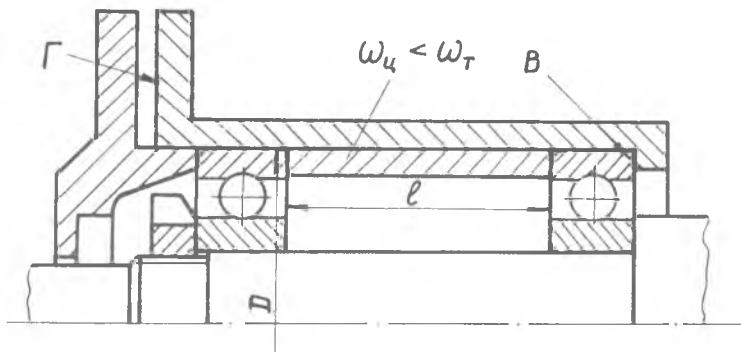


Рис.25. Установка втулки между наружными кольцами подшипников

Подшипники закреплены в стакане крышкой (рис.25). Допуск на биение торца В выбирается по табл. 5. Допуск σ_{ra} на биение торцов втулки (основная база втулки) рассчитывают по формуле (8). В зазор между фланцами крышки и стакана должны быть поставлены

мягкие прокладки для уплотнения, следовательно, торец Г свободный и допуск на него ограничен полем допуска на диаметр фланца.

Вместо длинной втулки (рис. 26) поставлено кольцо, для которого основной базой являются торцы. Поэтому точность базирования левого подшипника σ_2 зависит от непараллельности торцов кольца σ_1 и подшипника σ_2 , а также биения торца В стакана σ_3 .

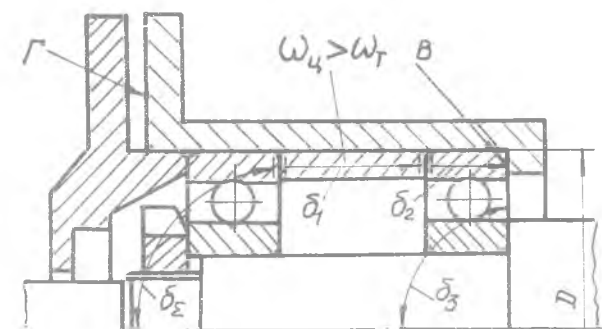


Рис.26. Установка промежуточного кольца между наружными кольцами подшипников

Преобразуя формулу (4), получим расчетную зависимость для нашего примера

$$\sigma_3 = \sqrt{\left(\frac{\sigma_2}{1,1}\right)^2 - \sigma_1^2 - \sigma_2^2}, \quad (16)$$

где σ_2 определяется по табл.5, допуск σ_1 задается в пределах 0,008 - 0,010 мм, а допуск σ_2 выбирается по табл. 15. Торец Г свободный.

Таблица 15

D (диам.подшипника), мм	Класс точности подшипника	
	0	6
Св. 30 до 80	0,015	0,010
Св. 80 до 120	0,020	0,010
Св. 120 до 150	0,020	0,015

В данной схеме (рис.27) торец Г свободный, крышка не касается подшипника. Конструкция стакана здесь усложнена, но базирование подшипников осуществляется прямо по торцам В, допуск на которые берется из табл. 5.

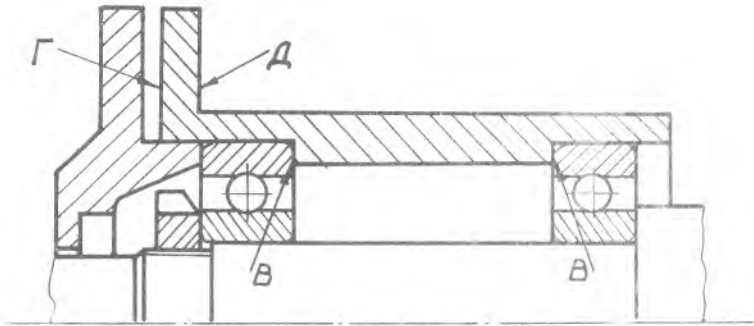


Рис.27. Установка подшипников в индивидуальные расточки станины

5. Крышки подшипников

На рабочих чертежах крышек подшипников указывается одно техническое требование к расположению поверхностей: непараллельность опорных торцов (рис.28) Допуск выбирается по табл.14.

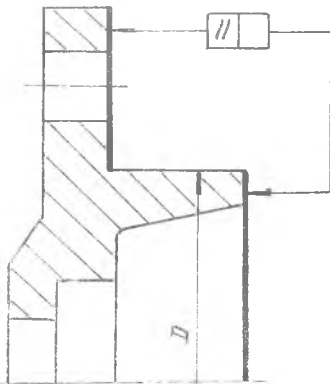


Рис.28

6. Втулки и кольца

Допуски на биение торцов втулки, а также на непараллельность торцов колец принимают в пределах 0,008 - 0,016 мм в зависимости от конструктивной схемы узла (см. разделы: "Валы", "Зубчатые колеса", "Стаканы").

7. Шкивы

На рабочих чертежах шкивов указывают следующий комплекс технических требований (рис.29).

1. Некруглость и нецилиндричность базового отверстия.
2. Биение торцов ступицы.

3. Перекос и смещение шпоночного паза. Допуски по этим параметрам принимают как для зубчатых колес (см. 3).

4. Радиальное биение обода шкива выбирают в зависимости от скорости движения ремня по табл.16.

Если шкив установлен на подшипниках качения, то некруглость и нецилиндричность базового отверстия должна быть в пределах 0,25 от допуска на диаметр отверстия,

а биение торцов ступицы определяют расчетом в зависимости от конструктивной схемы узла. Рассмотрим несколько примеров.

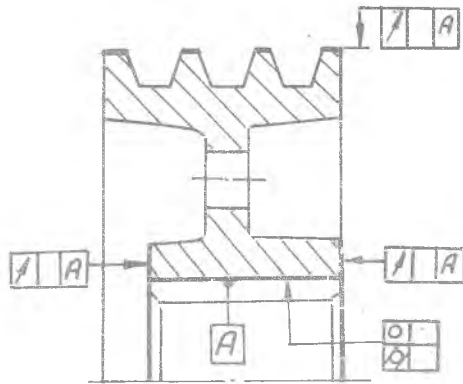


Рис.29

Таблица 16

Скорость движения ремня, м/сек	До 5	Св.5 до 8	Св.8 до 12	Св.12 до 18
Допуск, мм	0,30	0,25	0,22	0,15

Подшипники зажаты с обеих сторон крышками (рис.30). Точность базирования подшипников зависит от 5-ти параметров: σ_1 , σ_2 , σ_3 , σ_4 - допусков на непараллельность торцов кольца, подшипника и крышки соответственно, σ_4 - допуски на непараллельность сопрягаемых торцов ступицы шкива и крышки и σ_5 - допуски на биение торцов ступицы.

Контроль точности торцов крышки и ступицы производится на D_ϕ , поэтому приводим допуски σ_3 , σ_4 и σ_5 к этому диаметру:

$$\left(\frac{\sigma_x}{1,1}\right)^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \left(\frac{D}{D_\phi}\right)^2 (\sigma_3^2 + \sigma_4^2 + \sigma_5^2),$$

откуда искомый допуск на биение торца ступицы определится по формуле

$$\sigma_5 = \frac{D_\phi}{D} \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{1,1}\right)^2 - \sigma_1^2 - \sigma_2^2 - \left(\frac{D}{D_\phi}\right)^2 (\sigma_3^2 + \sigma_4^2)}, \quad (17)$$

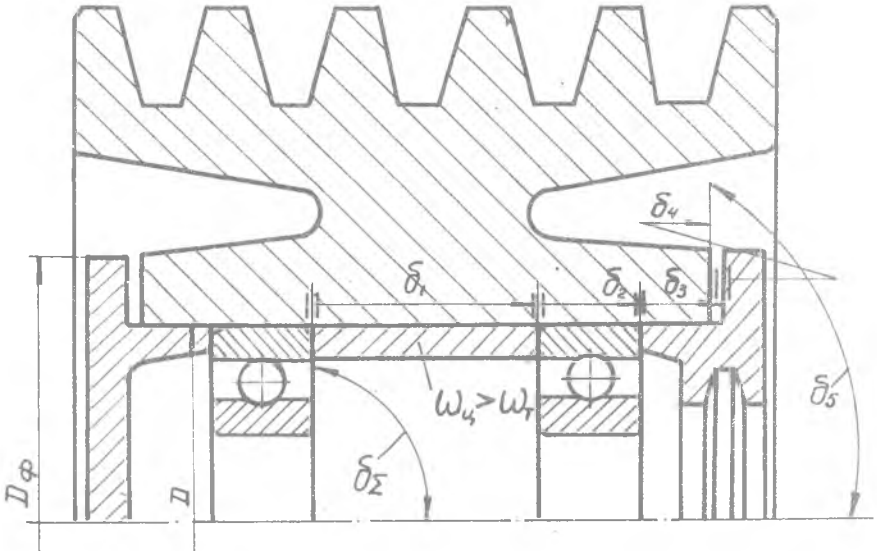


Рис.30. Установка подшипников при сквозной расточке ступицы

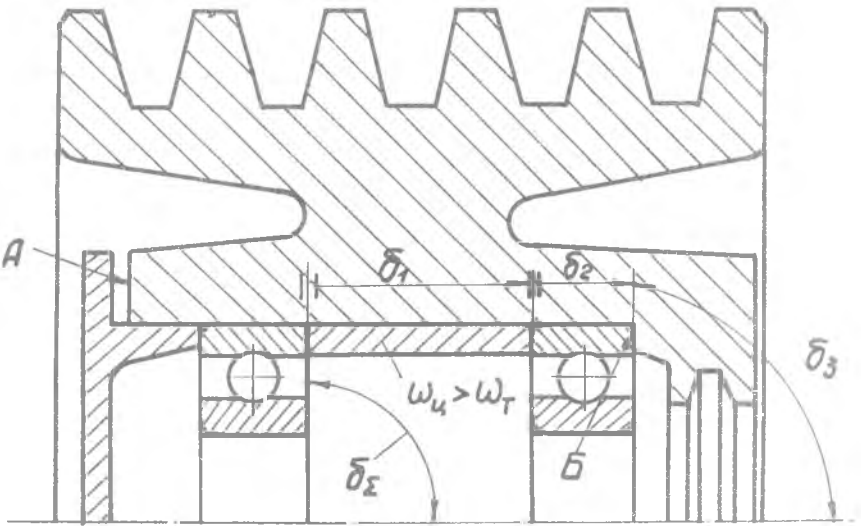


Рис.31. Установка подшипников к упорному запячку ступицы

где : σ_2 - выбирают по табл. 5; $\sigma_1 = 0,008 - 0,016$ мм;
 σ_2 - определяют по табл.15; σ_3 - по табл.14, а
 σ_4 - задаются , если между торцами ступицы и крышки
установлены мягкие прокладки, и пренебрегают, если
прокладки металлические.

Подшипники поджаты к упорному запячку Б одной крышкой (рис.31). Этим устраняется влияние на базирование подшипников погрешностей крышки и прокладок. Допуск на биение торца Б рассчитывается по формуле

$$\sigma_3 = \sqrt{\left(\frac{\sigma_2}{1,1}\right)^2 - \sigma_1^2 - \sigma_2^2} , \quad (18)$$

где σ_2 определяют по табл.5; σ_2 - по табл.15, а $\sigma_1 = 0,008 - 0,016$ мм. Торце А свободный.

8. Корпуса редукторов

Конструкции корпусов редукторов отличаются большим разнообразием. Поэтому не представляется возможным дать универсальные рекомендации по назначению технических требований, справедливых для любой конструкции. Подход к решению таких задач можно понять на примере корпуса простейшего вертолетного редуктора (рис. 32 и 33).

На рабочем чертеже корпуса приводят следующие технические требования.

1. Неплоскостность поверхности А не более 0,01 мм на длине 300 мм.

2. Непараллельность осей отверстий под подшипники в любом направлении рассчитывают по зависимости

$$\Delta = (0,7 - 0,8) \frac{\sigma B}{b} , \quad (19)$$

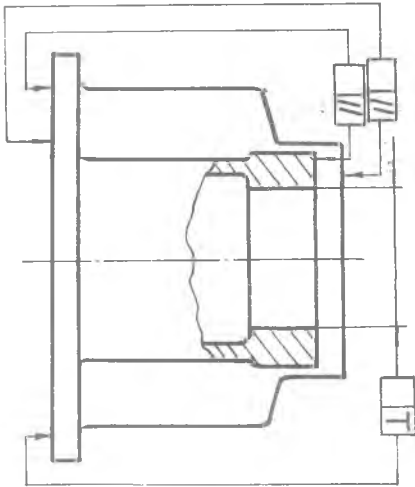
где σ - радиальное биение внешнего цилиндра (конуса) шестерни (табл.7); b - ширина зубчатого колеса; B - расстояние между поверхностями А и С (см. рис. 33).

3. Некруглость и нецилиндричность отверстий под узлы подшипников выбирается в пределах 0,25 σ_a , где σ_a - допуск размера диаметра отверстия.

4. Непараллельность поверхностей А, Б и В.

5. Неперпендикулярность осей отверстий под узлы подшипников относительно поверхности А в любом направлении.

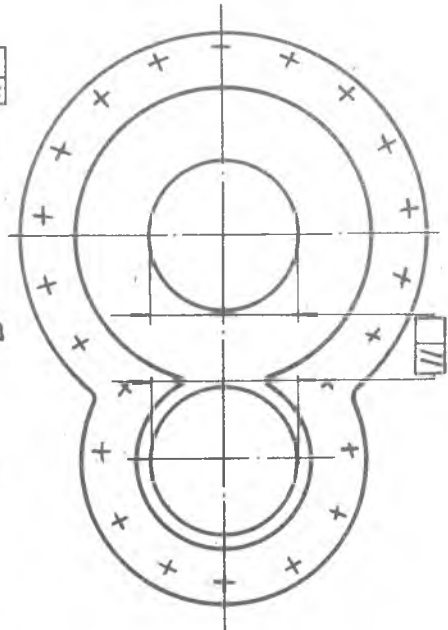
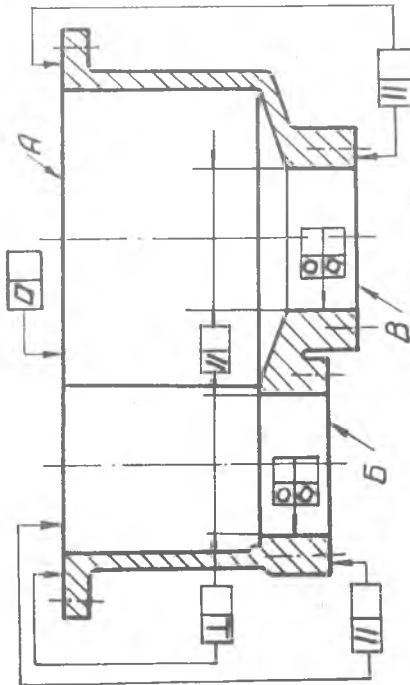
Допуски по пунктам 4 и 5 определяют расчетом цепи допуск σ_a ,



составляющих суммарную погрешность баазирования подшипников в корпусе.

На рис.33 схематически показан разрез узла одного из валов редуктора и составлена размерная цепь допусков. Замыкающее звено цепи - суммарная погрешность баазирования подшипника в корпусе σ_z , которая должна быть обеспечена, согласно ГОСТ 3325-55 (см. табл.5), зависит от 5 параметров:

σ_1 - допуск на непараллельность опорных торцов стакана;



Р и с. 32

- σ_2 - допуск на непараллельность сопрягаемых торцов стакана и корпуса;
- σ_3 - допуск на непараллельность поверхностей А и Б корпуса (см. рис. 32);
- σ_4 - допуск, аналогичный σ_3 , но относящийся к крышке редуктора;
- σ_5 - допуск на неперпендикулярность общей оси отверстий под стаканы к поверхности А корпуса (рис.32) или к соответствующей поверхности крышки редуктора.

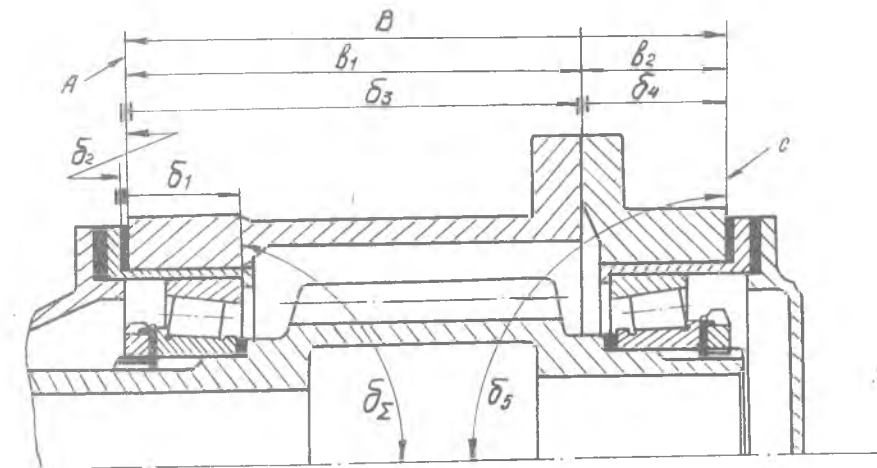


Рис.33

Определим коэффициенты приведения. Контроль величин σ_1 и σ_2 производится на D_ϕ , поэтому $\zeta_1 \approx \zeta_2 \approx \frac{D}{D_\phi}$. Искомые допуски σ_3 , σ_4 и σ_5 контролируются на условной длине $L = 300$ мм, следовательно, $\zeta_3 = \zeta_4 = \zeta_5 = \frac{D}{L}$. Используя уравнение (4), получим

$$\left(\frac{\sigma_2}{1,1}\right)^2 = \left(\frac{D}{D_\phi}\right)^2 (\sigma_1^2 + \sigma_2^2) + \left(\frac{D}{L}\right)^2 (\sigma_3^2 + \sigma_4^2 + \sigma_5^2). \quad (20)$$

Для того, чтобы решить это уравнение, принимают $\sigma_1 = 0,01$ мм, а величиной σ_2 пренебрегают, поскольку прокладки компенсируют погрешности опорных торцов. Допуск σ_4 можно выразить через σ_3 , используя закон пропорциональности отношения допусков и длин

$$\frac{\sigma_3}{\sigma_4} = \frac{b_1}{b_2}, \quad \text{откуда} \quad \sigma_4 = \sigma_3 \frac{b_2}{b_1}$$

И, наконец, приравниваем допуск σ_3 к σ_5 , тогда получаем уравнение с одним неизвестным

$$\left(\frac{\sigma_3}{1,1}\right)^2 = \left(\frac{D}{D_{\text{ф}}}\right)^2 \sigma_1^2 + \left(\frac{D}{L}\right)^2 \left[2 + \left(\frac{b_2}{b_1}\right)^2\right] \sigma_3^2, \quad (21)$$

которое решаем относительно σ_3 :

$$\sigma_3 = \frac{L}{D} \sqrt{\frac{\left(\frac{\sigma_1}{1,1}\right)^2 - \left(\frac{D}{D_{\text{ф}}}\right)^2 \sigma_1^2}{2 + \left(\frac{b_2}{b_1}\right)^2}}. \quad (22)$$

Аналогичным приемом рассчитывается допуск на непараллельность поверхностей А и В.

Как видно из рассмотренного примера, при назначении допусков на корпуса редукторов особое внимание обращается на точность расположения и правильность формы отверстий под узлы подшипников и поверхности А опорного фланца. Для избежания перекосов подшипников отверстия под опоры каждого вала должны быть соосны, что обеспечивается совместной их расточкой в сборе корпуса редуктора с крышкой.

Кроме того, важное значение имеет относительное расположение фланцев корпуса, так как допуски на их непараллельность входят в размерную цепь, определяющую точность базы подшипников в корпусе.

Л и т е р а т у р а

1. Дунаев П.Ф. Курс лекций "Основы конструирования" для слушателей факультета повышения квалификации МВТУ им. Баумана, 1972.
2. Дунаев П.Ф. Размерные цепи. Машиз, 1963.
3. Фираго В.П. Основы проектирования технологических процессов и приспособлений. Методы обработки поверхностей. М., "Машиностроение", 1973.

О г л а в л е н и е

В в е д е н и е	3
<u>Глава I. Некоторые сведения из теории базирования . . .</u>	<u>6</u>
1. Базирование деталей при посадках с зазором . . .	6
2. Базирование деталей при посадках с натягом. . .	8
3. Базирование деталей при переходных посадках . . .	9
<u>Глава II. Прелельные отклонения формы и расположения</u> <u>поверхностей типовых деталей</u>	<u>10</u>
1. Посадочные места подшипников качения	10
2. Валы, шестерни-валы, червяки	11
3. Зубчатые и червячные колеса	18
4. Стаканы	22
5. Крышки подшипников	26
6. Втулки и кольца	26
7. Шкивы	26
8. Корпуса редукторов	29
Л и т е р а т у р а	33

Кленин Юрий Петрович

ВЫБОР ПРЕДЕЛЬНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ
И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Редактор Н.Н.Кузнецова
Техн.редактор Н.М.Каленюк
Корректор О.В.Удачина

Подписано в печать 15/IV-76 г. ЕО 00162.
Формат 60x84^I/16. Физ.п.л.2,25. Усл.печ.л.-1,86.
Уч.-изд. - 1,73. Тираж 500 экз. Цена 10 коп.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С.П.Королева,
г. Куйбышев, ул. Молодогвардейская, 151.

Ротапринтный цех областной типографии им. Маяки,
г. Куйбышев, ул. Венцека, 60. Заказ № 2222 :8