МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П.КОРОЛЕВА

ОСНОВНЫЕ НОРМЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ ТИПОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Учебное пособие

Самара, 2006

УДК 621.753

Бурмистров Е.В., Лепилин В.И., Первышин А.Н., Попов И.Г, Шабалин Ю.А.

Основные нормы взаимозаменяемости типовых соединений деталей машин: Учебное пособие/ Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева; Самара, 2006, 110 с.

Изложены основные положения взаимозаменяемости, допусков и посадок типовых сопряжений деталей машин, рассмотрены параметры и даны допуски формы и расположения поверхностей деталей, их шероховатости и волнистости.

Приведены примеры назначения допусков и посадок различных сопряжений. Даны необходимые справочные материалы.

Пособие может быть полезно студентам авиатехнических специальностей при изучении курса «Метрология, стандартизация, сертификация», а также при выполнении курсовых и дипломных проектов по другим дисциплинам.

Выполнено на кафедре механической обработки материалов.

Табл. 40. Ил. 52. Библиогр: 4 названия.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королева.

Рецензенты: А.В.Тарасов

Н.Д. Проничев

ISBN 5-7883-0397-4

ВВЕДЕНИЕ

В различных изделиях машиностроения отдельные детали функционируют не обособленно, а в соединениях друг с другом.

Соединения деталей классифицируют по форме сопрягаемых поверхностей и назначению, а также по степени подвижности или сопротивления относительному перемещению.

В зависимости от формы сопрягаемых поверхностей и назначения различают:

- гладкие цилиндрические соединения;
- гладкие конические;
- плоские, в частности, шпоночные соединения;
- шлицевые соедиения;
- резьбовые и винтовые соедиения;
- зубчатые, червячные и реечные передачи;
- сферические соединения.

В большинстве стран мира для назначения допусков и посадок различных соединений используют Международную систему допусков и посадок ИСО.

В нашей стране действуют две системы допусков и посадок:

- ЕСДП – Единая система допусков и посадок, разработанная на базе ИСО. ЕСДП распространяется на допуски размеров гладких элементов деталей и посадки, образуемые при их соединении, в частности гладкие цилиндрические соединения;
- ОНВ – Основные нормы взаимозаменяемости, которые регламентируют допуски и посадки конических, шпоночных, шлицевых и резьбовых соединений, зубчатых, червячных и реечных передач, допуски формы, расположения и шероховатости поверхностей.

Кроме ЕСДП и ОНВ в стране продолжают действовать система допусков и посадок ОСТ, разработанная в Советском Союзе.

Предлагаемое учебное пособие посвящается изложению основных положений допусков и посадок типовых сопряжений деталей машин (шпоночных, шлицевых и резьбовых соединений, зубчатых колес и передач), основным нормам взаимозаменяемости по форме и расположению поверхностей, волнистости и шероховатости поверхности.

1. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Для передачи крутящего момента от шкива или зубчатого колеса к валу или наоборот применяют шпоночные соединения. Эти соединения могут осуществляться с помощью призматических, сегментных и клиновых шпонок. Все размеры шпонок, пазов втулок и валов стандартизированы. Наиболее простыми в изготовлении, с точки зрения обеспечения взаимозаменяемости, являются клиновые шпонки, так как при продольном перемещении клин может обеспечить любое радиальное натяжение. Однако при этом происходит взаимное смещение осей вала и втулки, вследствие чего клиновые шпонки применяются редко.

Призматические и сегментные шпонки лишены указанного недостатка и поэтому получили широкое применение. Особенно широко используются призматические шпонки.

Основные размеры призматических шпонок и сечений пазов для них регламентируются стандартом ГОСТ 23360-78. Предусматривается три исполнения шпонок: с закруглениями по обоим концам, прямоугольные и с закруглением на одном конце. Размеры шпонок и сечений пазов должны соответствовать указанным на рис.1 и таблице1 размерам.

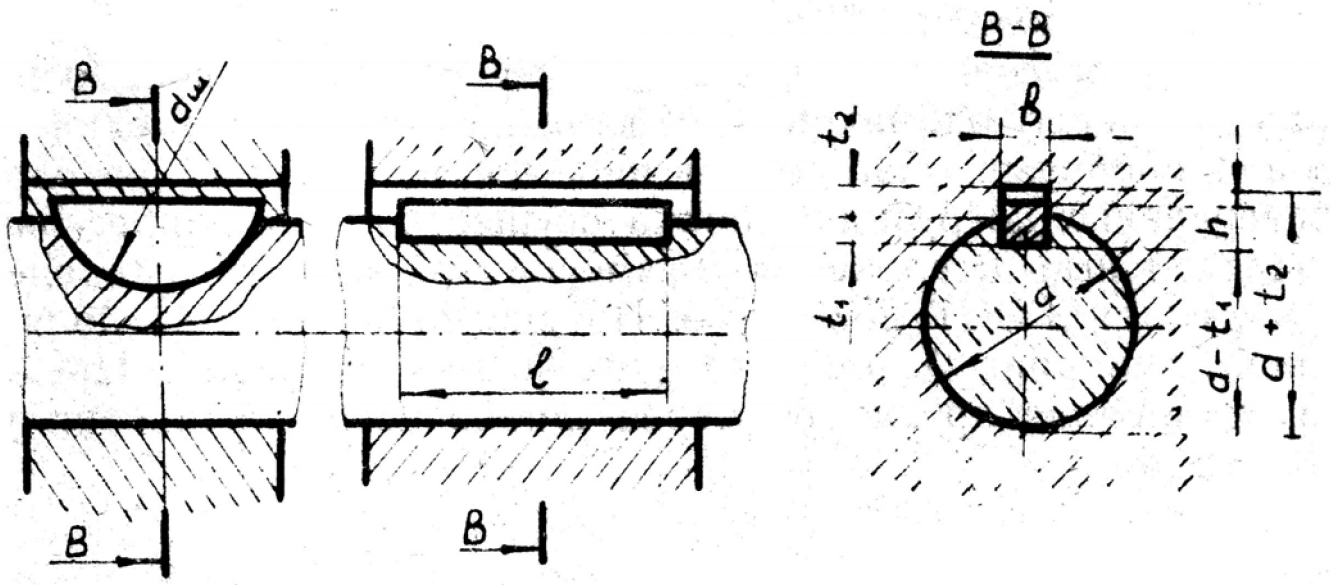


Рис. 1. Шпоночные соединения.

Предельные отклонения размеров шпоночных соединений нормируются ГОСТ 23360-78, при этом основным сопряжением для всех трех видов соединений является посадка шпонки в пазы вала и втулки по ширине в, которая осуществляется в системе вала, допуск шпонки назначается как для основного вала девятого квалитета h9. При этом шпонка оказывается гладкой, без уступов, пригодной для любого из трех видов соединений.

Таблица 1

Размеры призматических шпонок, мм

Диаметр вала	Сечение шпонки		Глубина шпоночного паза	
	b	H	вала t_1	вала t_2
От 6 до 8	2	2	1,2	1,0
Свыше 8 до 10	3	3	1.8	1,4
Св. 10 до 12	4	4	2.5	1.8
Св. 12 до 17	5	5	3	2.3
Св. 17 до 22	6	6	3.5	2.8
Св. 22 до 30	8	7	4	3.3
Св. 30 до 38	10	8	5	3.3
Св. 38 до 44	12	8	5	3.3
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3.8
Св. 50 до 58	16	10	6	4.3
Св. 58 до 65	18	11	7	4,4
Св. 65 до 75	20	12	7.5	4,9
Св. 75 до 85	22	14	9	5,4
Св. 85 до 95	25	14	9	5.4
Св. 95 до 110	28	16	10	6.4
Св. 110 до 130	32	18	11	7.4

По характеру работы, воспринимаемый нагрузке и условиям сборки различают три вида шпоночных соединений, указанных в таблице 2.

Таблица 2

Вид соединения	**Наиболее вероятный параметр посадки шпонки в паз вала $\overline{П_1}$**	**Наиболее вероятный параметр посадки шпонки в паз втулки $\overline{П_2}$**	**Тип нагрузки**	**Степень подвижности соединения**	**Условия сборки**
Свободное	$\overline{П_1} > 0$ (зазор)	$П_2 > П_1 > 0$ (зазор)	Нереверсивная, равномерная	подвижное	Легкие
Нормальное	$\overline{П_1} = 0$	$\overline{П_2}. > 0$ (зазор)	нет ударных реверсивных нагрузок	Неподвижное, но возможны частные разборки	благоприятные
Плотное	$\overline{П_1} = \overline{П_2} < 0$ (с натягом)		Реверсивная	Неподвижное редко разбираемое	Напрессовка

Использовать систему отверстия для посадки шпонки по ширине в данном случае экономически нецелесообразно, т.к. шпонку пришлось бы изготовлять ступенчатой для обеспечения различных сопряжений с пазами вала и втулки, что значительно дороже (рис.2) и в производстве не практикуется.

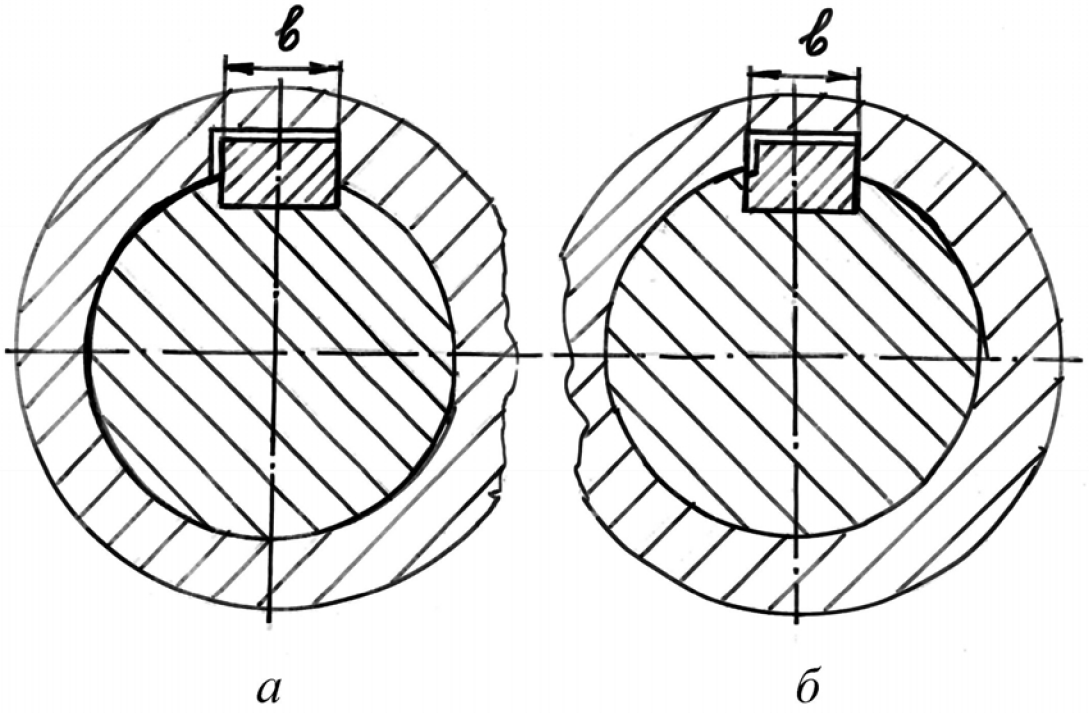


Рис.2. Сопряжение шпонки с пазом вала и пазом втулки по ширине в
а – в системе вала; б – в системе отверстия.

Поля допусков по ширине *в* представлены на рис.3

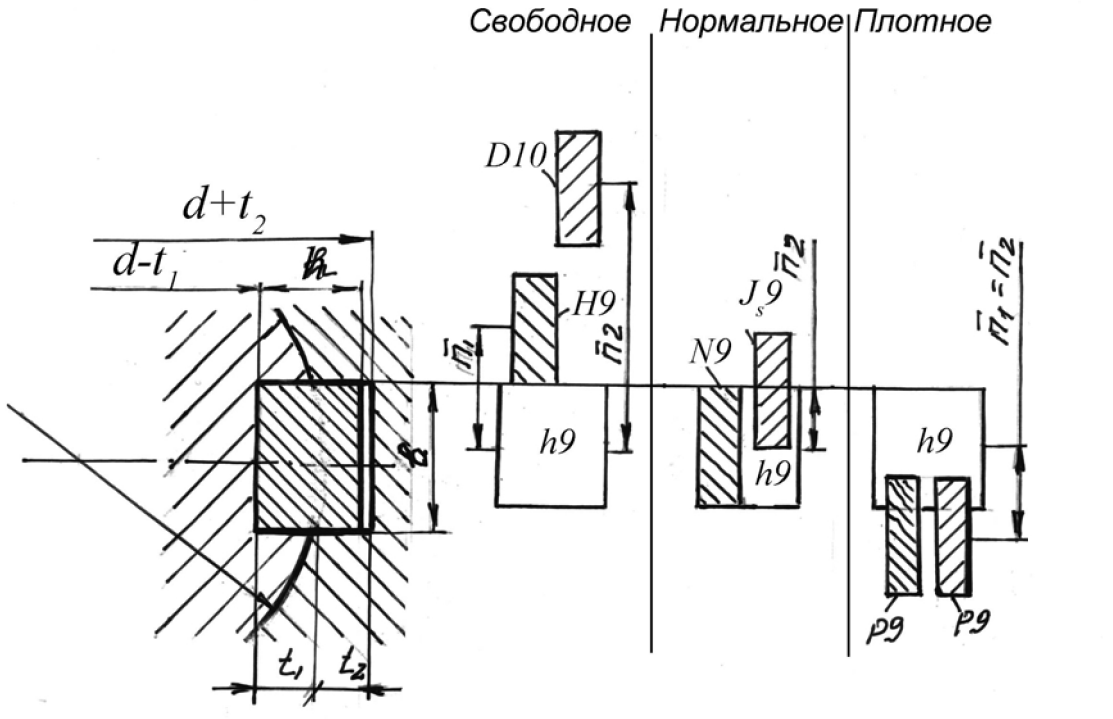


Рис.3. Схема расположения полей допусков шпоночных соединений на ширину шпонки □, на ширину паза вала ▨ и ширину паза втулки ▨.

Предельные отклонения глубины шпоночных пазов в вале и втулке назначаются в пределах от 0,1 до 0,3 мм в зависимости от высоты шпонки. Допуски длины шпонки и паза вала принимаются h14 и H15 соответственно.

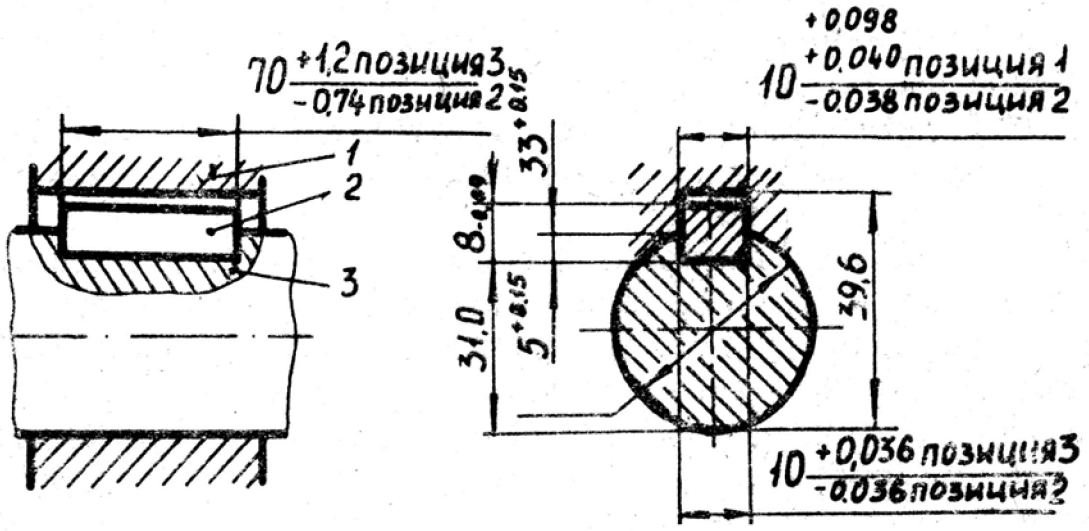


Рис.4. Сборочный чертеж шпоночного соединения.

Система допусков и посадок для соединений с сегментными шпонками по ГОСТ 24071-80 предусматривает два вида соединений: нормальное и плотное, с такими же полями допусков, как и для соединений с призматическими шпонками (см. 2 и 3 на рис.3). На высоту h сегментной шпонки установлено поле допуска h11, а диаметр исходного контура dm – h12.

Пример сборочного чертежа шпоночного соединения приведен на рис.4.

2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шлицевое соединение можно представить как многошпоночное соединение, у которого шпонки составляют одно целое с валом.

По сравнению со шпоночным шлицевое соединение сложнее в изготовлении, но обладает преимуществами:

1) оно является более прочным, нагрузка на вал и втулку распределяется равномернее, обеспечивая меньшую концентрацию напряжений. Благодаря этому конструкция получается более компактной и легкой

2) обеспечивает лучшее центрирование и направление втулки на валу.

Шлицевые соединения подразделяются:

по форме шлицевых поверхностей – прямобочные (прямоугольные), эвольвентные, треугольные и трапецеидальные;

по условиям эксплуатации – подвижные и неподвижные;

по условиям нагружения – тяжелые, средние и легкие.

Шлицевые соединения с трапецеидальным профилем применяются очень редко (в специальных конструкциях).

Шлицевые соединения с треугольным профилем используются в случаях применения тонкостенных втулок, а иногда взамен прессовых соединений и выполняются по отраслевым нормалям.

Наибольшее распространение получили шлицевые соединения с прямобочным и эвольвентным профилем. Соединения с эвольвентным профилем более прочны, обеспечивают лучшее центрирование вала и втулки и, кроме того, имеют ряд технологических преимуществ. Однако в тех случаях, когда вал и втулка подвергаются закалке и возникает необходимость шлифования эвольвентных профилей, применение этих соединений экономически невыгодно.

Сопряжение шлицевой втулки с валом происходит по трем параметрам: по наружному диаметру шлицев D, по внутреннему диаметру шлицев d, по боковым поверхностям шлицев $в$, s (рис.5).

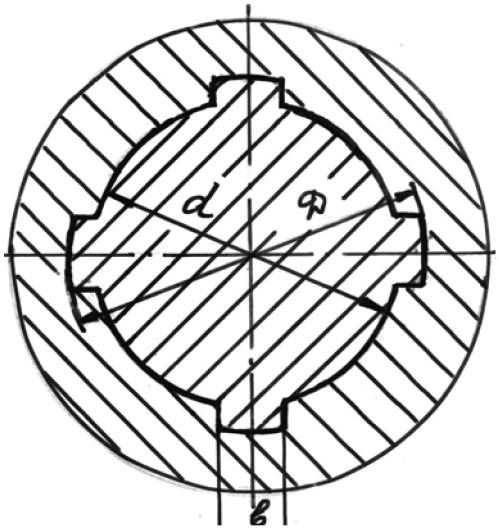


Рис.5. Прямобочное шлицевое соединение.

Однако обеспечивать точные посадки по всем параметрам шлицевого сопряжения трудоемко, дорого и не вызывается технологической необходимостью, т.к. для нормальной работы шлицевого соединения и упрощения сборки в большинстве случаев достаточно выполнить точное сопряжение по одному из параметров D, d или в, а посадки по другим параметрам назначать более грубыми, с большими зазорами. Такой способ назначения посадок шлицевого соединения называют способом центрирования.

Существует три способа центрирования шлицевых соединений: по внутреннему диаметру; наружному диаметру; боковым поверхностям зубьев (рис.6).

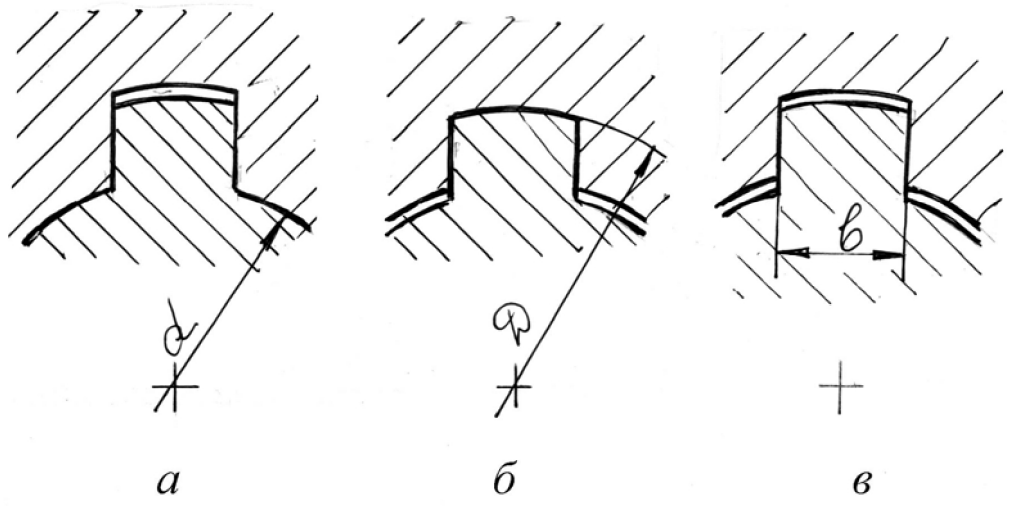


Рис.6. Способы центрирования шлицевого соединения.
а – по внутреннему диаметру;
б – по наружнему диаметру;
в – по ширине шлицев.

Способ центрирования зависит от конструктивных требований, предъявляемых к сопряжениям и технологических особенностей их выполнения.

Если по эксплуатационным соображениям необходимо обеспечить высокую степень концентричности вала и втулки при односторонних нагрузках, то применяют центрирование по внутреннему d или наружному D диаметру. При этом, если шлицевая втулка должна иметь высокую твердость, получаемую в результате термообработки, и её нельзя обработать чистовой протяжкой, вследствие чего шлицевое отверстие приходится шлифовать, то применяют центрирование по внутреннему диаметру. Во всех других случаях целесообразнее применять центрирование по наружному диаметру. Этот способ отличается сравнительной простотой и экономичностью.

Если по эксплуатационным условиям соединение будет подвергаться знакопеременным нагрузкам, когда требуются минимальные зазоры между боковыми сторонами зубьев вала и втулки и когда высокие требования к концентричности вала и втулки решающего значения не имеют, применяют центрирование по боковым поверхностям зубьев b, S.

Выбор шлицевых соединений по условиям нагружения (тяжелые, средние, легкие) производится на основе прочностных расчетов.

2.1. Соединения шлицевые прямобочные.

Основные нормы взаимозаменяемости прямобочных шлицевых соединений регламентированы ГОСТ 1139-80.

Нормальные размеры *d, D, b*, а также числа зубьев приведены в табл.3.

Общее положения, допуски и основные отклонения размеров *d, D* и *b* шлицевого соединения приняты по ГОСТ 25346-89.

Величина допуска на размеры d, D и b вала и отверстия определяется квалитетом от 5 до12, расположение допуска определяется основным отклонением, обозначаемым буквами. Однако по сравнению с ГОСТ 25346-89 количество полей допусков валов и отверстий для шлицевых соединений значительно сокращено.

По ГОСТ 1139-80 рекомендуются поля допусков предпочтительного применения: для *шлицевых валов – q6, j_s6, f7, h7, j_s7, e8, f8*; для *шлицевых втулок – H7, F8, D9, F10*.

Нецентрирующий диаметр у валов должен выполняться с полем допуска *a11*, а у втулок – *H12*.

Таблица 3

Размеры шлицевых прямобочных соединений

Легкая серия				Средняя серия				Тяжелая серия		
Номинальный Размер z ×d × D	b	d_1, не менее	*a*, не менее	Номинальный Размер z ×d × D	b	d_1, не менее	*a*, не менее	Номинальный Размер z × d × D	b	d_1, не менее
6 × 23 × 26	6	22,1	3,54	6 ×11 × 14	3	9.9	-	10 × 16 × 20	2.5	14,1
6 × 26 × 30	6	24,6	3,85	6 × 13 × 16	3,5	12.0	-	10 × 18 × 23	3	15,6
6 × 28 × 32	7	26,7	4,03	6 × 16 × 20	4	14.54	-	10 × 21 × 26	3	18,5
8 × 32 × 36	6	30,4	2,71	6 × 18 × 22	5	16.7	-	10 × 23 × 29	4	20,3
8 × 36 × 40	7	34,5	3,46	6 × 21 × 25	5	19.5	1,95	10 × 26 × 32	4	23,0
8 × 42 × 46	8	40,4	5,03	6 × 23 × 28	6	21.3	1,34	10 × 28 × 35	4	24,4
8 × 46 × 50	9	44,6	5,75	6 × 26 × 32	6	23.4	1,65	10 × 32 × 40	5	28,0
8 × 52 × 58	10	49,7	4,89	6 × 28 × 34	7	25.9	1,7	10 × 36 × 45	5	31,3
8 × 56 × 62	10	53,6	6,38	8 × 32 × 38	6	29.4	-	10 × 42 × 52	6	36,9
8 × 62 × 68	12	59,8	7,31	8 × 36 × 42	7	33.5	1,02	10 × 46 × 56	7	40,9
10 × 72 × 78	12	69,6	5,45	8 × 42 × 48	8	39.5	2,57	16 × 52 × 60	5	47,9
10 × 82 × 88	12	79,3	8,62	8 × 46 × 54	9	42.7	-	16 × 56 × 65	5	50,6
10 × 92 × 98	14	89,1	10,08	8 × 52 × 60	10	48.7	2,44	16 × 62 × 72	6	56,1
10 × 102 ×108	16	99,9	11,49	8 × 56 × 65	10	52.2	2,5	16 × 72 × 82	7	65,9
10 × 112 × 120	18	108,8	10,72	8 × 62 × 72	12	57.8	2,4	20 × 82 × 92	6	75,6
				10 × 72 × 82	12	67.4	-	20 × 92 × 102	7	85,5
				10 × 82 × 92	12	77.1	3	20 × 102 × 115	8	98,7
				10 × 92 × 102	14	87.3	4,5	20 × 112 × 125	9	104
				10 × 102 × 112	16	97.7	6,3			
				10 × 112 × 125	18	106.3	4,4			

Стандарт дает рекомендации по образованию посадок из указанных полей допусков.

При центрировании по внутреннему диаметру для d предусмотрено две предпочтительные посадки – *H7/f7* и *H7/g6* и пять предпочтительных посадок для *b: D9/h9, D9/j_s7, D9/k7, F10/f9, F10/j_s7.*

Указанные посадки для *d* дают гарантированный зазор, т.е. могут обеспечить подвижность соединения. Однако действительная возможность перемещения втулки по валу зависит от выбора посадки по ширине шлицев (*b*) и погрешности их взаимного расположения. Поэтому следует прежде всего ориентироваться на посадку *H7 / f 7*. Если требования к центрированию высоки, то можно использовать и посадку *H7 / g6*, а по ширине в этом случае следует выбирать посадку с возможно большим зазором, например *F10/f9*. Если при центрировании по внутреннему диаметру *d* втулка не должна перемещаться, при высоких требованиях к центрированию целесообразно использовать посадку по *d H7/q6*, а по ширине зуба *b* выбрать посадку более плотную, например *D9/R7*. При этом, чтобы исключить возможность произвольного перемещения, втулку на валу фиксируют стопорным винтом, кольцом и т.д.

При центрировании по наружному диаметру D предусмотрено две предпочтительные посадки по *D - H7 / f 7 и H7 / j_s6* и три предпочтительные посадки по ширине зубьев *b – F8 / f 7, F8 / f 8, F8 / j_s7*. Первая из посадок для *D* обеспечивает гарантированный зазор, вторая может иметь и небольшой натяг. Соответственно первая посадка используется для перемещающихся втулок, вторая – для неподвижных. Во втором случае предполагается применение и дополнительных элементов крепления. Все три посадки по ширине зубьев имеют гарантированные зазоры.

При центрировании по боковым сторонам зубьев предусмотрено пять предпочтительных посадок по ширине *b*: *F8/j_s7, D9/f8, D9/e8, F10/f8, F10/d9*. Первая из перечисленных посадок предназначена для неподвижных соединений, работающих в условиях переменных нагрузок, при необходимости точного центрирования вала и втулки. Все последующие посадки предназначены для подвижных соединений и расположены в порядке увеличения средних зазоров.

Шлицевой профиль состоит из ряда элементов. Эти элементы могут быть выполнены с размерами, укладывающимися в предельные, но смещенными друг относительно друга. В таком случае при поэлементном контроле отверстия и вала оба будут годными, но сборка их может оказаться невозможной. Тем не менее стандарт не предусматривает специальных допусков на взаимное расположение элементов, так как предполагает контроль шлицевых соединений осуществлять с помощью комплексных проходных калибров. При этом поэлементарный контроль *d, D* и *b* осуществляется непроходными калибрами или измерительными приборами. Поля допусков комплексных калибров выбраны так, что если комплексный калибр-пробка проходит, а диаметры *d* и *D* и ширина паза *b* не выходят за установленные верхние пределы, то

отверстие считается годным. Вал считается годным, если комплексный калибр-пробка проходит, а диаметры и толщина зуба не выходят за установленные нижние пределы.

Обозначения шлицевых соединений валов и втулок должны содержать:

- букву, обозначающую поверхность центрирования;
- число зубьев и номинальные размеры D, d, b соединения вала и втулки;
- обозначения полей допусков или посадок диаметров, а также размера b, помещенные после соответствующих размеров.

Допускается не указывать в обозначении допуски нецентрирующих диаметров.

П р и м е р. Шлицевое соединение с $z = 8$, $d = 36$ *мм*, $D = 40$ *мм*, $b = 7$ *мм* с центрированием по внутреннему диаметру, с посадкой по диаметру центрирования $H7/e8$ и по размеру b $D9/f8$ обозначается так:

D — 8 ·36 H7 / e8 40 H12 / a11 7 D9 / f 8;

тоже при центрировании по наружному с посадкой по диаметру центрирования $H8/h7$ и по размеру b $F10/h9$:

D – 8 · 36· 40 H8 / h7 7 F10 / h9;

тоже при центрировании по боковым сторонам:

b – 8 · 36·40 H12 / a11 7 D9f8

Пример условного обозначения втулки того же соединения при центрировании по внутреннему диаметру:

d – 8· 36 H7· 40 H12·7 D9

Пример условного обозначения вала того же соединения :

d – 8· 36 e8 · 40 a11 · 7 f8.

2.2. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30^0

Основные параметры, размеры и нормы взаимозаменяемости шлицевых эвольвентных соединений нормированы ГОСТ 6033-80. Размерный ряд охватывает соединения (более 500) с номинальным диаметром от 4 до 500 мм, модулем от 0,5 до 10 мм и числом зубьев от 6 до 82 мм и может обеспечить любые потребности машиностроения. Однако с целью сокращения номенклатуры дорогостоящего режущего и измерительного инструмента стандарты рекомендуют использовать соединения предпочтительного применения первого ряда (таблица 4), затем - второго ряда и только в технически обоснованных случаях разрешается использовать другие, предусмотренные стандартом соединения.

Таблица 4

Размерный ряд шлицевых эвольвентных соединений предпочтительного применения первого ряда.

D × z × m	D × z × m	D × z × m	D × z × m
12 × 22 × 0,5	25 × 30 × 0,8	45 × 34 × 1,25	65 × 31 × 2
12 × 13 × 0,8	25 × 18 × 1,25	45 × 21 × 2	65 × 20 × 3
15 × 28 × 0,5	30 × 36 × 0,8	50 × 38 × 1,25	70 × 34 × 2
15 × 17 × 0,8	30 × 22 × 1,25	50 × 24 × 2	70 × 22 × 3
17 × 20 × 0,8	35 × 26 × 1,25	55 × 26 × 2	75 × 36 × 2
17 × 12 × 1,25	35 × 16 × 2	55 × 17 × 3	75 × 34 × 3
20 × 23 × 0.8	40 × 30 × 1,25	60 × 28 × 2	80 × 38 × 2
20 × 14 × 1,25	40 × 18 × 2	60 ×18 × 3	80 × 25 × 3

* Для D < 12 и D > 80 смотри ГОСТ 6033-80.

Система допусков и посадок шлицевых эвольвентных соединений построена с учетом способов центрирования втулки относительно вала. Предусматривается центрирование по боковым поверхностям зубьев (рис. *7,а*) или по наружному диаметру (рис.7,б). Центрирование по внутреннему диаметру не рекомендуется из-за малых размеров опорных площадок во впадинах зубьев; допуски и посадки при таком центрировании приведены в информационном приложении стандартов.

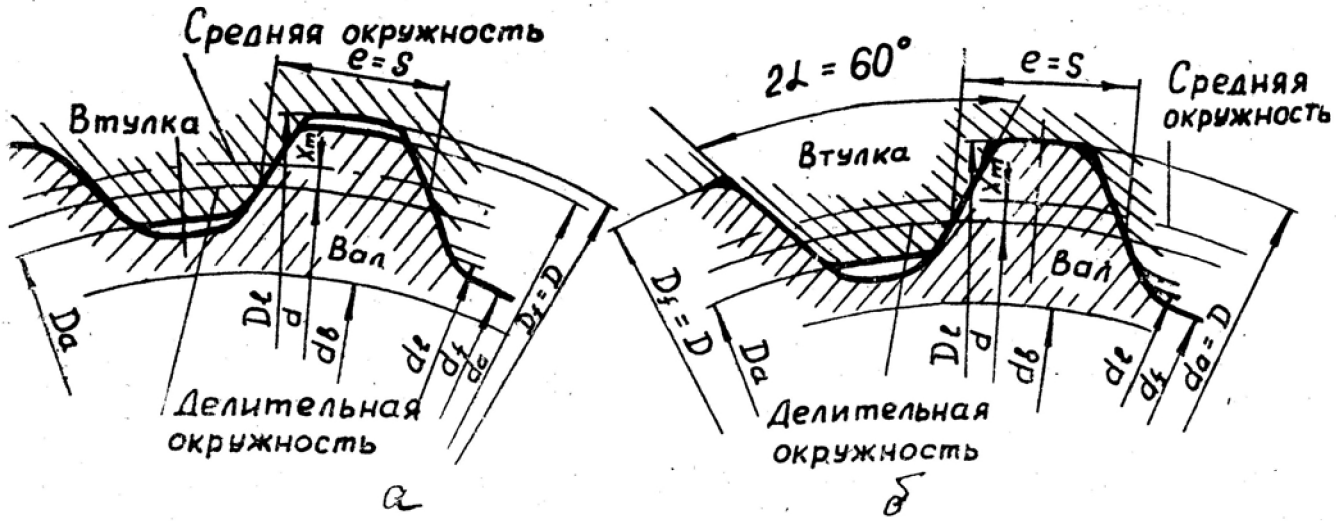


Рис.7. Профиль зубьев эвольвентных соединений: а- центрирование по боковым поверхностям зубьев; б – центрирование по наружному диаметру.

Для центрирующих и нецентрирующих диаметров используются поля допусков и посадки для гладких цилиндрических соединений (ГОСТ 25346-89), а для сопряжений по боковым поверхностям зубьев приняты специальные поля допусков.

Для основных размеров шлицевых соединений приняты посадки системы отверстия, т.е. поля допусков втулок по наружным и внутренним диаметрам, а также по

боковым поверхностям впадин являются основными, а нужные посадки получают, изменяя поля допусков соответствующих валов.

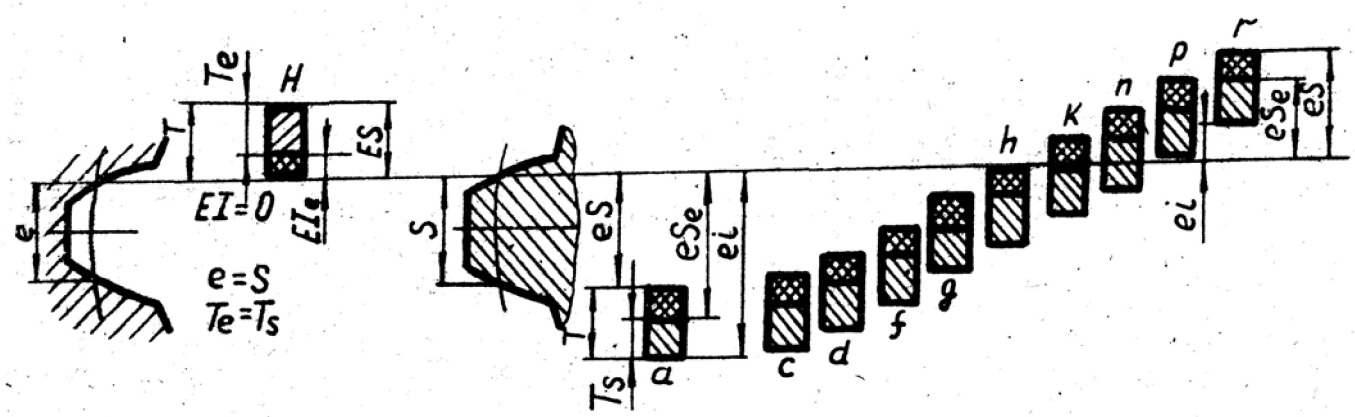


Рис.8. Схема расположения полей допусков эвольвентных шлицевых соединений по параметрам e=s.

Допуски и посадки при центрировании по боковым поверхностям зубьев. Ширину впадины втулки e и толщину зуба вала S измеряют по дуге делительной окружности d, причем e = S (рис.8). Особенность построения системы допусков на боковые поверхности зубьев заключается в том, что на ширину впадины втулки и толщину зуба устанавливаются два вида допусков: Te (TS) – допуск собственно ширины впадины втулки (толщины зуба вала) и T – суммарный допуск, включающий в себя допуск собственно ширины впадины втулки (толщины зуба вала), а также отклонения формы и расположения элементов впадины (зуба) от теоретически точного прототипа.

Суммарный допуск T контролируют комплексными калибрами (для втулки— калибром - пробкой, для вала – калибром кольцом). Допуски Te и Ts контролируют, когда не применяют комплексные калибры. При одинаковой степени точности допуски на ширину впадины и толщину зуба равны.

Для ширины впадины втулки предусмотрены допуски трех степеней точности – 7, 9 и 11, а для толщины зуба вала – допуски 7, 8, 9, 10 и 11-й степени точности (табл. 5)

Расположение полей допусков относительно общего номинального размера ($e = S$) определяется основными отклонениями.

Для ширины e впадины втулки установлено одно основное отклонение H ($E J = 0$), для толщины зуба S вала установлено десять основных отклонений: a, c, d, f, g, h – для посадок с зазором и k, n, p, r – для посадок переходных и с натягом (табл.6). Основные отклонения толщины зуба всегда являются наибольшими предельными (e s).

Таблица 5

Допуски ширины впадины втулки e и толщины зуба S*

Степень Точности	Модуль m, мм	Обозначение допуска	Диаметр делительной окружности[1]			
			до 12	свыше 12 до 25	свыше 25 до 50	свыше 50 до 100
			Допуски			
7	От 0.5 До 1.5	T_e	25 16	28 18	32 20	36 22
	От 2 до 4	T_e T_s	-- --	32 20	36 22	40 25
8	От 0.5 до 1.5	T_e	36 22	40 25	45 28	50 32
	От 2 до 4	T_e T_s	-- --	45 28	50 32	56 36
9	От 0.5 до 1.5	T_e	50 32	56 36	63 40	71 45
	От 2 до 4	T_e T_s	-- --	63 40	71 45	80 50
10	От 0.5 до 1.5	T_e	71 45	80 50	90 56	100 63
	От 2 до 4	T_e T_s	-- --	90 56	100 63	112 71
11	От 0.5 до 1.5	T_e	100 63	112 71	125 80	140 90
	От 2 до 4	T_e T_s	-- --	125 80	140 90	160 100

[1] Допуски для размера d>100 даны в ГОСТ 6033-80.

Таблица 6

Основные отклонения толщины зуба вала, мкм.

Модуль, мм	Обозначение	Диаметр делительной окружности, мм			
		до 12	Свыше 12 до 25	Свыше 25 до 50	свыше 50 до 100
От 0.5 до 1.5	r	+64	+72	+80	+88
	p	+48	+54	+60	+66
	n	+32	+36	+40	+44
	k	+16	+18	+20	+22
	h	0	0	0	0
	g	-8	-9	-10	-11
	f	-16	-18	-20	-22
	d	-32	-36	-40	-44
	c	-48	-54	-60	-66
	a	-80	-90	-100	-110
От 2 до 4	r	--	+80	+88	+100
	p	--	+60	+66	+75
	n	--	+40	+44	+50
	k	--	+20	+22	+25
	h	--	0	0	0
	g	--	-10	-11	-12
	f	--	-20	-22	-25
	d	--	-40	-44	-50
	c	--	-60	-66	-75
	a	--	-100	-110	-125

Обозначение полей допусков размеров e и S делается в виде числа, показывающего степень точности (величину допуска), за которым следует буква, показывающая основное отклонение (расположение допуска). Например, поле допуска для ширины впадины втулки – *7H*, для толщины зуба вала – *9r*.

Установлено 11 посадок по боковым поверхностям зубьев: 7H / 9r, 7H / 8p, 7H / 7n, 7H / 8k, 7H / 7h, 9H / 8k, 9H / 9h, 9H / 9g, 9H / 8f, 9H / 7f, 11H / 10d.

Посадки с зазором *9H / 9h, 9H / 9g* рекомендуются как предпочтительные.

Допуски и посадки при центрировании по наружному диаметру. При центрировании по наружному диаметру допуски и основные отклонения для диаметров (центрирующих) окружности впадин втулки $D_f = D$ и окружности вершин зубьев вала $d_a = D$ выбраны из ГОСТ 25346-89.

Сопряжения по центрирующим диаметрам должны соответствовать:
ряду1: *H7/n6, H7/j_s6, H7/h6, H7/g6, H7/f7*;
ряду 2: *H8/n6, H8/ h6, H8/g6, H8/ f 7.*

При выборе посадок ряд первый следует предпочитать ряду второму.

При центрировании по наружному диаметру предусматривается определенное сопряжение втулки и вала по боковым поверхностям зубьев. Поля допусков ширины

впадины втулки e должны соответствовать $9H$ или $11H$ с основным отклонением $EJ = 0$. Поля допусков толщины зуба вала S должны соответствовать $9h, 9g, 9d, 11c, 11d$.

У с л о в н ы е о б о з н а ч е н и я. Обозначения шлицевых соединений, валов и втулок должны содержать: номинальный диаметр соединения D; модуль m; обозначение посадки соединения (полей допусков вала и втулки), помещаемое после размеров центрирующих элементов; номер стандарта – ГОСТ 6033-80.

П р и м е р ы.

1. $50 \times 2 \times 9H / 9g$ ГОСТ 6033-80—обозначение соединения D = 50 мм, m = 2 мм с центрированием по боковым сторонам зубьев; $50 \times 2 \times 9H$ ГОСТ 6033-80 – обозначение втулки того же соединения; $50 \times 2 \times 9g$ ГОСТ 6033-80 – того же вала.

2. $50 \times H7 / g6 \times 2$ ГОСТ 6033-80 – обозначение соединения D = 50 мм, m = 2 мм с центрированием по наружному диаметру; $50 \times H7 \times 2$ ГОСТ 6033-80 – обозначение втулки того же соединения; $50 \times g6 \times 2$ ГОСТ 6033-80 – того же вала.

3. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.

3.1. Назначение и классификация резьбовых соединений.

Резьбовые соединения получили широкое распространение в машиностроении. Действительно, более 60% деталей современных летательных аппаратов, их двигателей, автомобилей, станков и других изделий имеют резьбу. При этом резьбовые соединения зачастую выполняют весьма ответственные функции, например, резьбовые соединения, обеспечивающие крепление диска турбины к фланцу вала турбины ГГД, соединения резьбовых шпилек с корпусными деталями авиационных двигателей и др.

По своему назначению резьбовые соединения подразделяются на две группы: резьбы общего применения и специальные.

К первой группе относятся:

- крепежные резьбы, применяются для разъемных соединений деталей машин и обеспечивают надежное их скрепление;
- кинематические, служат для передачи движения (например, резьбы червяков) или преобразования вращательного движения в поступательное (резьбы ходовых винтов станков, измерительных инструментов и приборов, например, резьбы микрометров);
- упорные резьбы, как и кинематические, служат для преобразования вращательного движения в поступательное, но при этом, благодаря специфической форме профиля, позволяют создавать значительные осевые нагрузки (резьбы винтовых прессов, домкратов, подъемников);
- трубные и арматурные резьбы, применяются для соединений труб и арматуры различного назначения.

К специальным резьбам относятся, например, окулярные резьбы, используемые в различных оптических приборах, резьбы труб геолого-разведочного бурения, резьбы для цоколей и патронов электрических ламп и др.

В зависимости от принятой системы мер различают резьбы метрические и дюймовые, модульные и питчевые. К последним двум относятся резьбы червяков, шаг которых должен соответствовать шагу зубьев червячного колеса, определяемого через модуль или питч.

По форме профиля витков (виду контура осевого сечения) резьбы общего применения подразделяют на:

- треугольные с углом при вершине α либо 60°, либо 55° (рис.9а), такую форму профиля, как правило, имеют крепежные резьбы, а также трубные резьбы (угол профиля у последних равен 55°, а вершины и впадины выполняются закругленными);
- трапецеидальные с симметричным профилем (рис.9б) и углом при вершине α - либо 30° (например, резьбы ходовых винтов), либо 40° (резьбы червяков);
- трапецеидальные с несимметричным профилем (рис.9в): угол наклона одной (рабочей) стороны профиля γ= 3°, а второй β = 30° (такой профиль имеют упорные резьбы);
- прямоугольные (рис.9г), используются в качестве кинематических резьб, например, в ручных прессах, а также в пароводяной арматуре (резьба выполняется с прямоугольным или квадратным профилем);
- круглые (рис.9д), используются при повышенных динамических нагрузках, а также при возможных загрязнениях резьбы пылью, песком, например, в пожарной арматуре, в грузоподъемных механизмах.

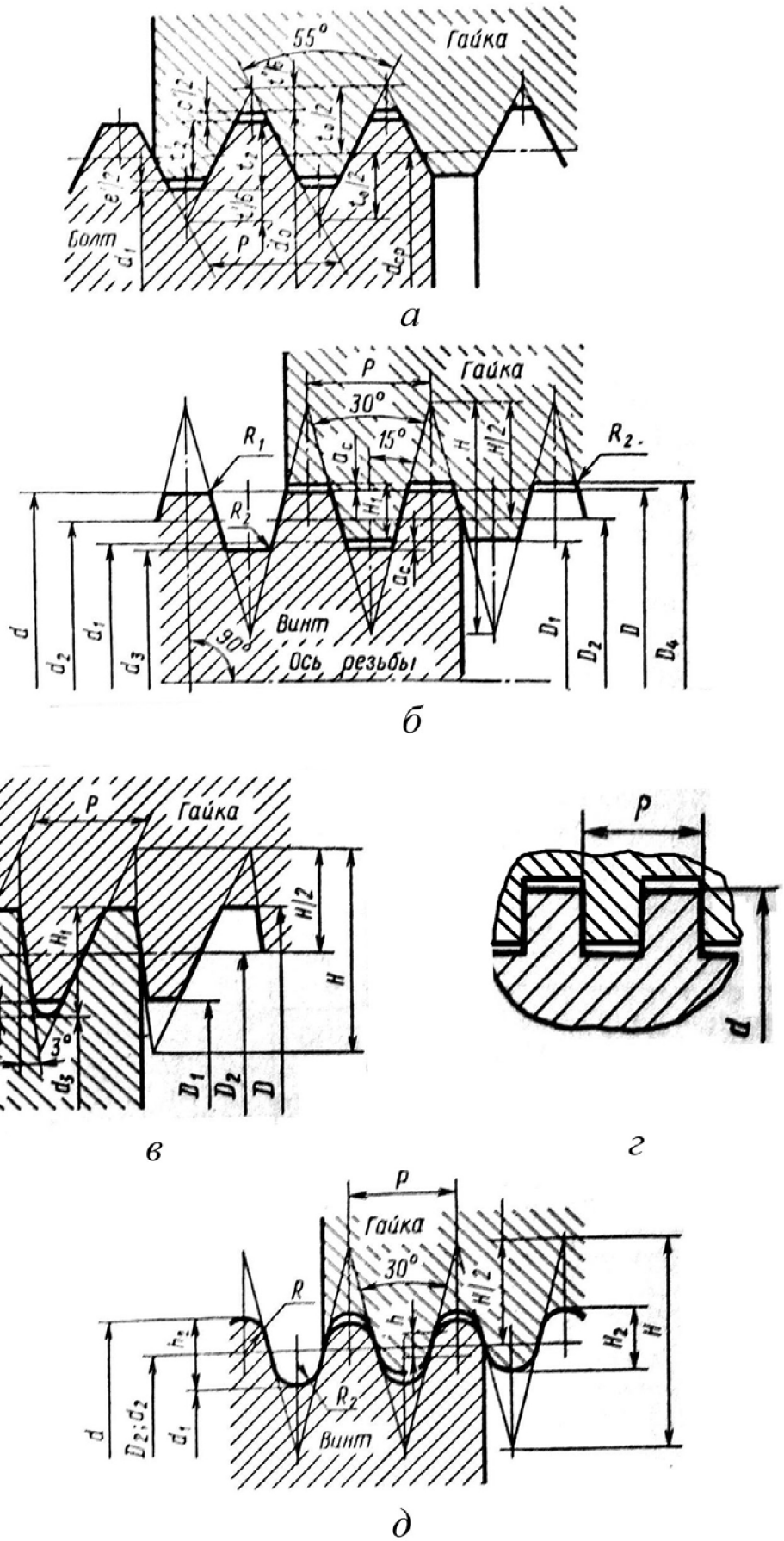


Рис.9. Профили резьб: а - треугольные; б - трапецеидальные с симметричным профилем; в- трапецеидальные с несимметричным профилем; г- прямоугольные; д- круглые.

В зависимости от формы и расположения поверхностей, на которых нарезана резьба, резьбы бывают: цилиндрические и конические, внутренние (условно «гайки») и наружные (условно «болты», или «винты»).

По направлению вращения резьбового контура резьбы подразделяют на правые и левые, а по числу заходов — на однозаходные и многозаходные.

Ниже рассмотрены вопросы, касающиеся взаимозаменяемости цилиндрических метрических крепежных резьб, поскольку этот вид резьб получил наиболее широкое использование в машиностроении.

3.2. Профиль и основные параметры цилиндрических метрических крепежных резьб.

На рис.10 представлены схемы наружной резьбы (болта), внутренней резьбы (гайки) и их соединение.

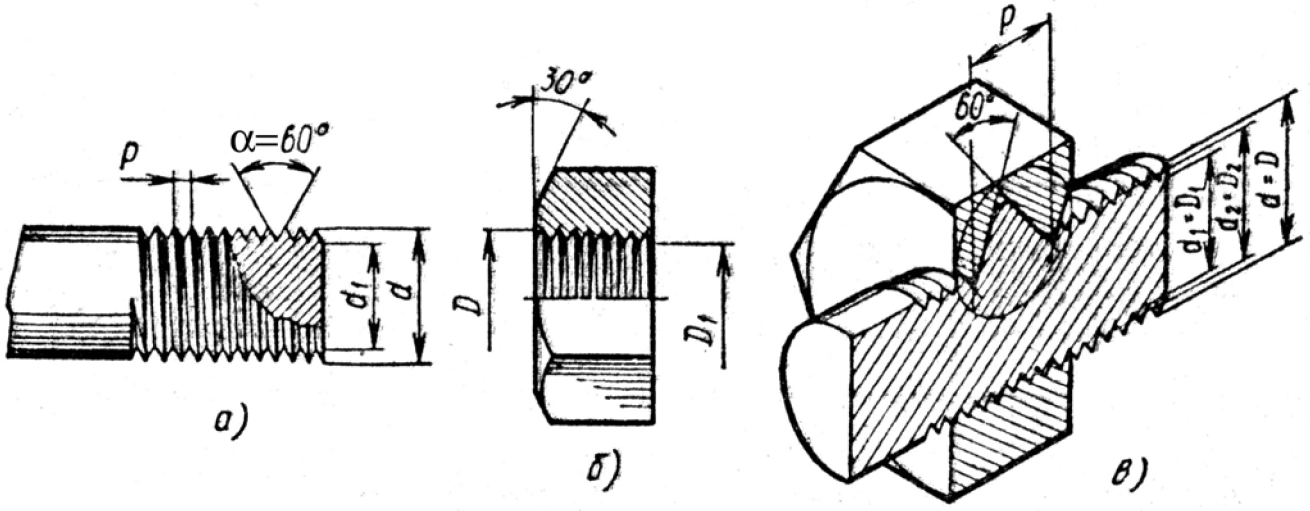


Рис.10. Наружная (а), внутренняя (б) резьбы и их соединение (в).

Как видно из этого рисунка, основными параметрами цилиндрических метрических крепежных резьб являются:

- • наружный диаметр D (d);
- • внутренний диаметр D_1 (d_1)
- • средний диаметр D_2 (d_2);
- • шаг P;
- • угол профиля α, равный 60°.

При этом номинальные значения указанных параметров для внутренней и наружной резьб, если они образуют соединение, принимаются одинаковыми.

Наружный диаметр (D для гайки и d для болта) - это диаметр воображаемого цилиндра, описанного вокруг впадин внутренней резьбы или вершин наружной. Размер наружного диаметра D(d) является номинальным размером данной резьбы.

Внутренний диаметр (D_1 для гайки и d_1 для болта) - диаметр воображаемого цилиндра, вписанного в выступы внутренней резьбы или во впадины наружной.

Средний диаметр (D_2 для гайки и d_2 для болта) - диаметр воображаемого цилиндра, образующая которого пересекает профиль резьбы таким образом, что ширина впадины резьбы, измеренная вдоль этой образующей, равна ширине витка.

Шаг резьбы Р - это расстояние между соседними боковыми сторонами витков резьбы, измеренное по линии, параллельной ее оси.

Угол профиля α =60° - угол между смежными боковыми сторонами профиля резьбы в осевой плоскости. Для резьб с симметричным профилем, к каковым относятся метрические крепежные резьбы, нормируют и измеряют половину угла профиля α / 2=30° . Это позволяет выявить возможную несимметричность профиля из-за неточной установки инструмента и детали при нарезании резьбы.

Номинальные значения наружного, среднего и внутреннего диаметров, а также шага для наиболее широко используемых метрических крепежных резьб приведены в табл. lП приложения.

Профиль метрических крепежных резьб для диаметров от 0,25 до 600 мм регламентирует ГОСТ 9150-81. [1]. Согласно этому стандарту их профиль (рис.11) представляет собой равносторонний треугольник с плоскими срезами, выполненными на расстояниях Н/8 и Н/4 (соответственно по наружному и внутреннему диаметрам) от вершин исходного профиля, где Н - высота исходного профиля.

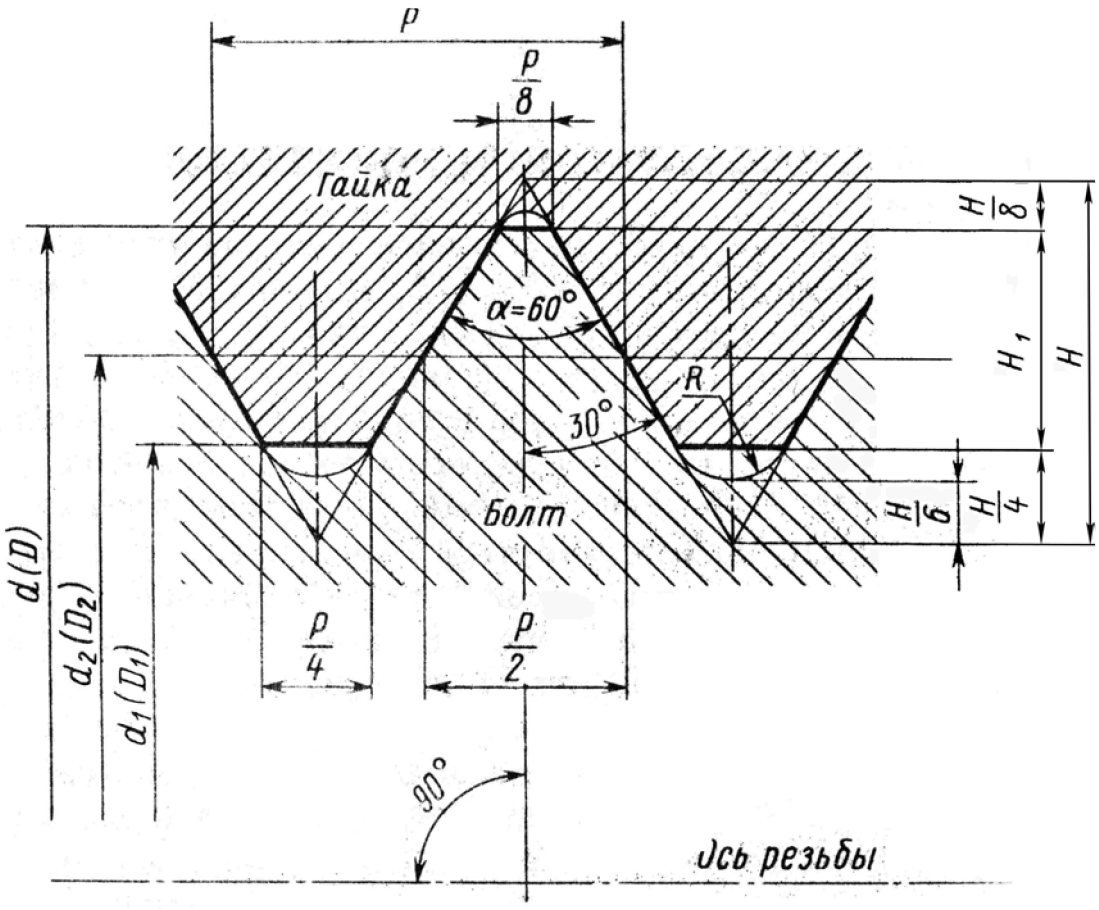


Рис.11. Профиль и параметры цилиндрических метрических крепежных резьб.

Высота исходного профиля, как высота равностороннего треугольника, равна $H \approx 0{,}866P$. Рабочая высота профиля: $H_1 \approx 0{,}541P$.

Как видно из рис.12, форма впадины наружной резьбы (болта) может быть плоскосрезанной, либо закругленной с номинальным радиусом закругления $R = H/6 \approx 0{,}144P$.

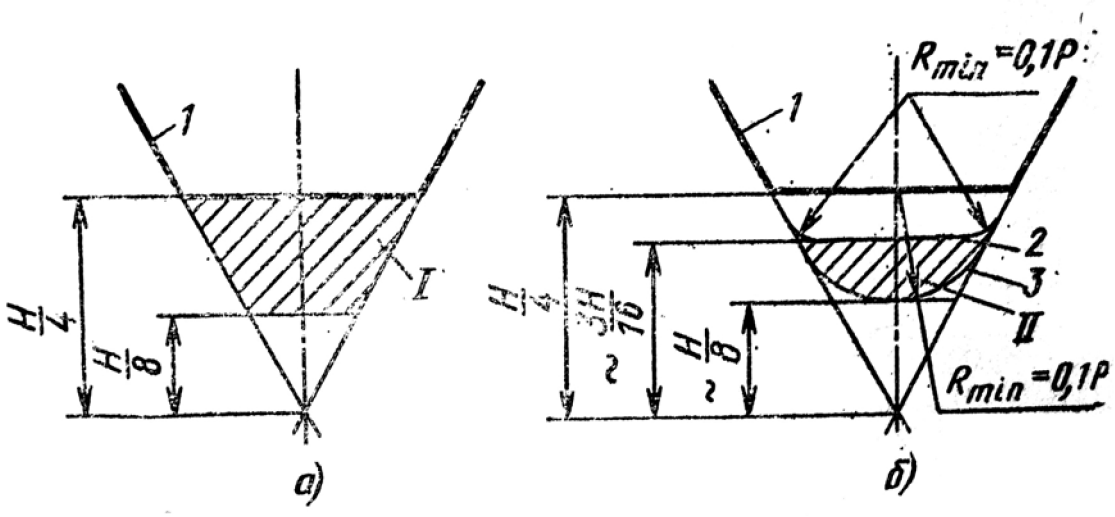


Рис.12. Формы впадины наружной резьбы (болта):
а — плоскосрезанная; б — закругленная; (1 — номинальный профиль;
2 и 3 — верхний и нижний предельные профили впадин резьбы).

Форма впадины оказывает существенное влияние на сопротивление усталости и циклическую долговечность болтов, винтов и шпилек. При закругленной впадине уменьшается концентрация напряжений, а следовательно, повышаются сопротивление усталости и циклическая долговечность резьбовых деталей.

Форма впадины внутренней резьбы (гайки) не регламентируется. Как правило, она также имеет закругленную форму, что связано с причинами технологического характера (износом режущих лезвий инструментов или их специальной заточкой).

Метрические крепежные резьбы бывают двух типов: с крупным и мелким шагом. У резьб с крупным шагом каждому наружному диаметру соответствует одно значение шага, определяемое зависимостью $D\,(d) \approx 6P^{1,3}$. У резьб с мелким шагом одному и тому же наружному диаметру соответствуют разные значения шага. Так, например, при наружном диаметре резьбы D (d) = 20мм крупный шаг составляет P=2,5мм. У резьб с мелким шагом при том же диаметре значения шагов могут быть равны: 2; 1,5; 1; 0,75 и 0.5мм. Резьбы с мелким шагом применяют для соединений тонкостенных деталей, при малой длине свинчивания и повышенных требованиях к прочности соединений.

На чертежах метрические крепежные резьбы обозначаются следующим образом:

М 14 — резьба с наружным диаметром 14мм и крупным шагом (P=2мм);

М14х1,5 — резьба с мелким шагом;

М14х1,5 LH — резьба с мелким шагом, левая.

3.3. Допусти и посадки крепежных резьбовых соединений.

3.3.1. Посадки с зазором.

Основным параметром, определяющим точность и характер резьбового соединения (характер посадки) является средний диаметр. Это связано с тем, что именно от величины среднего диаметра зависит расположение боковых сторон профилей внутренней и наружной резьб относительно их общей оси, а следовательно, характер их взаимного контакта, т.е. посадка.

В зависимости от характера сопряжения по боковым поверхностям профиля (т.е. по среднему диаметру резьбы) посадки могут быть с зазором, с натягом и переходные.

Возможность контакта по вершинам и впадинам резьбы исключается за счет соответствующего расположения полей допусков по наружному D(d) и внутреннему $D_1(d_1)$ диаметрам. В результате, как видно из рис.17 и 18, по этим диаметрам при любых посадках обеспечиваются довольно значительные зазоры.

Наибольшее применение для крепежных резьбовых соединений получили посадки с зазором. Для образования таких посадок стандартом (ГОСТ 16093-81) установлено четыре основных отклонения для внутренних резьб (гаек) — H, G, F, E (рис.13а) и пять основных отклонений для наружных резьб (болтов) — h, g, f, e, d (рис.13б).

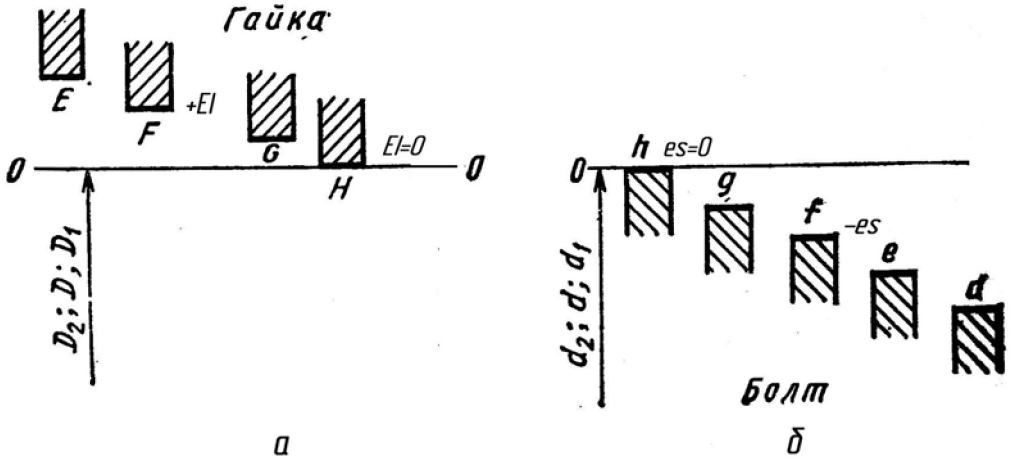


Рис.13. Расположение полей допусков:
а - для внутренней резьбы (гайки);
б - для наружной резьбы (болта).

Как видно из рис.13, величины основных отклонений (ближайших к нулевой линии) принимаются одинаковыми по всем трем диаметрам резьбы: по наружному, среднему и внутреннему. Причем для гаек эти отклонения — нижние, положительные или равные нулю, а для болтов - верхние, отрицательные или равные нулю.

Комплексные схемы расположения полей допусков для внутренней и наружной резьб представлены на рис.14 и15. Как видно из этих схем, отклонения диаметров резьб отсчитываются от номинального профиля (обозначен утолщенными линиями) в направлении, перпендикулярном оси резьбы. При этом расположение нижней границы

поля допуска внутренней резьбы и верхней границы поля допуска наружной резьбы относительно номинального профиля определяются величиной и знаком основных отклонений.

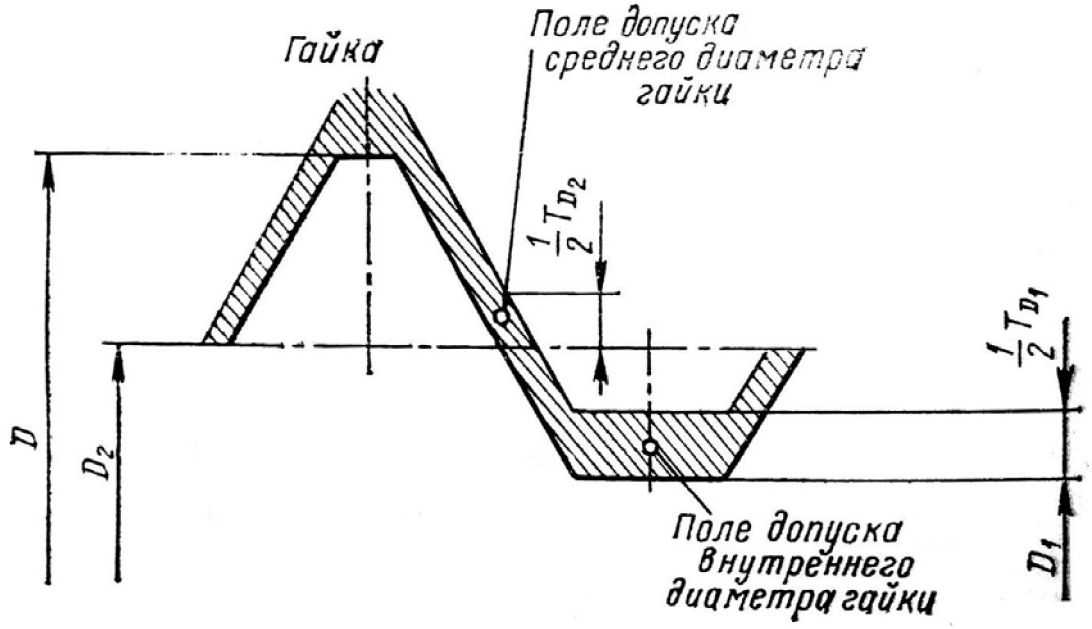


Рис.14. Схема расположения полей допусков внутренней резьбы (гайки) при основном отклонении "H".

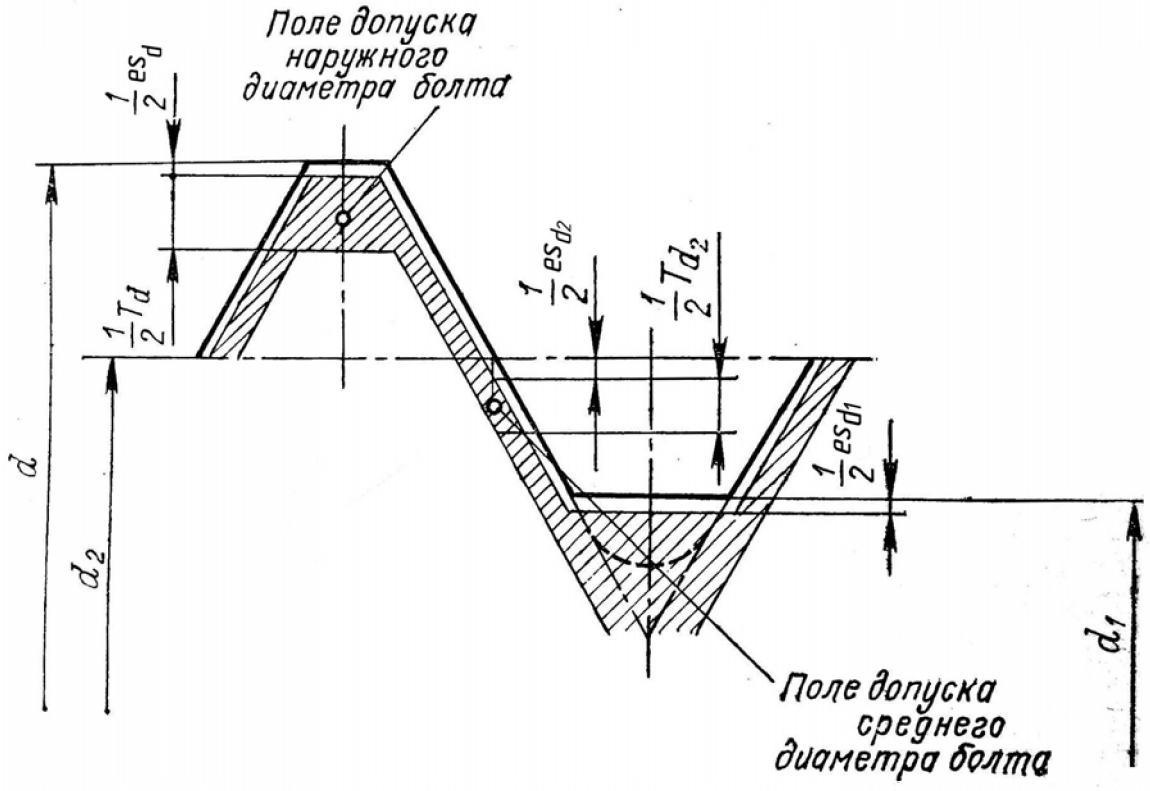


Рис.15. Схема расположения полей допусков наружной резьбы (болта) при основном отклонении "g".

Для внутренних резьб (рис.14) регламентируют допуски на средний и внутренний диаметры (T_{D2} и T_{D1}), для наружных резьб (рис.15) - на средний и наружный диаметры (T_{d2} и T_d). По наружному диаметру внутренней резьбы D и внутреннему диаметру наружной резьбы d_1 величины допусков не устанавливают. Поскольку на рис.14 и 15 представлены поля допусков только для витков, расположенных по одну сторону от оси резьбы, а величины отклонений и допусков относятся к диаметральным размерам, то на представленных схемах полей допусков указаны половинные их значения.

Допуски T_{D2}, T_{D1}, T_{d2}, Td, а следовательно, "неосновные" предельные отклонения (верхние ES для внутренних резьб и нижние ei для наружных резьб) зависят от установленных стандартом степеней точности (табл.7).

Таблица 7

Степени точности метрических крепежных резьб

Резьба	Диаметр резьбы	Степени точности (в порядке снижения точности)
Внутренняя	D_2 D_1	4;5;6;7;8;9* 4;5;6;7;8
Наружная	d_2 d	3;4;5;6;7;8;9;10* 4;6;8

* Только для резьб на деталях из пластмасс.

При выборе степени точности учитываются не только требования, предъявляемые к точности резьбового соединения, но также значения длины свинчивания $l_{св}$, т.е. длины взаимного перекрытия внутренней и наружной резьб в осевом направлении. Например, для обычного соединения болта и гайки длина свинчивания будет соответствовать высоте гайки.

Длины свинчивания резьбовых деталей подразделяют на три группы: короткие S, нормальные N и длинные L. К нормальным относятся длины свинчивания, равные $\ell_{св} = (\text{свыше } 2{,}24 \text{ до } 6{,}7)Pd^{0,2}$ мм.

При одинаковых требованиях к точности резьбовых соединений для длин свинчивания группы L степень точности выбирают на одну степень грубее, а для длин свинчивания группы S - на одну степень точнее, чем для нормальных длин свинчивания. Дело в том, что с увеличением длины свинчивания изготовить резьбовые детали и осуществить их свинчивание оказывается сложнее. Это и определяет необходимость увеличения допусков, и в первую очередь, - на средние диаметры резьб.

Поля допусков резьбовых деталей образуются путем сочетания указанных выше основных отклонений и степеней точности. В связи с этим их принято обозначать следующим образом: на первом месте указывается степень точности, а за ней основное отклонение. Например, 6H — поле допуска внутренней резьбы 6-ой степени точности, с

основным отклонением «H», 6g — поле допуска наружной резьбы 6-ой степени точности, с основным отклонением «g». При более сложных обозначениях, например, 4H5H (для внутренней резьбы) или 5g6g (для наружной резьбы), поля допусков, стоящие на первом месте, относятся к средним диаметрам, а поля допусков, стоящие на втором месте, относятся соответственно к внутреннему диаметру внутренней резьбы (5H) и к наружному диаметру наружной резьбы (6g).

В таблице 8 приведены используемые для резьбовых деталей поля допусков и посадки.

Таблица 8

Поля допусков и посадки с зазорами

Класс точности	Длина свинчивания	Поля допусков резьб		Посадки с зазором (рекомендуемые)
		внутренней	наружной	
Точный	S	4H	(3h4h)	
	N	4H5H; 5H	4g; 4h	4H5H/4g; 4H5H/4h; 5H/4g; 5H/4h
	L	6H	(5h4h)	
Средний	S	5H; (5G)	(5h6h); 5g6g	5H/5g6g
	N	6G; 6H	6d; 6e; 6f; 6g; 6h	6G/6d; 6G/6e; 6H/6d; 6H/6e; 6G/6f; 6G/6g; 6H/6f; 6H/6g; 6G/6h; 6H/6h
	L	(7G); 7H	(7e6e); 7g6g; (7h6h)	7H /7g6g
Грубый	N	7G; 7H	8g; (8h)	7G/8g; 7H/8g
	L	(8G); 8H	(9g8g)	

Примечания: 1. Поля допусков, заключенные в скобки, по возможности не применять.

2. Подчеркнутые поля допусков и посадки являются предпочтительными.

В соответствии со сложившейся во многих странах практикой приведенные в табл.8 поля допусков сгруппированы в три класса точности: точный средний и грубый. Поля допусков, отнесенные к точному классу, рекомендуется использовать для ответственных резьбовых соединений, воспринимающих значительные статические нагрузки или выполняющих регулировочные функции, например, для регулировки осевого зазора в редукторе. Поля допусков, отнесенные к среднему классу, используются для резьб общего применения, а к грубому классу — для резьб, нарезаемых на горячекатаных заготовках, в длинных глухих отверстиях и т.п.

Предельные отклонения диаметров резьбы для некоторых рекомендуемых полей допусков гаек и болтов приведены в табл.2П приложения.

Как видно из рис.14 и15 характерной чертой обычных крепежных резьб (в случае посадок с зазором) является то, что дифференцированные допуски на шаг резьбы и угол профиля не устанавливаются. Погрешности этих параметров, возникающие при изготовлении, и их влияние на свинчивание резьбовых деталей компенсируются за счет увеличения допусков на средние диаметры гайки и болта.

В связи с этим допуски на средние диаметры для таких резьб являются суммарными: они включают не только допустимые погрешности собственно среднего диаметра, но также диаметральные компенсации погрешностей шага и угла профиля.

$T_{D2}(T_{d2}) = \Delta D_2(\Delta d_2)+f_p+f_\alpha$,

где $\Delta D_2(\Delta d_2)$ - допустимые погрешности собственно среднего диаметра гайки или болта;

f_p - диаметральная компенсация погрешности шага резьбы;

f_α - диаметральная компенсация погрешности угла профиля.

Диаметральные компенсации f_p и f_α показывают, насколько необходимо увеличить средний диаметр гайки или уменьшить средний диаметр болта, чтобы при наличии погрешностей шага и угла профиля резьбы можно было осуществить свинчивание таких резьбовых деталей.

Поясним сущность понятия диаметральной компенсации погрешности угла профиля на примере соединения гайки 1, имеющей идеально точный угол профиля α, с болтом 2, при изготовлении которого была допущена положительная погрешность половины угла профиля Δα/2 (рис.16).

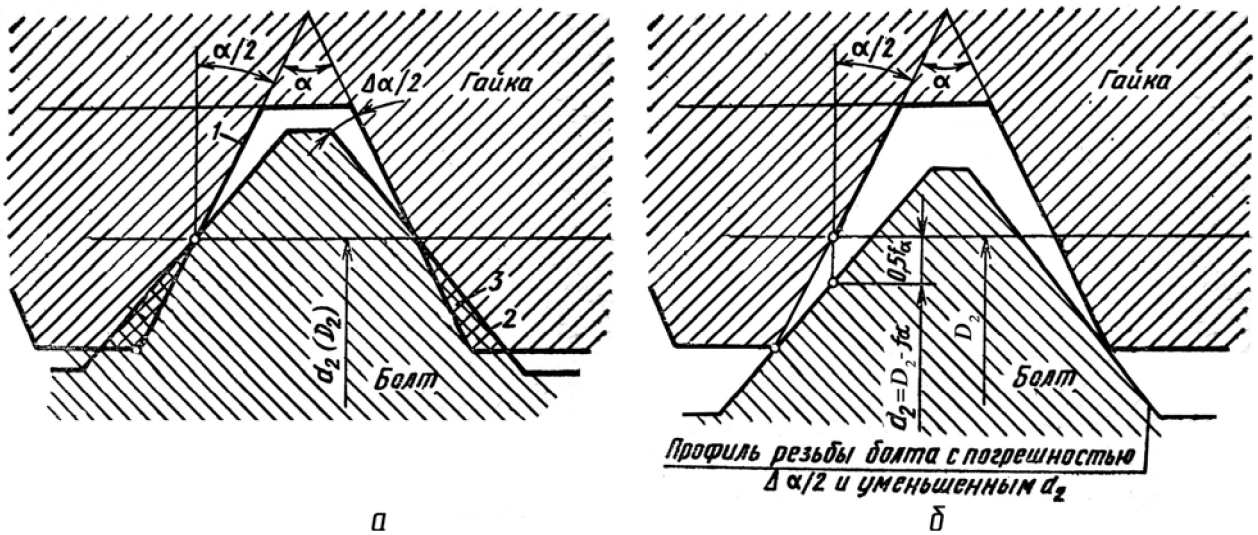


Рис.16. Отклонение половины угла профиля болта Δα/2 и его диаметральная компенсация f_α: а – $d_2 = D_2$; б – $d_2 = D_2 - f_\alpha$

Как видно из представленной схемы, при одинаковых средних диаметрах гайки и болта ($D_2=d_2$) их свинчивание оказывается невозможным, так как имеет место перекрытие 3 витков резьбы гайки и болта (рис.16а). Для того, чтобы свинчивание стало

возможным, необходимо, например, уменьшить средний диаметр болта на величину f_α (рис.16 б), которую и называют диаметральной компенсацией погрешности угла профиля (на схеме указана величина $0{,}5f_\alpha$, поскольку рассматривается только виток, расположенный выше оси резьбы).

При уменьшении среднего диаметра болта боковые стороны профиля его резьбы, как видно из рис.16 б, будут смещаться к оси резьбы и зоны перекрытия витков исчезнут, в результате чего и может быть обеспечено свинчивание таких резьбовых деталей.

Аналогичного результата можно было бы добиться, если при неизменном среднем диаметре болта на ту же величину f_α увеличить средний диаметр гайки.

Величины диаметральных компенсаций для метрических крепежных резьб могут быть рассчитаны по формулам:

$f_p=1{,}732\Delta P$, $f_\alpha\approx 0{,}29P\Delta\alpha/2$,

где ΔP - накопленная погрешность шага на длине свинчивания, в мкм;

P - шаг резьбы, в мм;

$\Delta\alpha/2$ - погрешность половины угла профиля, в угловых минутах;

f_p и f_α - диаметральные компенсации погрешностей шага и угла профиля, в мкм.

Посадки резьбовых соединений с зазором могут быть получены путем сочетания любых полей допусков гайки и болта из числа приведенных в табл.8. Наиболее распространенной посадкой является посадка с небольшим гарантированным зазором 6H / 6g, образованная сочетанием полей допусков гайки и болта, рекомендуемых для предпочтительного применения. Комплексная схема полей допусков для такой посадки приведена на рис.17.

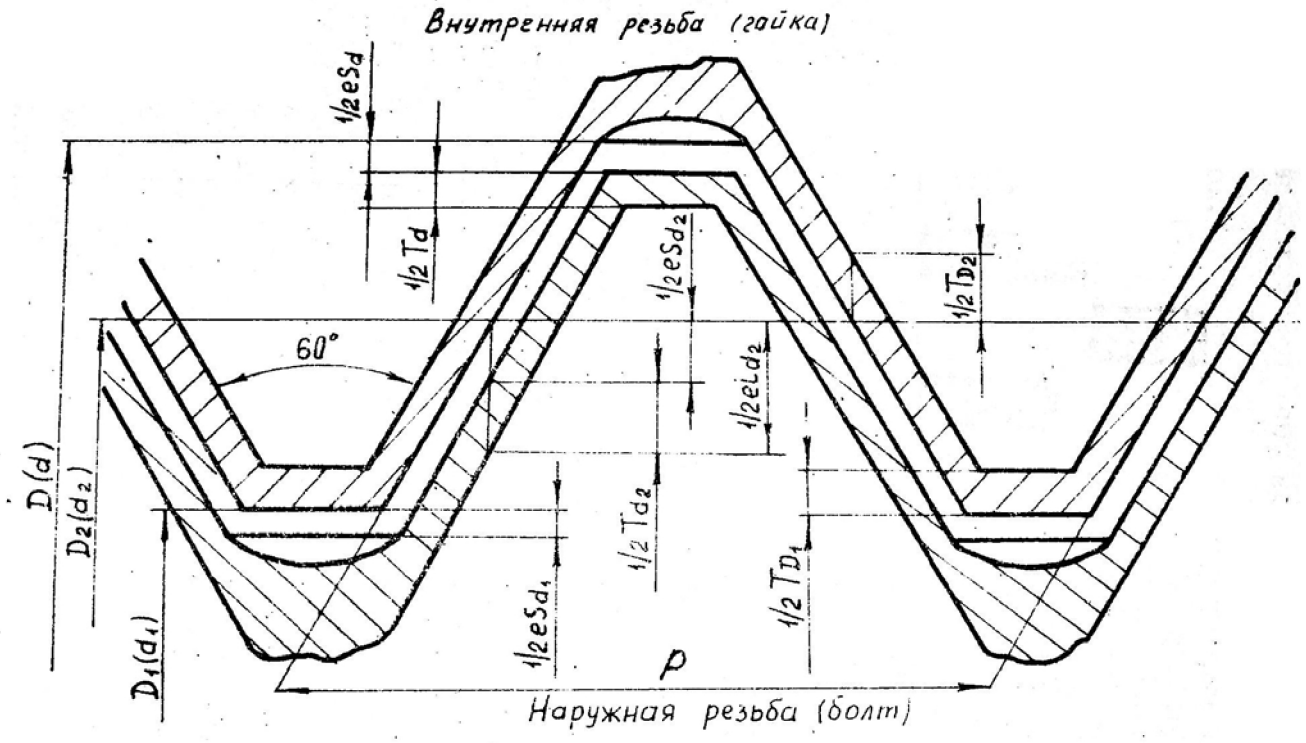


Рис.17. Комплексная схема полей допусков для посадки с зазором 6H/6g.

На чертежах посадки резьбовых соединений обозначают в виде дроби, в числителе которой указывают поле допуска внутренней резьбы (гайки), а в знаменателе - поле допуска наружной резьбы (болта).

Например, $M14-\frac{6H}{6g}, M12\times1-\frac{4H5H}{4g6g}$.

Предельные отклонения резьбы гаек и болтов в чертежах деталей указывают с помощью соответствующих условных обозначений полей допусков, например, для гайки M12 - 5H6H, для болта M12 - 7g6g.

Длину свинчивания при необходимости указывают в обозначении резьбы на чертежах в следующих случаях: если она относится к группе L (большие) или к группе S (малые), но меньше, чем вся длина резьбы. Например, M12 - 7g6g – 30 (длина свинчивания группы L - 30мм).

3.3.2. Посадки с натягом.

В конструкциях авиационных двигателей и летательных аппаратов широкое применение находят посадки резьбовых соединений с натягом по среднему диаметру. Например, посадки резьбовых шпилек в корпусные детали двигателя, сопряжения резьбовых шпилек с фланцем вала турбины и др. Во всех этих случаях шпильки должны быть ввинчены настолько туго, чтобы исключить их проворачивание в процессе сборки или разборки двигателя, а также самоотвинчивание шпилек под действием вибраций, переменных нагрузок и изменений рабочей температуры.

Посадки с натягом регламентированы ГОСТ 4608-81, который распространяется на метрические резьбы с профилем по ГОСТ 9150-81 диаметром от 5 до 45мм и шагом от 0,8 до 3мм.

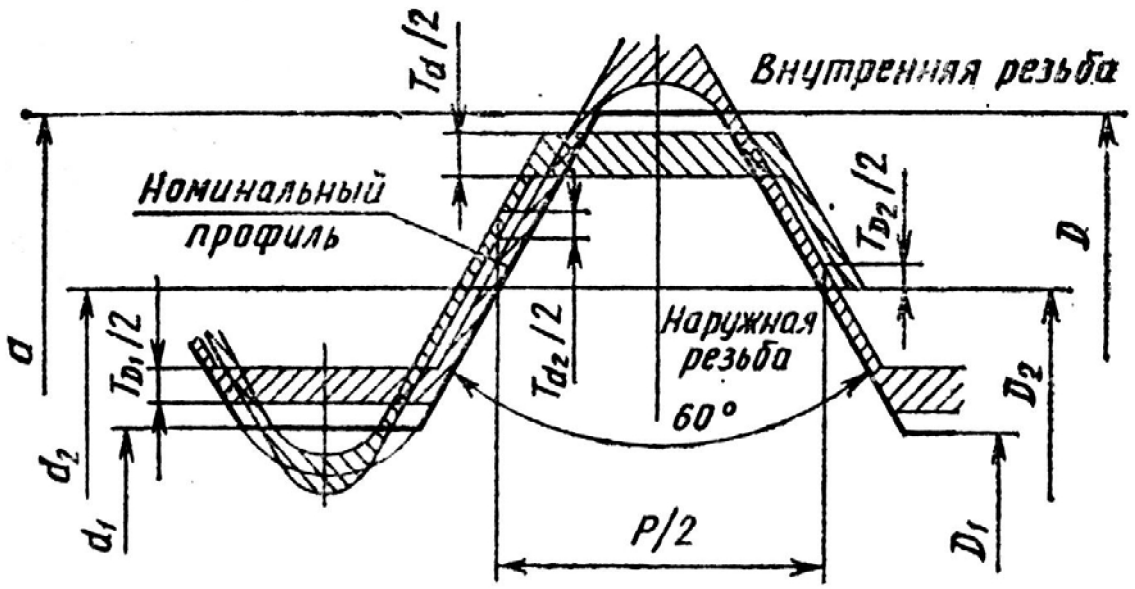


Рис.18. Комплексная схема расположения полей допусков шпильки и резьбового гнезда.

Комплексная схема расположения полей допусков наружной и внутренней резьб (шпильки и резьбового гнезда) представлена на рис.18. Ррекомендуемые поля допусков и посадки приведены в табл.9, а предельные отклонения для некоторых из резьб - в табл.П3 приложения.

Таблица 9

Поля допусков и посадки для резьб с натягом

Материал детали с внутренней резьбой	Шаг Р, мм		Поля допусков диаметров резьбы				Посадка и ее обозначение
			Внутренней		Наружной		
	Св.	До	D_2	D_1	d	d_2	
Чугун и алюминиевые сплавы	0,8	1,25	2H	5D	6e	2r	$\frac{2H5D}{2r}$
	1,25	3		5C	6c		$\frac{2H5C}{2r}$
Чугун, алюминиевые и магниевые сплавы	0,8	1,25	2H(2)	5D	6e	3p(2)	$\frac{2H5D(2)}{3p(2)}$
	1,25	3		5C	6c		$\frac{2H5C(2)}{3p(2)}$
Сталь, высокопрочные и титановые сплавы	0,8	1,25	2H(3)	4D	6e	3n(3)	$\frac{2H4D(3)}{3n(3)}$
	1,25	3		4C	6c		$\frac{2H4C(3)}{3n(3)}$

Примечания: 1. Поля допусков наружного диаметра наружной резьбы в обозначениях посадок не указываются.

2. В обозначениях резьбы цифры 2 и 3 в скобках означают число групп сортировки.

Как видно из приведенных данных, посадки с натягом по среднему диаметру предусмотрены только в системе отверстия, имеющей большие технологические преимущества перед системой вала.

Для посадок с натягом необходимо устанавливать весьма малые допуски по среднему диаметру резьбы шпильки и гнезда. При больших допусках увеличивается допуск натяга и может оказаться, что наименьший натяг не будет гарантировать неподвижность соединения шпильки с корпусом, а при наибольшем натяге возможно разрушение шпильки или резьбового гнезда.

В связи с этим для резьб с натягом допуск на средний диаметр резьбы устанавливают: для гнезд по степени точности 2 (поле допуска — 2H), для шпилек по степеням точности 3 и 2 (поля допусков — 3n, 3p и 2r). Допуск по степени точности 2 по отношению к допуску по степени точности 6, являющейся предпочтительной для посадок с зазором, составляет 40% для шпилек и 53% для гнезд.

Для обеспечения более однородного натяга и повышения прочности резьбовых соединений используют метод групповой взаимозаменяемости (селективной сборки).

Сущность этого метода заключается в том, что поля допусков резьбовых гнезд и шпилек делят на две или три одинаковые части, пронумерованные в одном направлении, например, снизу вверх (рис.19). После изготовления измеряют действительные средние диаметры резьбовых деталей и по результатам измерений сортируют их на две или три группы. Сборку соединений в дальнейшем осуществляют, используя детали, отнесенные к группам с одинаковым номером. Например, шпильки группы III ввинчивают в резьбовые гнезда только группы III и т.д.(рис.19в).

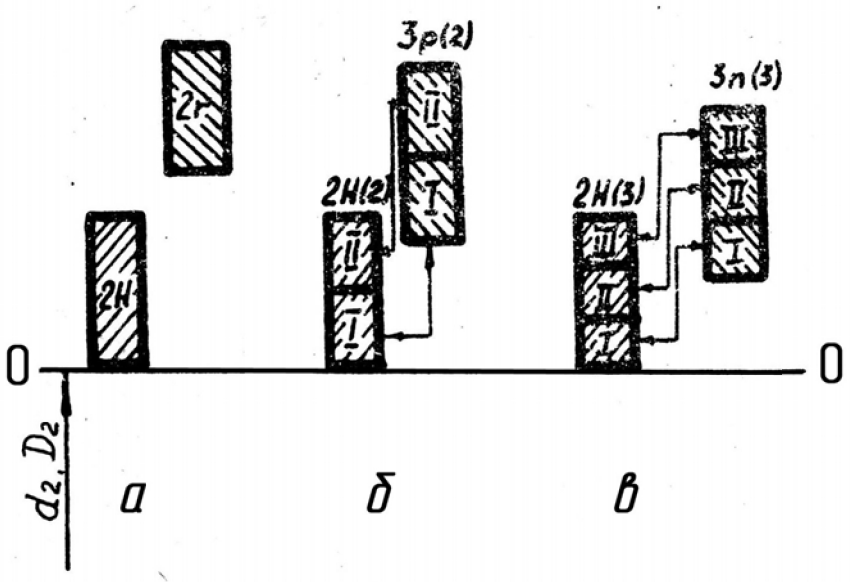


Рис.19. Схемы расположения полей допусков по среднему диаметру шпилек и резьбовых гнезд: а - сборка без сортировки; 6 - при сортировке на 2 группы; в - при сортировке на 3 группы.

Как видно из схемы полей допусков, представленной на рис.19в, сочетание полей допусков на средние диаметры резьбового гнезда и шпильки 2Н-3n, характерное для переходных посадок, за счет сортировки деталей на три группы дает возможность получить посадку с натягом при высокой степени его однородности. Кроме того, метод селективной сборки позволяет увеличить допуски на изготовление резьбовых шпилек и гнезд, что облегчает производство.

Для устранения заклинивания по наружному и внутреннему диаметрам предусматривают значительные гарантированные зазоры (рис.18). Это достигается за счет использования следующих полей допусков: на наружный диаметр шпилек – 6е или 6с, а на внутренний диаметр гнезд — 4D, 4C, 5D и 5C. Допуски наружного диаметра гнезда и внутреннего диаметра шпильки, как видно из рис.18, не ограничиваются.

Для резьб с натягом, в отличие от посадок с зазором, допуски на средние диаметры гнезд и шпилек не являются суммарными: они не включают диаметральные компенсации погрешностей шага и угла профиля. На шаг резьбы и угол профиля установлены дифференцированные предельные отклонения и допуски. Величины этих отклонений зависят от шага резьбы и приведены в табл.4П приложения.

На чертежах посадки резьбовых соединений с натягом обозначаются следующим образом: например, М12- 2Н4С (3) /3n (3). В числителе дроби указываются поля допусков по среднему и внутреннему диаметрам резьбового гнезда, в знаменателе — поле допуска на средний диаметр шпильки. Поля допусков наружного диаметра

шпильки (6е или 6с) в обозначении не указывают. В скобках указано число групп сортировки.

3.4. Выбор и анализ посадок резьбовых соединений.

При выборе посадок резьбовых соединений необходимо исходить из их функционального назначения и руководствоваться данными табл.8 и 9, в которых приведены рекомендуемые поля допусков и посадки для резьб с зазором и натягом. При этом для резьб с зазором общего применения целесообразно, как правило, выбирать средний класс точности и нормальную длину свинчивания.

С учетом характера выбранной посадки строится схема полей допусков для резьбового соединения и на ней обозначаются номинальные диаметры резьбы, основные отклонения и допуски. При построении схемы полей допусков можно использовать схемы, приведенные на рис.17 и 18.

Номинальные размеры резьбы и предельные отклонения заносят в сводную таблицу. В ней же указываются предельные размеры диаметров наружной и внутренней резьб, предельные зазоры (натяги) по среднему диаметру и предельные зазоры по наружному и внутреннему диаметрам резьбы.

В качестве примера в табл.10 приведены все данные для резьбового соединения М 14х1,5 — 6Н /6g.

Таблица 10

Сводная таблица параметров резьбового соединения

Номинальные диаметры резьбового соединения М14×1,5 – 6Н /6g.					
$D = d = 14{,}000$		$D_2 = d_2 = 13{,}026$		$D_1 = d_1 = 12{,}376$	
Внутренняя резьба (гайка) - М14×1,5 – 6Н					
EJ_D мкм	ES_D мкм	EJ_{D2} мкм	ES_{D2} мкм	EJ_{D1} мкм	ES_{D1} мкм
0	не огранич.	0	+190	0	+300
D_{min}, мм	D_{max}, мм	D_{2min}, мм	D_{2max}, мм	D_{1min}, мм	D_{1max}, мм
14,000	не огранич.	13,026	13,216	12,376	12,676
Наружная резьба (болт) - М14×1,5 – 6g					
es_d, мкм	ei_d, мкм	Es_{d2}, мкм	ei_{d2}, мкм	es_{d1}, мкм	ei_{d1}, мкм
-32	-268	-32	-172	-32	не огранич.
d_{max}, мм	d_{min}, мм	D_{2max}, мм	d_{2min}, мм	d_{1max}, мм	d_{1min}, мм
13,968	13,732	12,994	12,845	12,344	не огранич.
Величины предельных зазоров, мкм					
$S_{D(d)min}$	$S_{D(d)max}$	$S_{D2(d2)min}$	$S_{D2(d2)max}$	$S_{D1(d1)min}$	$S_{D1(d1)max}$
32	не огранич.	32	362	32	не огранич.

4.ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ

4.1. Назначение и классификация зубчатых передач.

Зубчатые передачи предназначены для передачи вращательного движения и момента силы с одного вала на другой с заданным отношением угловых скоростей (передаточное отношение), а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

В зависимости от формы колес и взаимного расположения осей их валов зубчатые передачи подразделяются на:

- цилиндрические (оси параллельны) с внутренним и наружным зацеплением зубьев;
- конические (оси пересекаются);
- винтовые, гипоидные, червячные и др. (оси перекрещиваются).

В зависимости от расположения и формы зубьев зубчатые колеса подразделяются на:

- прямозубые;
- косозубые;
- шевронные;
- с криволинейными зубьями.

В зависимости от профиля зубьев на:

- эвольвентные;
- циклоидальные;
- по дуге окружности и др.

Наибольшее распространение получили эвольвентные цилиндрические, конические и червячные зубчатые передачи.

В зависимости от назначения зубчатые передачи подразделяются на:

- силовые, предназначены в основном для передачи крутящих моментов (редукторы, приводы, коробки передач и т.д.);
- кинематические (отсчетные), предназначенные для точной передачи движений с минимальными отклонениями передаточного отношения (измерительные головки, различные отсчетные устройства и т.п.).

Показатели работы зубчатой передачи зависят от окружных скоростей колес. В зависимости от этого различают

- тихоходные (обычно кинематические, точные и силовые передачи);
- среднескоростные (общего назначения);
- быстроходные с окружной скоростью до 120м/с.

Взаимозаменяемость зубчатых передач возможна лишь с учетом зависимости между погрешностями колес и передач, вызванных отклонениями кинематических или динамических характеристик.

4.2. Основные параметры эвольвентной зубчатой передачи.

В большинстве случаев для образования профилей зубьев используют кривые, называемые **эвольвентами.** Использование эвольвенты для образования профиля зубьев было предложено Эйлером в 1767г.

Эвольвентой называется кривая, которую описывает любая точка прямой, касательной к окружности, перекатывающейся по этой окружности без скольжения. Окружность, по которой перекатывается касательная прямая, называется **основной**, а сама прямая **производящей** (см. рис.20).

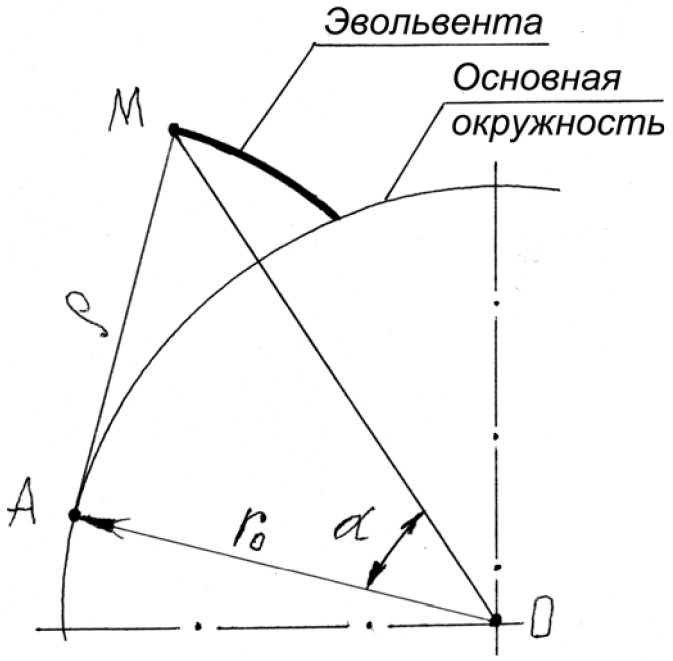


Рис. 20. Схема образования эвольвенты: α *– угол зацепления;* ρ *– длина отрезка производящей прямой;* r_o *– радиус основной окружности.*

Основными параметрами зубчатой передачи являются: шаг зубьев (P), передаточное отношение (i), модуль (m), диаметры делительных окружностей ведущего и ведомого зубчатых колес (d_e). Рассмотрим схему зубчатого зацепления (см. рис. 21.).

Шаг зубчатого колеса (P) – это расстояние между двумя одноименными профилями (правыми или левыми) соседних зубьев, измеренное по дуге окружности. Причем

$$P = S + S_в, \text{ где}$$

S – толщина зуба, а $S_в$ – ширина впадины между зубьями, измеренные по дуге той же окружности (см.рис.21).

Если число зубьев зубчатого колеса – z, тогда

$$2\pi \cdot r = z \cdot P, \text{ отсюда}$$

$$P = \frac{2\pi r}{z} \qquad (1)$$

Окружности, по которым колеса в зубчатой передаче катятся без скольжения называются *начальными.* Точка касания этих окружностей т.**P** (см. рис. 21) называется *полюсом зацепления.* Шаги по начальным окружностям сопрягаемых колес должны быть равны, т.е.

$$P_{н1} = P_{н2} \quad \text{или} \quad \frac{2\pi r_1}{z_1} = \frac{2\pi r_2}{z_2} \quad \text{отсюда}, \quad r_2/r_1 = z_2/z_1 .$$

Линейная скорость зубчатых колес (**v**) в т.**P** (см. рис.21) одинакова т.е.

$$v = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 \quad \text{отсюда},$$

$$i_{12} = \omega_1/\omega_2 = r_2/r_1 = z_2/z_1 \qquad (2)$$

Т.о. **передаточное отношение** зубчатой передачи равно отношению угловых скоростей и обратному отношению радиусов или чисел зубьев ведущего и ведомого колес.

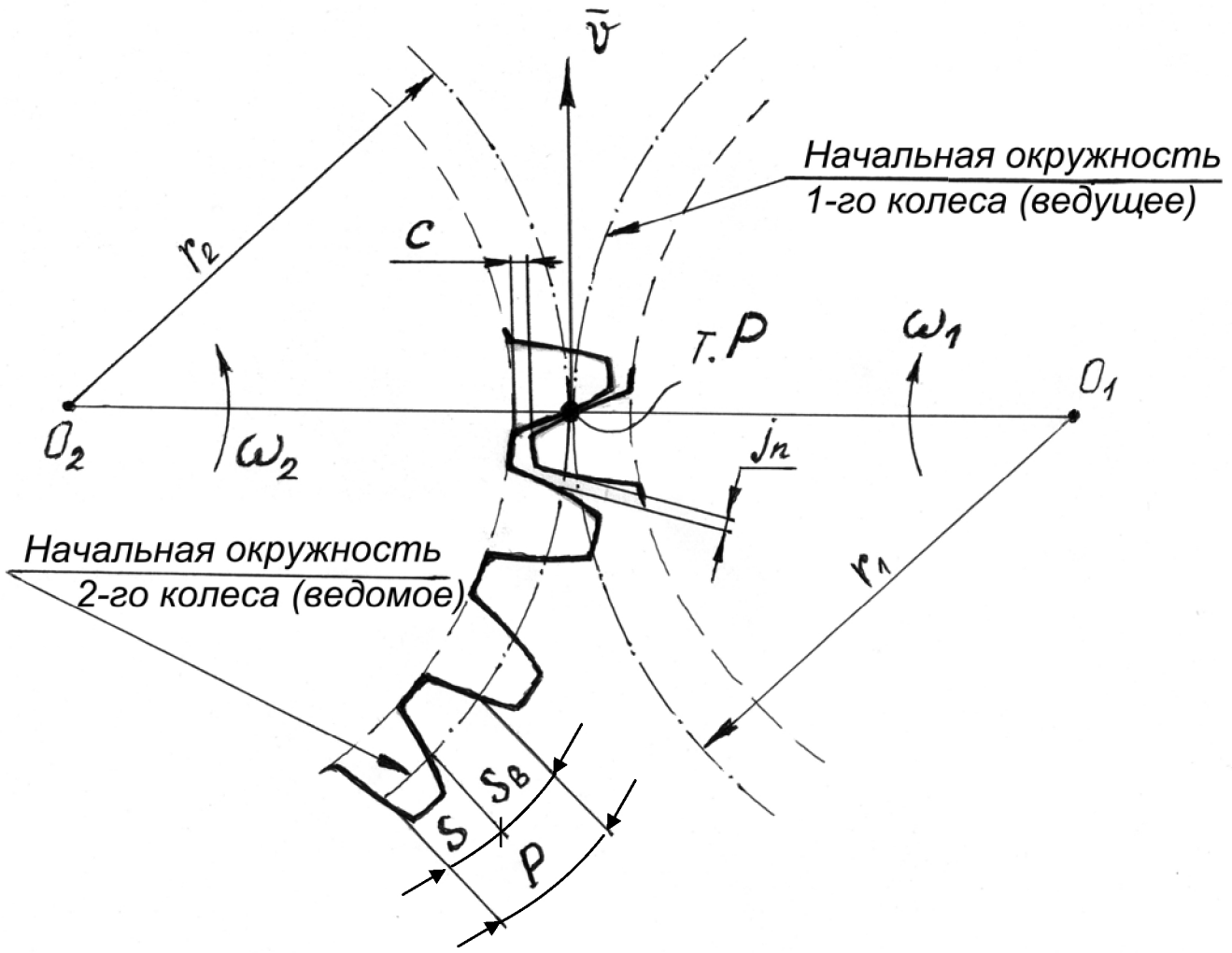


Рис. 21. Схема зубчатого зацепления:

*O_1O_2 –линия центров зубчатых колес; т.**P** – полюс зацепления; $O_1P = r_1$; $O_2P = r_2$ – радиусы делительных окружностей ведущего и ведомого колес; **c** – радиальный зазор в зубчатом зацеплении; j_n – боковой зазор в зубчатом зацеплении.*

При увеличении радиуса одного из колес до бесконечности это зубчатое колесо превращается в так называемую рейку, так как его начальная окружность и эвольвента профиля

зубьев вырождаются в прямые (см. рис.22). В такой рейке профиль зуба прямолинейный и следовательно шаг зубьев рейки «P_p» не зависит от того, по какой осевой прямой он измерен, т.е. $P_p = const$.

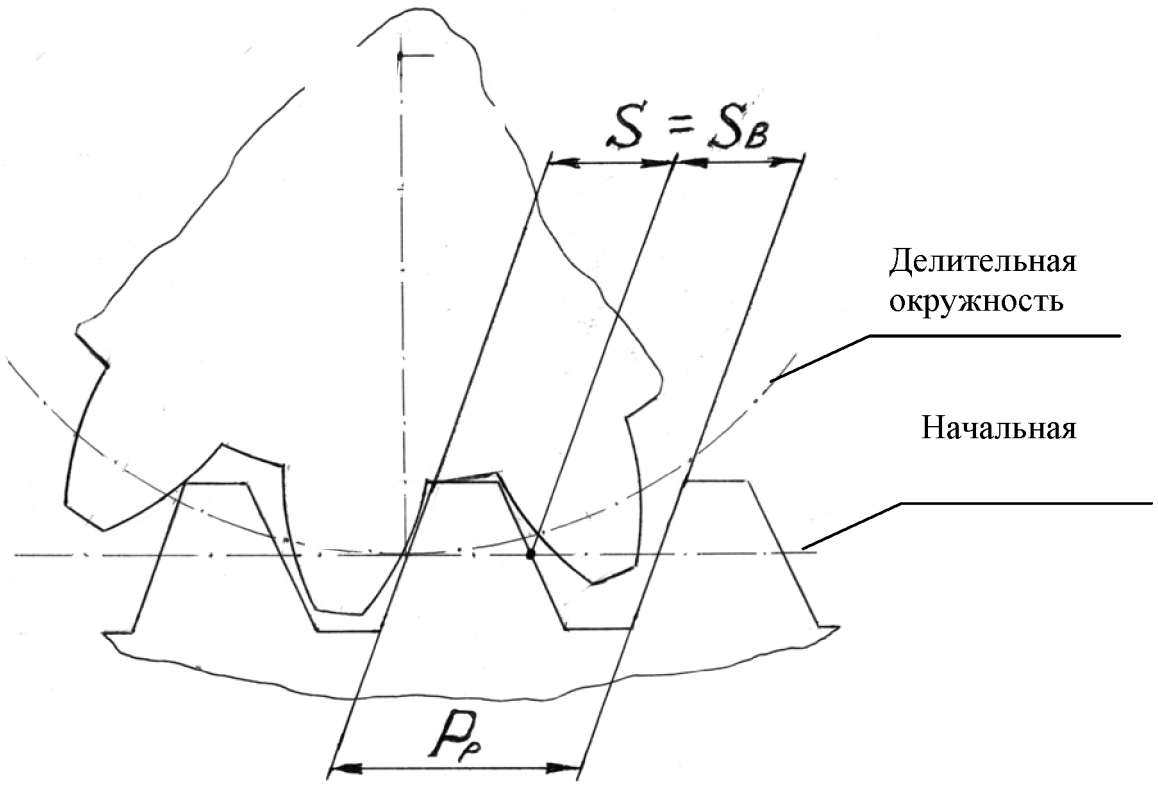


Рис. 22. Схема реечного зацепления.

В этом случае начальная окружность другого колеса, на которой шаг между зубьями равен шагу зубьев рейки, т.е. $\mathbf{P_к = P_р}$ называется *делительной окружностью*. Если заточить зубья рейки определенным образом и перемещать её в осевом направлении относительно колеса, одновременно поворачивая его на некоторый угол вокруг своей оси, можно нарезать колесо с зубьями, имеющими эвольвентный профиль. Рейка, предназначенная для нарезания зубчатых колес, называется *производящей*.

Для того, чтобы производящая рейка нарезала колесо с заданным числом зубьев, необходимо, чтобы начальная прямая рейки катилась без скольжения по делительной окружности нарезаемого колеса, на которой шаг зубьев колеса равен шагу зубьев рейки. Однако значение шага – число иррациональное (см. формулу 1), для устранения этого неудобства был введен другой основной размерный параметр зубчатых зацеплений – модуль «m», равный отношению диаметра делительной окружности зубчатого колеса «d_e» к числу его зубьев «z», т.е.

$$m = \frac{d_e}{z}.$$

Диаметры делительных окружностей сопрягаемых зубчатых колес будут определяться по формулам: $d_{e1} = mz_1$ и $d_{e2} = mz_2$.

4.3. Показатели точности цилиндрических зубчатых колес и передач.

Погрешности зубчатых колес, возникающие при изготовлении и влияющие на точность его работы обусловлены следующими причинами:

- неточность профиля зуборезного инструмента;
- неточность установки на станке как инструмента, так и заготовки;
- отклонение формы и размеров заготовки.

Совместное действие этих факторов приводит к отклонению размеров собственно зубчатого колеса, т.е. шага, ширины и высоты зуба, профиля образующей зуб эвольвенты, диаметров основной, делительной и наружной окружностей, смещения оси вращения (биение) и т.д. Но зубчатое колесо является звеном зубчатой передачи, поэтому погрешности изготовления колес приводят к искажению функций передачи в целом. К параметрам зубчатой передачи, оказывающим наибольшее влияние на её работу относятся:

- делительное межосевое расстояние $a_w = O_1O_2$ (см. рис.21), причем $a_w = 0{,}5(d_{e1} + d_{e2})$;
- радиальный зазор «**c**» - наименьшее расстояние по межосевой линии между поверхностями вершин зубьев одного колеса и поверхностями впадин другого (см. рис.21);
- боковой зазор «j_n» - минимальное расстояние между несоприкасающимися нерабочими профилями зубьев находящимися в зацеплении (см. рис.21).

Погрешности изготовления зубчатых колес, оказывающие влияние на их работу, подразделяются на четыре группы:

- кинематические, влияющие на точность передачи вращения от одного колеса к другому;
- погрешности плавности работы, из-за которых возникают высокие динамические нагрузки на зубьях, особенно в скоростных передачах;
- погрешности полноты контакта зубьев, имеют важное значение для силовых передач;
- погрешности, приводящие к изменению бокового зазора.

Каждую группу характеризуют комплексные и поэлементные показатели точности.

ГОСТ 1643-81 «Передачи зубчатые цилиндрические» распространяется на эвольвентные цилиндрические зубчатые колеса и зубчатые передачи наружного и внутреннего зацепления с прямозубыми, косозубыми и шевронными зубчатыми колесами с делительными диаметрами до 6300 мм, модулем зубьев от 1 до 55 мм и исходным контуром по ГОСТ 13755-81.

В зависимости от величины допускаемых погрешностей параметров зубчатых колес и передач стандартом устанавливается 12-ть степеней точности: с 3-й (самой высокой) по 12-ю (самую низкую). Колеса 1-й и 2-й степеней точности являются перспективными, поэтому допуски и предельные отклонения для них еще не определены.

Точность зубчатых колес и передач устанавливается по трем нормам: норме кинематической точности, норме плавности работы и норме контакта зубьев зубчатых колес в передаче.

Норма кинематической точности предусматривает четыре комплексных показателя и пять комплексов по два поэлементных показателя точности (см.табл.11).

Таблица 11.

Показатели кинематической точности.

Показатель точности или комплекс	Степень точности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
F_{ir}'	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
F_{Pr} и F_{Pkr}	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-
F_{Pr}	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-
F_{cr} и F_{rr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
F_{vWr} и F_{rr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
F_{vWr} и F''_{ir}	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-
F_{cr} и F''_{ir}	-	-	+	+	+	+	-	-	-	-
F''_{ir}	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+
F_{rr}	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+

Норма плавности работы предусматривает семь комплексных и два комплекса по два поэлементных показателя точности (см. табл.12)

Таблица 12.

Показатели плавности работы.

Показатель точности или комплекс	Степень точности									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
f_{zkr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
f'_{ir}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
f_{Pbr} и f_{fr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
f_{Pbr} и f_{Ptr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
f_{zzr}	+	+	+	+	+	+	-	-	-	-
f''_{ir}	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+
f_{Ptr}	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-
f_{Pbr}	-	-	-	-	-	-	+	+	+	+
f_{vPtr}	-	-	-	-	+	+	-	-	-	-

4.3.1. Норма кинематической точности

Контроль точности зубчатого колеса по нормам кинематической точности и плавности работы может производиться с использованием эталонных колес или с использованием специальных измерительных средств. При контроле с помощью эталонных колес контролируемое колесо вводится в зацепление с эталонным (см. рис. 23) и проворачивается на один оборот, при этом фиксируется величина отклонения угла поворота контролируемого колеса по градусной шкале от угла поворота эталонного, т.е. величина ***кинематической погрешности колеса:***

$$F_{к.п.к.} = \varphi_r - \varphi_н,$$

где φ_r – действительный угол поворота контролируемого колеса;

$\varphi_н$ – угол поворота эталонного колеса.

После этого строится график зависимости кинематической погрешности ($F_{к.п.к.}$) контролируемого колеса от угла его поворота (см. рис.23) и определяется показатель F'_{ir} – *наибольшая кинематическая погрешность зубчатого колеса.*

Накопленная погрешность шага зубчатого колеса F_{Pr} и накопленная погрешность на «*k*» шагах F_{Pkr} определяется по кривой накопленных отклонений шага

(см. рис.24). Накопленная погрешность на «*k*» шагах может быть рассчитана по формуле:

$$F_{Pkr} = \frac{(\varphi_r - k)\cdot 2\pi}{Z}\cdot r_e$$

где φ_r - действительный угол поворота колеса;

z - число зубьев колеса;

k - число целых угловых шагов начиная от k > 2;

r - радиус делительной окружности колеса.

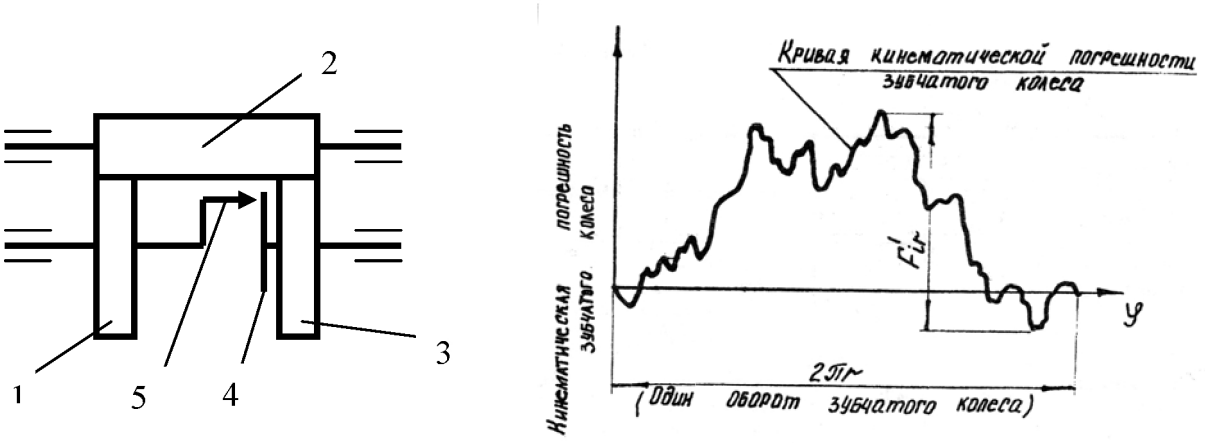


Рис.23. Схема установки и график кинематической погрешности зубчатого колеса. 1-контролируемое колесо; 2,3-эталонные колеса;4-диск с градусной шкалой;5-стрелка.

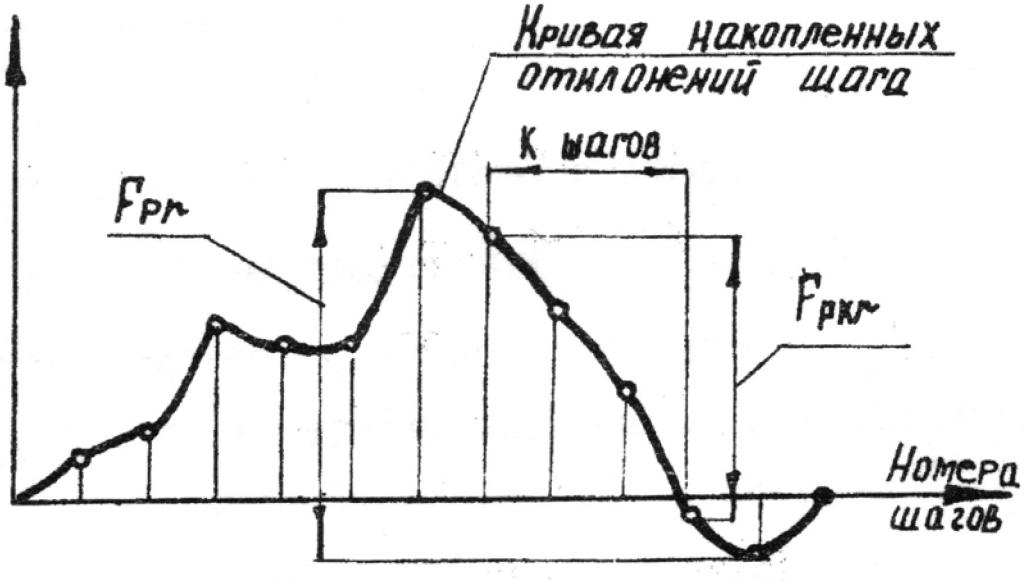


Рис. 24. График накопленной погрешности шага:
φ_r - действительный угол поворота колеса; z - число зубьев колеса; k - число целых угловых шагов начиная от k > 2; r - радиус делительной окружности колеса.

Показатель F_{rr} – радиальное биение зубчатого колеса определяется как показано на рисунке 25.

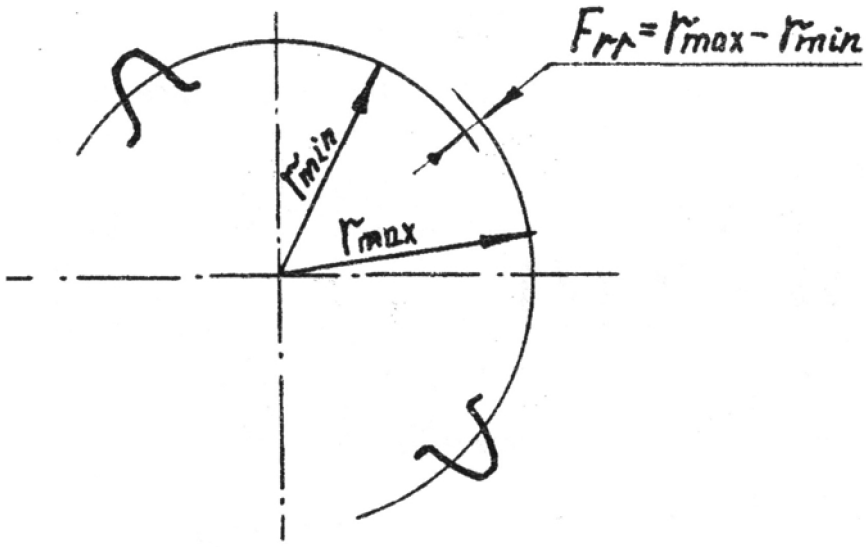


Рис. 25. Радиальное биение зубчатого колеса:

r_{max} и r_{min} – соответственно максимальный и минимальный радиусы делительной окружности зубчатого колеса.

$$F_{rr} = r_{max} - r_{min}.$$

Биение зубчатого колеса может быть измерено на специальном приборе, который называется биениемер.

Показатель F_{vWr} – колебание длины общей нормали. ***Длина общей нормали*** (см. рис.26) – *это расстояние между точками «А» и «В» на разноименных профилях зубьев по прямой, проходящей касательно к основной окружности зубчатого колеса.*

Номинальное значение общей нормали определяется по формуле

$$W = m \cos \alpha_д [0{,}5\pi(2n-1) + z \cdot inv\, \alpha_д],$$

где m - модуль зубчатого колеса;

z – число зубьев колеса;

$inv\, \alpha_д$ - инвалюта угла исходного контура;

$\alpha_д = 20^o$ – угол исходного контура (угол зацепления);

$n = 0{,}111z + 0{,}5$ – число зубьев, охватываемых при измерении (округляется до целого).

W – длина общей нормали; r_o –радиус основной окружности; $r_д$ -радиус делительной окружности зубчатого колеса.

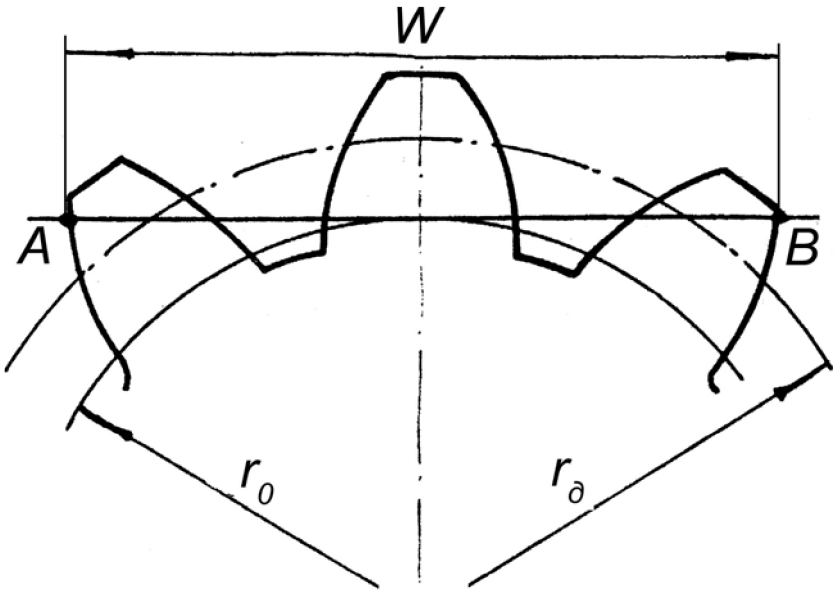


Рис. 26. Длина общей нормали:

Показатель F_{vWr} определяется с помощью специального прибора нормалемера.

$F_{vWr} = W_{max} - W_{min}$, *мкм (см. рис. 27)*

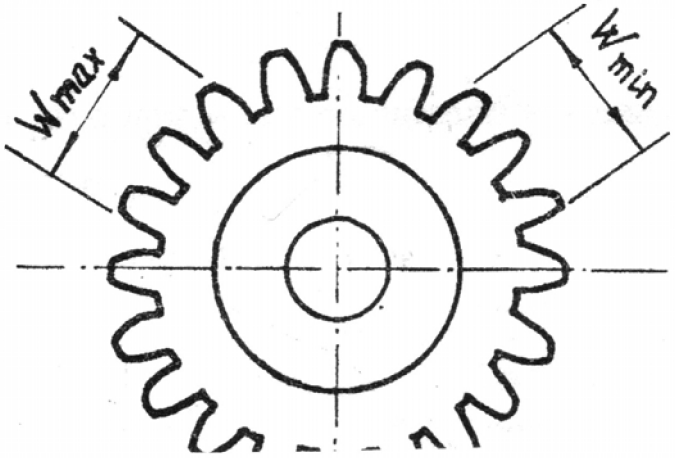


Рис. 27. W_{max} - *наибольшее и* W_{min} - *наименьшее значения длины общей нормали в зубчатом колесе.*

W_{max} *и* W_{min} - соответственно максимальное и минимальное значения длины общей нормали.

Показатель F''_{ir} – колебание измерительного межосевого расстояния за один оборот зубчатого колеса, т.е. разность между наибольшим и наименьшим

действительными межосевыми расстояниями в зацеплении эталонного и контролируемого зубчатых колес при повороте контролируемого колеса на полный оборот. При повороте колеса фиксируется изменение измерительного межосевого расстояния и строится график его зависимости от угла поворота (см. рис.28).

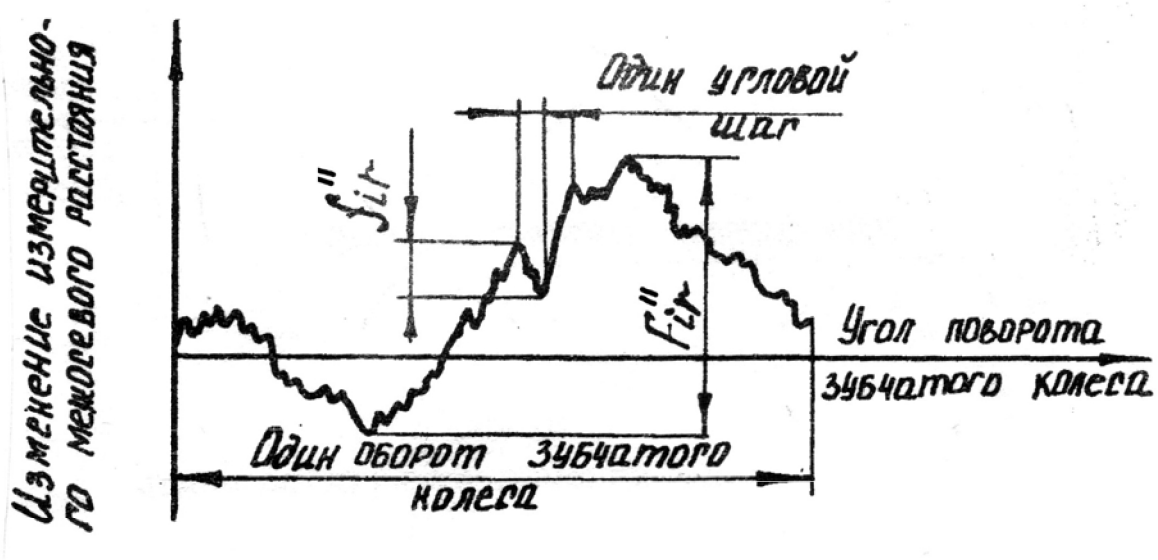


Рис. 28. Изменение измерительного межосевого расстояния по углу поворота колеса:

F''_{ir} – колебание измерительного межосевого расстояния за один оборот зубчатого колеса, f''_{ir}- на одном зубе.

Нормы кинематической точности являются определяющими для зубчатых колес работающих в различных делительных и отсчетных механизмах (например часы).

4.3.2. Норма плавности работы зубчатого колеса.

Плавность работы зубчатого колеса составляет часть кинематической погрешности, которая многократно (циклически) проявляется за время одного оборота колеса. Кинематическую погрешность можно представить в виде спектра гармонических составляющих, амплитуда и частота которых зависят от причин вызывающих погрешности угла поворота. Например, отклонение шага зубчатого колеса вызывает колебания кинематической погрешности с *зубцовой* частотой, равной частоте входа в зацепление зубьев колеса. Если все гармонические составляющие сложить, то снова получится график кинематической погрешности колеса $F_{к.п.к.}$.

Показатель f_{zkr} – циклическая погрешность зубчатого колеса, это удвоенная амплитуда гармонической составляющей кинематической погрешности зубчатого колеса (см. рис.29).

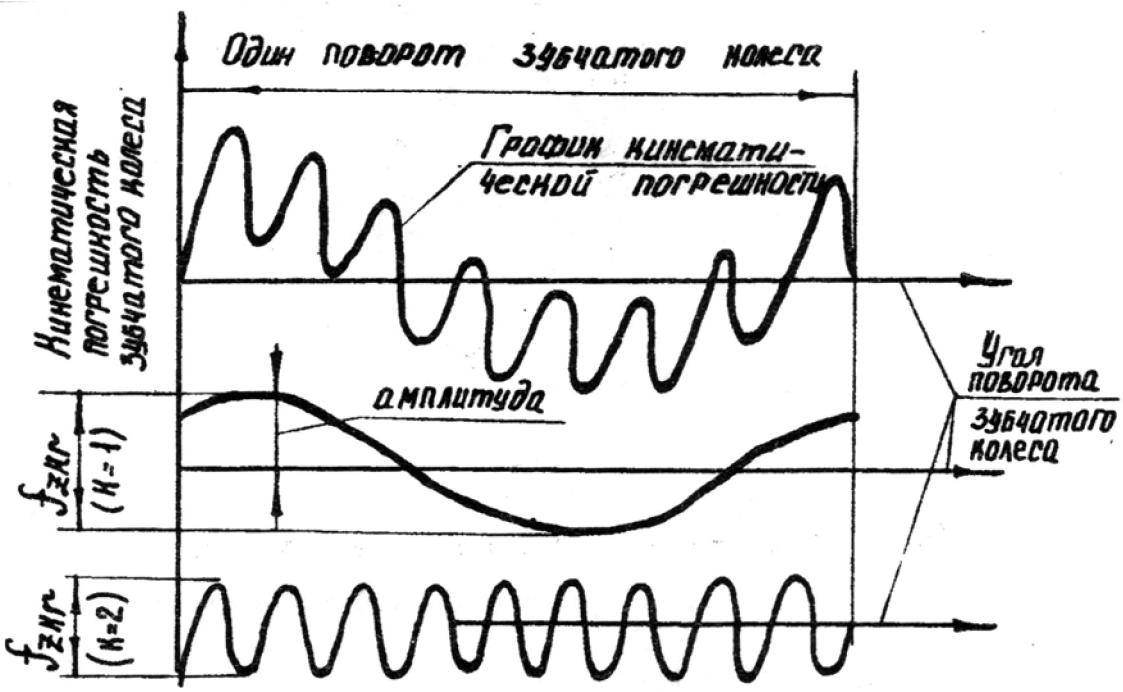


Рис. 29. Циклическая погрешность зубчатого колеса.

Показатель f'_{ir} – местная кинематическая погрешность зубчатого колеса, это наибольшая разность между местными соседними экстремальными (минимальными и максимальными) значениями кинематической погрешности зубчатого колеса в пределах его оборота (см. рис. 30).

Показатель f_{Pbr} – отклонение шага зацепления, это разность между действительным и номинальным шагами зацепления. *Под действительным шагом зацепления* (P_o) *понимается кратчайшее расстояние между двумя параллельными плоскостями, касательными к двум одноименным активным боковым поверхностям соседних зубьев зубчатого колеса.*

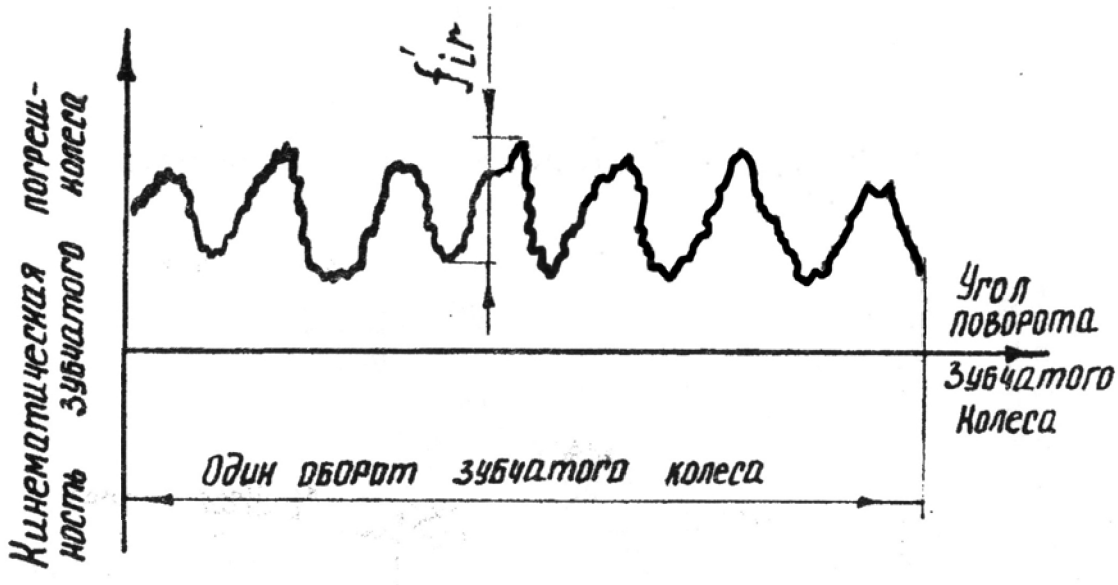


Рис. 30. Местная кинематическая погрешность зубчатого колеса.

Номинальное значение шага зацепления определяется по формуле

$$P_o = \pi \cdot m \cos\alpha_д,$$

где $\alpha_д = 20^\circ$ – угол зацепления, тогда

$$P_o = 2{,}951\ m.$$

На рис.31 показаны действительное и номинальное значения шагов зацепления.

$$f_{Pbr} = P_д - P_o,\ мкм.$$

Показатель f_{fr} – погрешность профиля зуба, это расстояние по нормали между двумя номинальными торцовыми профилями, проходящими касательно к действительному профилю (см. рис. 32).

Показатель f_{Ptr} – дискретное значение кинематической погрешности зубчатого колеса при его повороте на один номинальный угловой шаг при $k = 1$ (см. рис.24).

Показатель f_{zzr} – циклическая погрешность зубцовой частоты зубчатого колеса, это циклическая погрешность зубчатого колеса при зацеплении с эталонным колесом с частотой повторений, равной частоте входа зубьев в зацепление.

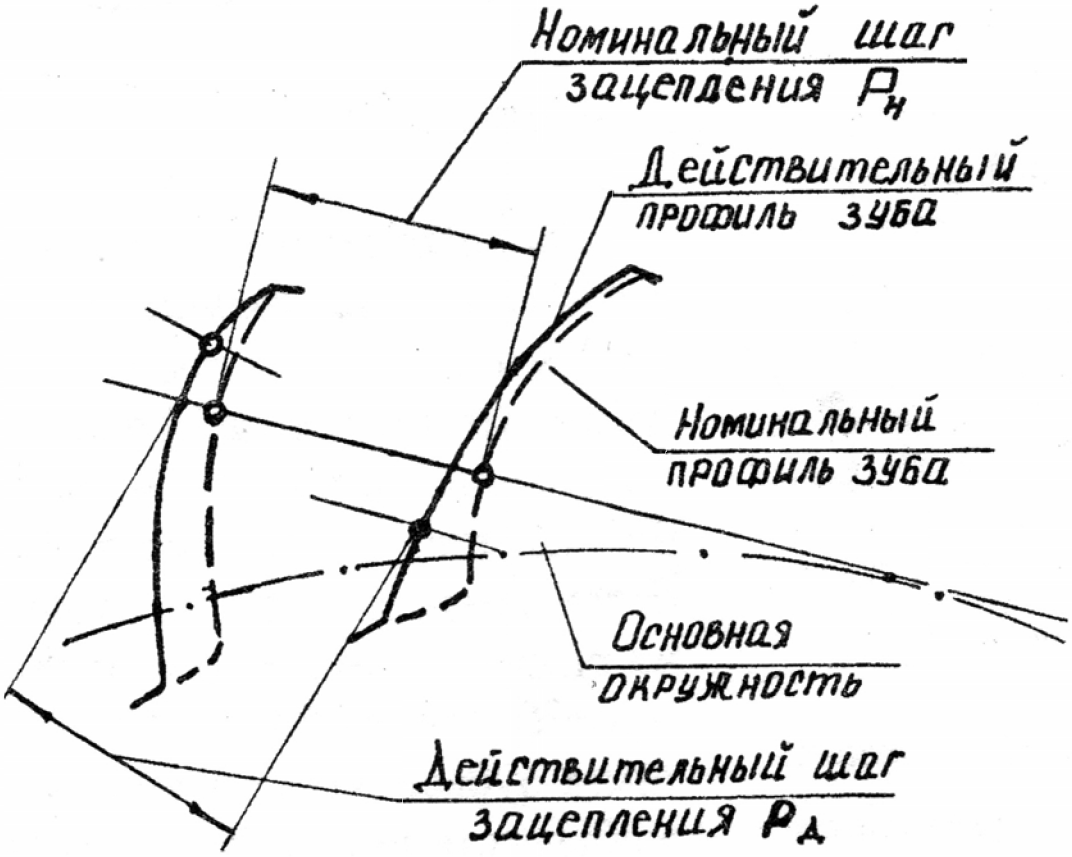


Рис. 31. Шаг зацепления зубчатого колеса.

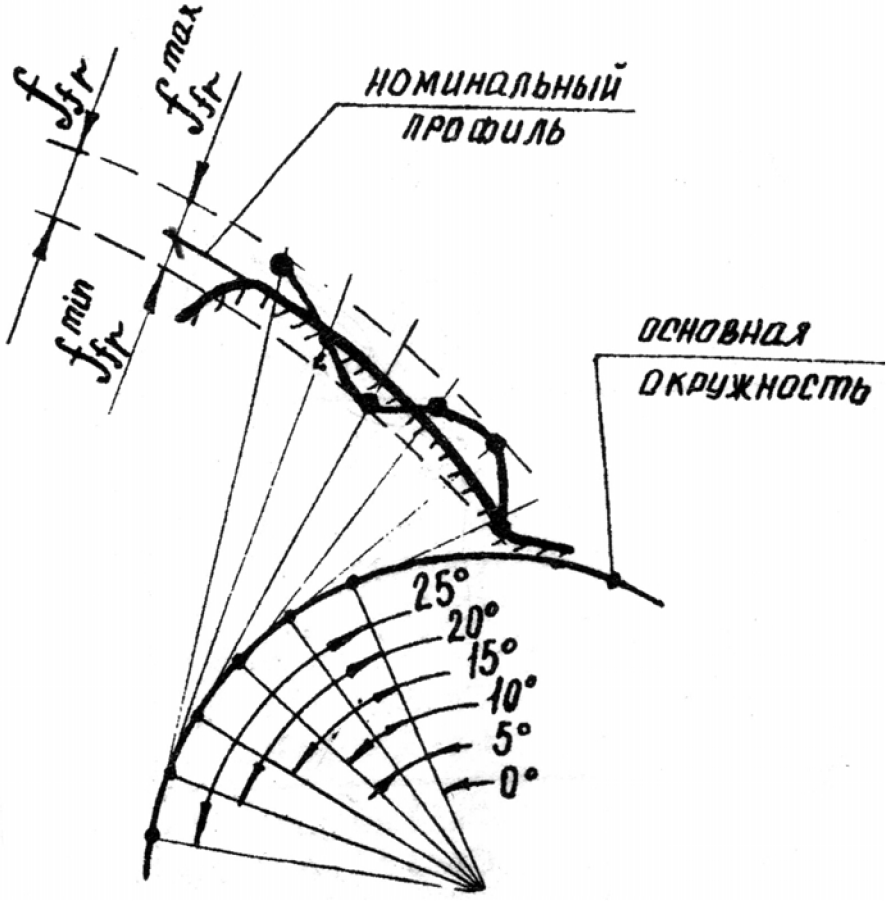


Рис. 32. Отклонение формы действительного профиля зуба от эвольвентного.

$$f_{fr} = f_{fr}^{max} - f_{fr}^{min}.$$

Показатель f''_{ir} – колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе, это разность между наибольшим и наименьшим действительными межосевыми расстояниями в зацеплении эталонного и контролируемого зубчатых колес при повороте контролируемого колеса на один угловой шаг(см. рис.28).

Показатель f_{vPtr} – разность шагов, т.е. разность между двумя отклонениями шагов в любых участках зубчатого колеса.

Нормы плавности зубчатого колеса являются определяющими для скоростных передач.

4.3.3. Норма контакта зубчатых колес.

Показателем, определяющим норму контакта зубьев в передаче, является ***суммарное пятно контакта.***

Контроль контакта зубчатых колес производится следующим образом. На рабочие поверхности зубьев эталонного колеса наносится специальная краска, контролируемое колесо вводится в зацепление с эталонным и колеса проворачиваются на один оборот под нагрузкой, установленной конструктором. В результате чего на рабочих поверхностях зубьев контролируемого колеса остаются отпечатки краски, по размерам этих отпечатков и определяется степень точности по норме контакта.

Суммарное пятно контакта, *это часть активной боковой поверхности зуба зубчатого колеса, на которой располагаются следы прилегания зубьев эталонного колеса в собранной передаче после вращения под нагрузкой, установленной конструктором*. Определяются относительные размеры пятна контакта в процентах по длине зуба и по его высоте(см. рис.33).

Относительные размеры пятна контакта по ширине зуба:

$$\frac{(a-c)}{b} \cdot 100\%,$$

относительные размеры пятна контакта по высоте зуба:

$$\frac{h_n}{h_p} \cdot 100\%.$$

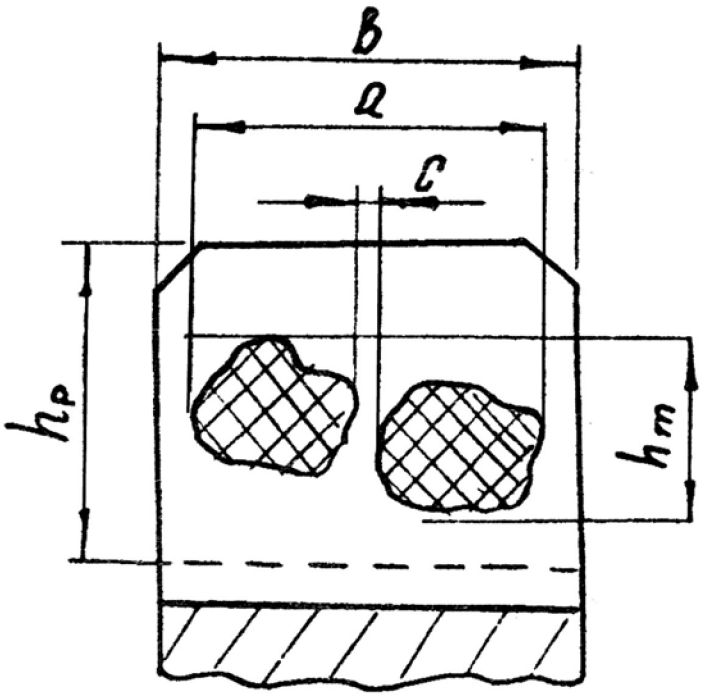


Рис. 33. Суммарное пятно контакта:
***a** – суммарная длина пятна контакта; **c** – суммарная длина разрывов пятна контакта; **b** – ширина зуба; h_m- средняя (по всей высоте зуба) ширина следов прилегания; h_P – активная высота зуба.*

Стандарт предусматривает комбинирование норм кинематической точности, норм плавности работы и норм контакта зубьев зубчатых колес и передач разных степеней точности. При этом нормы плавности могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности, а нормы контакта зубьев могут назначаться по любым степеням, более точным и на степень грубее, чем нормы плавности.

4.3.4. Виды сопряжения.

Для создания нормальных условий работы зубчатой пары (смазки, компенсации погрешностей изготовления и монтажа, температурной деформации) стандартом предусматривается зазор между зубьями сопряжённых колёс в передаче. Зазор определяется в сечении, перпендикулярном направлению зубьев (см. рис.34), в плоскости, касательной к основным цилиндрам колес.

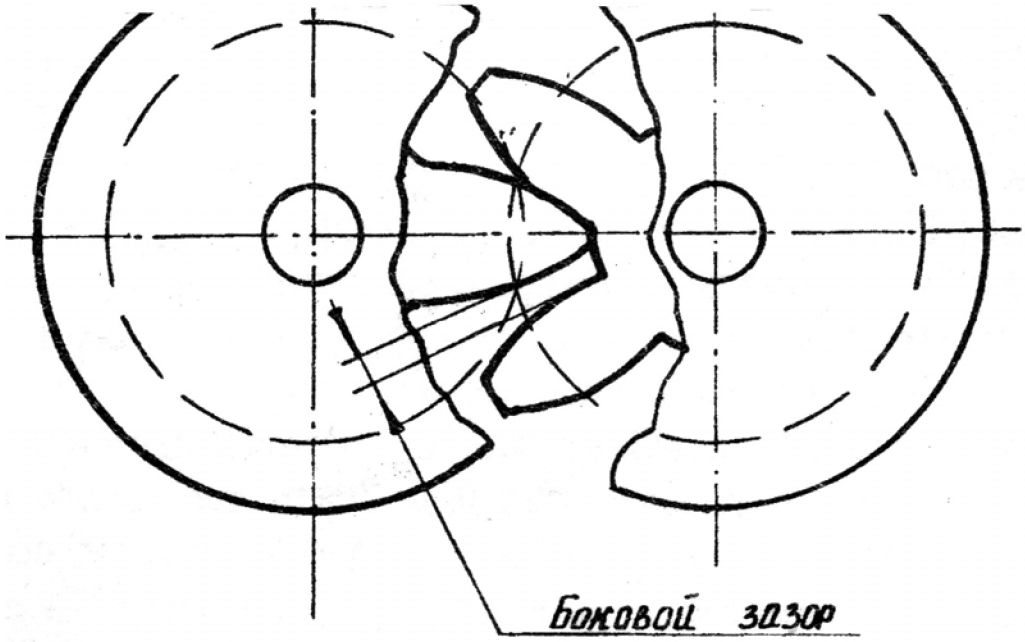


Рис. 34. Боковой зазор в зубчатом зацеплении.

Стандартом предусмотрены виды сопряжений зубчатых колес, представленные на рисунке 35.

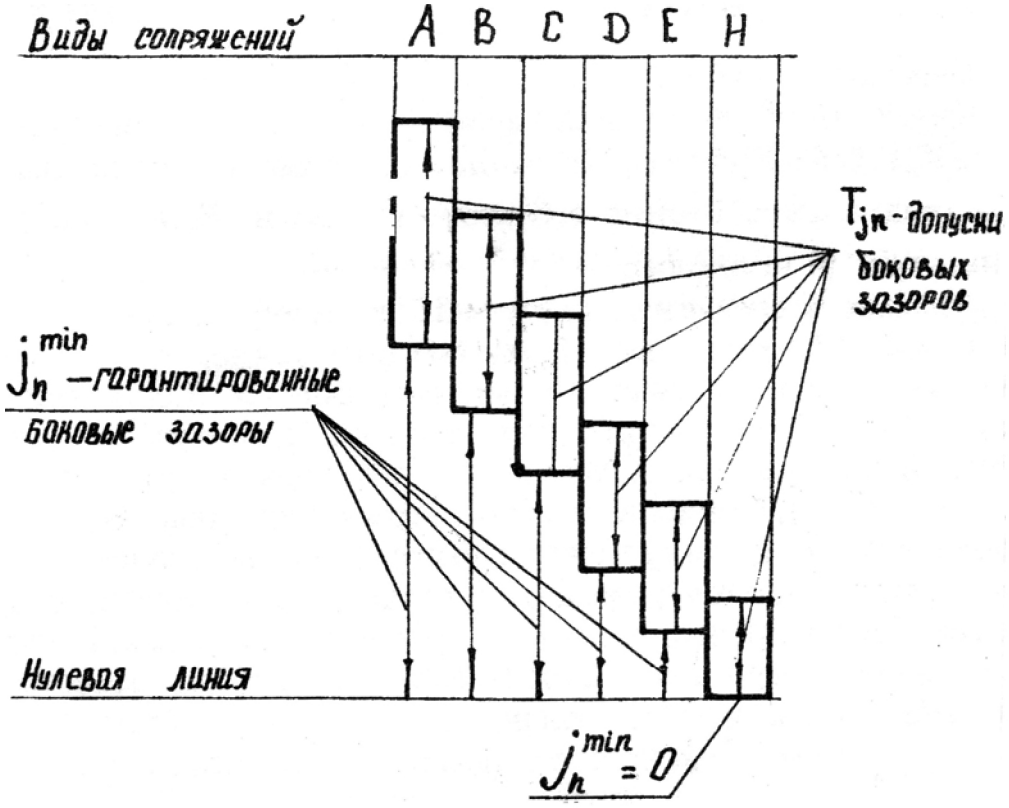


Рис. 35. Виды сопряжения и гарантированные боковые зазоры зубчатых колес.

В зависимости от величины гарантированного бокового зазора (j_n^{min}) стандартом установлено шесть видов сопряжения зубчатых колес в передаче: ***A, B, C, D, E, H*** (вид

сопряжения ***A*** обеспечивает наибольшие боковые зазоры, ***H*** – наименьшие, вплоть до нуля) и восемь видов допуска на боковой зазор, обозначаемых в порядке уменьшения буквами: ***x, y, z, a, b, c, d, h.***

Виды сопряжения зубчатых колес в передаче в зависимости от степени точности по нормам плавности работы указаны в таблице *13*.

Таблица 13.

Зависимость вида сопряжения от степени точности по норме плавности работы.

Вид сопряжения	A	B	C	D	E	H
Степень точности по нормам плавности	3 - 12	3 - 11	3 - 9	3 - 8	3 - 7	3 - 7

Видам сопряжения ***H*** и ***E*** соответствует вид допуска ***h***, а видам сопряжения ***A, B, C, D*** – виды допуска ***a, b, c, d*** соответственно. Соответствие между видом сопряжения зубчатых колес в передаче и видом допуска на боковой зазор допускается изменять, при этом также могут быть использованы виды допусков ***x, y, z*** .

Условное обозначение точности зубчатых колес включает степень точности и вид сопряжения, например:

7 – C ГОСТ 1643 – 81.

Такое колесо не должно иметь отклонений параметров, превышающих нормы кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев по 7-й степени точности, вид сопряжения «С» и вид допуска на боковой зазор «с».

При комбинировании норм разных степеней точности и изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор условное обозначение точности зубчатого колеса должно включать степень точности по каждой норме, вид сопряжения и вид допуска, например: степень кинематической точности – 8, по нормам плавности – 7, по нормам контакта – 6, вид сопряжения «В», вид допуска на боковой зазор «*а*»

8 – 7 – 6 B*а* ГОСТ 1643-81.

4.3.5. Классы точности зубчатых передач.

Стандартом предусмотрено шесть классов точности зубчатых передач в зависимости от погрешности делительного межосевого расстояния (a_w), обозначаемых

в порядке убывания точности римскими цифрами от **I** до **VI**. Гарантированный боковой зазор в каждом зубчатом сопряжении обеспечивается при соблюдении предусмотренных классов точности делительного межосевого расстояния: для сопряжений **H** и **E – II**-й класс, а для сопряжений **A, B, C, D** – соответственно **VI, V, IV** и **III**. Допускается изменять соответствие между видом сопряжения и классом точности делительного межосевого расстояния. При выборе более грубого класса точности делительного межосевого расстояния, чем предусмотрено для данного вида сопряжения, в условном обозначении точности зубчатой передачи указываются принятый класс и гарантированный боковой зазор, рассчитанный по формуле:

$$j'^{min}_n = j^{min}_n - 0{,}68(|f'_a| - |f_a|),$$

где j^{min}_n и f_a - табличные значения соответственно гарантированного бокового зазора и предельного отклонения делительного межосевого расстояния для данного вида сопряжения;

f'_a – отклонение делительного межосевого расстояния для более грубого класса;

j'^{min}_n - рассчитанный гарантированный боковой зазор.

Пример обозначения точности цилиндрической передачи с 7-й степенью точности по всем нормам, с видом зацепления «С», видом допуска на боковой зазор «а» и **V**-ым классом точности делительного межосевого расстояния с рассчитанным гарантированным боковым зазором j'^{min}_n= 128 мкм:

7 – Ca/ V – 128 ГОСТ 1643 – 81.

5. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ПО ФОРМЕ И РАСПОЛОЖЕНИЮ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Допуски формы и расположения плоскостей регламентируются следующими стандартами:

- ГОСТ 24642-81. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения;

- ГОСТ 24643-81. Числовые значения отклонений формы и взаимного положения;

- ГОСТ 25069-81. Неуказанные допуски формы и расположения поверхностей;

- ГОСТ 2308-75*. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.

5.1 Классификация отклонений геометрических размеров деталей. Основные определения.

При рассмотрении полей допусков размеров в предыдущих разделах предполагалось, что *реальные поверхности*, возникающие в результате изготовления детали, имеют такую же форму и расположение друг относительно друга, что и номинальные поверхности, сформированные при проектировании и хранящиеся на бумажном (чертеж) либо электронном носителе. *Реальной*_называется поверхность, ограничивающая готовую деталь и отделяющая её от окружающей среды.

Однако реальные поверхности деталей образующиеся при изготовлении деталей или в процессе видоизменения при эксплуатации отличаются от номинальных как по форме, так и по расположению. А это значит, что для обеспечения взаимозаменяемости деталей в ряде случаев необходимо нормировать и эти отклонения.

Принято искажения формы по степени детализации рельефа реальной поверхности разбивать на 3 группы.

1) собственно отклонения формы, характеризующие отклонения, шаг которых соизмерим с характерной длиной детали (на рис.1 показан один из видов отклонения формы, возникающий при обработке цилиндрической детали - конуность).

2) *волнистость,* характеризующая регулярные отклонения с отношением шага (S_W) к высоте неровностей (W) в диапазоне:

$$1000 \geq \frac{S_w}{W_z} \geq 40$$

3) *Шероховатость*, характеризующая регулярные отклонения с соотношением шага к высоте неровностей $\frac{S_w}{W_z} < 40$.

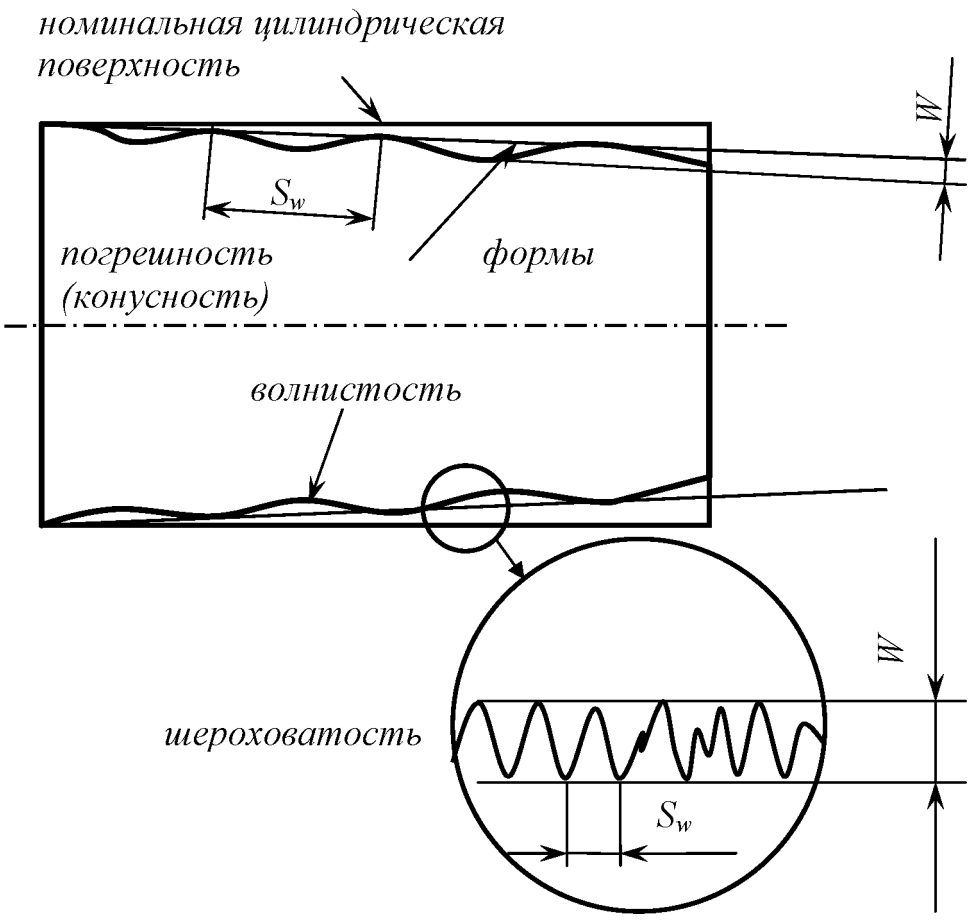


Рис.36. Погрешности формы вала.

Эта классификация отражает три уровня всё более мелких искажений формы, влияющих на те или иные эксплуатационные свойства соединений современных машин. Действительно, ведь в соединениях контактируют не номинальные, а реальные поверхности. Именно поэтому при расчете посадок с натягом и зазором, рассмотренном ранее, вводится поправка на отклонение формы и шероховатость. Шероховатость отвечает за формирование пристеночного слоя рабочего тела в соплах, лопаточных каналах. Погрешности формы имеют важное значение при обеспечении минимального сопротивления в электрических контактах, герметичности и минимального трения цилиндрово - поршневых узлах, плавности работ зубчатых колёс и т.п.

В ряде случаев необходимо обеспечить определенный уровень отклонений формы не для всей поверхности детали, а только для её пересечения с какой-либо заданной

поверхностью (в частности плоскостью). Такое пересечение называется профилем (или контуром) поверхности. Так на рис.36 изображен осевой профиль вала, т.е. пересечение его поверхности с осевой плоскостью. Причем истинная форма реальной поверхности вала (или иной детали) остается неизвестной. Для описания этой реальной поверхности используются геометрические образы различного уровня сложности, в зависимости от необходимой детализации отклонений формы. Так для описания отклонения диаметра вала достаточно цилиндрической модели поверхности, для описания конусности используется модель конической поверхности, для описания волнистости и шероховатости используются различные периодические поверхности, которые могут быть описаны, например, рядами Фурье.

В основу количественной оценки отклонений формы поверхностей положены понятия *прилегающих кривых* заданного порядка (например прямых, окружностей, эллипсов и т.д.) и *прилегающих поверхностей* (например плоскостей, цилиндров, сфер и т.д.)

Прилегающая прямая должна отвечать двум условиям:

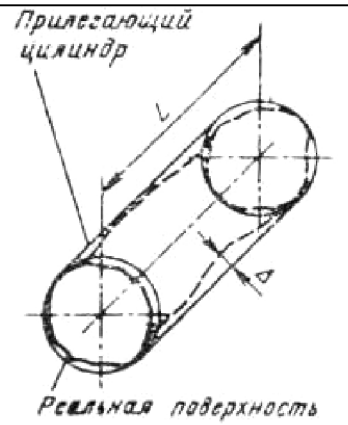
1. Она должна соприкасаться, хотя бы в одной точке с реальным профилем, но нигде его не пересекать, т.е. вся располагаться вне материала детали.
2. Расстояние от этой прямой до наиболее удаленной точки нормируемого участка реального профиля должно быть наименьшим.

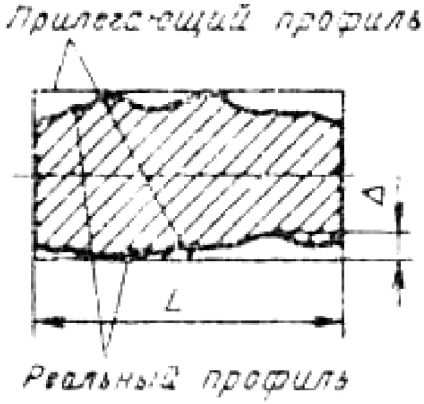
На рис.37 приведен пример поиска прилегающей прямой. Проведем прямую I - I. Она, как и все изображенные на рис.37 прямые, отвечает условию 1, т.е. касается реального профиля. Точки касания a и b определяют положение прямой и расстояние от наиболее удаленной точки профиля до неё. На участке оно равно длине перпендикуляра Δ_1. Однако на участке ℓ_2 расстояния от профиля до прямой I – I значительно возрастает. Аналогичная ситуация возникает и для прямой II – II, но участки меняются местами. Таким образом если вся длина профиля, изображенного на рис.37, то прилегающей является прямая III – III ($\Delta_3=\Delta_4$). Если нормируемый участок ℓ_1, то прилегающей является I – I, если ℓ_2, то прямая II – II.

Аналогичным образом определяются прилегающие окружность, плоскость, цилиндр (см. табл.14).

Таблица 14

Основные виды прилегающих поверхностей и профилей

Эскиз	Определение
	Прилегающая плоскость — плоскость, соприкасающаяся с реальной поверхностью и расположенная вне материала детали так, чтобы отклонение Δ от нее наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка ℓ имело минимальное значение
Эскиз	**Определение**
	*Прилегающий цилиндр* — цилиндр минимального диаметра, описанный вокруг реальной наружной поверхности, например вала, пли цилиндр максимального диаметра, вписанный в реальную внутреннюю поверхность, например отверстия детали
	Прилегающая окружность вала — окружность минимального дна-метра $2r$, описанная вокруг реального профиля вала (наружном поверхности вращения)

	Прилегающая окружность отверстия — окружность максимального диаметра *2r*, вписанная в реальный профиль отверстия (внутренней поверхности вращения)
	*Прилегающий профиль продольного сечения вала* — две параллельные прямые, согфикасяющяеся с реальным профилем вала и расположенные вне материала летали так, чтобы наибольшее отклонение Δ точек образующей профиля вала от соответствующей стороны прилегающего профиля имею минимальное значение

При измерении прилегающими поверхностями служат рабочие поверхности контрольных плит, интерференционных стекол, калибров, контрольных оправок и т.п. Количественно отклонение формы оценивают наибольшим расстоянием Δ_1, или Δ_2, или Δ_3 от точек реальной поверхности до прилегающей поверхности на соответствующей длине нормируемого участка ℓ_1, или ℓ_2, или ℓ_3 (рис 37).

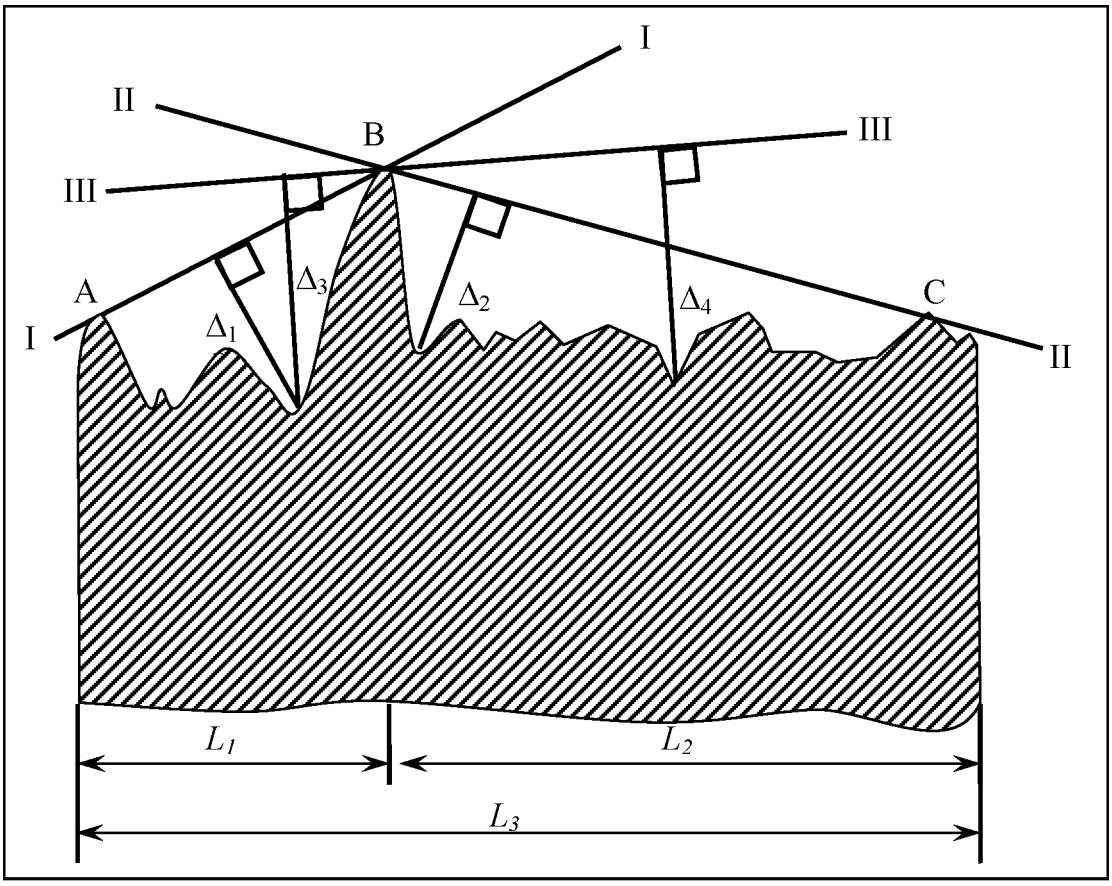


Рис.37. Прилегающие прямые:
I-I – на участке L_1; II-II – на участке L_2; III-III – на участке L_3.

В ряде случаев помимо отклонений формы нужно нормировать расположение реальных поверхностей. На чертеже расположение номинальных поверхностей задается относительно определенных поверхностей, линий (в частности осевых), точек детализации или их сочетании, которые называются *базовыми* элементами. Если номинальная (базовая) и реальная оси не совпадают, то возникает *отклонение* расположения поверхности. Причем под реальной осью понимается ось, соответствующая прилегающей поверхности. С отклонениями расположения поверхностей сталкиваются при несовпадении не только осей, но и любых базовых элементов. Так, на рис.36 оси нормальной и реальной поверхностей совпадают. Если по каким-либо причинам (в результате изготовления и эксплуатации) оси номинальной цилиндрической и прилегающей конической поверхности не совпадают, то возникает отклонение от соосности, частный случай отклонения расположения поверхностей. Допуски формы и расположения ($T_ф$) необходимо указывать, если они по

технологическим или эксплуатационным соображениям должны быть меньше допусков соответствующих размеров (T_p).

Согласно ГОСТ 24643-81 для каждого вида допуска формы и расположения установлено 16 степеней точности. Числовые значения допусков от одной степени точности к другой изменяются с коэффициентом возрастания 1,6. В зависимости от соотношения между допуском размера, ограничивающего поверхность, и допусками формы и расположения этой поверхности различают три уровня относительной геометрической точности:

1) ***A*** - нормальная относительная геометрическая точность, когда допуски формы или расположения (T_ϕ) составляют примерно 60% допуска размера (T_p), т.е. $\frac{T_\phi}{T_p} \approx 0{,}6.$

2) ***B*** - повышенная относительная геометрическая точность, когда $\frac{T_\phi}{T_p} \approx 0{,}4.$

3) ***C*** – высокая относительная геометрическая точность, когда $\frac{T_\phi}{T_p} \approx 0{,}25$.

В ряде случаев, например для цилиндрических поверхностей, допуск размера отсчитывает отклонения диаметра (диаметральное определение допуска), а допуск формы иногда удобнее ограничивать отклонениями радиуса (радиальное или радиусное выражение). Тогда допуски формы и расположения соответствующие уровням относительной геометрической точности А, В и С, составляют примерно 30, 20 и 12% допуска размера.

5.2 Отклонения и допуски формы поверхностей

5.2.1 Отклонение формы плоских поверхностей

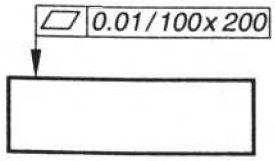
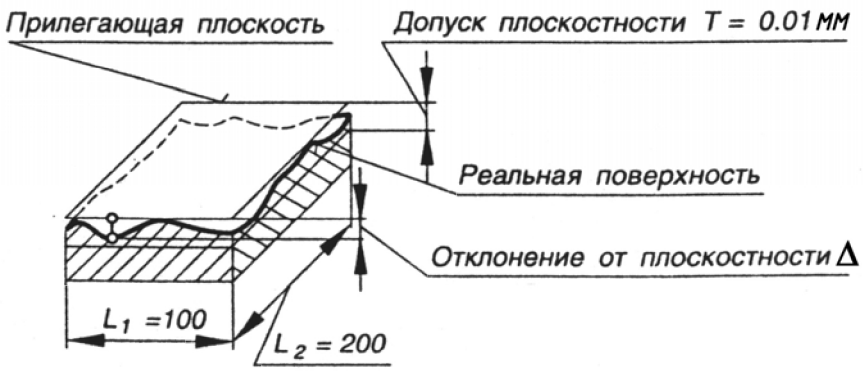
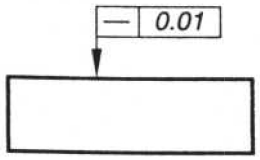
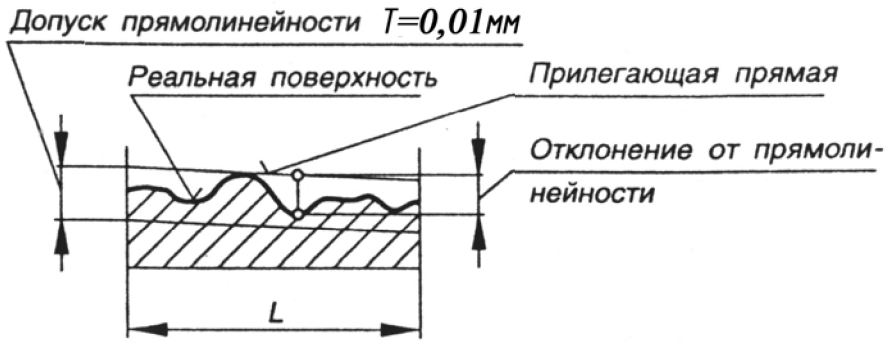
Отклонение формы плоских поверхностей определяется двумя показателями: 1) *Отклонение от плоскостности* (Δ) , —это наибольшее расстояние от точек реальной поверхности до прилегающей плоскости в пределах нормируемого участка ℓ_1, ℓ_2.

Допуск плоскостности T, - это наибольшее допускаемое значение отклонения от плоскткности, т.е. деталь годная, если $\Delta \le T$ в пределах нормируемого участка.

Поле допуска плоскостности - область пространства, ограниченная двумя параллельными плоскостями, одна из которых прилегающая, а другая отстоит от неё в тело детали на расстояние равном допуску плоскостности *T*.

2) Аналогичным образом определяется и *отклонение от прямолинейности* как наибольшее расстояние точек реального профиля до прилегающей прямой. Эти виды отклонений и примеры их изображения на чертежах показаны в таблице 15.

Таблица 15

Пример нанесения допуска на чертеже по ГОСТ 2.308—79	Изображение допуска и отклонения
Допуск и отклонение от плоскостности	
	
Допуск и отклонение от прямолинейности	
	

Частыми случаями отклонений от плоскосности (прямолинейности) являются выпуклость и вогнутость (табл.16), численные значения соответствующих допусков приведены в таблице 17.

Таблица 16

Частные виды отклонений от плоскостности (прямолинейности

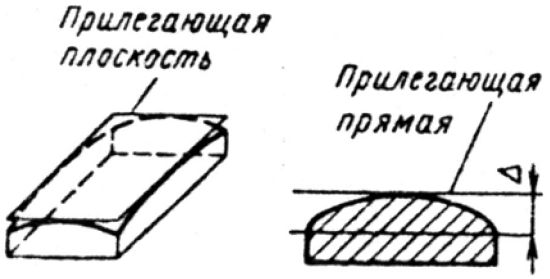
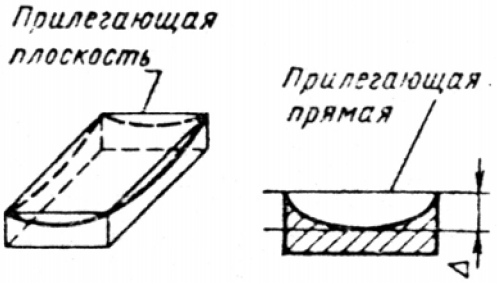
Эскиз	Определение
	*Выпуклость* Δ - отклонение от плоскостности (от прямолинейности), при котором удаление точек реальной поверхности (профиля) от прилегающей плоскости (прямой) уменьшается от краев к середине.
	*Вогнутость* Δ - отклонение от плоскостности (от прямолинейности), при котором удаление точек реальной поверхности (профиля) от прилегающей плоскости (прямой) увеличивается от краев к середине.

Таблица 17

Допуски *T* (в мкм) плоскостности и прямолинейности

Степень точности	Номинальная длина нормируемого участка поверхности, мм										
	До 10	Св. 10 до 16	Св. 16 до 25	Св. 25 до 40	Св. 40 до 63	Св. 63 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160 до 250	Св. 250 до 400	Св. 400 до 630	Св. 630 до 1000
1	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5
2	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4
3	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6
4	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10
5	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
6	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
7	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40
8	6	8	10	12	16	20	25	30	40	50	60
9	10	12	16	20	25	30	40	50	60	80	100
10	16	20	25	30	40	50	60	80	100	120	160
11	25	30	40	50	60	80	100	120	160	200	250
12	40	50	60	80	100	120	160	200	250	300	400
13	60	80	100	120	160	200	250	300	400	500	600
14	100	120	160	200	250	300	400	500	600	800	1000
15	160	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200	1600
16	250	300	400	500	600	800	1000	1200	1600	2000	2500

Численные значения допусков формы плоских поверхностей и примеры назначения степеней точности для деталей с плоской поверхностью приведены в таблицах 18 и 19.

Таблица18

Допуски *T* (в мкм) плоскостности, прямолинейности и параллельности по уровням *A*, *B* и *C* относительной геометрической точности

Квалитет Размера	Уровень точности	Номинальные размеры, мм								
		До 3	Св. 3 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св.30 до 50	Св. 50 до 120	Св. 120 до 250	Св.250 до 400	Св. 400 до 630
6	***A***	4	5	6	8	10	12	16	20	25
	B	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
	C	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10
7	***A***	6	8	10	12	16	20	25	30	40
	B	4	5	6	8	10	12	16	20	25
	C	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
8	***A***	10	12	16	20	25	30	40	50	60
	B	6	8	10	12	16	20	25	30	40
	C	4	5	6	8	10	12	16	20	25
9	***A***	16	20	25	30	40	50	60	80	100
	B	10	12	16	20	25	30	40	50	60
	C	6	8	10	12	16	20	25	30	40
10	***A***	25	30	40	50	60	80	100	120	160
	B	16	20	25	30	40	50	60	80	100
	C	10	12	16	20	25	30	40	50	60
11	***A***	40	50	60	80	100	120	160	200	250
	B	25	30	40	50	60	80	100	120	160
	C	16	20	25	30	40	50	60	80	100
12	***A***	60	80	100	120	160	200	250	300	400
	B	40	50	60	80	100	120	160	200	250
	C	25	30	40	50	60	80	100	120	160

Таблица 19

Примеры назначения степеней точности для деталей с плоской поверхностью

Степень точности	Примеры назначения	Вид окончательной обработки
1,2	Измерительные поверхности точных средств измерения, например, лекальных линеек, штриховых и концевых мер длины, рычажных скоб и др. Направляющие детали координатных измерительных машин, прецизионных координатно-расточных и шлифовальных станков	Доводка, суперфиниширование, тонкое шабрение

3,4	Измерительные и рабочие поверхности средств измерения нормальной точности, например, поверочных плит, микрометров, штангенциркулей и др. Опорные поверхности уровней. Направляющие станков повышенной точности	Доводка, шлифование и шабрение повышенной точности
5,6	Направляющие детали станков нормальной точности, точных машин и приборов. Базовые и установочные поверхности технологических приспособлений. Рабочие поверхности упорных подшипников	Шабрение, шлифование повышенной точности
7,8	Разметочные плиты, рабочие поверхности ползунов, упорных подшипников, опорные поверхности рам и станин машин, например двигателей и др. Разъемы корпусов редукторов. Базовые поверхности станочных приспособлений, например кондукторов	Обдирочное шлифование, фрезерование, строгание, протягивание
9,10	Стыковые и опорные поверхности машин пониженной точности, присоединительные поверхности арматуры	Фрезерование, строгание

5.2.2 Отклонение формы цилиндрических поверхностей

Для цилиндрических поверхностей и соответствующих профилей в качестве прилежащих используются цилиндр, окружность, профиль осевого сечения. Причем для отверстия используются вписанные прилегающие цилиндры и окружности, для вала описанные вокруг реальной поверхности (профиля).

Предусмотрены три показателя отклонения формы цилиндрических поверхностей.

1) *Отклонение от цилиндричности* -это наибольшее расстояние от точек реальной поверхности детали до прилегающего цилиндра в пределах нормируемого участка D.

Допуск цилиндичности T - это наибольшее допускаемое отклонение от цилиндричности.

Поле допуска цилиндричности - это область пространства, ограниченная с одной стороны прилегающим цилиндром, с другой стороны соосным с ним расположенным в теле детали цилиндром, отстоящим от прилегающего цилиндра на величину допуска T (табл.20) . Отклонение от цилиндричности - это комплексный показатель, учитывающий все возможные виды отклонений, в том числе в поперечном и продольном сечении.

2) *Отклонение от круглости* характеризует наибольшее расстояние от точек реального профиля до прилегающей окружности этого профиля в плоскости перпендикулярной оси детали.

Допуск круглости T - наибольшее допустимое значение отклонения от круглости.

Поле допуска круглости - область на плоскости перпендикулярной оси ограниченная двумя концентричными окружностями, одна из которых является прилегающей к реальному профилю, а другая углублена в тело детали на величину допуска круглости 20.

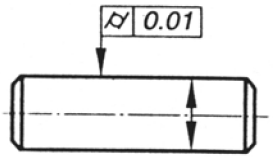
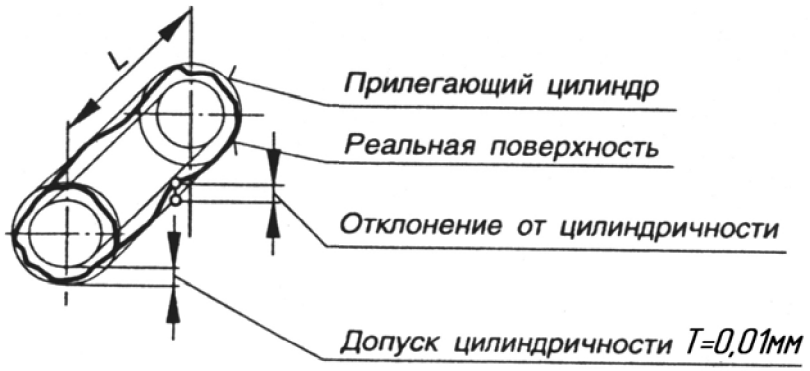
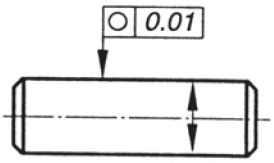
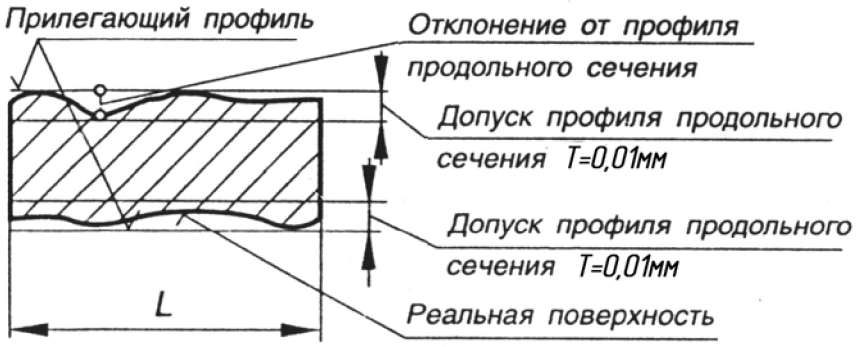
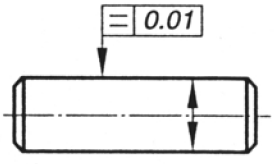
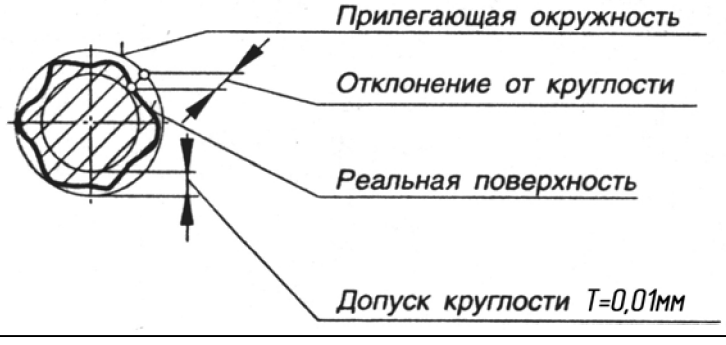
Допуск круглости задается в радиальном выражении (табл. 20). Частные случаи отклонения от круглости (овальность и огранка) приведены в табл.21.

3) *Отклонение формы профиля продольного сечения* характеризует наибольшее расстояние от точек реального профиля цилиндрической детали в осевом сечении до соответствующей стороны прилегающего профиля в пределах нормируемого участка ℓ. Причем стороны прилегающего профиля ограничивающие нормируемый участок перпендикулярны оси детали.

Допуск профиля продольного сечения T - это наибольшее допустимое значение отклонения профиля продольного сечения.

Поле допуска профиля продольного сечения - область на плоскости, проходящей через ось цилиндрической детали, ограниченная двумя парами параллельных оси детали прямых, имеющих общую ось симметрии и отстоящих друг от друга на расстоянии, равном допуску профиля продольного сечения T.

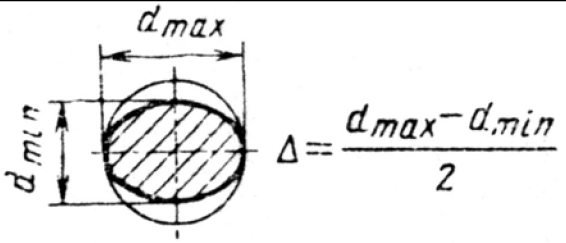
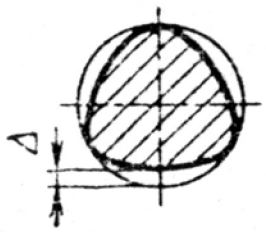
Таблица 20

Нанесение допуска на чертеже по ГОСТ 2.308—79	Изображение допуска и отклонения
1. Допуск и отклонение от цилиндричности	
	
2. Допуск и отклонение от круглости	
	
3. Допуск и отклонение профиля продольного сечения	
	

Частные виды отклонений от круглости приведены в табл. 21, а профили продольного сечения приведены в табл. 22. Численные значения допусков формы цилиндрических поверхностей приведены в табл. 23 и 24.

Таблица 21

Частные виды отклонений от круглости

Эскиз	Определение
	*Овальность* Δ - отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет собой овалообразную фигуру, наибольший и наименьший диаметры которой находятся во взаимно перпендикулярных направлениях
	*Огранка* Δ - отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет собой многогранную фигуру

Примечание: При необходимости значения конусообразности, бочкообразности, седлообразности и овальности указывают текстом в технических требованиях чертежа, например "Овальность поверхности A не более 0,01 мм".

Таблица22

Частные виды отклонений профиля продольного сечения

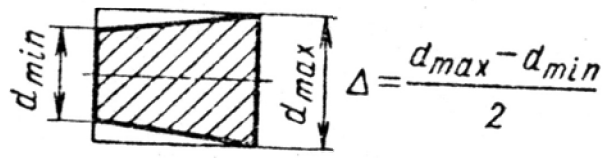
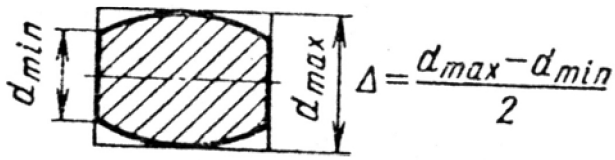
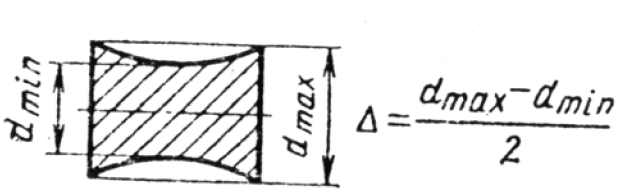
Эскиз	Определение
	*Конусообразность* Δ - отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие прямолинейны, но не параллельны
	*Бочкообразность* Δ - отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие не прямолинейны и диаметры увеличиваются от краев к середине сечения
	*Седлообразность* Δ - отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие непрямолинейны и диаметры уменьшаются от краев к середине сечения

Таблица 23

Допуски *T* (в мкм) формы цилиндрических поверхностей (цилиндричности, круглости и профиля продольного сечения)

Степень точности	Номинальная длина нормируемого участка поверхности, мм										
	До 3	Св. 3 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 До 120	Св. 120 до 250	Св. 250 до 400	Св. 400 до 630	Св. 630 до 1000	Св.1000 до 1600
1	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3
2	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5
3	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8
4	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
6	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30
7	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40	50
8	8	10	12	16	20	25	30	40	50	60	80
9	12	16	20	25	30	40	50	60	80	100	120
10	20	25	30	40	50	60	80	100	120	160	200
11	30	40	50	60	80	100	120	160	200	250	300
12	50	60	80	100	120	160	200	250	300	400	500
13	80	100	120	160	200	250	300	400	500	600	800
14	120	160	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200
15	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200	1600	2000
16	300	400	500	600	800	1000	1200	1600	2000	2500	3000

Таблица 24

Допуски *T* (в мкм) формы цилиндрических поверхностей по уровням *A*, *B* и *C* относительной геометрической точности

Квалитет	Уровень точности	Степень точности	Номинальные размеры, мм									
			До 3	Св. 3 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 120	Св. 120 до 250	Св. 250 до 400	Св. 400 до 630	Св. 630 до 1000
5	***A***	**4**	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10
	B	**3**	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6
	C	**2**	0,5	0,6	0.8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4
6	***A***	**5**	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
	B	**4**	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10
	C	**3**	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6
7	***A***	**6**	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
	B	**5**	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
	C	**4**	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10

Продолжение табл.24

Квалитет	Уровень точности	Степень точности	Номинальные размеры, мм									
			До 3	Св. 3 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 120	Св. 120 до 250	Св. 250 до 400	Св. 400 до 630	Св. 630 до 1000
8	*A*	7	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40
	B	6	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
	C	5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
9	*A*	8	8	10	12	16	20	25	30	40	50	60
	B	7	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40
	C	6	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
10	*A*	9	12	16	20	25	30	40	50	60	80	100
	B	8	8	10	12	16	20	25	30	40	50	60
	C	7	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40
11	*A*	10	20	25	30	40	50	60	80	100	120	160
	B	9	12	16	20	25	30	40	50	60	80	100
	C	8	8	10	12	16	20	25	30	40	50	60

5.3 Отклонения и допуски расположения поверхностей

Отклонением расположения поверхностей (профилей или иных элементов) называется отклонение реального расположения этого элемента от номинального расположения. В качестве элементов может выступать поверхность (профиль), линия, точка. Номинальное положение элемента определяется на чертеже номинальными линейными или угловыми размерами относительно базы. База - это элемент или сочетание элементов относительно которых задается допуск расположения или определяется отклонения расположения рассматриваемого элемента. Различают конструкторские, технологические (установочные) и метрологические (измерительные) базы. Конструкторские определяют положение детали в изделии, технологические – при обработке, метрологические – при измерении и контроле.

При оценке величины отклонения расположения отклонения формы рассматриваемых элементов не учитываются. Поэтому реальные поверхности и профили заменяют прилагающими, а за оси, плоскости симметрии и центра реальных поверхностей принимают соответствующие оси, плоскости симметрии и центры прилегающих элементов.

Допусками расположения называют наибольшее допустимое отклонения расположения рассматриваемого элемента.

Поле допуска расположения – это область в пространстве или заданной плоскости, внутри которой должен находиться прилегающий элемент или ось, центр, плоскость симметрии в пределах нормируемого участка.

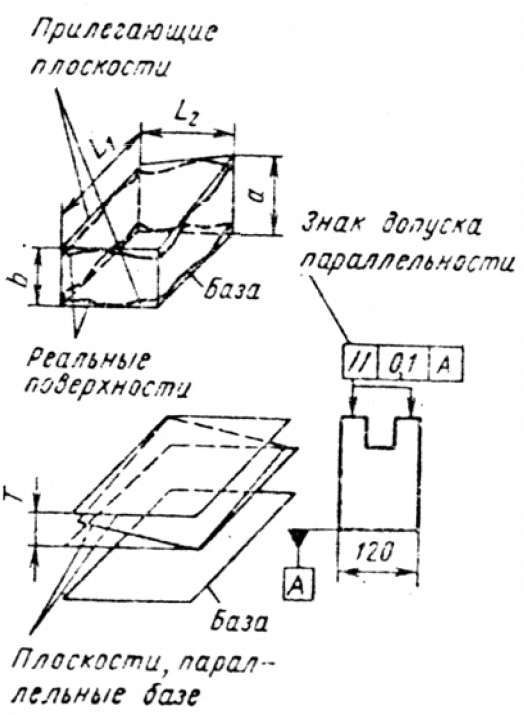
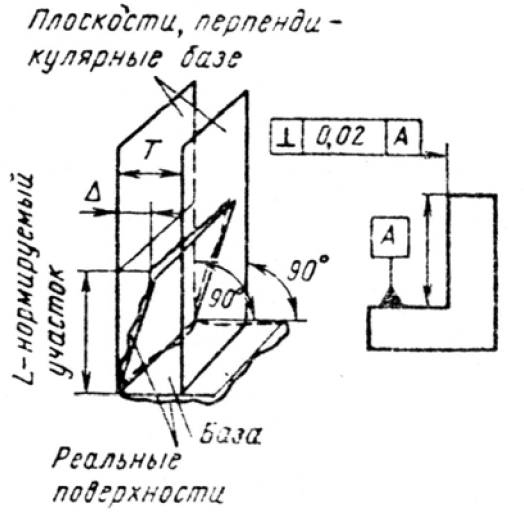
Основные виды отклонений расположения поверхностей и профилей приведены в табл.25.

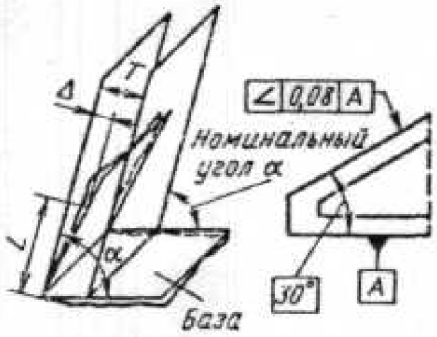
В ряде случаев необходимо нормировать суммарные отклонения формы и расположения поверхностей. Они являются результатом совместного проявления отклонения формы и отклонения расположения поверхности (профиля) относительно базовых элементов. Определение этих видов отклонений даны в табл.26.

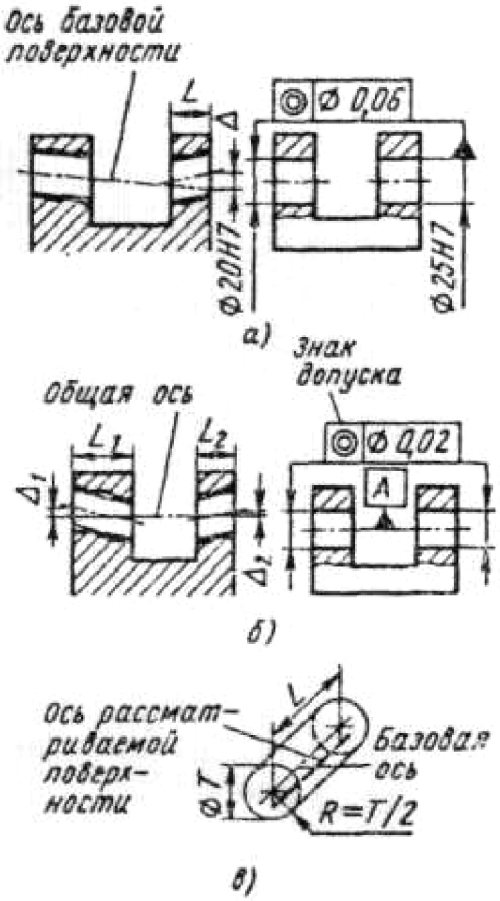
Численные значения допусков расположения приведены в табл. 14 и 15.

Таблица 25

Отклонения и допуски расположения поверхностей

Эскиз, обозначение допуска или запись на чертеже	Определение
	*Отклонение от параллельности плоскостей* — разность $\Delta = a - b$ наибольшего и наименьшего расстояний между плоскостями в пределах нормируемого участка. *Допуск* T *параллельности* — наибольшее допускаемое значение отклонения от параллельности (см. табл.14). *Поле допуска параллельности плоскостей* — область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии, равном допуску T параллельности, и параллельными базовой плоскости. Пример. *«Допуск параллельности каждой поверхности относительно поверхности А равен 0,1 мм»*
	*Отклонение от перпендикулярности плоскостей* — отклонение Δ угла между плоскостями от прямого угла (90^0), выраженное в линейных единицах на длине нормируемого участка ℓ *Допуск T перпендикулярности* — наибольшее допускаемое значение отклонения от перпендикулярности (см. табл. 14). *Поле допуска перпендикулярности плоскостей* — область в пространстве, ограниченная двумя параллельными, плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии, равном допуску T перпендикулярности, и перпендикулярными базовой плоскости. Пример. *«Допуск перпендикулярности поверхности относительно поверхности А равен 0,02 мм»*

	*Отклонение наклона плоскости относительно плоскости или оси* — отклонение Δ угла между плоскостью и базовой плоскостью или базовой осью (прямой) от номинального угла, выраженное в линейных единицах на длине нормируемого участка ℓ *Допус Т наклона* — наибольшее допускаемое значение отклонения наклона (см. табл. 14) *Поле допуска наклона плоскости относительно плоскости или оси* — область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии, равном допуску *Т* наклона, и расположенными под номинальным углом к базовой плоскости или базовой оси. Пример. «*Допуск наклона поверхности относительно поверхности А равен 0,08* мм»
	Отклонение от соосности относительно оси базовой поверхности (а) – наибольшее расстояние Δ между осью рассматриваемой поверхности вращения и осью базовой поверхности на длине нормируемого участка ℓ *Отклонение от соосности относительно общей оси (б)* – наибольшие расстояния (Δ_1, Δ_2, …) между осью рассматриваемой поверхности вращения и общей осью двух или нескольких поверхностей вращения на длине нормируемого участка ℓ



Допуск соосности (*в*) назначают в диаметральном и в радиусном выражении (предпочтительно в диаметральном выражении).

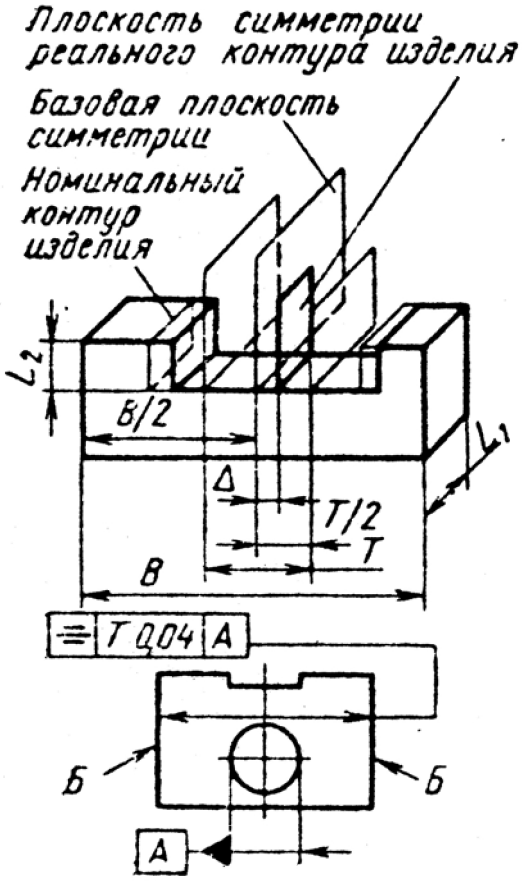
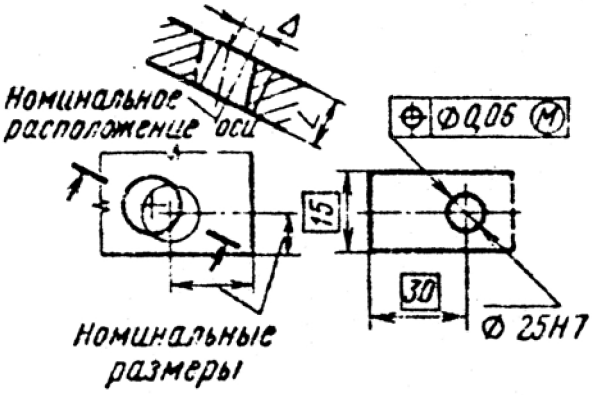
Допуск ∅ T соосности в диаметральном выражении — удвоенное наибольшее допускаемое значение отклонения Δ от соосности (см. табл.15); указывается со знаком ∅ перед числовым значением допуска.

Допуск R соосности в радиусном выражении — наибольшее допускаемое значение отклонения Δ от соосности; указывается со знаком R перед числовым значением допуска.

Поле допуска соосности — область в пространстве, ограниченная цилиндром, диаметр которого равен допуску *T* соосности в диаметральном выражении (или удвоенному допуску *R* соосности в радиусном выражении), а ось цилиндра совпадает с базовой осью.

Пример 1. «*Допуск соосности отверстия ∅ 20H7 относительно оси базового отверстия ∅ 25H7 равен ∅ 0,06 мм*»

Пример 2. «*Допуск соосности отверстий относительно общей оси А равен ∅ 0,02 мм*

	*Отклонение от симметричности относительно базового элемента* - наибольшее расстояние Δ между плоскостью симметрии (осью) рассматриваемого элемента (или элементов) и плоскостью симметрии базового элемента в пределах нормируемого участка. Это отклонение определяют в плоскости, проходящей через базовую ось, перпендикулярно плоскости симметрии. *Допуск Т симметричности в диаметральном выражении* — удвоенное наибольшее значение отклонения от симметричности (см. табл. 15); указывается со знаком *Т* перед числовым значением допуска. *Допуск Т/2 симметричности в радиальном выражении* — наибольшее допускаемое значение отклонения от симметричности; указывается со знаком *Т/2* перед числовым значением допуска. *Поле допуска симметричности* — область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии, равном допуску *Т* симметричности в диаметральном выражении (или удвоенному допуску *Т/2* симметричности в радиусном выражении), и симметричная относительно базовой плоскости симметрии пли базовой оси. Пример, «*Допуск симметричности поверхностей Б относительно оси отверстия А равен Т 0,04 мм*»
	*Позиционное отклонение* - наибольшее расстояние Δ между реальным расположением элемента (его центра, оси или плоскости, симметрии) и его номинальным расположением в пределах нормируемого участка. *Позиционный допуск в диаметральном выражении* — удвоенное наибольшее допускаемое значение позиционного отклонения элемента; указывается со знаком ∅ перед числовым значением допуска *Т*.

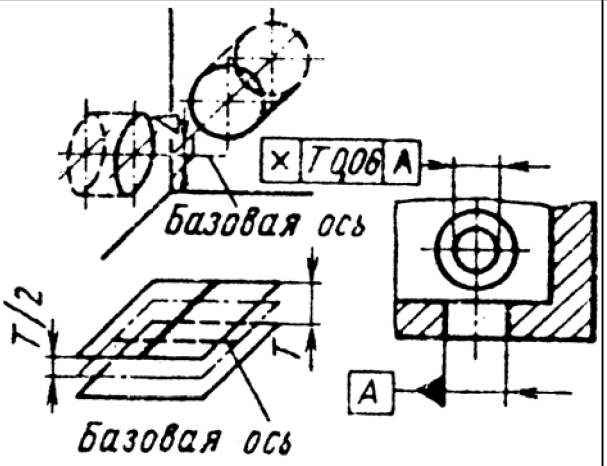
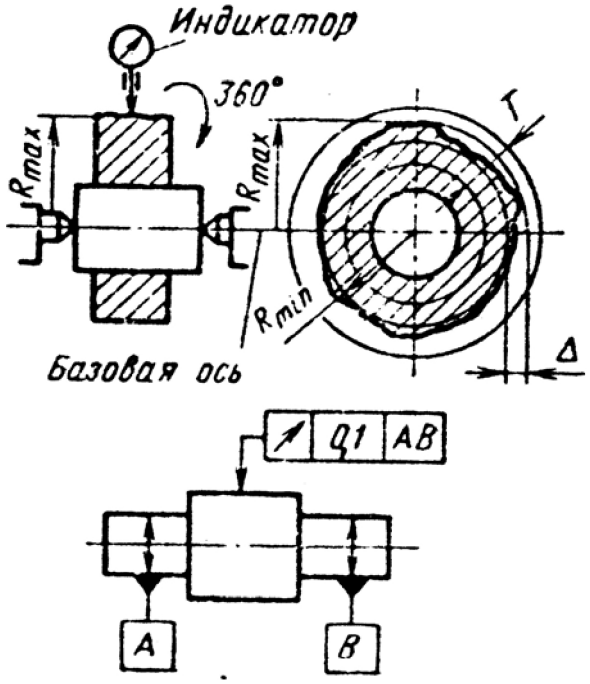
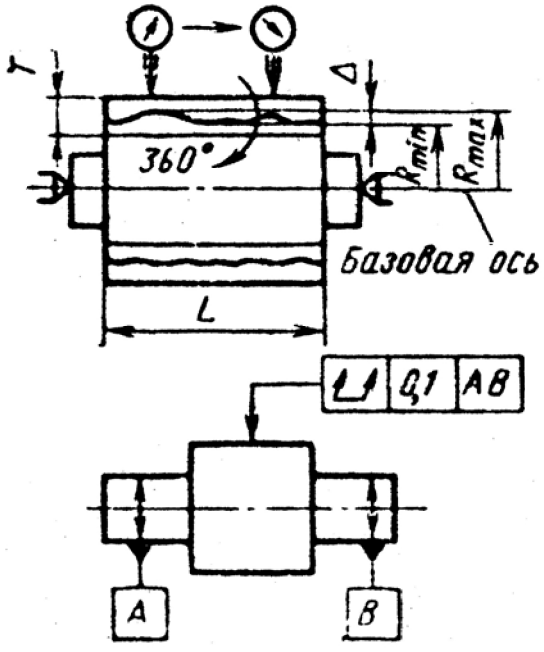
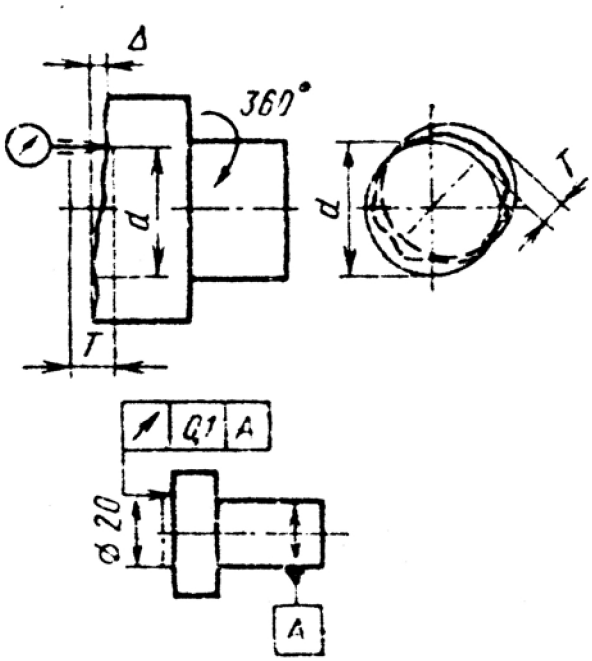
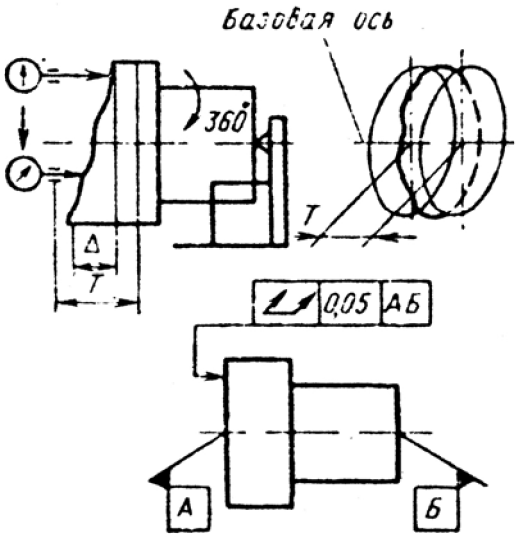
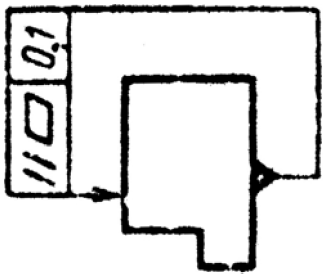
	Позиционный допуск в радиальном выражении — наибольшее допускаемое значение позиционного отклонения элемента; указывается знаком перед числовым значением допуска *T/2*. Пример. «*Позиционный допуск оси отверстия ∅ 0,06 мм*»
	*Отклонение от пересечения осей* — наименьшее расстояние Δ между осями, номинально пересекающимися. *Допуск пересечения осей в диаметральном выражении* — удвоенное наибольшее допускаемое значение отклонения от пересечения осей (см.табл.15); указывается со знаком *T* перед числовым значением. *Допуск пересечения осей в радиальном выражении* — наибольшее допускаемое значение отклонений от пересечения осей; указывается со знаком *T/2* перед числовым значением. *Поле допуска пересечения осей* — область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии, равном допуску пересечения в диаметральном выражении *T* или удвоенному допуску пересечения в радиусном выражении *T/2*, и расположенными симметрично базовой оси. Пример. *«Допуск пересечения осей отверстий T* = 0,06 *мм»*

Таблица 26

Суммарные отклонения и допуски формы и расположения

Эскиз, обозначение допуска на чертеже	Определение
	*Радиальное биение* — разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси. Радиальное биение Δ является результатом совместного проявления отклонения от круглости профиля рассматриваемого сечения и отклонения его центра относительно базовой оси (оно не включает в себя отклонений формы и расположения образующей поверхности вращения).
	Допуск T *радиального биения* — наибольшее допускаемое значение радиального биения (см. табл. 15.
	Поле допуска радиального биения — область на плоскости, перпендикулярной базовой оси, ограниченная двумя концентричными окружностями с центром, лежащим на базовой оси, и отстоящими друг от друга на расстоянии, равном допуску T радиального биения. *Пример. «Допуск радиального биения вала относительно поверхностей A и B равен 0,1 мм».*
	*Полное радиальное биение* — разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от всех точек реальной поверхности в пределах нормируемого участка до базовой оси. Это биение является результатом совместного проявления отклонения от цилиндричности рассматриваемой поверхности и отклонения от ее соосности относительно базовой оси.
	Допуск T *полного радиального биения* — наибольшее допускаемое значение полного радиального биения (см. табл.15)
	Поле допуска полного радиального биения — область в пространстве,

	ограниченная двумя цилиндрами, ось которых совпадает с базой осью, а боковые поверхности отстоят друг от друга на расстоянии, равном допуску *T* полного радиального биения. *Пример. Допуск радиального биения вала относительно поверхностей А и В равен 0,1 мм*
	*Торцовое биение* — разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцовой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси. Профиль расположен в сечения торцовой поверхности цилиндром заданного диаметра *d*, соосным с базовой осью, а если диаметр не задан, то в сечении наибольшего диаметра. Это биение при плоской форме торца является результатом совместного проявления отклонения от общей плоскости точек, лежащих на линии пересечения торцовой поверхности с секущим цилиндром, и отклонения от перпендикулярности торца относительно базовой оси на длине, равной диаметру рассматриваемого сечения (не включают всего отклонения от плоскостности рассматриваемой поверхности).
	Допуск T торцового биения — наибольшее допускаемое значение торцового биения (см. табл. 14)
	Поле допуска торцового биения — область на боковой поверхности цилиндра, диаметр которого равен заданному или любому (в том числе и наибольшему) диаметру торцовой поверхности, а ось совпадает с базовой осью, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии, равном допуску *T* торцового биения, и перпендикулярными базовой оси.

	Пример. *Допуск торцового биения на диаметре 20 мм относительно поверхности А равен 0,1 мм.*
	*Полное торцовое биение* — разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек всей торцовой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси. Это биение является результатом совместного проявления отклонения от плоскостности рассматриваемой поверхности и отклонения от перпендикулярности относительно базовой оси
	Допуск T полного торцового биения — наибольшее допускаемое значение полного торцового биения (см. табл. 14)
	Поле допуска полного торцового биения — область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии, равном допуску *T* полного торцового биения, и перпендикулярными базовой оси. *Пример.* Допуск полного торцового биения поверхности относительно оси *А — Б* поверхности равен 0,05 мм
	*Суммарное отклонение от параллельности и плоскостности* — разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реальной поверхности до базовой плоскости в пределах нормированного участка
	Суммарный допуск T параллельности и плоскостности — наибольшее допускаемое значение суммарного отклонения от параллельности и плоскостности
	Поле суммарного допуска параллельности и плоскостности — область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на

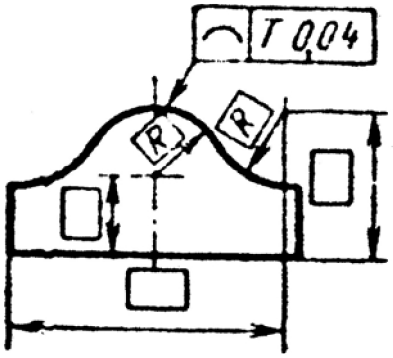
	расстоянии, равном суммарному допуску *T* параллельности и плоскостности, и параллельными базовой плоскости *Пример.* Суммарный допуск параллельности и плоскостности поверхности относительно основания равен 0,1 мм.
	*Отклонение формы заданного профиля* — наибольшее отклонение точек реального профиля от номинального профиля, определяемое по нормали к номинальному профилю в пределах нормируемого участка.
	Допуск формы заданного профиля в диаметральном выражении — наибольшее удвоенное допускаемое значение отклонения формы заданного профиля. *Допуск формы в радиусном выражении* — наибольшее допускаемое значение отклонения формы заданного профиля
	Пример. Допуск формы заданного профиля *T = 0,04 мм*

Таблица 27

Допуски *T* (в мкм) параллельности, перпендикулярности, наклона, торцового и полного торцового биения

Степень точности	Номинальная длина нормируемого участка поверхности, мм										
	До 10	Св. 10 до 16	Св. 16 до 25	Св. 25 до 40	Св. 40 до 63	Св. 63 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160 до 250	Св. 250 до 400	Св. 400 до 630	Св. 630 до 1000
1	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4
2	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6
3	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10
4	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
5	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
6	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40
7	6	8	10	12	16	20	25	30	40	50	60
8	10	12	16	20	25	30	40	50	60	80	100
9	16	20	25	30	40	50	60	80	100	120	160
10	25	30	40	50	60	80	100	120	160	200	250
11	40	50	60	80	100	120	160	200	250	300	400
12	60	80	100	120	160	200	250	300	400	500	600
13	100	120	160	200	250	300	400	500	600	800	1000
14	160	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200	1600
15	250	300	400	500	600	800	1000	1200	1600	2000	2500
16	400	500	600	800	1000	1200	1600	2000	2500	3000	4000

Примечания:

1. При назначении допусков параллельности, перпендикулярности, наклона под номинальной длиной нормируемого участка понимается также номинальная длина всей рассматриваемой поверхности (для допуска параллельности – номинальная длина большей стороны), если нормируемый участок не задан.

2. При назначении допусков торцового биения под номинальным диаметром торцовой поверхности понимается заданный номинальный диаметр или номинальный больший диаметр торцовой поверхности.

При назначении допусков полного торцового биения под номинальным диаметром торцовой поверхности понимается номинальный больший диаметр рассматриваемой торцовой поверхности.

3. По данной таблице назначаются также суммарные допуски параллельности и плоскости, перпендикулярности и плоскостности, наклона и плоскостности.

Таблица 28

Допуски *T* (в мкм) радиального биения и полного радиального биения. Допуски *T* (в мкм) соосности, симметричности, пересечения осей в диаметральном выражении

Степень точности	Номинальная длина нормируемого участка поверхности, мм										
	До 3	Св. 3 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 До 120	Св. 120 до 250	Св. 250 до 400	Св. 400 до 630	Св. 630 до 1000	Св.1000 до 1600
1	0,8	1	1,2	1.6	2	2,5	3	4	5	6	8
2	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
3	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
4	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30
5	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40	50
6	8	10	12	16	20	25	30	40	50	60	80
7	12	16	20	25	30	40	50	60	80	100	120
8	20	25	30	40	50	60	80	100	120	160	200
9	30	40	50	60	80	100	120	160	200	250	300
10	50	60	80	100	120	160	200	250	300	400	500
11	80	100	120	160	200	250	300	400	500	600	800
12	120	160	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200
13	200	250	300	400	500	600	800	1000	1200	1600	2000
14	300	400	500	600	800	1000	1200	1600	2000	2500	3000
15	500	600	800	1000	1200	1600	2000	2500	3000	4000	5000
16	800	1000	1200	1600	2000	2500	3000	4000	5000	6000	8000

Примечания:

1. При назначении допусков радиального биения и полного радиального биения под номинальным размером понимается номинальный диаметр рассматриваемой поверхности.

2. При назначении допусков соосности симметричности, пересечения осей под номинальным размером понимается номинальный размер рассматриваемой поверхности вращения или номинальный размер между поверхностями, образующими рассматриваемый симметричный элемент. Если база не указывается, то допуск определяется по элементу с большим размером.

5.4. Независимые и зависимые допуски

Допуски расположения или формы могут быть как зависимыми, так и независимыми.

Независимым является допуск величина которого не зависит от действительного размера детали. Он постоянен для всей совокупности годных деталей, изготовленных по данному чертежу.

Зависимым называется допуск (*Тзав.*) расположения или формы, минимальное значение которого Tmin. указано на чертеже, но который допускается превышать на величину Тдоп., соответствующую отклонению действительного размера детали от

проходного предела. Это тот из предельных размеров детали, который отвечает максимальному количеству материала, т.е. максимальному диаметру вала (d_{max}) или минимальному диаметру отверстия (D_{min}).

$$T_{зав} = T_{min} + T_{доп}$$

Зависимые допуски более экономичны, т.к. расширяют поле допуска и позволяют применять менее трудоемкие способы изготовления и комплексного контроля. Зависимые допуски преимущественно применяют для деталей соединений, сопрягающихся одновременно по нескольким поверхностям с гарантированным зазором или натягом.

Допуск T_{min} рассчитывают из наименьшего зазора соединения. Дополнительный допуск может измениться от 0 до максимального значения.

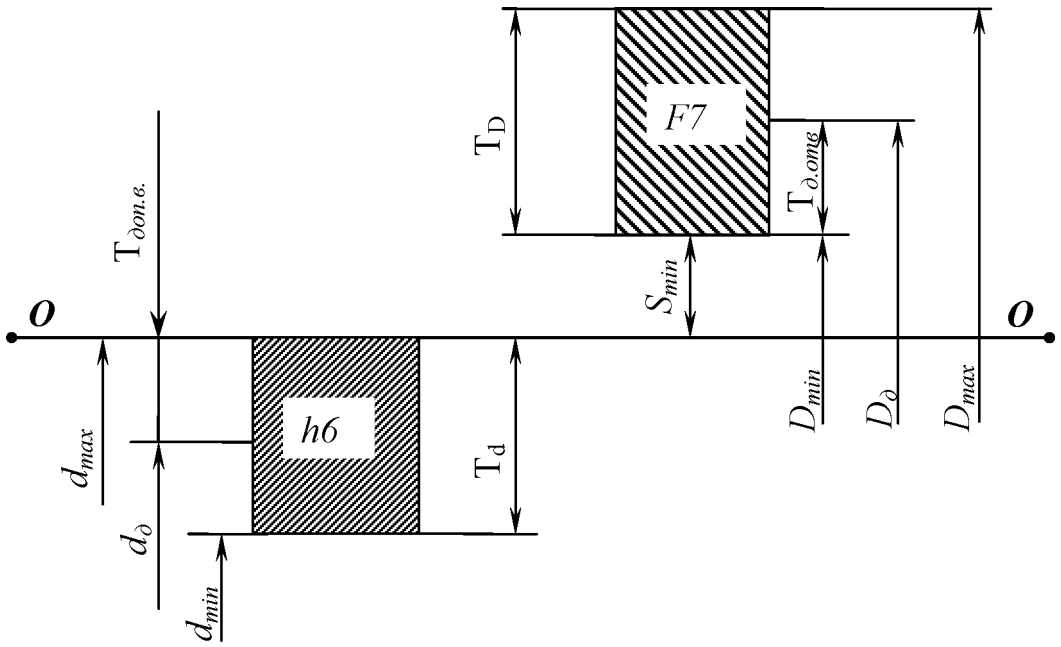


Рис. 38. Схема расположения полей допусков отверстия и вала для определения зависимого допуска.

Действительно, если вал имеет $d_д = d_{max}$, а отверстие $D_д = D_{min}$, то $T_{доп} = 0$ и $T_{зав} = T_{min}$ указанный в чертеже. В этом случае в соединении реализуется S_{min}. Если же $d_д < d_{max}$ или $D_д > D_{min}$, а дополнительный зависимый допуск отсутствует, то действительный зазор $S_д$ - S_{min}, который может быть использован для расширения поля допуска на расположение и форму поверхности в сторону увеличения (рис.38).

$$S_д = D_д - d_d; \quad S_{min} = D_{min} - d_{max},$$

тогда

$$S_д - S_{min} = D_д - d_д - D_{min} + d_{max} =$$

$$= d_д - D_{min} + d_{max} - d_д = T_{д.отв.} + T_{д.вала}$$

Следовательно, в этом случае

$$T_{зав} = T_{min} + T_{д.отв.} + T_{д.вала}$$

И зазор в этом соединении с расширенным допуском будет соответствовать S_{min}

Наибольший зависимый допуск образуется, когда $d_d = d_{min}$; $D_д - D_{max}$, тогда

$$D_{доп.в} = T_д \qquad T_{доп.отв.} = T_D \quad \text{и}$$

$$T_{зав.} = T_{min} + T_д + T_D$$

Например нужно определить зависимый допуск перпендикулярности, обозначенный на рис.39

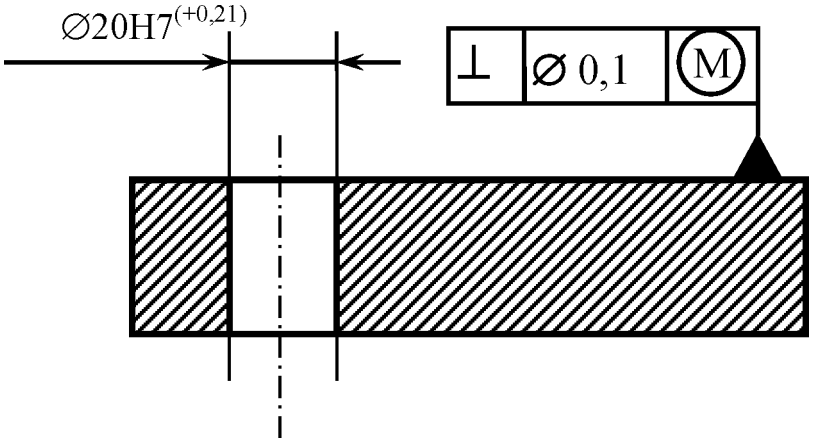


Рис.39. Пример обозначения на чертеже зависимого допуска перпендикулярности.

Минимальное значение допуска перпендикулярности $T_{мин}$=*0,1 мм.* Максимальное значение дополнительного допуска равно допуску отверстия *IT7* =0,021 мм, тогда согласно формуле (1) зависимый допуск:

$$T_{зав.}=T_{min} + T_{д.отв} = 0,1+0,0121=0,0121 \text{ мм.}$$

это значит, что положение реальной (действительной) оси отверстия ограничено цилиндром, диаметр которого равен зависимому допуску $T_{зав.} = 0,121$ *мм.*

5.5. Указание допусков формы и расположения поверхностей на чертежах

1. Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными обозначения. Они приведены в табл.16. Указание допусков формы и расположения текстом в технических требованиях допустимо лишь в тех случаях, когда отсутствует знак вида допуска. Нормируются, частные виды отклонений;

2. При условном обозначении данные о допусках формы и расположения поверхностей указывают в прямоугольной рамке, разделенной на части:

в первой части – условное обозначение допуска;

во второй части – числовое значение допуска, а при необходимости и длину нормируемого участка;

в третьей и последующих частях – буквенное обозначение баз.

3. Форма и размеры знаков, рамки, изображение баз приведены на рис.40.

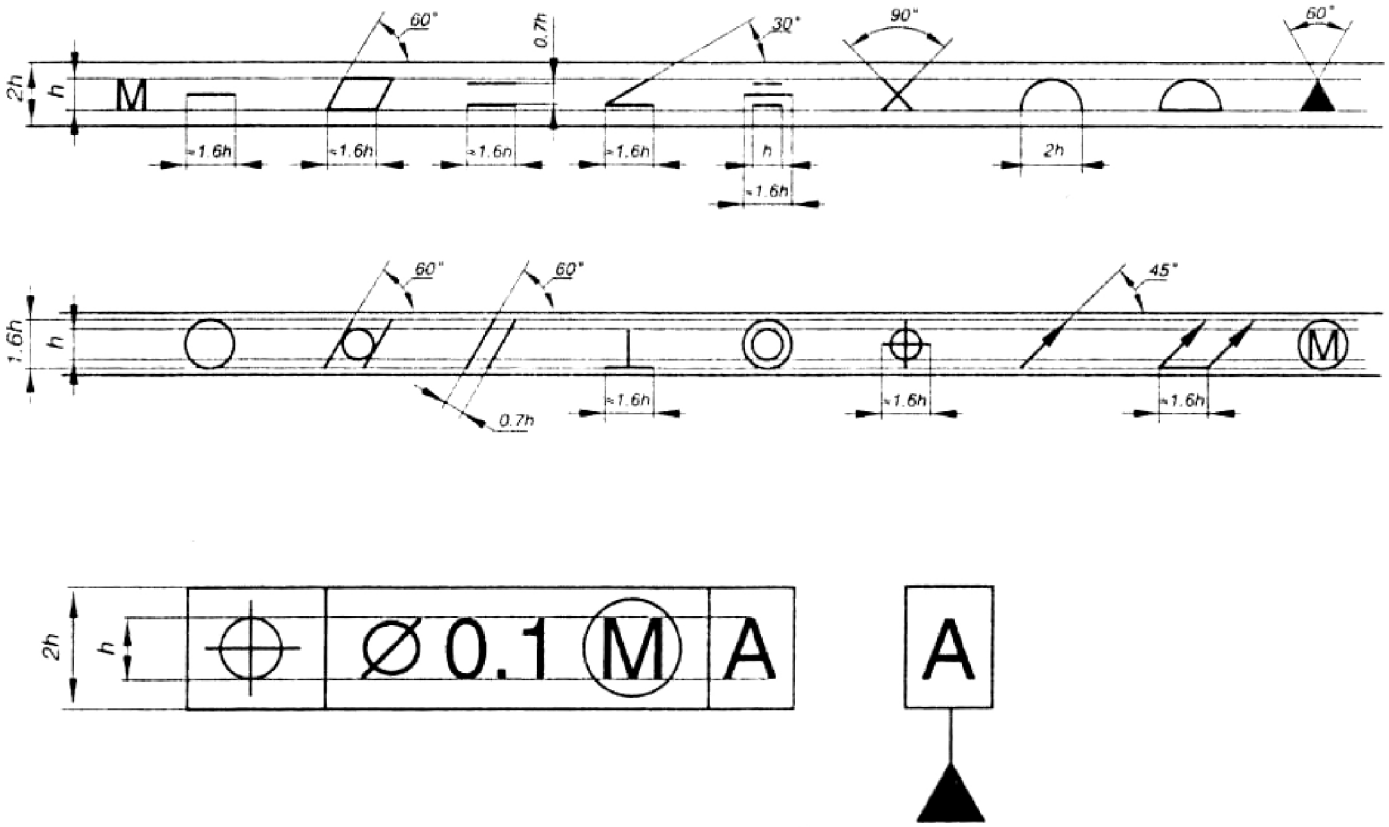


Рис. 40. Рамка и база для обозначения допуска формы или расположения.

4. Рамку рекомендуется выполнять в горизонтальном положении. Пересекать рамку допуска какими-либо линиями не допускается.
5. Если допуск относится к оси или к плоскости симметрии, то соединительная линия должна быть продолжением размерной линии (рис.41,*а*). Если же отклонение или база относятся к поверхности, то соединительная линия не должна совпадать с размерной (рис.41, *б, в).*
6. Если размер элемента уже указан, размерная линия должна быть без размера, и ее рассматривают как составную часть условного обозначения допуска.
7. Числовое значение допуска действительно для всей поверхности или длины элемента, если не задан нормируемый участок.
8. Если для одного элемента необходимо задать два разных вида допуска, то рамки допуска можно объединять и располагать их так, как показано на рис.42.
9. Базы обозначают зачерненным треугольником, который соединяют при помощи соединительной линии с рамкой допуска или рамкой, в которой указывают буквенное обозначение базы (рис.42).

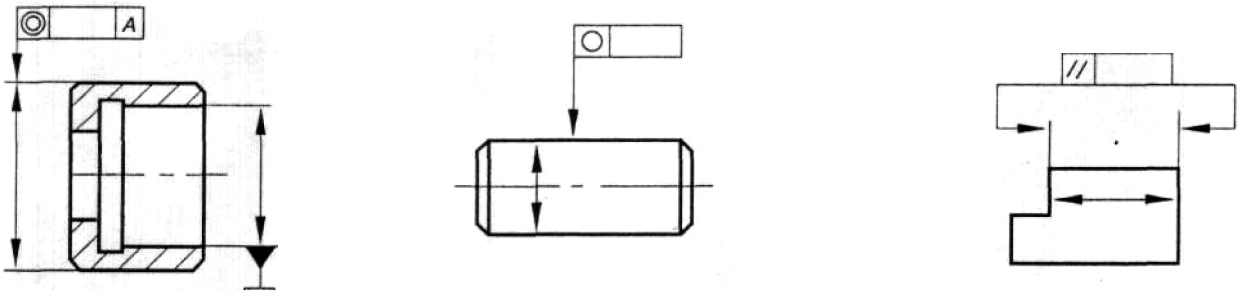


Рис.41. Примеры обозначения допуска формы или расположения.

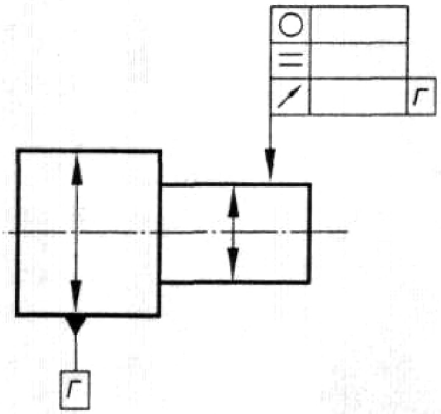
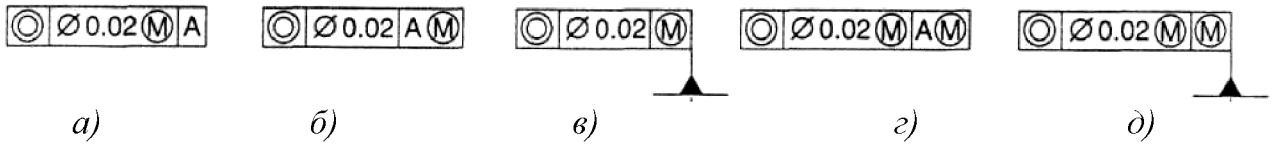


Рис.42. Обозначение двух и более различных видов допуска на чертеже.

10. Если нет необходимости выделять как базу ни одну из поверхностей, то треугольник заменяют стрелкой (рис.41,*в*).
11. Линейные и угловые размеры, определяющие номинальное расположение элементов, ограничиваемых допуском расположения, указывают на чертежах в прямоугольных рамках.
12. Если допуск расположения или формы не указан как зависимый, то его считают независимым. Зависимые допуски обозначают так, как указано на рис.43. Знак «*М*» помещают:

- после числового значения допуска, если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого элемента (рис.43 *а*);
- после буквенного обозначения базы (рис.43, *б)* или без буквенного обозначения в третьей части рамки (рис.43, *в),* если зависимый допуск связан с действительными размерами базового элемента;



а) *б)* *в)* *г)* *д)*

Рис.43. Обозначение зависимых допусков на чертеже.

Обозначение допусков формы, расположение, а также суммарных допусков формы и расположение приведены в табл. 29, 30, 31.

Таблица 29

Допуски формы

№ п/п	**Вид допуска и его обозначение по ГОСТ 24642—81**	**Изображение на чертеже**
1	Допуск цилиндричности	⌭
2	Допуск круглости	○
3	Допуск профиля продольного сечения цилиндрической поверхности *Т* крутости	⌓
4	Допуск плоскостности	▱
5	Допуск прямолинейности	⏤

Таблица 30

Допуски расположения

	Плоскость			Цилиндр		
	Вид допуска расположения, ГОСТ 24642-81	**Изображение**	**Примечание**	**Вид допуска расположения, ГОСТ 24642-81**	**Изображение**	**Примечание**
Плоскость	Допуск параллельности	∏				
	Допуск перпендикулярности	√				
	Допуск наклона	.				
	Допуск симметричности		*T , T/2*			
Цилиндр	Допуск параллельности	∏		Допуск параллельности осей	∏	
	Допуск перпендикулярности	√		Допуск перекоса осей	∏	
	Допуск наклона	.		Допуск перпендикулярности	√	
	Допуск симметричности	∧	*T , T/2*	Допуск наклона	.	
	Позиционный допуск	∨	⟩, *R*	Допуск соосности	¬	⟩, *R*
				Позиционный допуск	∨	⟩, *R*
				Допуск пересечения	⇔	*T , T/2*

Таблица 31

№ п/п	Вид допуска и его обозначение по ГОСТ 24642—81	Изображение на чертеже
1	Допуск торцевого биения	⇐
2	Допуск полного торцевого биения	⇑
3	Допуск радиального биения	⇐
4	Допуск полного радиального биения	⇑
5	Допуск биения в заданном направлении	⇐
6	Допуск формы заданного профиля	⇒
7	Допуск формы заданной поверхности	⇓

6. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ

6.1. Система нормирования шероховатости поверхности

Шероховатостью поверхности согласно ГОСТ 2789-73 и ГОСТ 25142-82 называют совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенную с помощью базовой длины. Базовой длиной (БД), обозначенной ℓ, называют длину базовой линии, используемую для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности. Базовая линия имеет заданную геометрическую форму и определенное положение относительно профиля поверхности и служит для оценки геометрических параметров поверхности.

Шероховатость является следствием пластической деформации поверхностного слоя детали, возникающей при образовании стружки, трения инструмента о деталь, копирования неровностей режущих кромок инструмента и других причин.

Числовые значения шероховатости поверхности определяют от единой базы, за которую принята средняя линия профиля m , т.е. базовая линия, имеющая форму номинального профиля и проведенная так, что в пределах базовой длины среднее квадратическое отклонение профиля до этой линии минимально. Систему отсчета шероховатости от средней линии профиля называют системой средней линии или просто системой M.

Для надежной оценки шероховатости с учетом рассеяния показаний прибора и возможной неоднородности строения неровностей рекомендуется измерения повторять несколько раз в различных местах поверхности.

В этом случае за результат измерения принимают среднее арифметическое из результатов определения шероховатости на нескольких участках, причем длина каждого участка, как показано на рис.44, должна быть равна ℓ или нескольким ℓ (при контроле контактными приборами). Числовые значения базовой длины выбирают из ряда (0,01); (0,03); 0,08; 0,25; 0,80; 2,5; 8; (25) мм (значения, взятые в скобки, применяют в особых случаях).

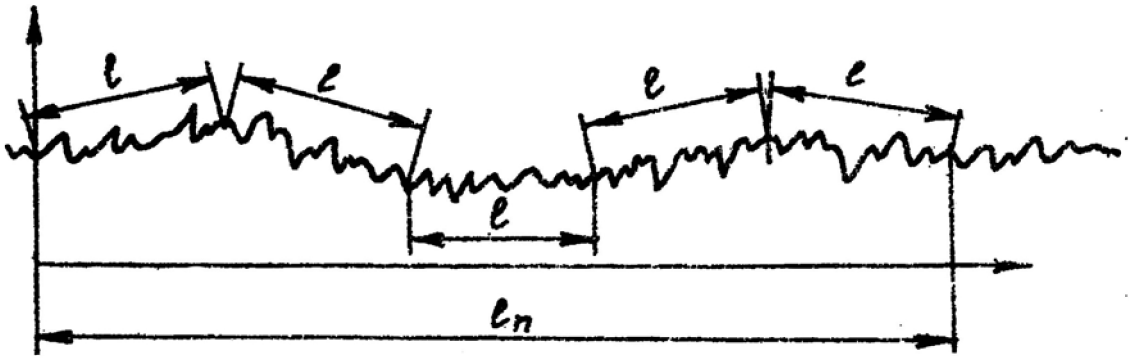


Рис.44. Базовая длина ℓ .

Количественно шероховатость поверхности устанавливают независимо от способа ее обработки и требования стандарта распространяются на все виды материалов, кроме древесины, войлока, фетра и других материалов с ворсистой поверхностью.

Шероховатость можно оценивать одним или несколькими параметрами:

R_a – средним арифметическим отклонением профиля;

R_z – высотой неровностей профиля по десяти точкам;

R_{max} – наибольшей высотой неровностей профиля;

S_m – средним шагом неровностей;

S – средним шагом местных выступов профиля;

t_p – относительной опорной длиной профиля (p – значение уровня сечения профиля).

Параметр R_a является предпочтительным, он характеризует среднюю высоту всех неровностей профиля , R_z – среднюю высоту наибольших неровностей, R_{max} – наибольшую высоту профиля. Указанные параметры отсчитываются в микрометрах. Шаговые параметры S_m, S и параметр формы t_p введены для учета различной формы и взаимного расположения неровностей.

6.2. Параметры шероховатости связанные с высотными характеристиками неровностей

К высотным параметрам шероховатости относятся (рис.45):

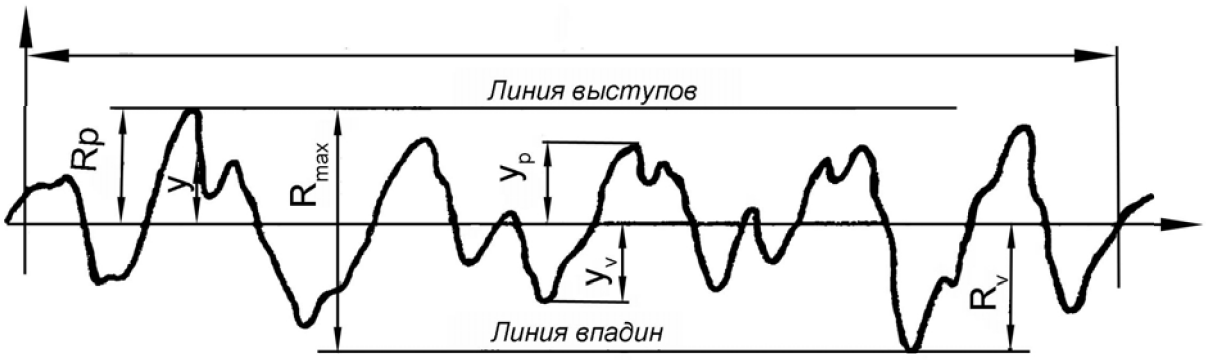


Рис.45. Высотные параметры шероховатости.

Наибольшая высота неровностей профиля R_{max} – расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины, $R_{max}=R_p + R_v$, где

- высота наибольшего выступа профиля R_p – расстояние от средней линии до высшей точки профиля в пределах базовой длины;
- глубина наибольшей впадины профиля R_v – расстояние от низшей точки профиля до средней линии в пределах базовой длины;
- линия выступов профиля – линия, эквидистантная средней линии, проходящая через высшую точку профиля в пределах базовой длины;
- линия впадин профиля – линия, эквидистантная средней линии, проходящая через низшую точку профиля в пределах базовой длины.

Высота неровностей профиля по десяти точкам R_z – сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины:

$$R_z = \frac{\sum_{i=1}^{5} / y_{pi} / + \sum_{i=1}^{5} / y_{vi} /}{5},$$

где y_{pi} - высота i –го наибольшего выступа профиля;

y_{vi} - глубина i –го наибольшей впадины профиля.

Среднее арифметическое отклонение профиля R_a – среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины:

$$R_a = \frac{1}{e}\int_o^e / y(x) / dx -$$ на показывающем приборе;

$$R_a = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} / y_i / -$$ рассчитываемое по профилограмме.

где $y(y_i) -$ расстояние между любой точкой профиля и средней линией;

$n \geq 50 -$ количество отрезков, на которое делится базовая длина при подсчете параметра R_a по профилограмме.

Числовые значения параметров шероховатости R_a, R_z, R_{max} в ГОСТ 2789-73 приведены в микрометрах. (Таблица П5).

6.3. Параметры, характеризующие шероховатость в направлении длины профиля.

К параметрам шероховатости в направлении длины профиля (рис.46) относятся:

- *Средний шаг неровности профиля* S_m – среднее значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины:

$$S_m = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} S_{mi},$$

где $S_{mi} -$ шаг неровностей профиля, равный длине отрезка средней линии, пересекающий профиль в трех соседних точках и ограниченный двумя крайними точками;

$n -$ число шагов в пределах базовой длины.

- *средний шаг местных выступов профиля* S – среднее значение шага местных выступов профиля в пределах базовой длины:

$$s = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} s_i,$$

s_i – шаг неровностей профиля по вершинам, равный длине отрезка средней линии между проекциями на нее двух наивысших точек соседних выступов профиля.

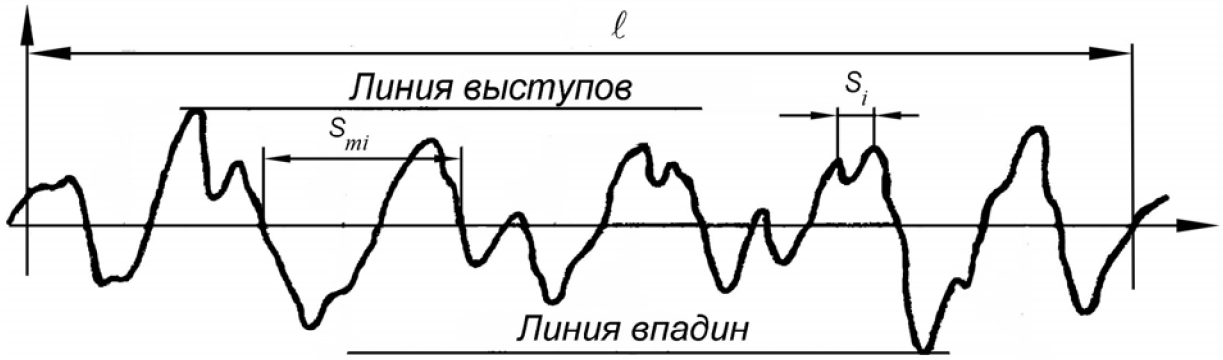


Рис.46. Шаговые параметры шероховатости.

Числовые значения параметров шероховатости S_m и S приведены в ГОСТ 2789-73 в миллиметрах. (Таблица П5).

6.4. Параметры шероховатости, связанные с формой неровностей профиля.

К параметрам шероховатости, связанными с формой неровностей профиля (рис.47) относятся:

- *опорная длина профиля* η_p – сумма длин отрезков $в_i$, отсекаемых на заданном уровне p в материале профиля линией, эквидистантной средней линии в пределах базовой длины (рис.47).

$$\eta_p = \sum_{i=1}^{n} в_i.$$

Уровень сечения p отсчитывается от линии выступов и выбирается из ряда 5; 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90% от R_{max}.

- *относительная опорная длина профиля* t_p – отношение опорной длины профиля к базовой длине:

$$t_p = \eta_p / \ell$$

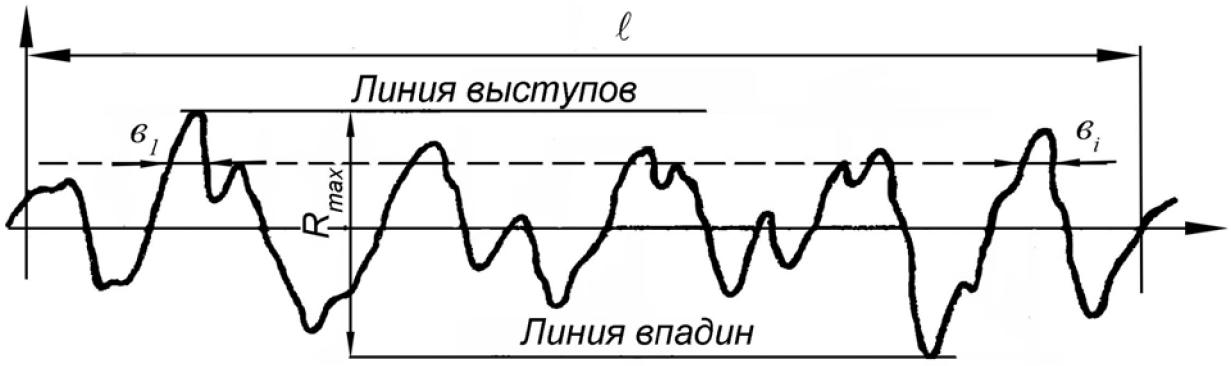


Рис.47. Параметры шероховатости, характеризующие форму неровностей профиля.

В ГОСТ 2789-73 числовые значения относительной опорной длины профиля t_p приводятся в процентах от базовой длины ℓ - 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90%.

6.5. Выбор параметров шероховатости и их числовых значений

Для обеспечения заданного качества изделий (исходя из функционального назначения поверхности деталей) устанавливают требования к шероховатости. Если в этом нет необходимости, параметры шероховатости не устанавливают и шероховатость не контролирует.

Рассмотренный ранее комплекс параметров способствует обоснованному назначению показателей шероховатости для поверхностей различного эксплуатационного назначения. Например, для трущихся поверхностей ответственных деталей устанавливают допускаемые значения R_a (или R_z), R_{max} и t_p, направление неровностей (см.табл.5П), для поверхностей циклически нагруженных деталей – R_{max}, S_m и S и т.д. Следует иметь в виду, что влияние формы неровностей на эксплуатационные показатели качества детали параметром R_a оценить нельзя, т.к. при различных формах неровностей значения R_a могут быть одинаковыми.

Например, профили неровностей, изображенные на рис.47, имеют равную форму, но одинаковые значения R_a. Для лучшей оценки свойств шероховатости необходимо знать ее шаговые, высотные параметры и параметр формы t_p.

Для неответственных деталей шероховатость определяется требованиями технической эстетики, коррозионной стойкости и технологией изготовления. Требование к шероховатости поверхности устанавливают путем указания параметров шероховатости, их числовых значений и базовой длины. Значение ℓ выбирают по допускаемым значениям параметров R_a ,R_z и R_{max} согласно табл.5П. Если указанные параметры должны быть определены на базовой длине, отмеченной в табл.5П, то ее в требованиях к шероховатости не указывают.

Требования к шероховатости устанавливают без учета дефектов поверхности (царапин, раковин и т.д.) – при необходимости их указывают отдельно. В табл.8П даны рекомендуемые значения параметров шероховатости. В табл.9П показана зависимость шероховатости и точности поверхностей от метода обработки.

6.6. Влияние шероховатости поверхности на эксплуатационные характеристики деталей машин

Шероховатость поверхности деталей, возникающая при изготовлении, а также в процессе работы машины под влиянием силовых и температурных деформации и вибраций уменьшает контактную жесткость стыковых поверхностей деталей и изменяет установленный при сборке начальный характер посадок.

В подвижных посадках, когда трущиеся поверхности деталей разделены слоем смазочного материала и непосредственно не контактируют, указанные погрешности приводят к неравномерности зазора в продольных и поперечных сечениях, что нарушает ламинарное течение смазочного материала, повышает температуру и снимает несущую способность масляного слоя. При пуске, торможении, уменьшении скоростей, перегрузках машин условия для трения со смазочным материалом не могут быть созданы, так как масляный слой не полностью разделяет трущиеся поверхности. В этом случае из-за шероховатости контакт сопрягаемых поверхностей деталей машин происходит по наибольшим вершинам неровностей поверхности.

При таком характере контакта давление на вершинах неровностей часто превышает допускаемые напряжения, вызывая вначале упругую, а затем пластическую деформацию неровностей. Возможно отделение вершин некоторых неровностей из-за повторной деформации, вызывающей усталость материала или вырывание частиц материала с одной из трущихся поверхностей при «схватывании» (сцеплении)

неровностей и их совместной пластической деформации под действием больших контактных напряжений.

Происходит также сглаживание отдельных соприкасающихся участков трущихся пар, вследствие этого происходит интенсивное изнашивание деталей, приводящее к увеличению зазора между сопряженными поверхностями. В процессе приработки размеры и форма неровностей поверхности изменяются. Получающуюся шероховатость, обеспечивающую минимальный износ и сохраняющуюся в процессе длительной эксплуатации машин, называют оптимальной.

Оптимальная шероховатость характеризуется высотой, шагом и формой неровностей. Параметры оптимальной шероховатости зависит от качества смазочного материала и других условий работы трущихся деталей, их конструкции и материала.

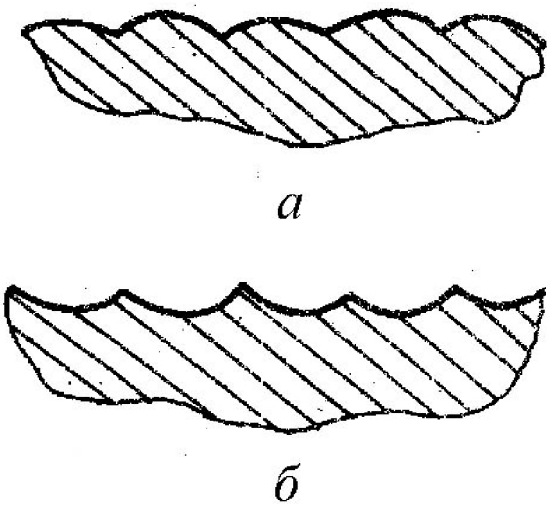


Рис.48. Профили неровностей поверхности: а – выпуклость, б-вогнутость.

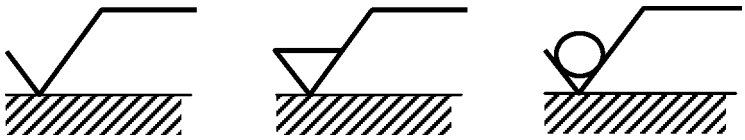
Процесс приработки зависит от размеров начальных неровностей трущихся поверхностей, свойств материала деталей, режима и условий работы механизма. Чем больше начальная шероховатость отличается от оптимальной, тем больше износ деталей, поэтому параметры шероховатости необходимо знать заранее и получать их при механической обработке или приработке деталей на стендах.

Неровности, являясь концентраторами напряжений, снижают сопротивление усталости деталей, особенно при наличии резких переходов, выточек и т.п. На грубообработанных поверхностях, особенно в местах концентрации напряжений, быстрее возникает и распространяется коррозия металла, сопротивление усталости в этом случае снижается в несколько раз.

В неподвижных посадках шероховатость поверхностей приводит к уменьшению прочности соединения деталей вследствие неодинакового натяга и снятия неровностей на сопрягаемых поверхностях при запрессовании.

6.7. Обозначение шероховатости поверхностей на чертежах.

Согласно ГОСТ 2.309-73 шероховатость поверхностей обозначают на чертеже для всех выполняемых по данному чертежу поверхностей детали, независимо от методов их образования, кроме поверхностей, шероховатость которых не обусловлена требованиями конструкции. Установлено 3 знака обозначения шероховатости



а *б* *в*

Рис.49. Знаки, применяемые для обозначения шероховатости поверхностей.

Знак, изображенный на рис.49,а применяют для обозначения шероховатости поверхностей, вид обработки которых конструктор не устанавливает. Этот знак является предпочтительным. В обозначении шероховатости поверхности образуемой удалением слоя металла, например, точением, фрезерованием, шлифованием, травлением и т.п., применяют знак, указанный на рис.49,б при обозначении шероховатости поверхности, образуемой без снятия слоя металла, например, литьем, ковкой, прокатом и т.п. применяют знак показанный на рис.49,в шероховатость поверхностей, не обрабатываемых по данному чертежу, обозначают этим же знаком. При этом указанные в обозначении числовые значения параметров шероховатости должны обеспечиваться соответствующим выбором заготовок.

Структура обозначения шероховатости поверхности приведена на рис.50.

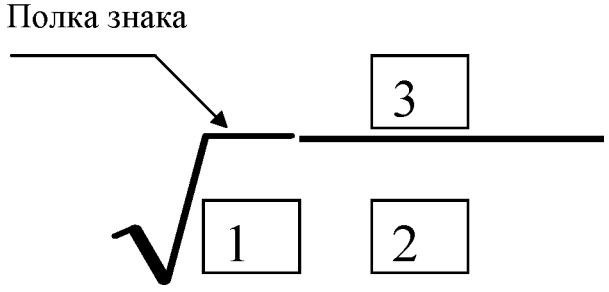


Рис.50. Структура обозначения шероховатости поверхности:
1 – условное обозначение направления неровностей; 2 –Базовая длина / параметры шероховатости; 3 – способ обработки поверхности.

Числовые значения параметров шероховатости указывают после соответствующих символов, например R_{max} *3,2;* R_z *2,5;* R_a *0,63;* S_m *0,25; S 0,16;* t_{50} *70.*

Здесь указаны наибольшие допустимые значения параметров шероховатости, их наименьшие значения не ограничиваются. В примере обозначения t_{50} *70* указана относительная опорная длина профиля t *= 70%* при уровне сечения профиля p*=50%.*

Предельные значения параметров шероховатости (наибольшее и наименьшее) размещают в две строки, например, $R_{a\,0,63}^{1,00}$; $S_{m\,0,4}^{0,5}$; $t_{50\,70}^{50}$.

В верхней строке приводят значение параметра, соответствующее большей шероховатости.

При указании номинального значения параметра шероховатости поверхности в обозначении приводят это значение с предельными отклонениями, например, R_z *100-10%;* S_m *0,32*$^{+20\%}$; t_{50} *70* $\pm$ *40%.*

Если шероховатость поверхности определяется двумя и более параметрами , то их значения в обозначении записываются сверху вниз в следующем порядке: параметр высоты неровностей профиля; параметр шага неровностей профиля; относительная опорная длина профиля.

Например: $\sqrt{\begin{matrix} Ra\ 0,1 \\ 0,8/\ Sm\ 0,063 \\ 0,040 \\ t_{50}60+10\% \end{matrix}}$

Базовая длина указывается в обозначении шероховатости только в тех случаях, когда она превышает значения приведенные в табл.7П. Вид обработки указывается тогда, когда он является единственно возможным для получения данной поверхности.

Примеры обозначения шероховатости поверхности:

Полировать

$\sqrt{\begin{array}{l|l} & R_a\,0{,}08 \\ 0{,}8 & S_m\,0{,}05 \\ M\,0{,}25 & 0{,}032 \\ & t_{50}\,70 \pm 10\% \end{array}}$; $\sqrt{R_z 10}$

$\sqrt{в}$

$\sqrt{a}$

$\sqrt{a} = \sqrt{M\,0{,}8 \,/\, R_a\,0{,}4}$

$\sqrt{в} = \sqrt{\begin{array}{l|l} 2{,}5 & R_a\,0{,}8 \\ & t_{40}\,60 \end{array}}$

Обозначения шероховатости поверхностей на изображении детали располагают на линиях контура, выносных линиях (по возможности ближе к размерной линии) или на полках линий – выносок.

При недостатке места обозначение шероховатости допускается располагать на размерных линиях или их продолжениях, на рамке допуска формы, а также разрывать выносную линию (рис.51).

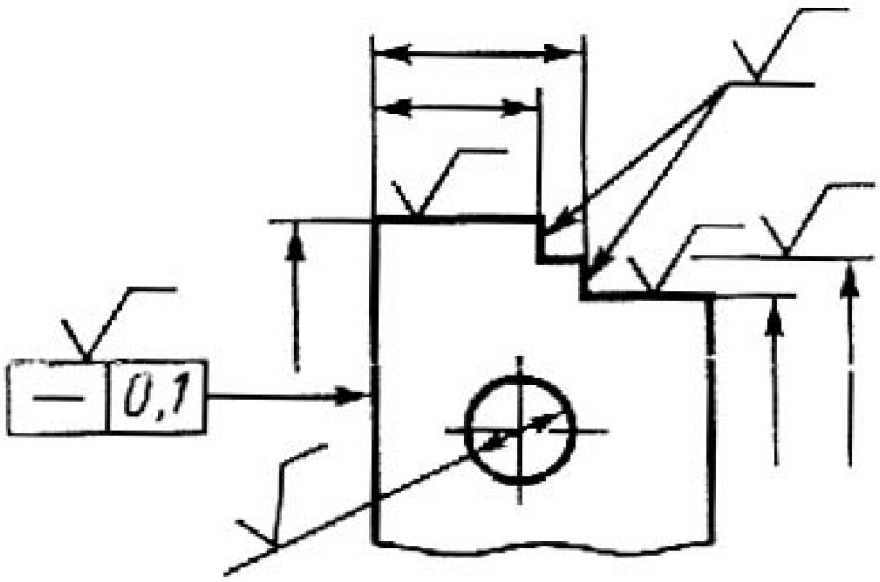


Рис. 51. Пример расположения обозначения шероховатости на чертеже.

7. ВОЛНИСТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ

Под волнистостью поверхности понимают совокупность периодически повторяющихся неровностей, у которых расстояние между соседними возвышенностями или впадинами превышает базовую длину L_w. Волнистость занимает промежуточное положение между отклонениями формы и шероховатостью поверхности.

Установлены следующие параметры волнистости:

- Высота волнистости W_z – среднее арифметическое из 5 ее значений (W_1, W_2... ... W_5), определенных на длине участка измерения L_w, равной не менее пяти наибольшим шагам S_w волнистости (рис52,а): $W_z = \frac{1}{5}(W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5)$;
- Наибольшая высота волнистости W_{max} – расстояние между наивысшей и наинизшей точками измеренного профиля в пределах длины L_w, измеренное на одной полной волне;
- средний шаг волнистости S_w – среднее арифметичекое значение длин отрезков средней линии S_{wi}, ограниченых точками их пересечения с соседними участками профиля волнистости (рис.52,б)

$$S_w = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} S_{wi}$$

Предельные числовые значения высоты волнистости Wz выбирают из ряда 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200 мкм.

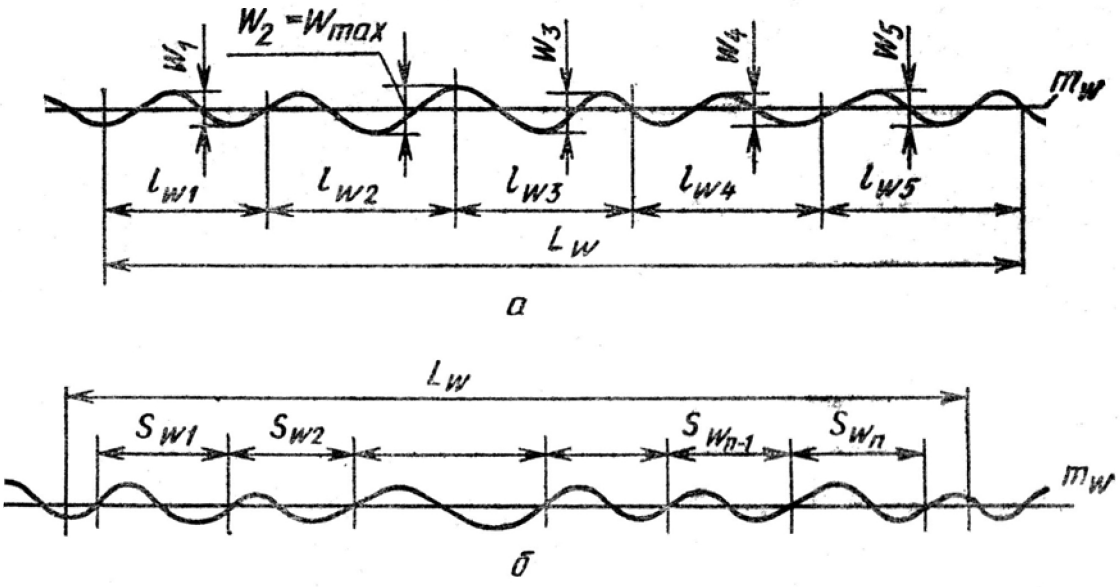


Рис.52. Высота и шаг волнистости поверхности.

Отдельное измерение волнистости выполняют на длине ℓ_{wi}, равной пятой части длины L_w.

Положение средней линии m_w, определяется также, как и для шероховатости.

Форма волны зависит от причин, которые вызывают волнистость поверхности. Чаще волнистость имеет синусоидальный характер, что является следствием колебаний упругой системы СПИД, возникающих в процессе изготовления деталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анухин В.И. Допуски и посадки:Учебное пособие/СПб.: Питер,2004.207с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х томах
3. Белкин И.М. Допуски и посадки: Учебное пособие. М.:Машиностроение, 1992. 528с.
4. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. . 6-е издание. М.:Машиностроение, 1986. 352с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1П

Номинальные размеры резьб

Наружный диаметр D(d)	Шаг резьбы P	Средний диаметр $D_2(d_2)$	Внутренний диаметр $D_1(d_1)$
1	2	3	4
6	1	5.350	4.918
7	1	6.350	5.918
8	1.25 1	7.350 7.350	6.918 6.918
9	1.25 1	8.350 8.350	7.918 7.918
10	1.5 1.25 1	9.026 9.188 9.350	8.376 8.647 8.918
11	1.5 1	10.026 10.350	9.376 9.918
12	1.75 1.5 1.25 1	10.863 11.026 11.188 11.350	10.106 10.376 10.647 10.918
14	2 1.5 1.25 1	12.701 13.026 13.188 13.350	11.835 12.376 12.647 12.918
16	2 1.5 1	14.701 15.026 15.350	13.835 14.376 14.918
18	2.5 2 1.5 1	16.376 16.701 17.026 17.350	15.294 15.835 16.376 16.918
20	2.5 2 1.5 1	18.376 18.701 19.026 19.350	17.294 17.835 18.376 18.918
22	2.5 2 1.5 1	20.376 20.701 21.026 21.350	19.294 19.835 20.376 20.918
24	3 2 1.5 1	22.051 20.701 23.026 23.350	20.752 19.835 22.376 22.918

1	2	3	4
27	3 2 1.5 1	25.051 25.701 26.026 26.350	23.752 24.835 25.376 25.918
30	3.5 3 2 1.5 1	27.727 28.051 28.701 29.026 29.350	26.211 26.752 27.835 28.376 28.918
33	3.5 3 2 1.5 -	30.727 31.051 31.701 32.026 32.350	29.211 29.752 30.835 31.376 31.918
36	4 3 2 1.5 1	33.402 34.051 34.701 35.026 35.350	31.670 32.752 33.835 34.376 34.918

Примечание: Подчеркнутые величины шагов соответствуют резьбам с крупным шагом.

Таблица 2П

Поля допусков наружн. резьбы (болтов)

6h					*6f*			
es	*ei*		*es*	*ei*		*es*	*ei*	
d, d₂ d₁	*d*	*d₂*	*d, d₂ d₁*	*d*	*d₂*	*d, d₂ d₁*	*d*	*d₂*
0	—140	—90	—22	—162	—112	—38	—178	—128
0	—140	—90	—22	—162	—112	—38	—178	—128
0	—140	—100	—22	—162	—122	—38	—178	—128
0	—150	—95	—24	—174	—119	—28	—188	—133
0	—180	—112	—26	—206	—138	—40	—220	—152
0		—118			—144			—158
0		—125			—151			—165
0	—212	—118	—28	—240	—146	—42	—254	—160
0		—332			—160			—174
0	—236	—132	—32	—268	—164	—45	—281	—177
0		—140			—172	—45		—185
0		—150			—182			—195
0	—265	—150	—34	—299	—184	—48	—313	—198
0	—280	—160	—38	—318	—198	—52	—332	—212
0		—170			—208			—222
0	—335	—170	—42	—377	—212	—58	—393	—228
0	—375	—200	—48	—423	—248	—63	—438	—263

Приложение 3П

Посадки с натягом. Предельные отклонения (мкм) диаметров внутренней и наружной резьб.

Номин. диаметр D, мм	Шаг резьбы P, мм	D_2												D_1								D EJ
		2H		2H(2)				2H(3)						4D		4C		5D		5C		
		EJ	ES	EJ_1	ES_1	EJ_2	ES_2	EJ_1	ES_1	EJ_2	ES_2	EJ_3	ES_3	EJ	ES	EJ	ES	EJ	ES	EJ	ES	
Св. 5,6 до 11,2	1,0	0	60	30	60	0	30	40	60	20	40	0	20	90	240	-	-	90	280	-	-	0
	1,25	0	63	31	63	0	31	42	63	21	42	0	21	95	265	-	-	95	307	-	-	0
	1,5	0	71	35	71	0	35	47	71	23	47	0	23	-	-	140	330	-	-	140	376	0
Св. 11,2 до 22,4	1,25	0	71	35	71	0	35	47	71	23	47	0	23	95	265	-	-	95	307	-	-	0
	1,5	0	75	37	75	0	37	50	75	25	50	0	25	-	-	140	330	-	-	140	376	0
	1,75	0	80	40	80	0	40	54	80	27	54	0	27	-	-	145	375	-	-	145	410	0
	2,0	0	85	42	85	0	42	56	85	28	56	0	28	-	-	150	386	-	-	150	450	0
	2,5	0	90	45	90	0	45	60	90	30	60	0	30	-	-	160	440	-	-	160	515	0

Номин. диаметр D, мм	Шаг резьбы P, мм	d_2																d			
		2r		3p		3p(2)				3n		3n(3)						6e		6c	
		es	ei	es	ei	es_1	ei_1	es_2	ei_2	es	ei	es_1	ei_1	es_2	ei_2	es_3	ei_3	es	ei	es	ei
Св. 5,6 до 11,2	1,0	125	80	109	53	109	81	81	53	94	38	94	75	75	56	56	38	-60	-240	-	-
	1,25	133	85	116	56	116	86	86	56	102	42	102	82	82	62	62	42	-63	-275	-	-
	1,5	148	95	130	63	130	96	96	63	112	45	112	89	89	67	67	45	-	-275	-140	-376
Св. 11,2 до 22,4	1,25	138	85	116	56	116	89	89	56	109	42	109	86	86	64	64	42	-63	-	-	-
	1,5	151	95	134	63	134	98	98	63	116	45	116	91	91	68	68	45	-	-	-140	-376
	1,75	165	105	142	67	142	104	104	67	125	50	125	100	100	75	75	50	-	-	-145	-410
	2,0	173	110	155	75	155	115	115	75	134	53	134	106	106	79	79	53	-	-	-150	-430
	2,5	197	130	170	85	170	127	127	85	147	63	147	119	119	91	91	63	-	-	-160	-505

Таблица 4П

Предельные отклонения и допуски на шаг резьбы и угол профиля

Шаг Р, мм	Отклонения шага, мкм	Отклонения половина угла профиля
0,8; 1; 1,25	±12	±50'
1,5; 1,75	±16	±45'
2;2,5	±20	±40'
3; 3,5	±24	±35'
4;4,5	±28	±30'

Таблица 5П

Числовые значения параметров шероховатости

Ra, мкм	100	80	63	50	40	32	25	20	16	12,5
	0,0	8,0	6,3.	5,0	4,0	3,2	2,5	2,0	1,6	1,25
	1,0	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	0,16	0,012
	0,1	0,08	0,063	0,05	0,04	0,032	0,025	0,02	0,01	0,008
Rz и Rmax, мкм	-	-	-	-	-	-	-	-	1600	1250
	1000	800	630	500	400	320	250	200	160	125
	100	80	63	50	40	32	25	20	16	12,5
	10,0	8,0	6,3	5,0	4,0	3,2	2,5	2,0	1,6	1,25
	1,0	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	0,16	0,125
	0,1	0,08	0,063	0,05	0,04	0,032	0,025	-	-	-
Sm и S, мкм	-		-	-	-	-		-	-	12,5
	10,0	8,0	6,3	5,0	4,0	3,2	2,5	2,0	1,6	1,25
	1,0	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	0,16	0,125
	0,1	0,08	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	0,002	-	-	-

Таблица 6П

Условные обозначения направления неровностей поверхности

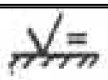
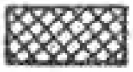
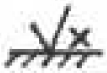
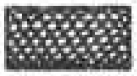
Направление неровностей	Схематическое изображение неровностей	Обозначение
Параллельное		
Перпендикулярное		
Перекрещивающееся		
Произвольное		
Кругообразное		
Радиальное		
-		

Таблица 7П

Соотношение параметров Ra, Rmax, Rz и базовой длины ℓ

Ra, мкм	Rz= Rmax, мкм	ℓ , мм
До 0,025 -	До 0,1	0,08
Св. 0,025 до 0,4	Си. 0,1 до 1,6	0,25
Св. 0,4 до 3,2	Св.1,6 до 12,5	0,8
Св. 3,2 до 12,5	Св. 12,5 до 50	2,5
Св. 12,5	Св. 50 до 400	8

Таблица 8П

Рекомендуемые значения параметров шероховатости

№ п/п	Назначение поверхности	Параметр шероховатости
1	Несопрягаемые обработанные поверхности	Ra 80: 63; 50; 40; 32; 25; 20
2	Обработанные сопрягаемые поверхности	Ra 25; 20; 10; 8; 6,3
3	Посадочные поверхности, не требующие точного центрирования	Ra 12,5; 10
4	Посадочные поверхности, требующие точного центрирования	Ra 2,5; 2; 1,6; 1,25; 1; 0,8; О,63
5	Посадочные поверхности под подшипники и зубчатые колеса	Ra 1,25; 1; 0,8; 0,63; 0,5
6	Рабочие поверхности под шпонки	Ra 2,5; 2; 1,6: 1,25
7	Нерабочие поверхности под шпонки	Ra 63; 50; 40
8	Профиль зуба	Ra 2,5; 2r 1,6; 1,23; 1; 0^
9	Поверхности под уплотнительные кольца	Ra 40; 32; 25; 20
10	Торцы ступиц зубчатого колеса	Ra 2,5; 2; 1,6; 1,25

Таблица 9П

Зависимость параметров шероховатости и точности деталей от метода обработки

Метод обработки		Ra, мкм	10	5	2,5	1,25	0,63	0,32	0,16	0,08	0,04	0,02	0,01	Квалитет точности
		Rz, мкм	40	20	10	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4	0,2	0,1	0,05	
Сверление		До ∅15	+	+	+									
		Св. ∅15	+	+										
Зенкерование		Чистовое		+	+									
Фрезерование	Цилиндрическое	Черновое	+											
		Чистовое		+	+									
		Тонкое				+								
	Торцовое	Черновое	+											
		Чистовое		+	+	+								
		Тонкое					+							
Обтачивание		Получистовое	+	+										
		Чистовое		+	+	+								
		Тонкое					+							
Растачивание		Получистовое		+	+									
		Чистовое			+	+	+							
		Тонкое					+	+						
Развертывание		Получистовое		+	+									
		Чистовое			+	+	+							
		Тонкое					+	+						
Протягивание		Чистовое			+	+	+							
		Отделочное						+	+	+				
Шлифование	Круглое	Чистовое			+	+	+	+	+					
		Тонкое							+					
	Плоское	Чистовое			+	+	+							
		тонкое						+						
Полирование		Обычное				+	+	+	+					
		тонкое								+	+			
Хонингование		Среднее						+	+					
		тонкое								+	+	+		
Притирание	Механич.	Чистовое						+	+					
	ручное	Чистовое							+	+				
		Отделочное									+	+		
		зеркальное										+	+	
Суперфиниширование		Чистовое						+	+					
		Тонкое							+	+				
		двухкратное									+	+	+	

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 3
1. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ 4
2. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ 8
2.1. Соединения шлицевые прямобочные. 10
2.2. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30^0 13
3. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ. 19
3.1. Назначение и классификация резьбовых соединений. 19
3.2. Профиль и основные параметры цилиндрических метрических крепежных резьб 21
3.3. Допусти и посадки крепежных резьбовых соединений. 24
3.4. Выбор и анализ посадок резьбовых соединений. 33
4.ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ 34
4.1. Назначение и классификация зубчатых передач. 34
4.2. Основные параметры эвольвентной зубчатой передачи. 34
5. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ПО ФОРМЕ И РАСПОЛОЖЕНИЮ ПОВЕРХНОСТЕЙ 53
5.1 Классификация отклонений геометрических размеров деталей. Основные определения. ..53
5.2 Отклонения и допуски формы поверхностей 59
5.3 Отклонения и допуски расположения поверхностей 67
5.4. Независимые и зависимые допуски 78
5.5. Указание допусков формы и расположения поверхностей на чертежах 80
6. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ 86
6.1. Система нормирования шероховатости поверхности 86
6.2. Параметры шероховатости связанные с высотными характеристиками неровностей 88
6.3. Параметры, характеризующие шероховатость в направлении длины профиля 89
6.4. Параметры шероховатости, связанные с формой неровностей профиля. 90
6.5. Выбор параметров шероховатости и их числовых значений 91
6.6. Влияние шероховатости поверхности на эксплуатационные характеристики деталей машин 92
6.7. Обозначение шероховатости поверхностей на чертежах. 94
7. ВОЛНИСТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ 97
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 99
ПРИЛОЖЕНИЯ 100

Учебное издание

Основные нормы взаимозаменяемости
типовых соединений деталей машин

Учебное пособие

Составители: Бурмистров Евгений Васильевич, Лепилин Василий Иванович, Первышин Александр Николаевич, Попов Иван Григорьевич, Шабалин Юрий Александрович

Компьтерная верстка: Самыкин В.Н., Шачнева В.П.

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королева.
443086 Самара, Московское шоссе, 34

РИО Самарского государственного аэрокосмического университета
имени академика С.П. Королева.
443086 Самара, Московское шоссе, 34