

Введение.

Динамичное развитие экономики России невозможно без повышения конкурентоспособности отечественных товаров и услуг как на внутреннем, так и на внешнем рынке. Определяющим для потребителей во всех странах мира стало качество. Производители должны знать требования, предъявляемые к качеству выпускаемых ими товаров, изучать их. А это означает, что качеством продукции необходимо управлять.

Стандартизация, сертификация и метрология неразрывно связаны между собой, поэтому изучение их дает более полное представление о возможности каждого из этих направлений деятельности и их совокупности для становления рыночной экономики в стране.

В первой части- «Основы стандартизации» представлены правовые, организационные основы стандартизации на национальном, региональном, международном уровнях.

Во второй части – «Основы метрологии» рассматриваются основы метрологической деятельности и измерения как объект метрологии.

В третьей части – «Основы сертификации» раскрываются методические и правовые принципы сертификации в России и в зарубежных странах.

1.1 Стандартизация и ее цели.

Стандартизация – деятельность по установлению норм и правил с целью:

1. Обеспечения безопасности для жизни и здоровья людей, окружающей среды и имущества.
2. Совместимости и взаимозаменяемости изделий.
3. Качества продукции в соответствии с уровнем развития научно-технического прогресса.
4. Единства измерений.
5. Экономии всех видов ресурсов.
6. Обороноспособности страны.

Стандартизация связана с такими понятиями, как объект стандартизации и область стандартизации. Объектом (предметом) стандартизации наз. продукцию, процесс или услугу, для которой разрабатывают те или иные требования, правила. Областью стандартизации наз. совокупность взаимосвязанных объектов стандартизации. (пример: машиностроение – область стандартизации, а объекты – это технологические процессы, безопасность и экологичность машин).

Стандартизация осуществляется на разных уровнях. Уровень стандартизации различается в зависимости от того, участники какого географического, экономического, политического региона мира принимают стандарт. Если участие в стандартизации открыто для соответствующих органов любой страны, то это **международная стандартизация.**

Региональная стандартизация – деятельность, открытая для соответствующих органов государств одного географического, политического или экономического региона мира.

Национальная стандартизация – стандартизация в одном конкретном государстве. При этом нац. стандарт. может осуществляться на разных уровнях: государственном(ГОСТ), отраслевым(ОСТ).

Стандартизацию, которая проводится в административно- территориальной единице (провинции, крае) называют **административно-территориальной стандартизацией**.

1.2 Нормативные документы по стандартизации.

Стандарт- это документ, в котором в целях добровольного многократного использования устанавливаются характеристики продукции, правила осуществления и характеристики процессов производства, эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации, выполнения работ или оказания услуг. Стандарт может содержать требования к терминологии, символике, упаковке, маркировке или этикеткам и правилам их нанесения.

Государственный стандарт Российской Федерации (ГОСТ Р) – это стандарт, принятый Государственным комитетом Российской Федерации по стандартизации и метрологии (Госстандартом России) или Государственным комитетом Российской Федерации по жилищной и строительной политике (Госстроем России). ГОСТ Р разрабатывают на конкретную продукцию, услуги и производственные процессы, имеющие преимущественно общехозяйственное значение (применение).

Технический регламент – это документ, который принят международным договором Российской Федерации, ратифицированным в порядке, установленном законодательством Российской Федерации, или федеральным законом, или указом Президента Российской Федерации, или постановлением Правительства Российской Федерации, и устанавливает обязательные для применения и исполнения требования к объектам технического регулирования (продукции, в том числе к зданиям, строениям, сооружениям, процессам производства, эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации).

Технические регламенты принимаются в следующих целях:

защита жизни или здоровья граждан, имущества физических или юридических лиц, государственного или муниципального имущества;
охрана окружающей среды, жизни или здоровья животных и растений;
предупреждение действий, вводящих в заблуждение приобретателей.

Принятие технических регламентов в иных целях не допускается.

Межгосударственный стандарт (ГОСТ) – это стандарт, принятый государствами, присоединившимися к соглашению о проведении согласованной политики в области стандартизации, метрологии и

сертификации. Это соглашение было подписано в 1992 г. государствами – бывшими республиками СССР.

ГОСТы разрабатывают на конкретную продукцию, конкретные услуги, конкретные производственные процессы или группы продукции, услуг, процессов, имеющие преимущественное межгосударственное применение. В случае, когда Россия проголосовала положительно за проект ГОСТ, Госстандарт России своим постановлением вводит его в действие на территории России.

Отраслевой стандарт (ОСТ) – это стандарт, принятый государственным органом управления в пределах его компетенции (например, министерством). ОСТы разрабатываются применительно к продукции, услугам и процессам, используемым в отрасли.

Стандарт предприятия (СТП) – это стандарт, утверждённый самим предприятием (организацией). В России СТП может утверждаться на разных уровнях управления предприятиями: внутри самого предприятия и на уровне концернов, холдингов, научно-производственных объединений и других хозяйственных объединений.

Международный стандарт (МС) – это стандарт, принятый международной организацией для стандартизации ИСО и МЭК.

Их применение в странах – членах ИСО и МЭК добровольное.

1.3 Международная стандартизация.

При разработке отечественных стандартов учитываются рекомендации международных организаций по стандартизации. Главной международной организацией в области стандартизации является ИСО.

Международная организация по стандартизации была создана в 1946г. 25 национальными организациями по стандартизации. При создании организации и выборе ее названия учитывалось, чтобы аббревиатура наименования звучала одинаково на всех языках. Было решено использовать греческое слово ISOS – равный. Вот почему на всех языках мира Международная организация по стандартизации имеет краткое название ИСО. Сфера деятельности ИСО касается стандартизации во всех областях, кроме электротехники и электроники, относящихся к компетенции МЭК – международной электротехнической комиссии. Кроме стандартизации ИСО занимается проблемами сертификации.

Цель ИСО – содействие развитию стандартизации в мировом масштабе для облегчения международного товарообмена и взаимопомощи, а также расширения сотрудничества в интеллектуальной, научной, технической и экономической областях.

Для достижения цели ИСО:

- разрабатывает стандарты ИСО, если их одобрили 75% комитетов – членов, участвующих в голосовании;
- организует обмен информацией о работе технических комитетов;

- способствует и облегчает разработку новых стандартов, одинаково применяемых как в национальных, так и в международных масштабах. Официальные лица ИСО - президент, вице – президент, казначей и генеральный секретарь.

Исполнительная система ИСО:

ГЕНЕРАЛЬНАЯ АССАМБЛЕЯ

СТАКО СОВЕТ ИСО КОПОЛКО

ПЛАКО КАСКО ИНФКО ДЕВКО РЕМКО

ИСПОЛНИТЕЛЬНОЕ БЮРО

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ СЕКРЕТАРИАТ

ТЕХНИЧЕСКИЕ КОМИТЕТЫ

ПОДКОМИТЕТЫ

РАБОЧИЕ ГРУППЫ

Совету ИСО подчиняется 7 комитетов:

СТАКО – комитет по изучению научных принципов стандартизации

ПЛАКО – Тех. бюро (создание и роспуск технических комитетов)

КАСКО – комитет по оценке соответствия

ИНФКО – комитет по научно – техническим информациям

ДЕВКО - комитет по оказанию помощи развивающимся странам (сотрудничает с ООН)

РЕМКО – комитет по стандартным образцам

КОПОЛКО – комитет по защите интересов потребителей.

1.4 Российские организации по стандартизации.

Государственную политику в области стандартизации в России формирует и реализует *Государственный комитет Российской Федерации по стандартизации и метрологии*, подчинённый Правительству Российской Федерации. Он же осуществляет государственный контроль и надзор за соблюдением обязательных требований государственных стандартов.

В систему Госстандарта России сегодня входят более 150 организаций и предприятий, в том числе около 20 научных организаций, более 10

промышленных предприятий по производству средств измерений высших классов точности, более 100 территориальных органов (центров стандартизации и метрологии (ЦСМ)), расположенных во всех промышленных центрах России.

Для организации и выполнения работ по стандартизации определённых видов продукции, технологии или видов деятельности создаются *технические комитеты по стандартизации*.

Технические комитеты (ТК) по стандартизации осуществляют свою деятельность в соответствии с положением о конкретном ТК.

В настоящее время на территории России функционирует более 320 ТК; при этом большинство из них одновременно обладают статусом *межгосударственных технических комитетов* (МТК) по стандартизации за счёт включения в состав ТК представителей других соответствующих национальных органов по стандартизации стран – членов СНГ.

Для разработки нормативных документов отраслей (ОСТ), предприятий (СТП), научно-технических и инженерных обществ (СТО) министерства, заводы, организации, объединения создают в своей структуре специальные службы, которые координируют работу по созданию, применению контролю за исполнением стандартов.

Они получили общее название *Подразделения (службы) стандартизации субъектов хозяйственной деятельности*. Эти подразделения выполняют самостоятельные научно-исследовательские, опытно-конструкторские, проектные, испытательные и другие работы по стандартизации.

ЦСМ *Госстандарта России* являются территориальными органами Госстандарта России и на закреплённых за ними территориях субъектов Российской Федерации реализуют все направления общей технической политики Госстандарта России по линиям стандартизации, метрологии, сертификации, лицензирования. Кроме того, они осуществляют функцию государственного контроля и надзора за соблюдением обязательных требований технических регламентов, государственных и межгосударственных стандартов.

1.5 Стандартизация систем управления качеством.

Мировой опыт управления качеством сконцентрирован в пакете международных стандартов ИСО 9000. Международные стандарты по обеспечению качества наз. «семейством стандартов» ИСО9000. На сегодняшний день стандарты ИСО признаны практически всеми странами мира, приняты в качестве национальных и внедрены множеством фирм. ИСО 9000 -2000. Системы менеджмента качества. Основные положения и словарь.

ИСО 9001 -2000. Системы менеджмента качества. Требования.

ИСО 9004 -2000. Системы менеджмента качества. Рекомендации по улучшению деятельности.

В России стандарты ИСО 9000, 9001, 9004 приняты в следующем виде
ГОСТ Р ИСО 9000 -2001. Системы менеджмента качества. Основные
положения и словарь.

ГОСТ Р ИСО 9001 -2001. Системы менеджмента качества. Требования.

ГОСТ Р ИСО 9004 -2000. Системы менеджмента качества. Рекомендации по
улучшению деятельности.

Качественный товар, соответствующий запросам покупателей, может быть
изготовлен с учетом комплексного изучения рынка и этот опыт воплощен в
стандарте « петля качества» - начинается с маркетинга и маркетингом
заканчивается.

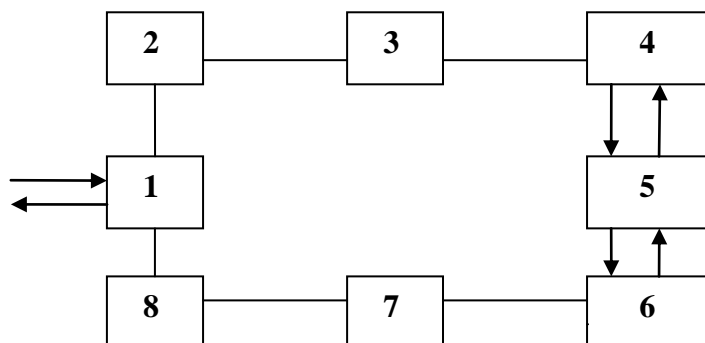
- 1.Маркетинг (поиск и изучение рынка).
2. Проектирование и разработка технических требований к продукции.
- 3.Материально – техническое снабжение.
4. Подготовка и разработка производственных процессов.
5. Производство продукции.
6. Контроль и испытания.
7. Упаковка и хранение.
8. Реализация и распределение.
- 9.Монтаж и эксплуатация.
- 10.Техническая помощь в обслуживании.
11. Утилизация после использования



Стандартизация технологических объектов.

Современная тенденция выпуска конкурентоспособной продукции в условиях рыночной экономики определила новую стратегию создания изделий машиностроения на базе стандартизации.

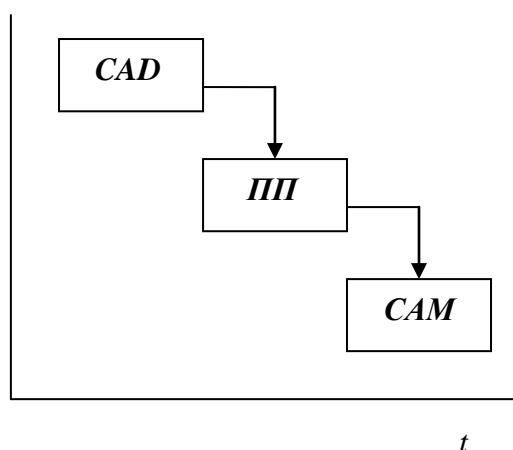
Процесс создания изделий стал охватывать параллельное проектирование конструкции и технологии, проходить по замкнутой системе с выходом и входом на требования рынка



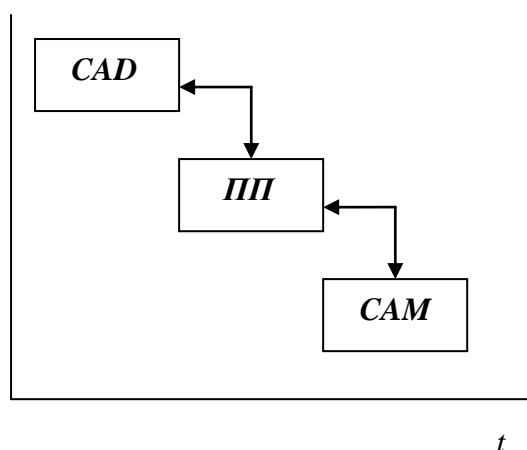
Цикл непрерывного создания изделия машиностроения:

- 1 Запрос
- 2 Техничко-экономическое обоснование
- 3 Конструкторские разработки
- 4 Конструкторская документация
- 5 Технологическая подготовка производства
- 6 Календарное планирование и технологии, документация
- 7 Производство
- 8 Управление качеством, сертификация

Звено производственная подготовка(ПП) замыкает цикл создания и занимает промежуточное положение между проектированиями конструкции и технологии. В проектировании конструкции и технологии из комплекса цикла создания изделия выделяют комбинацию « конструкция – ПП - технология» и представляют 2 –мя структурными комплексами с последовательным и параллельным соединениями.



последовательный



параллельный

Комплексы создания изделия машиностроения.

CAD – система автоматизированного конструирования.

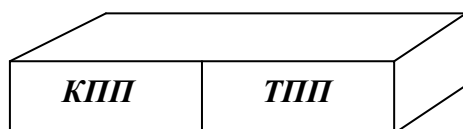
САМ – система автоматизированного проектирования технологии.

ПП – производственная подготовка.

Последовательная структура комбинации традиционная, более привычная и проще, но уступает параллельной для автоматизированного производства. К преимуществам параллельной структуры относятся:

1. Сокращение цикла создания изделия за счет совмещения проектных работ при конструировании и разработке технолог. процесса.
2. Совместное воздействие на ранние стадии создания изделия.
3. Большей доступности и надежности прогнозирования, развития рынка.

Производственная подготовка реализуется в последовательности структурной схемы с разделением на конструкторскую подготовку производства (КПП) и технологическую подготовку производства (ТПП).



Структурная схема производственной подготовки.

Технологическая подготовка производства (ТПП) – совокупность процессов, обеспечивающих готовность предприятий к выпуску изделий заданного уровня качества при установленных сроках, объеме выпуска и затратах.

Основными функциями ТПП являются:

1. Обеспечение технологичности конструкции изделия
2. Разработка технологических процессов
3. Проектирование и изготовление средств технологического оснащения
4. Управление процессом ТПП изделия.

ТПП с учетом комплексности технологических процессов проводится по разным цехам: заготовительному, термическому, механообработки, контроля и испытаний.

Термины и определения, методы оценки работоспособности и экономической эффективности технологической систем стандартизированы фондом стандартов.

Стандартизация и маркетинговые исследования.

Маркетинговые исследования – необходимая составляющая обеспечения качества продукции, а стандартизация – один из инструментов управления качеством. Поэтому рассматривать вопрос о стандартизации в отрыве от управления качеством и маркетинга не следует.

Практика зарубежных фирм показывает, что нередко даже продукция самого высокого технического уровня и качества оказывается неконкурентоспособной.

Нарушается основополагающий принцип конкурентоспособной продукции « высокое качество – низкая цена». Качественной будет не та продукция, которая превосходит по техническому уровню мировые образцы, а та, которая в наибольшей степени удовлетворяет потребителя и соотв. его возможностям.

Маркетинг – сложное явление, которое на сегодняшний день не имеет однозначной трактовки. Это и управление производством и сбытом продукции, это и поиск и изучения рынка и метод борьбы при обострении проблемы сбыта товаров.

В основе комплексного изучения рынка лежит анализ, который дает возможность выявить основные факторы и их взаимосвязь, а на этом основании определить степень их влияния на объект исследования.

Объектом исследования явл.: продукция, потребитель, емкость рынка, спрос, условия конкуренции, методы сбыта.

Если изучение этих факторов говорит о целесообразности работы на рынке, то следующим шагом будет установление показателей качества товара, что имеет непосредственное отношение к управлению качеством и стандартизации.

Принципиальная особенность управления качеством продукции с позиций маркетинга состоит в том, что формирование качества должно базироваться с учетом его влияния на первую покупку и на необходимость обеспечения внимания потребителя к изделиям данной фирмы.

В дальнейшем изучается продукция с позиции анализа его конкурентоспособности, обоснования ценовой политики, разработки методов сбыта и рекламы.

Невозможно создать конкурентоспособную продукцию, не зная условий конкуренции на рынке и своих конкурентов. Для современных рынков характерна ценовая конкуренция и конкуренция качества.

Стандартизация в маркетинге может относиться не только к продукции, но и к самой маркетинговой деятельности.

Цель стандартизации методов маркетинговых исследований – унификация процедур и оптимизация методов изучения рынка.

ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ДОПУСКАХ И ПОСАДКАХ

РАЗМЕР – числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т.п.) в выбранных единицах измерения.

ВАЛ – термин, условно применяемый для обозначения наружных элементов деталей, включая и нецилиндрические элементы.

ОТВЕРСТИЕ – термин, условно применяемый для обозначения внутренних элементов деталей, включая и нецилиндрические элементы.

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ РАЗМЕР – размер элемента, установленный измерением.

ПРЕДЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ – два предельно допустимых размера элемента, между которыми должен находиться (или которым может быть равен) действительный размер.

НАИБОЛЬШИЙ ПРЕДЕЛЬНЫЙ РАЗМЕР – наибольший допустимый размер элемента.

НАИМЕНЬШИЙ ПРЕДЕЛЬНЫЙ РАЗМЕР – наименьший допустимый размер элемента.

НОМИНАЛЬНЫЙ РАЗМЕР – размер, относительно которого определяются отклонения.

НУЛЕВАЯ ЛИНИЯ – линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении полей допусков и посадок. Если нулевая линия расположена горизонтально, то положительные отклонения откладываются вверх от нее, а отрицательные – вниз.

ОТКЛОНЕНИЕ – алгебраическая разность между размером (действительным или предельным размером) и соответствующим номинальным размером.

ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЕ ОТКЛОНЕНИЕ – алгебраическая разность между действительным и соответствующим номинальным размерами.

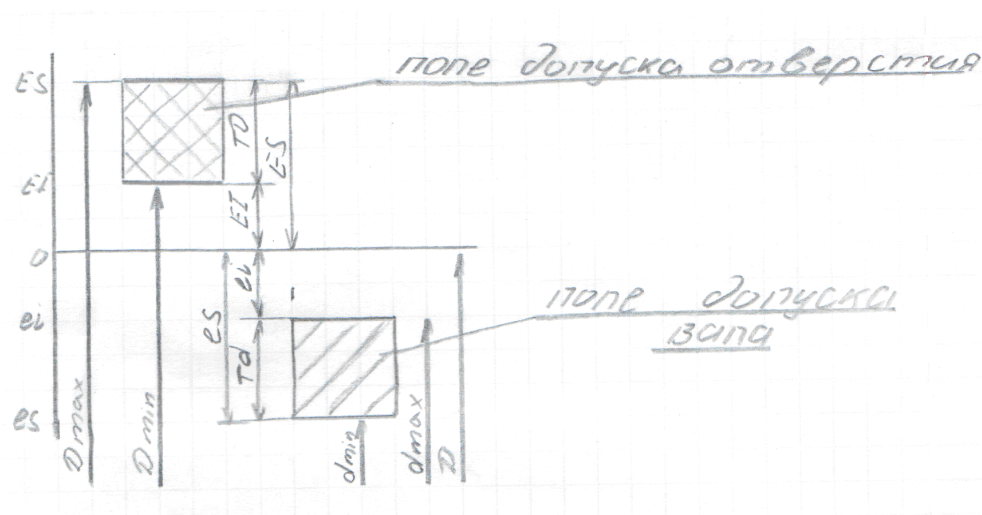
ПРЕДЕЛЬНОЕ ОТКЛОНЕНИЕ – алгебраическая разность между предельным и соответствующим номинальным размерами. Различают верхнее и нижнее предельные отклонения.

ВЕРХНЕЕ ОТКЛОНЕНИЕ ES, es – алгебраическая разность между наибольшим предельным и соответствующим номинальным размерами.

НИЖНЕЕ ОТКЛОНЕНИЕ EI, ei – алгебраическая разность между наименьшим предельным и соответствующим номинальным размерами.

ДОПУСК T – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями.

ПОЛЕ ДОПУСКА – поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами и определяемое величиной допуска и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии.



	отверстие	вал
Номинальный размер	D	D
Наибольший размер	D _{max}	d _{max}
Наименьший размер	D _{min}	d _{min}
Действительный размер	<i>D r</i>	<i>d r</i>
Верхнее отклонение	ES	es
Нижнее отклонение	EI	ei
Допуск	TD	Td

Теперь можно выразить в виде формул все размеры и допуск, чтобы производить необходимые расчеты.

$$D_{max} = D + ES$$

$$D_{min} = D + EI$$

$$TD = D_{max} - D_{min} = D + ES - (D + EI) = ES - EI$$

$$ES = D_{max} - D$$

$$EI = D_{min} - D$$

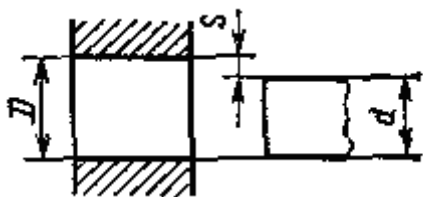
ПОСАДКА – характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки.

ЗАЗОР – разность между размерами отверстия и вала до сборки, если размер отверстия больше размера вала.

ПОСАДКА С ЗАЗОРОМ – посадка, при которой всегда образуется зазор в соединении, т.е. наименьший предельный размер отверстия больше наибольшего предельного размера вала или равен ему. При графическом изображении поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала.

НАИМЕНЬШИЙ ЗАЗОР – разность между наименьшим предельным размером отверстия и наибольшим предельным размером вала в посадке с зазором.

НАИБОЛЬШИЙ ЗАЗОР – разность между наибольшим предельным размером отверстия и наименьшим предельным размером вала в посадке с зазором или в переходной посадке



Наибольший зазор $S_{max} = D_{max} - d_{min}$

$$S_{max} = ES - ei$$

Наименьший зазор $S_{min} = D_{min} - d_{max}$

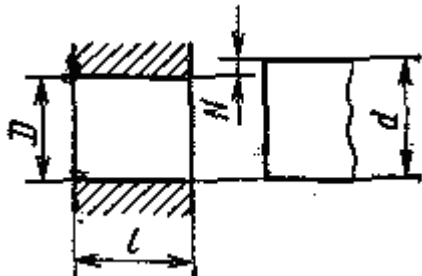
$$S_{min} = EI - es$$

НАТЯГ – разность между размерами вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия.

ПОСАДКА С НАТЯГОМ – посадка, при которой всегда образуется натяг в соединении, т.е. наибольший предельный размер отверстия меньше наименьшего предельного размера вала или равен ему. При графическом изображении поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала.

НАИМЕНЬШИЙ НАТЯГ – разность между наименьшим предельным размером вала и наибольшим предельным размером отверстия до сборки в посадке с натягом.

НАИБОЛЬШИЙ НАТЯГ – разность между наибольшим предельным размером вала и наименьшим предельным размером отверстия до сборки в посадке с натягом или в переходной посадке.



Наибольший натяг $N_{max} = d_{max} - D_{min}$

$$N_{max} = es - EI$$

Наименьший натяг $N_{min} = d_{min} - D_{max}$

$$N_{min} = ei - ES$$

ПЕРЕХОДНАЯ ПОСАДКА – посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга в соединении, в зависимости от действительных размеров отверстия и вала. При графическом изображении поля допусков отверстия и вала перекрываются полностью или частично. Посадка характеризуется наибольшим зазором S_{max} и наибольшим натягом N_{max}

ДОПУСК ПОСАДКИ – сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение.

Комментарий: допуск посадки численно равен разности наибольшего и наименьшего зазоров (натягов) в посадке, или сумме наибольших зазора и натяга

$$TP = TD + Td$$

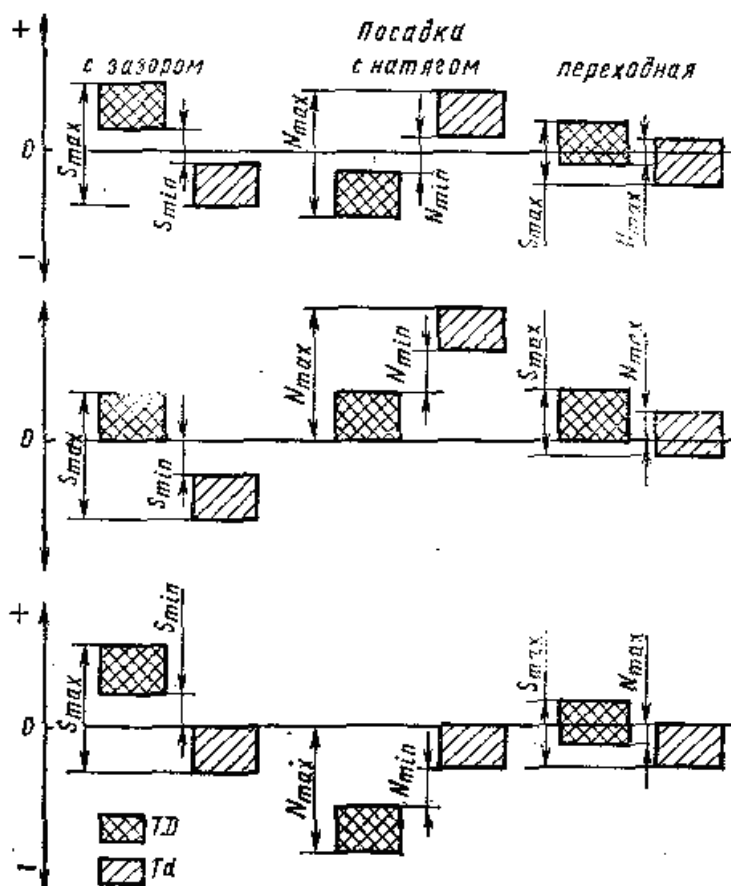
$$TS = S_{max} - S_{min}$$

$$TN = N_{max} - N_{min}$$

$$TP = S_{max} + N_{max}$$

ПОСАДКИ В СИСТЕМЕ ОТВЕРСТИЯ – посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных полей допусков валов с полем допуска основного отверстия.

ПОСАДКИ В СИСТЕМЕ ВАЛА – посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных полей допусков отверстий с полем допуска основного вала.



Пример 1.

На чертеже отверстия указан размер $50^{+0.02}$, а на чертеже вала - размер $50,0^{-0.03}_{-0.06}$. Произведем необходимые расчеты.

Предельные размеры отверстия: наибольший $D_{max} = 50,0 + 0,02 = 50,02$ мм
 наименьший $D_{min} = 50$ мм

Предельные размеры вала : наибольший $d_{max} = 50,0 - 0,03 = 49,97$ мм
 наименьший $d_{min} = 50 - 0,06 = 49,94$ мм

Зазор наибольший $S_{max} = 50,02 - 49,94 = 0,08$ мм

Зазор наименьший $S_{min} = 50,0 - 49,97 = 0,03$ мм

Пример 2.

Заданы размеры соединения: отверстие $8^{+0,015}$; вал $8^{+0,028}_{+0,019}$. Определить предельные натяги и построить схему полей допусков.

Решение.

1. Натяги вычисляем через предельные отклонения, которые по условию задачи равны:

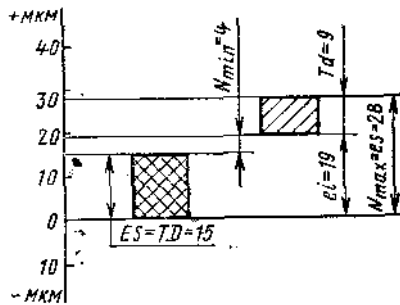
$$es = 28 \text{ мкм}; ei = 19 \text{ мкм}; ES = 15 \text{ мкм} \text{ и } EI = 0.$$

2. По формулам определяем

$$N_{\max} = 28 - 0 = 28 \text{ мкм} = 0,028 \text{ мм};$$

$$N_{\min} = 19 - 15 = 4 \text{ мкм} = 0,004 \text{ мм}.$$

3. Строим схему полей допусков



Пример 3.

Заданы размеры соединения: отверстие $8^{+0,015}$; вал $08 \pm 0,0045$. Определить предельные размеры, натяги и зазоры, построить схему полей допусков.

Решение. 1. По условию задачи предельные отклонения равны: $ES = 15$, $EI = 0$, $es = 4,5$; $ei = -4,5$ мкм.

2. По формулам вычисляем предельные натяги:

$$N_{\min} = 4,5 - 0 = 4,5 \text{ мкм};$$

$$N_{\max} = -4,5 - 15 = -19,5 \text{ мкм}.$$

Так как наименьший натяг оказался отрицательным, то в данном случае сочетание наименьшего предельного размера вала с наибольшим предельным размером отверстия дает наибольший зазор

$$S_{\max} = 19,5 \text{ мкм}.$$

3. Для проверки вычислим предельные зазоры

$$S_{\max} = 15 - (-4,5) = 19,5 \text{ мкм};$$

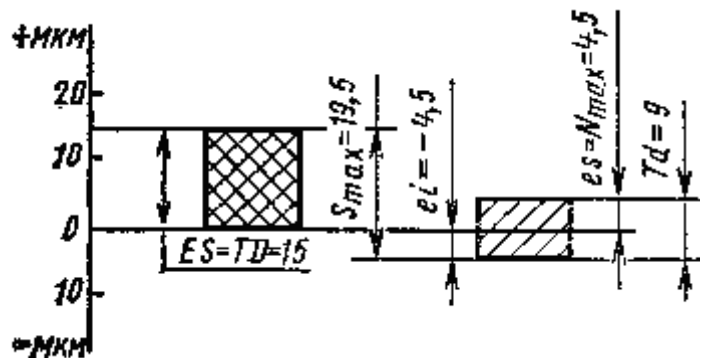
$$S_{\min} = 0 - (+4,5) = -4,5 \text{ мкм}.$$

Проверка показала, что при заданных отклонениях сочетание наибольшего отверстия с наименьшим валом дает S_{\max} , а сочетание наименьшего отверстия с наибольшим валом дает N_{\max}

4. Строим схему полей допусков

Пример 4.

Рассчитать посадку:



$$\begin{array}{r} +0,015 \\ -0,003 \\ \hline \Phi 73 \\ -0,007 \\ -0,014 \end{array}$$

$$D=71\text{мм}$$

$$\begin{array}{l} ES=15\text{мкм} \\ EI=-3\text{мкм} \end{array}$$

$$\begin{array}{l} es=-7\text{мкм} \\ ei=-19\text{мкм} \end{array}$$

$$\begin{array}{l} D_{\max}=71,015\text{мм} \\ D_{\min}=70,997\text{мм} \end{array}$$

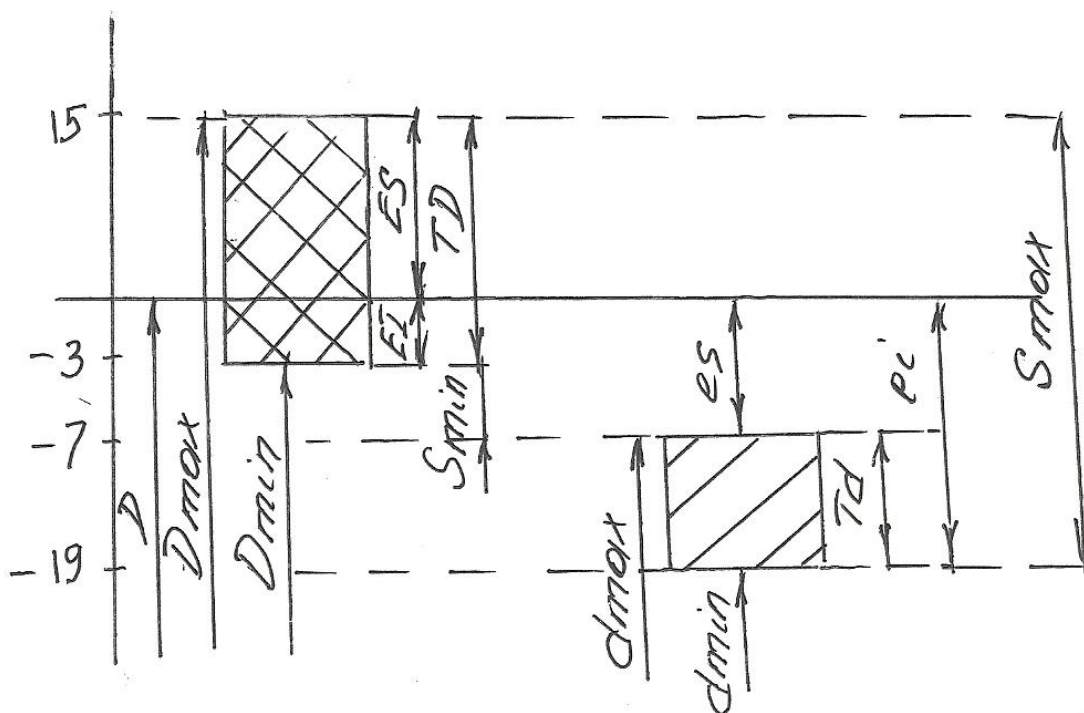
$$\begin{array}{l} d_{\max}=70,993\text{мкм} \\ d_{\min}=70,981\text{мкм} \end{array}$$

$$TD=15-(-3)=18\text{мкм}$$

$$Td=-7-(-19)=12\text{мкм}$$

$$\begin{array}{l} S_{\max}=ES-ei=15-(-19)=34\text{мкм} \\ S_{\min}=EI-es=-3-(-7)=4\text{мкм} \end{array}$$

$$\begin{array}{l} TП=18+12=30\text{мкм} \\ TS=S_{\max}-S_{\min}=34-4=30\text{мкм} \end{array}$$



Установление годности действительного размера

Заключение о том, что размер - брак, мы должны выполнить с характеристикой брака: исправимый или неисправимый.

Если элемент детали - наружный (вал), то завышенный действительный размер(т.е. больше наибольшего предельного размера) - можно исправить доп. обработкой - брак исправим и, наоборот.

Если внутренний (т.е. отверстие), то завышенный действительный размер исправить (сделать меньше) нельзя. - брак неисправим.

Условие годности размера

$$D_{\min} < D_r < D_{\max}$$

$$d_{\min} < d_r < d_{\max}$$

Действительный размер будет годным, если он окажется не больше наибольшего предельного размера и не меньше наименьшего предельного размера или равен им.

ЕДИНАЯ СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК ДЛЯ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Эта система распространяется на сопрягаемые и несопрягаемые цилиндрические элементы, и элементы, ограниченные параллельными плоскостями. Общий диапазон номинальных размеров, охваченных системой 10 000 мм(нижний предел не ограничен)

Без знания системы допусков и посадок невозможно читать конструкторскую и технологическую документацию.

Чтобы изучить ЕСДП СЭВ необходимо рассмотреть применительно к ней следующие вопросы:

Интервалы размеров

Единая система допусков и посадок оформлена в виде таблиц, в которых для номинальных размеров заданы величины предельных отклонений для различных полей допусков отверстий и валов.

В строках таблиц указаны номинальные размеры, в колонках - поля допусков и соответствующие им предельные отклонения.

Технологической практикой обработки деталей установлено, что трудность их изготовления почти не различается в определенном интервале размеров, то при создании таблиц было признано целесообразным допуски задавать не для каждого размера, а принять их одинаковыми для выделенных интервалов размеров.

В наиболее важном диапазоне номинальных размеров от 1 до 500 мм в ЕСДП установлены интервалы номинальных размеров от 1 до 3

свыше 3 до 6

свыше 6 до 10 и т.д.

При пользовании таблицами ЕСДП надо обратить внимание, что интервалы номинальных размеров указаны с добавлением слов «свыше» и «до».

Это означает, что последняя цифра интервала относится к данному интервалу.

например, номинальный размер 30 мм относится к интервалу «свыше 18 до 30 мм», а не к интервалу «свыше 30 до 50 мм»

Ряды точности

Разные детали машин в зависимости от назначения и условий работы требуют разной точности изготовления. В ЕСПД предусмотрено несколько рядов точности называемых квалитетами.

К В А Л И Т Е Т - это совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров.

Для размеров от 1 до 500 предусмотрено **19** квалитетов : 01, 0 и с 1-го по 17

С возрастанием № квалитета допуск увеличивается, т.е. точность убывает.

Для посадок предусмотрены квалитеты с 5-го по 12-й.

Допуски в каждом квалитете ЕСПД СЭВ обозначаются двумя буквами латинского алфавита IT с добавлением номера квалитета. Например, IT5 - означает допуск по 5 квалитету.

Для ответственных сопряжений наиболее широко применяются 6-7-й квалитеты.

В случае больших зазоров и натягов - 8-10 й квалитеты

11-12-й квалитеты используются для грубых соединений

Остальные квалитеты (12-14) используются для несопрягаемых элементов детали.

Такие размеры называются свободными

Значения допусков по соответствующим квалитетам определяют по ПРИЛОЖЕНИЮ П1.

Поля допусков отверстий и валов

Поле допуска определяет величину допуска и его положение относительно номинального размера, а взаимное расположение полей допусков сопрягаемых деталей характеризует тип посадки и величины наибольших и наименьших зазоров или натягов. Посадки могут образовываться как в системе отверстия, так и в системе вала.

В качестве основного отклонения принято отклонение, ближайшее к нулевой линии (т.е. оно характеризует минимальное отклонение размера при обработке)

Для образования полей допусков в ЕСПД СЭВ установлен ряд допусков из 19 квалитетов по 28 основных отклонений.

Основное отклонение обозначают буквой латинского алфавита: прописными (A,B, C,CD,D,E,F,G,H,IS,K,M,N,P,R,S,T,U,V,X,Y,Z) для отверстий и строчными (a,b,c...) для валов

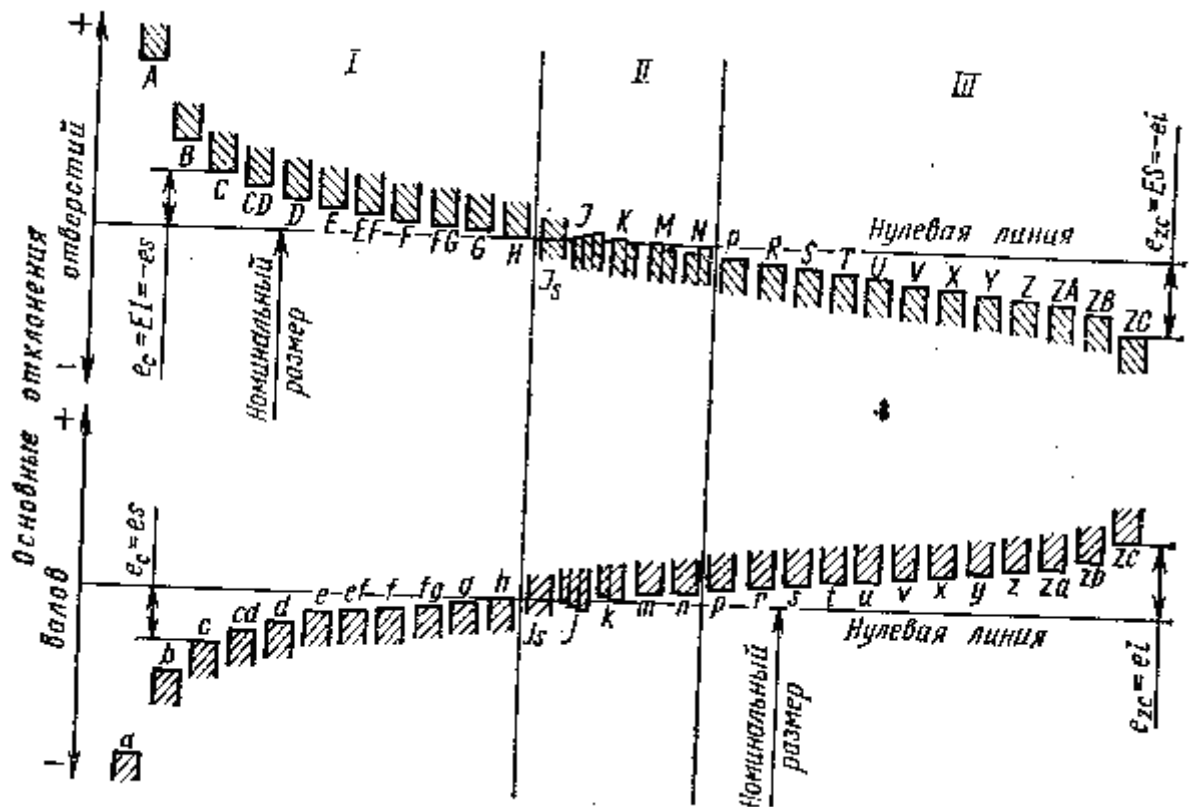
Основные отклонения валов зависят от номинальных размеров и остаются постоянными для всех квалитетов.

Исключения составляют осн. отклонения отверстий I,K,M,N и валов j и k на рис. они показаны ступенчато.

Поля допусков основных отверстий обозначаются буквой H,

а основных валов - h, с добавлением № квалитета.

Значения основных отклонений определяют по ПРИЛОЖЕНИЮ П2.



Например:

$\phi 20H7$ ($EI=0$) 25 h7 ($es=0$) Верхнее отклонение

-0.030

$\phi 45g5$ вал: $\phi 45-0.010$ мм

$T_d=0,07$ мм

$\phi 55H8$ отверстие $\phi 55+0,046$ мм, $T_d=46$ мкм

Пример 1. Рассчитать посадку

P7

$\phi 115$

m8

(Приложения П1, П2)

$D=115$ мм

IT7=35мкм

IT8=54мкм

$L_p=ES=-37$ мкм

$L_m=ei=13$ мкм

$EI=-35-37=-72$ мкм

$es=67$ мкм

$D_{max}=114,963$ мм

$d_{max}=115,067$ мкм

$D_{min}=114,928$ мм

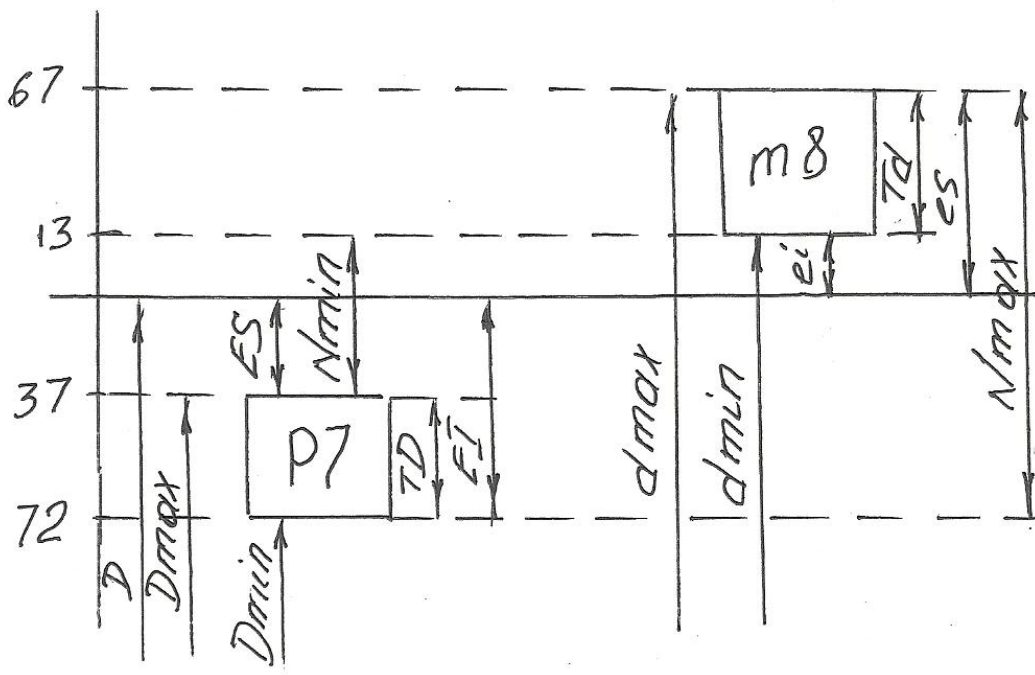
$d_{min}=115,013$ мкм

$N_{max}=ei-ES=13-(-37)=50$ мкм

$N_{min}=es-EI=67-(-72)=139$ мкм

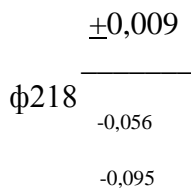
$ТП=35+54=89$ мкм

$TN=N_{max}-N_{min}=139-50=89$ мкм



Пример 2.

Перевести заданную посадку в ЕСДП:



$D=218$ мм

ES=9MKM
EI=-9MKM

es=-56MKM
ei=-95MKM

Dmax=218,009MM
Dmin=217,991MM

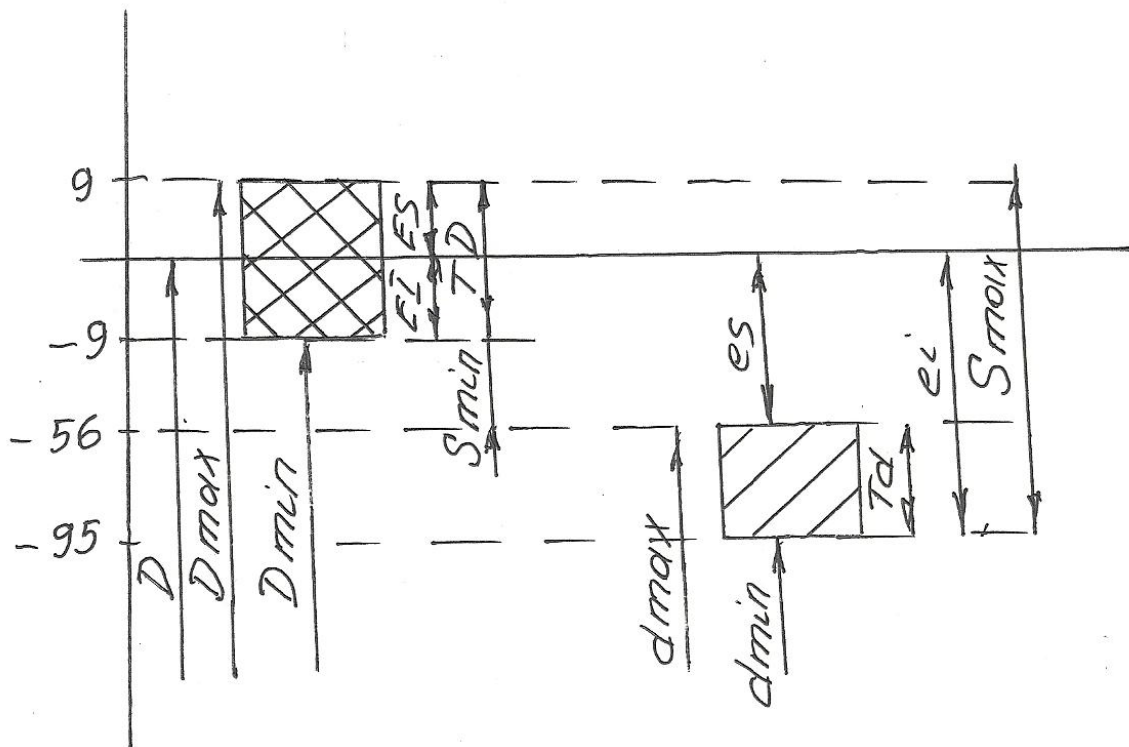
dmax=217,944MKM
dmin=217,905MKM

TD=9-(-9)=18MKM

Td=-56-(-95)=39MKM

Smax=ES-ei=9-(-95)=104MKM
Smin=EI-es=-9-(-56)=47MKM

ТП=18+39=57MKM
TS=Smax-Smin=104-47=57MKM



TD=18=>IT4=14 MKM
ES=7 MKM
EI=-7 MKM

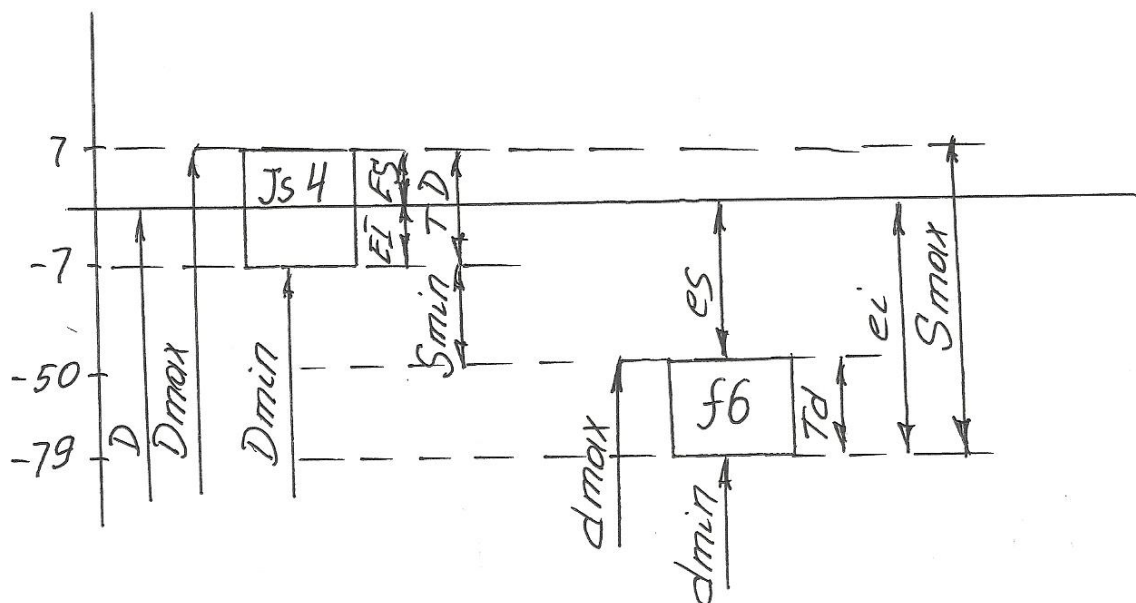
Td=39 MKM =>IT6=29 MKM

Dmax=218,007MM
Dmin=217,993MM

es=-50 MKM
ei=es- IT=-79 MKM
Dmax=217,950MM
Dmin=217,911MM

Smax=ES-ei=7-(-79)=86MKM
Smin=EI-es=-7-(-50)=43MKM

ТП=14+29=43MKM
TS=Smax-Smin=86-43=43MKM



Допуски формы и расположения поверхностей.



Допуски формы и расположения поверхностей 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 2.308-79](#). Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей.



Влияние отклонений формы и расположения поверхностей на качество изделий.

Точность геометрических параметров деталей характеризуется не только точностью размеров ее элементов, но и точностью формы и взаимного расположения поверхностей. Отклонения формы и расположения поверхностей возникают в процессе обработки деталей из-за неточности и деформации станка, инструмента и приспособления; деформации обрабатываемого изделия; неравномерности припуска на обработку; неоднородности материала заготовки и т.д.

В подвижных соединениях эти отклонения приводят к уменьшению износостойкости деталей вследствие повышенного удельного давления на выступах неровностей, к нарушению плавности хода, шуму и т.д.

В неподвижных соединениях отклонения формы и расположения поверхностей вызывают неравномерность натяга, вследствие чего снижаются прочность соединения, герметичность и точность центрирования.

В сборках эти погрешности приводят к погрешностям базирования деталей друг относительно друга, деформациям, неравномерным зазорам, что вызывает нарушения нормальной работы отдельных узлов и механизма в целом; например, подшипники качения весьма чувствительны к отклонениям формы и взаимного расположения посадочных поверхностей.

Отклонения формы и расположения поверхностей снижают технологические показатели изделий. Так, они существенно влияют на точность и трудоемкость сборки и повышают

объем пригоночных операций, снижают точность измерения размеров, влияют на точность базирования детали при изготовлении и контроле.

ГОСТ 24643–81 устанавливает 16 степеней точности и соответствующие этим степеням (в зависимости от номинальных длин и диаметров) размеры предельных отклонений формы и расположения поверхности.



Отклонение формы поверхности или профиля EF – это отклонение формы реальной поверхности (реального профиля) от формы номинальной поверхности (номинального профиля).

Отклонения формы поверхностей отсчитывают от точек реальной поверхности до прилегающих поверхности, прямой, профиля по нормали к ним.

Допуском формы TF называется наибольшее допускаемое значение отклонения формы.

При анализе точности геометрических параметров деталей оперируют следующими понятиями.

Номинальная поверхность - идеальная поверхность, размеры и форма которой соответствуют заданным номинальным размерам и номинальной форме.

Реальная поверхность - поверхность, ограничивающая деталь и отделяющая ее от окружающей среды.

Профиль - линия пересечения поверхности с плоскостью или с заданной поверхностью (существуют понятия реального и номинального профилей, аналогичные понятиям номинальной и реальной поверхностей).

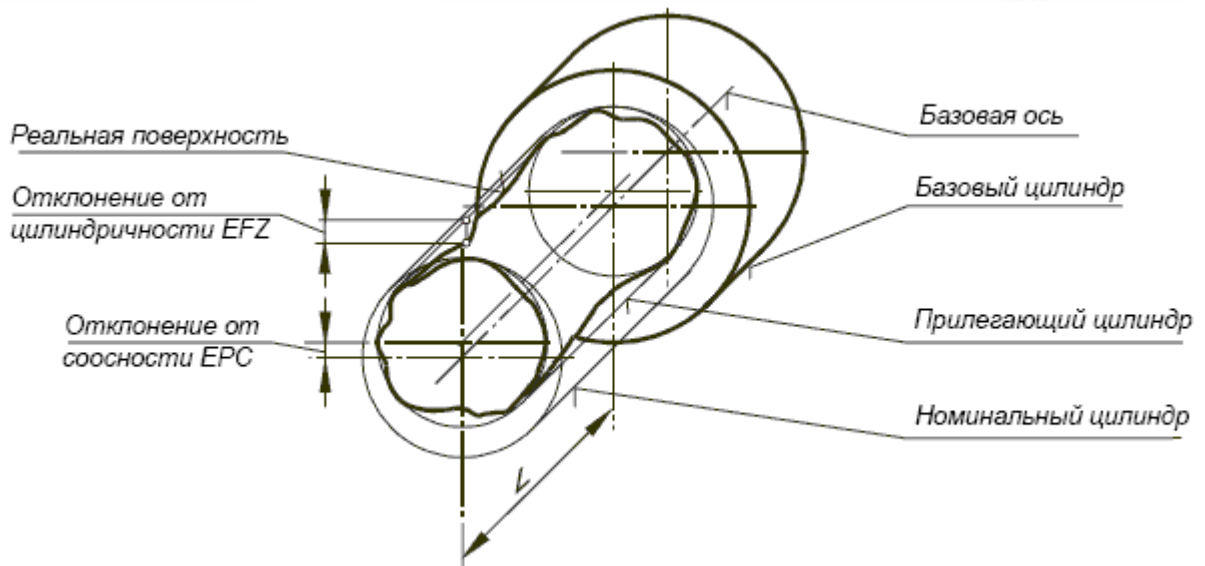
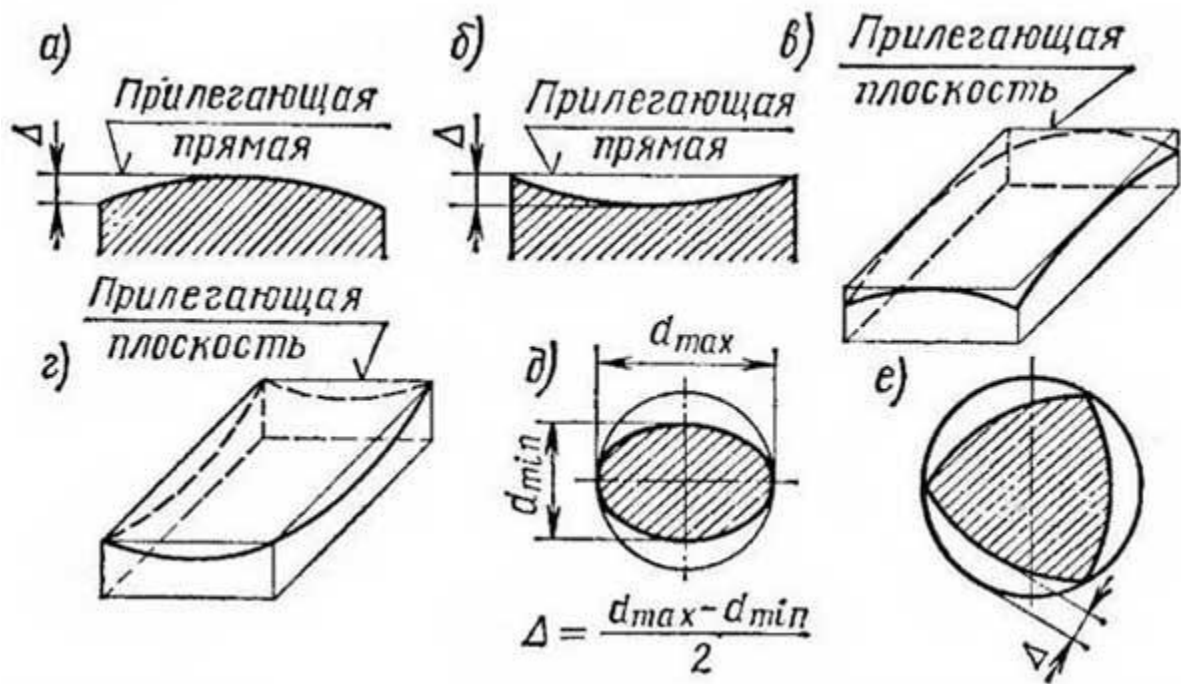
Нормируемый участок L - участок поверхности или линии, к которому относится допуск формы, допуск расположения или соответствующее отклонение. Если нормируемый участок не задан, то допуск или отклонение относится ко всей рассматриваемой поверхности или длине рассматриваемого элемента. Если расположение нормируемого участка не задано, то он может занимать любое расположение в пределах всего элемента.

Прилегающая плоскость – плоскость, соприкасающаяся с реальной поверхностью и расположенная так, чтобы отклонение от нее до наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка имело минимальное значение.

Прилегающая прямая – прямая, соприкасающаяся с реальным профилем и расположенная так, чтобы отклонение от нее до наиболее удаленной точки реального профиля в пределах нормируемого участка имело минимальное значение.

Прилегающая окружность – окружность минимального диаметра, описанная вокруг реального профиля наружной поверхности вращения, или максимального диаметра, вписанная в реальный профиль внутренней поверхности вращения.

Прилегающий цилиндр – цилиндр минимального диаметра, описанный вокруг реальной наружной поверхности, или максимального диаметра, вписанный в реальную внутреннюю поверхность.



Прилегающая поверхность - поверхность, имеющая форму номинальной поверхности, соприкасающаяся с реальной поверхностью и расположенная вне материала детали так, чтобы отклонение от нее наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка имело минимальное значение. Прилегающая поверхность применяется в качестве базовой при определении отклонений формы и расположения. Вместо прилегающего элемента для оценки отклонений формы или расположения допускается использовать в качестве базового элемента средний элемент, имеющий номинальную форму и проведенный методом наименьших квадратов по отношению к реальному.

База - элемент детали или сочетание элементов, по отношению к которым задается допуск расположения рассматриваемого элемента, а также определяются соответствующие отклонения.

Виды отклонений и допусков формы.

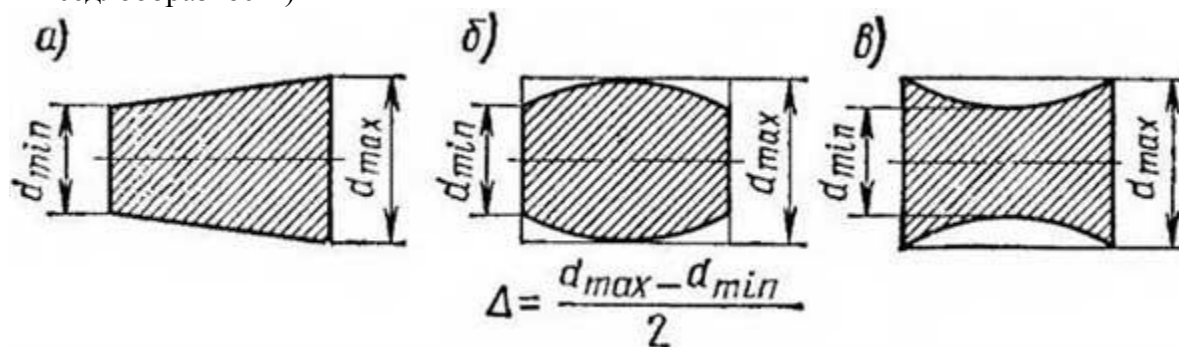
- Отклонение формы плоских поверхностей** характеризуется отклонением от плоскостности (Частным видом являются выпуклость и вогнутость (рис. в, г)).

2. **Отклонение формы цилиндрических поверхностей** характеризуется нецилиндричностью, которая включает отклонения от круглости (овальность и огранка (рис. д, е).

При огранке реальный профиль представляет собой многогранную фигуру.

Овальность — отклонение от круглости, при котором реальный профиль представляет собой овалообразную фигуру, наибольший d_{max} и наименьший d_{min} диаметры которой находятся во взаимно перпендикулярных направлениях

3. **Отклонение профиля в продольном сечении характеризуется непрямолинейностью образующих** (конусообразность, бочкообразность, седлообразность)



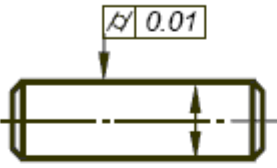
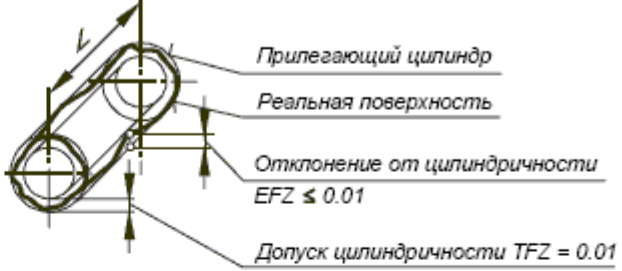
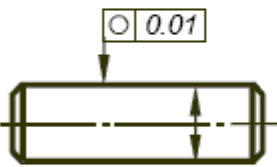
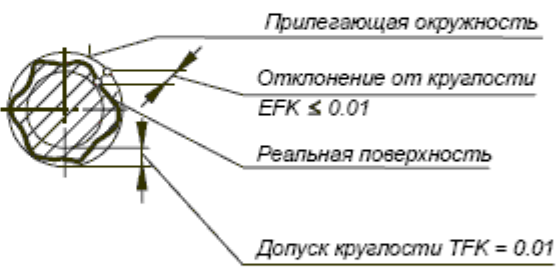
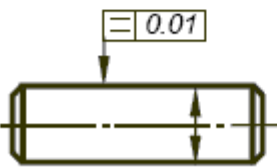
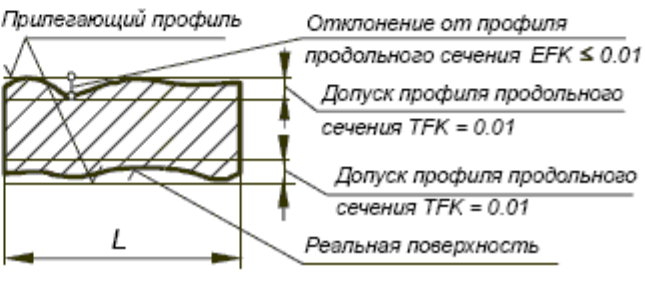
Конусообразность — отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие прямолинейны, но не параллельны (рис. 7, а).

Бочкообразность — отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие непрямолинейны и диаметры увеличиваются от краев к середине сечения (рис. 1,б).

Седлообразность — отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие непрямолинейны и диаметры уменьшаются от краев к середине сечения

Виды допусков, их обозначение и изображение на чертежах приведены в табл. Числовые значения допусков в зависимости от степени точности приведены в приложении. Выбор допусков зависит от конструктивных и технологических требований и, кроме того, связан с допуском размера. Поле допуска размера для сопрягаемых поверхностей ограничивает также и любые отклонения формы на длине соединения. Ни одно из отклонений формы не может превысить допуска размера. **Допуски формы назначают только в тех случаях, когда они должны быть меньше допуска размера.** Примеры назначения допусков формы, рекомендуемые степени точности и соответствующие им способы обработки указаны в табл.

№ п/п	Вид допуска и его обозначение по ГОСТ 24642-81	Изображение на чертеже
1	Допуск цилиндричности <i>TFZ</i>	
2	Допуск круглости <i>TFK</i>	
3	Допуск профиля продольного сечения цилиндрической поверхности <i>TFP</i>	
4	Допуск плоскостности <i>TFE</i>	
5	Допуск прямолинейности <i>TFL</i>	

Пример нанесения допуска на чертеже по ГОСТ 2.308-79	Изображение допуска и отклонения
1. Допуск и отклонение от цилиндричности	
	 <p>Прилегающий цилиндр Реальная поверхность Отклонение от цилиндричности $EFZ \leq 0.01$ Допуск цилиндричности $TFZ = 0.01$</p>
2. Допуск и отклонение от круглости	
	 <p>Прилегающая окружность Отклонение от круглости $EFK \leq 0.01$ Реальная поверхность Допуск круглости $TFK = 0.01$</p>
3. Допуск и отклонение профиля продольного сечения	
	 <p>Прилегающий профиль Отклонение от профиля продольного сечения $EFK \leq 0.01$ Допуск профиля продольного сечения $TFK = 0.01$ Допуск профиля продольного сечения $TFK = 0.01$ Реальная поверхность L</p>

Пример нанесения допуска на чертеже по ГОСТ 2.308-79	Изображение допуска и отклонения
4. Допуск и отклонение от плоскостности	
	
5. Допуск и отклонение от прямолинейности	
	



Отклонения и допуски расположения поверхностей.

Отклонением расположения EP называется отклонение реального расположения рассматриваемого элемента от его номинального расположения. Под номинальным понимается расположение, определяемое номинальными линейными и угловыми размерами.

Для оценки точности расположения поверхностей, как правило, назначают базы.

База – элемент детали (или выполняющее ту же функцию сочетание элементов), по отношению к которому задается допуск расположения рассматриваемого элемента, а также определяется соответствующее отклонение.

Допуском расположения называется предел, ограничивающий допускаемое значение отклонения расположения поверхностей.

Поле допуска расположения TP - область в пространстве или заданной плоскости, внутри которой должен находиться прилегающий элемент или ось, центр, плоскость симметрии в пределах нормируемого участка, ширина или диаметр которой определяется значением допуска, а расположение относительно баз – номинальным расположением рассматриваемого элемента.

Виды допусков расположения

Оценка величины отклонения расположения производится по расположению прилегающей поверхности, проведенной к реальной поверхности; таким образом исключаются из рассмотрения отклонения формы.

Отклонение расположения характеризует отклонение реального расположения рассматриваемого элемента (поверхности, линии, точки) от его номинального (заданного чертежом) расположения. Различают следующие отклонения расположения.

Отклонение от параллельности плоскостей — разность $A—B$ (рис. 8, *а*) наибольшего и наименьшего расстояний между прилегающими плоскостями на заданной площади или длине.

Отклонение от параллельности прямых в плоскости — разность $A—B$ (рис. 8, *б*) наибольшего и наименьшего расстояний между прилегающими прямыми *на заданной длине*.

Отклонение от параллельности осей поверхностей вращения (или прямых в пространстве) — отклонение A_x (рис. 8, *в*) от параллельности проекций осей на их общую теоретическую плоскость, проходящую через одну ось и одну из точек другой оси.

Перекося осей (или прямых в пространстве) — отклонение A_y (рис. 8, *г*) от параллельности проекций осей на плоскость, перпендикулярную общей теоретической плоскости и проходящую через одну из осей.

Отклонение от параллельности оси поверхности вращения и плоскости — разность $A—B$ (рис. 8, *д*) наибольшего и наименьшего расстояний между прилегающей плоскостью и осью поверхности вращения на заданной длине.

Отклонение от перпендикулярности плоскостей, осей или оси и плоскости — отклонение A (рис. 8, *е*) угла между плоскостями, осями или осью и плоскостью от прямого угла, выраженное в линейных единицах на заданной длине L .

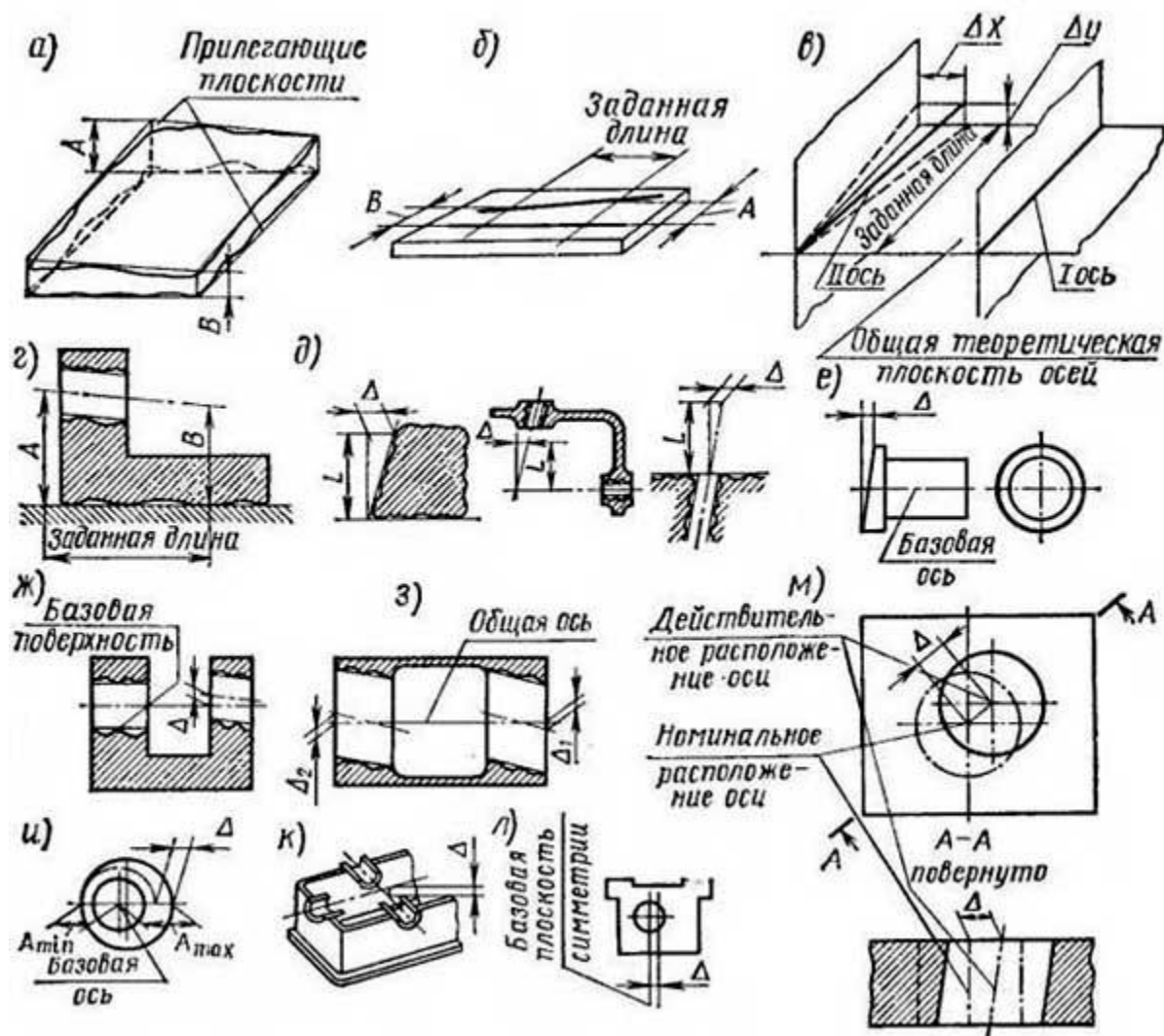
Отклонение от соосности относительно базовой поверхности — наибольшее расстояние A (рис. 8, *ж*) между осью рассматриваемой поверхности и осью базовой поверхности на всей длине рассматриваемой поверхности или расстояние между этими осями в заданном сечении.

Отклонение от соосности относительно общей оси — наибольшее расстояние $A_x; D_2$ (рис. 8, *з*) от оси рассматриваемой поверхности до общей оси двух или нескольких номинально соосных поверхностей вращения в пределах длины рассматриваемой поверхности. За общую ось двух поверхностей принимается прямая, проходящая через эти оси в средних сечениях рассматриваемых поверхностей.

Отклонение от пересечения — кратчайшее расстояние A (рис. 8, *к*) между осями, номинально пересекающимися.

Отклонение от симметричности — наибольшее расстояние (рис. 8, л) между плоскостью симметрии (осью симметрии) рассматриваемой поверхности и плоскостью симметрии (осью симметрии) базовой поверхности.

Смещение оси (или плоскости симметрии) от номинального расположения — наибольшее расстояние D (рис. 8, м) между действительным и номинальным расположениями оси (или плоскости симметрии) по всей длине рассматриваемой поверхности.



Позиционное отклонение и позиционный допуск - это условные названия отклонения и допуска на смещение оси или плоскости относительно номинального расположения. Поэтому отклонения осей от параллельности, поверхностей от базовой оси или от плоскости симметрии и прямых от пересечения относятся к позиционным отклонениям.

Допуск расположения	Допуск параллельности TPA	//
	Допуск перпендикулярности TPR	\perp
	Допуск наклона TPN	\angle
	Допуск соосности TPC	\odot
	Допуск симметричности TPS	\equiv
	Позиционный допуск TPP	Φ
	Допуск пересечения осей TPX	\times



Суммарные допуски и отклонения формы и расположения поверхностей.

Суммарное отклонение формы и расположения ЕС- отклонение, являющееся результатом совместного проявления отклонения формы и отклонения расположения рассматриваемой поверхности или рассматриваемого профиля относительно заданных баз.

Количественно суммарные отклонения формы и расположения оцениваются в соответствии с определениями, приведенными ниже по точкам реального рассматриваемого элемента относительно прилегающих базовых элементов или их осей.

Суммарный допуск формы и расположения ТС - предел ограничивающий допускаемое значение с отклонения формы и расположения.

Поле суммарного допуска формы и расположения - область в пространстве или на заданной поверхности, внутри которой должны находиться все точки реальной поверхности (профиля) в пределах нормируемого участка.

Виды суммарных допусков:

1. [Радиальное биение и допуск радиального биения.](#)
2. [Торцовое биение и допуск торцового биения.](#)
3. [Биение и допуск биения в заданном направлении.](#)
4. [Полное радиальное биение и допуск полного радиального биения.](#)
5. [Полное торцовое биение и допуск полного торцового биения.](#)
6. [Отклонение и допуск формы заданного профиля.](#)
7. [Отклонение и допуск формы заданной поверхности.](#)
8. [Суммарное отклонение и суммарный допуск параллельности и плоскостности.](#)
9. [Суммарное отклонение и суммарный допуск перпендикулярности и плоскостности.](#)
10. [Суммарное отклонение и суммарный допуск наклона и плоскостности.](#)



Радиальное биение и допуск радиального биения

Радиальное биение - разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси (рис.61).

Радиальное биение 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 радиального биения - наибольшее допускаемое значение радиального биения.

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 радиального биения T (рис.62).

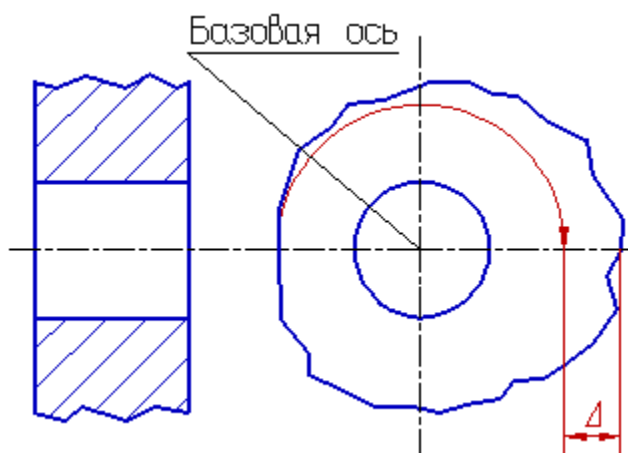


Рисунок 61. Радиальное биение



Рисунок 62. Поле допуска радиального биения



Торцовое биение и допуск торцового биения

Торцовое биение - разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцовой поверхности, до плоскости, перпендикулярной базовой оси (рис.63).

Примечание. Торцовое биение определяется в сечении торцовой поверхности цилиндром заданного диаметра, соосным с базовой осью, а если диаметр не задан, то в сечении любого (в том числе и наибольшего) диаметра торцовой поверхности.

При номинальной плоской форме торца торцовое биение является результатом совместного проявления отклонения от общей плоскости точек, лежащих на линии пересечения торцовой поверхности с секущим цилиндром, и отклонения от перпендикулярности торца относительно оси базовой поверхности на длине, равно диаметру рассматриваемого сечения. Торцовое биение не включает в себя всего отклонения от плоскостности рассматриваемой поверхности.

Допуск торцевого биения - наибольшее допускаемое значение торцового биения.

Поле допуска торцевого 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 торцового биения T , и перпендикулярными базовой оси (рис.64).

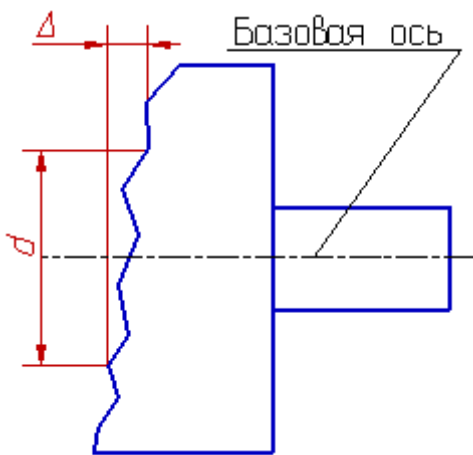


Рисунок 63. Торцовое биение

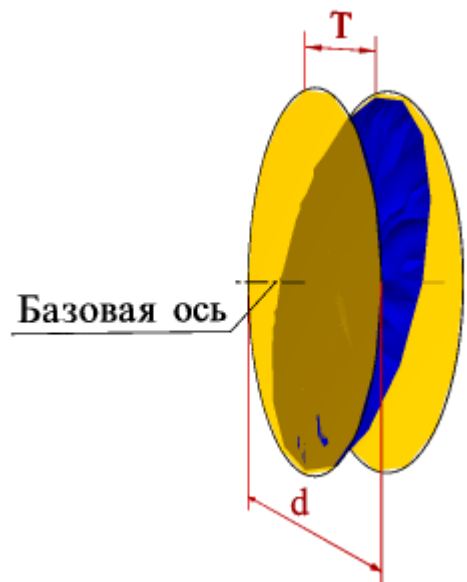


Рисунок 64. Поле допуска торцового биения



Биение и допуск биения в заданном направлении

Биение в заданном направлении - разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения в сечении рассматриваемой поверхности конусом, ось которого совпадает с базовой осью, а образующая имеет заданное направление, до вершины этого конуса (рис.65).

Направление рекомендуется задавать по нормали рассматриваемой поверхности.

Биение является результатом совместного проявления в заданном направлении отклонений формы профиля рассматриваемого сечения и отклонений расположения оси рассматриваемой поверхности относительно базовой оси.

Допуск биения в заданном направлении - наибольшее допускаемое значение биения в заданном направлении.

Поле допуска биения в заданном направлении - область на боковой поверхности конуса, ось которого совпадает с базовой осью, а образующая имеет заданное направление, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии вдоль образующей конуса, равном допуску биения T , и перпендикулярными базовой оси (рис.66).

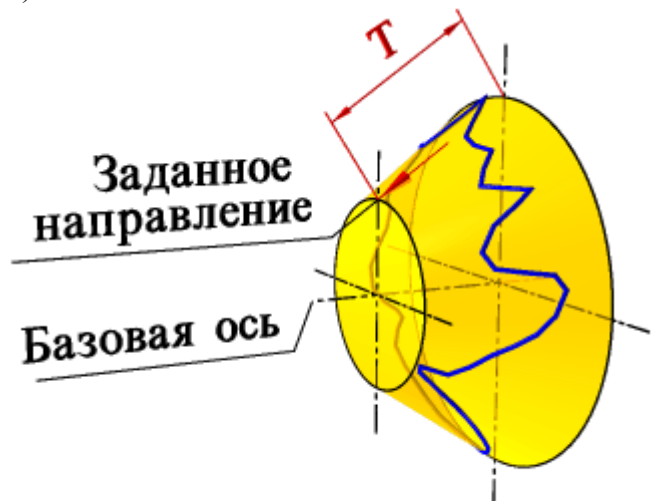
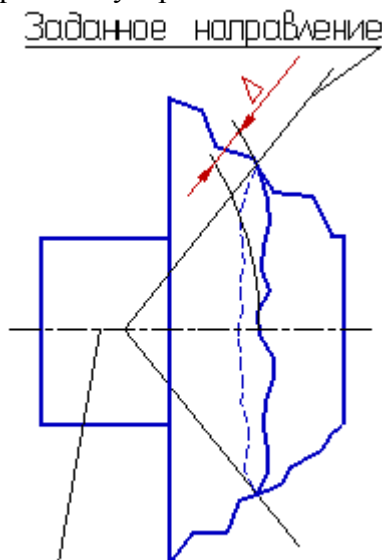


Рисунок 65. Биение в заданном направлении



Рисунок 66. Поле допуска биения в заданном направлении

Полное радиальное биение и допуск полного радиального биения

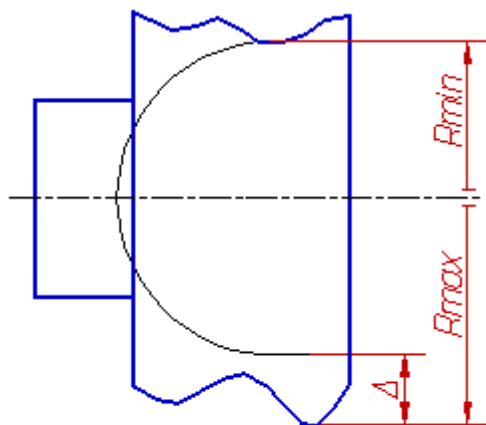
Термины применяются только к поверхностям с номинальной цилиндрической формой.

Полное радиальное биение - разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от всех точек реальной поверхности в пределах нормируемого участка до базовой оси (рис.67).

Полное радиальное биение является результатом совместного проявления отклонения от цилиндричности рассматриваемой поверхности и отклонения от ее соосности относительно базовой оси.

Допуск полного радиального биения - наибольшее допускаемое значение полного радиального биения.

Поле допуска полного радиального биения - область в пространстве, ограниченная двумя цилиндрами, ось которых совпадает с базовой осью, а боковые поверхности отстоят друг от друга на расстоянии, равном допуску полного радиального биения T (рис.68).



$$\Delta = R_{\max} - R_{\min}$$

Рисунок 67. Полное радиальное биение

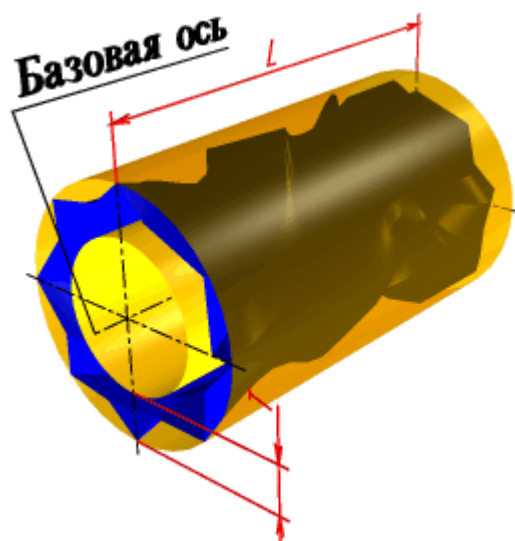


Рисунок 68. Поле допуска полного радиального биения



Полное торцовое биение и допуск полного торцового биения

Термины применяются только к торцовым поверхностям с номинальной плоской формой.

Полное торцовое биение - разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек всей торцовой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси (рис.69).

Полное торцовое биение является результатом совместного проявления отклонения от плоскостности рассматриваемой поверхности и отклонения от ее перпендикулярности относительно базовой оси.

Допуск полного торцового биения - наибольшее допускаемое значение полного торцового биения.

Поле допуска полного торцового биения - область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии, равном допуску полного торцового биения T и перпендикулярными базовой оси (рис.70).

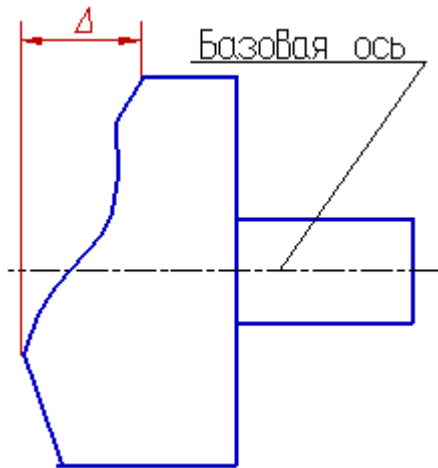


Рисунок 69. Полное торцовое биение

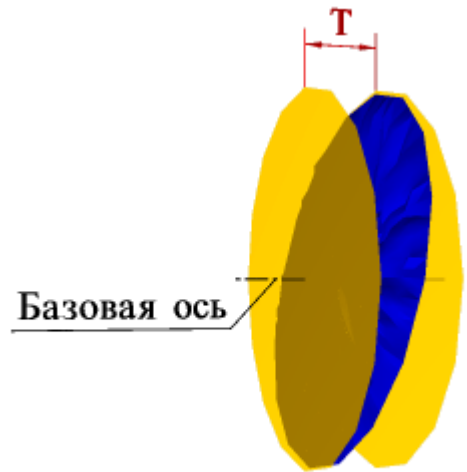


Рисунок 70. Поле допуска полного торцового биения



Отклонение и допуск формы заданного профиля

Термины применяются в тех случаях, когда профиль задан номинальными размерами - координатами отдельных точек профиля или размерами его элементов без предельных отклонений этих размеров (размерами в рамках)

Отклонение формы заданного профиля - наибольшее отклонение Δ точек реального профиля от номинального профиля, определяемое по нормали к номинальному профилю в пределах нормируемого участка (рис. 71).

В тех случаях, когда базы не заданы, расположение номинального профиля относительно реального определяется условием получения минимального отклонения формы профиля (рис. 72).

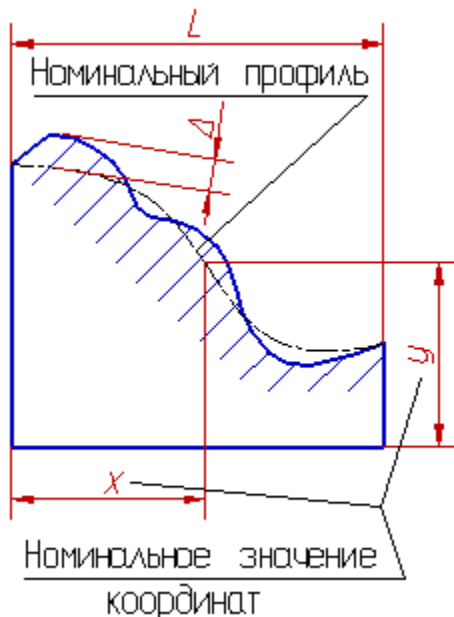


Рисунок 71. Отклонение формы заданного профиля

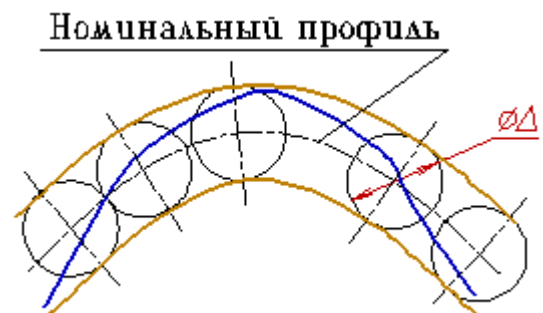


Рисунок 72. Условие получения минимального отклонения формы профиля

Отклонение формы заданного профиля является результатом совместного проявления отклонений размеров и формы профиля, а также отклонений расположения его относительно заданных баз.

Допуск формы заданного профиля -

1. Допуск в диаметральном выражении — удвоенное наибольшее допускаемое значение отклонения формы заданного профиля.

2. Допуск в радиусном выражении — наибольшее допускаемое значение отклонения формы заданного профиля.

Допуск формы заданного профиля рекомендуется указывать в диаметральном выражении.

Кроме допуска формы заданного профиля по настоящему стандарту, для нормирования размеров и формы профиля могут быть применены способы, основанные на указании предельных отклонений координат отдельных точек профиля или на раздельном указании предельных отклонений размеров и допусков формы отдельных элементов профиля.

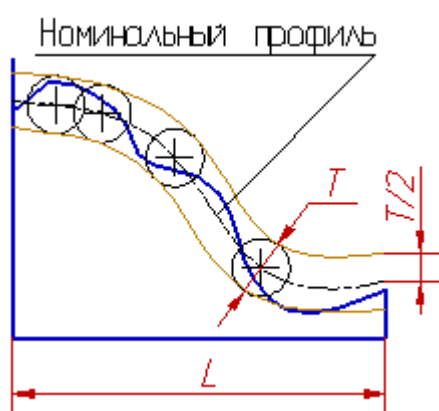


Рисунок 73. Поле допуска формы заданного профиля

Поле допуска формы заданного профиля

- область на заданной плоскости сечения поверхности, ограниченная двумя линиями, эквидистантными номинальному профилю, в отстоящих друг от друга на расстоянии, равном допуску формы заданного профиля в диаметральном выражении T или удвоенному допуску формы заданного профиля в радиусном выражении $T/2$. Линия, ограничивающие поле допуска, являются огибающими семейства окружностей, диаметр которых равен допуску формы заданного профиля в диаметральном выражении T , а центры находятся на номинальном профиле (рис.73).



Отклонение и допуск формы заданной поверхности

Термины применяются в тех случаях, когда поверхность задана номинальными размерами - координатами отдельных точек поверхности или размерами её элементов без предельных отклонений этих размеров (размерами в рамках)

Отклонение формы заданной поверхности - наибольшее отклонение Δ точек реальной поверхности от номинальной поверхности, определяемое по нормали к номинальной поверхности в пределах нормируемого участка (рис.74).

В тех случаях, когда базы не заданы, расположение номинальной поверхности относительно реальной определяется условием получения минимального отклонения формы поверхности (рис.72).

Отклонение формы заданной поверхности является результатом совместного проявления отклонений размеров и формы поверхности, а также отклонений расположения его относительно заданных баз.

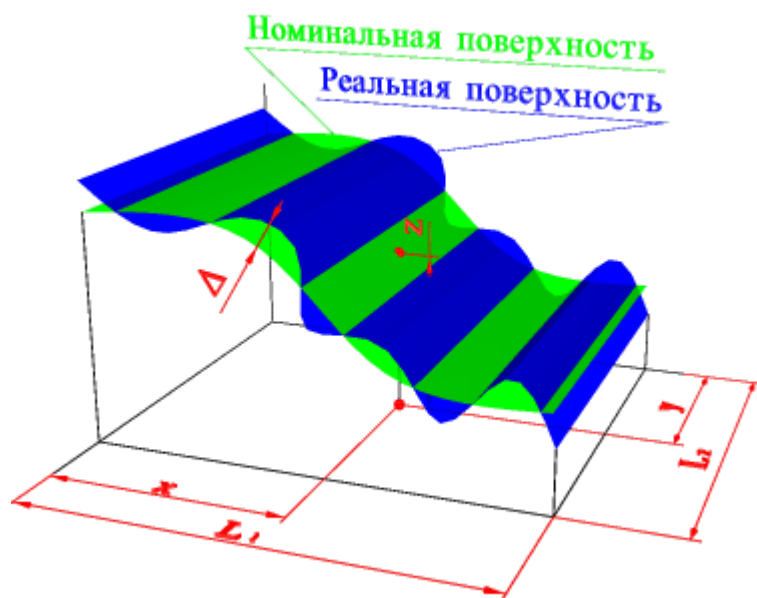
Допуск формы заданной поверхности -

1. Допуск в диаметральном выражении — удвоенное наибольшее допускаемое значение отклонения формы заданной поверхности.

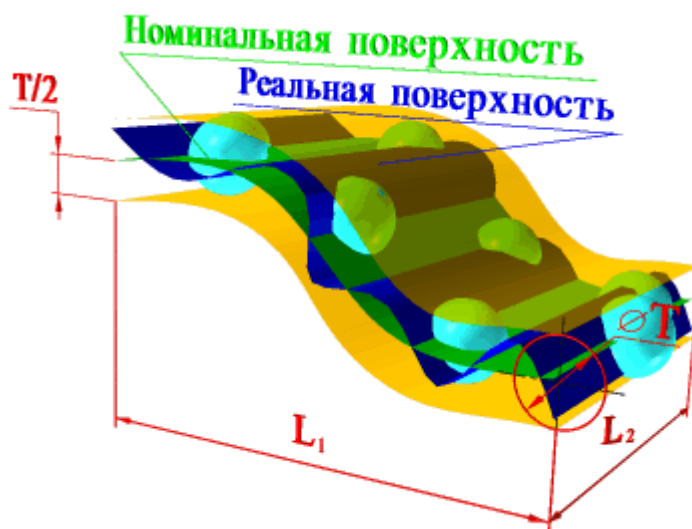
2. Допуск в радиусном выражении — наибольшее допускаемое значение отклонения формы заданной поверхности.

Допуск формы заданной поверхности рекомендуется указывать в диаметральном выражении.

Кроме допуска формы заданной поверхности по настоящему стандарту, для нормирования размеров и формы поверхности могут быть применены способы, основанные на указании предельных отклонений координат отдельных точек поверхности или на раздельном указании предельных отклонений размеров и допусков формы отдельных элементов поверхности.



(x,y,z) -номинальные координаты



Поле допуска формы заданной поверхности - область в пространстве, ограниченная двумя поверхностями, эквидистантными номинальной поверхности, в отстоящими друг от друга на расстоянии, равно допуску формы заданного профиля в диаметральном выражении T или удвоенному допуску формы заданного профиля в радиусном выражении $T/2$. Поверхности, ограничивающие поле допуска, являются огибающими семейства сфер,

диаметр которых равен допуску формы заданного профиля в диаметральном выражении T , а центры находятся на номинальной поверхности (рис.75).



Суммарное отклонение и суммарный допуск параллельности и плоскостности

Суммарное отклонение от параллельности и плоскостности - разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реальной поверхности до базовой плоскости в пределах нормируемого участка (рис.76).

Суммарный допуск параллельности и плоскостности - наибольшее допускаемое значение суммарного отклонения от параллельности и плоскостности.

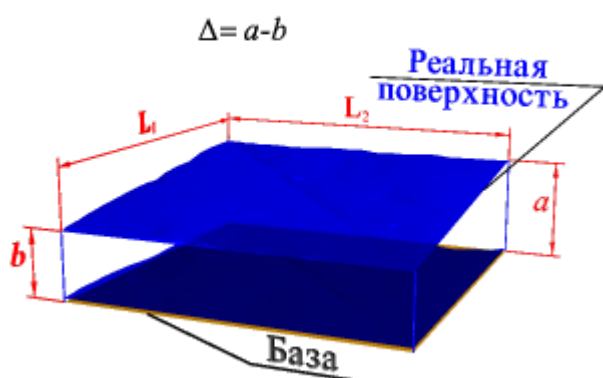


Рисунок 76. Суммарное отклонение от параллельности и плоскостности

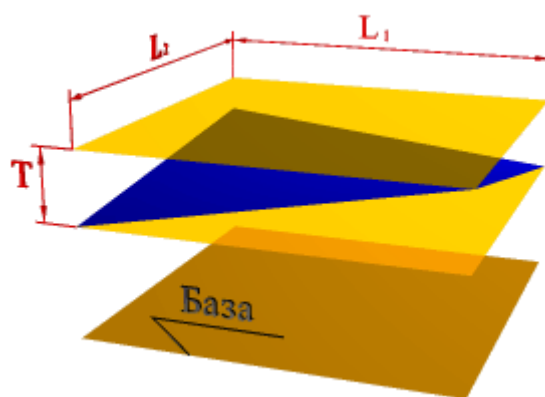


Рисунок 77. Поле суммарного допуска параллельности и плоскостности

Поле суммарного допуска параллельности и плоскостности - область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии равном суммарному допуску параллельности и плоскостности T и параллельными базовой плоскости (рис.77).



Суммарное отклонение и суммарный допуск перпендикулярности и плоскостности

Суммарное отклонение от перпендикулярности и плоскостности - разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реальной поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой плоскости или базовой оси в пределах нормируемого участка (рис.78).

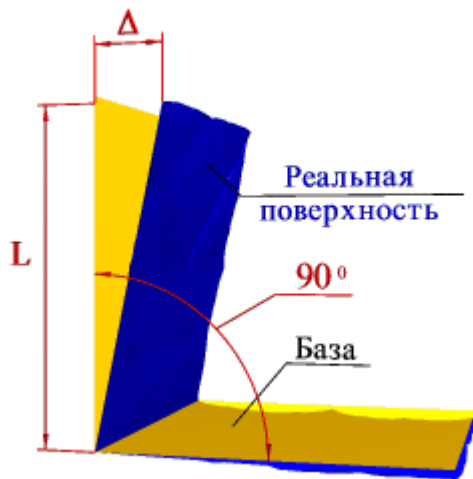


Рисунок 78. Суммарное отклонение от перпендикулярности и плоскостности

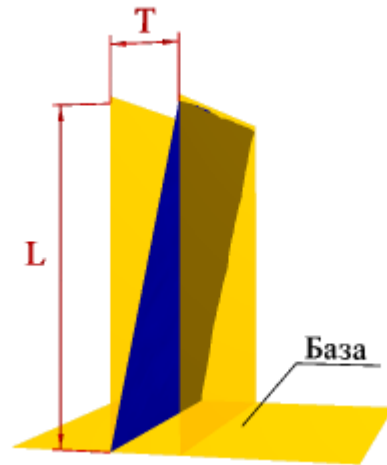


Рисунок 79. Поле суммарного допуска перпендикулярности и плоскостности

Суммарный допуск перпендикулярности и плоскостности - наибольшее допускаемое значение суммарного отклонения от перпендикулярности и плоскостности.

Поле суммарного допуска перпендикулярности и плоскостности - область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии, равном суммарному допуску перпендикулярности и плоскостности T и перпендикулярными к базовой плоскости или базовой оси (рис.79).



Суммарное отклонение и суммарный допуск наклона и плоскостности

Суммарное отклонение от номинального наклона и плоскостности - разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реальной поверхности до плоскости, расположенной под заданным номинальным углом относительно базовой плоскости или базовой оси, в пределах нормируемого участка (рис.80).

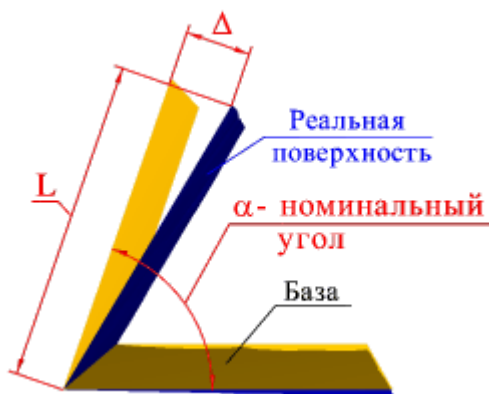


Рисунок 80. Суммарное отклонение от номинального наклона и плоскостности

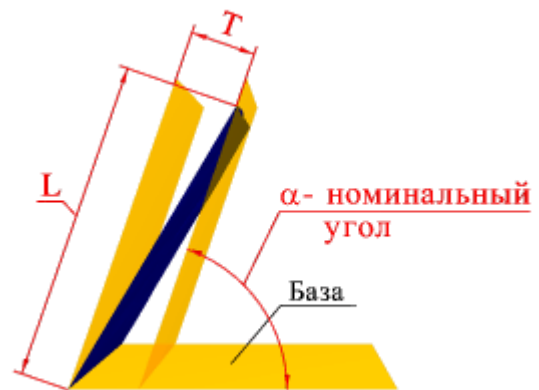


Рисунок 81. Поле суммарного допуска наклона и плоскостности

Суммарный допуск от номинального наклона и плоскостности - наибольшее допускаемое значение суммарного отклонения от номинального наклона и плоскостности.

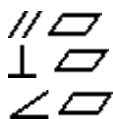
Поле суммарного допуска наклона и плоскостности - область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии, равном суммарному допуску наклона и плоскостности T , и расположенными

под заданным номинальным углом относительно базовой плоскости или базовой оси (рис.81).

№ п/п	Вид допуска и его обозначение по ГОСТ 24642-81	Изображение на чертеже
1	Допуск торцового биения <i>TCA</i>	
2	Допуск полного торцового биения <i>TCTA</i>	
3	Допуск радиального биения <i>TCR</i>	
4	Допуск полного радиального биения <i>TCTR</i>	
5	Допуск биения в заданном направлении <i>TCD</i>	
6	Допуск формы заданного профиля <i>TCL</i>	
7	Допуск формы заданной поверхности <i>TCE</i>	

Примечание. Суммарные допуски формы и расположения поверхностей, для которых не установлены отдельные графические знаки, обозначают знаками составных допусков в следующей последовательности: знак допуска расположения, знак допуска формы.

Например:



- знак суммарного допуска параллельности и плоскостности;
- знак суммарного допуска перпендикулярности и плоскостности;
- знак суммарного допуска наклона и плоскостности.



Зависимые и независимые допуски.

Допуски расположения или формы могут быть зависимыми или независимыми.

Зависимый допуск — это допуск расположения или формы, указываемый на чертеже в виде значения, которое допускается превышать на величину, зависящую от отклонения действительного размера рассматриваемого элемента от максимума материала.

Независимый допуск - переменный допуск, его минимальное значение указывается на чертеже и допускается превышать за счет изменения размеров рассматриваемых элементов, но так, чтобы их линейные размеры не выходили за пределы предписанных допусков.

Зависимые допуски расположения, как правило, назначают в тех случаях, когда необходимо обеспечить собираемость деталей, сопрягающихся одновременно по нескольким поверхностям.

В отдельных случаях при зависимых допусках имеется возможность перевести деталь из брака в годные путем дополнительной обработки, например, развертыванием отверстий.

Как правило, зависимые допуски рекомендуется назначать для тех элементов деталей, к которым предъявляются только требования собираемости.

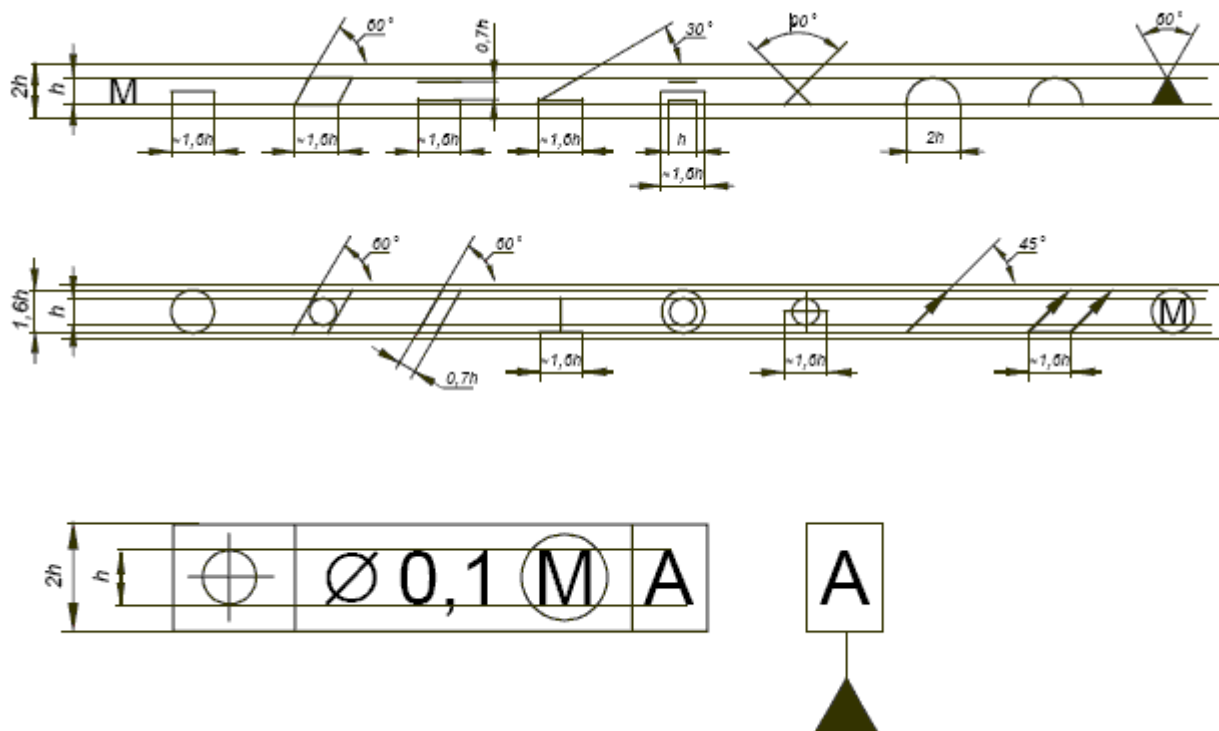
Зависимые допуски обозначают условным знаком М

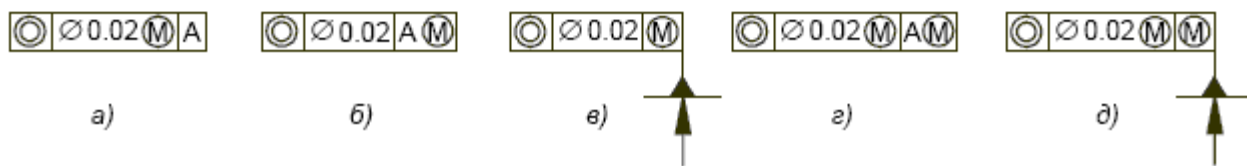
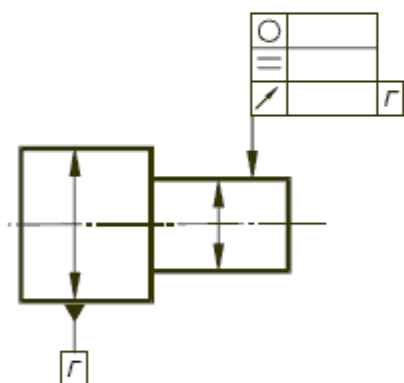
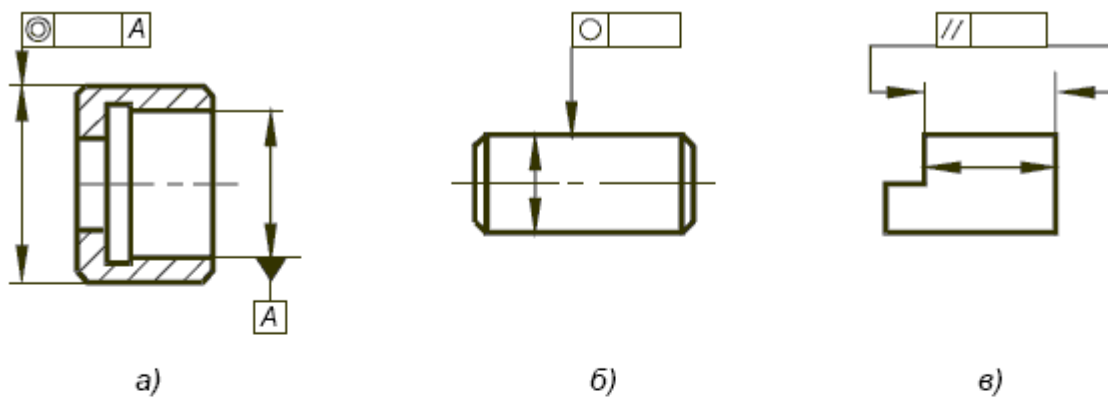
Независимый допуск - это допуск расположения или формы, числовое значение которого постоянно для всей совокупности деталей и не зависит от действительных размеров рассматриваемых поверхностей.



Указание допусков формы и расположения поверхностей на чертежах.

1. Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными обозначениями. Указание допусков формы и расположения текстом в технических требованиях допустимо лишь в тех случаях, когда отсутствует знак вида допуска.
2. При условном обозначении данные о допусках формы и расположения поверхностей указывают в прямоугольной рамке, разделенной на части:
в первой части – знак допуска;
во второй части – числовое значение допуска, а при необходимости и длину нормируемого участка;
в третьей и последующих частях – буквенное обозначение баз





Шероховатость поверхности

Шероховатость поверхности это размерная характеристика микронеровностей. При обработке деталей на обрабатываемой поверхности образуются мелкие неровности, выступы, впадины. Эти неровности имеют очень малые размеры, измеряемые при шлифовании десятими и сотыми долями микрометра. Высота шероховатостей влияет на эксплуатационные качества сопрягаемых деталей. В ГОСТ 278973 для оценки шероховатости приняты следующие основные параметры (рис. 9).

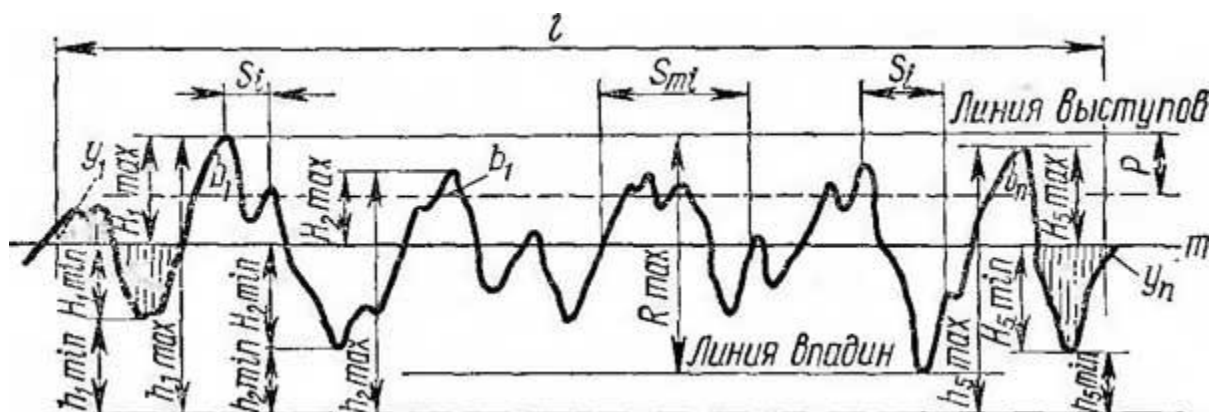


Рис. 9. Основные параметры для оценки шероховатости по ГОСТ 2789—73

m – средняя линия. Служащая базовой линией для определения параметров шероховатости

Базовая длина l — длина базовой линии, используемая для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности.

Выступ и впадина профиля – части профиля, ограниченные контуром реальной поверхности средней линией. Выступ расположен выше средней линии, а впадина ниже. Неровности профиля образованы выступами и впадинами профиля

Средний шаг неровностей профиля S_m — среднее значение шага неровностей профиля в пределах базовой длины.

$$S_m = 1/n * \sum S_{mi}$$

S_{mi} (шаг неровностей профиля) - длина отрезка средней линии, пересекающего профиль в трех соседних точках

Средний шаг местных выступов профиля S — среднее значение шага местных выступов профиля в пределах базовой длины.

Среднее арифметическое отклонение профиля R_a — среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины

$$R_a = \sum_{i=1}^n |y|/n$$

где n — число шагов в пределах базовой длины.

Высота неровностей профиля по десяти точкам Rz — сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины.

$$Rz = \left(\sum_{i=1}^5 |y_{pmi}| + \sum_{i=1}^5 |y_{vmi}| \right) / 5,$$

где y_{pmi} — высота i -го наибольшего выступа профиля,

y_{vmi} — глубина i -й наибольшей впадины профиля.

R_{max} — наибольшая высота неровностей профиля - Расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины.

Опорная длина профиля η_p — сумма длин отрезков в пределах базовой длины, отсекаемая на заданном уровне в материале профиля линией, эквидистантной средней линии.

$$\eta_p = \sum b_i$$

Относительная опорная длина профиля tp — отношение опорной длины профиля к базовой длине.

$$tp = (\eta_p / l) * 100$$

Уровень сечения профиля p — расстояние между линией выступов профиля и линией, пересекающей профиль.

$$P = (5-90) R_{max}, \%$$

Структура обозначения шероховатости приведена на *Рис.6*

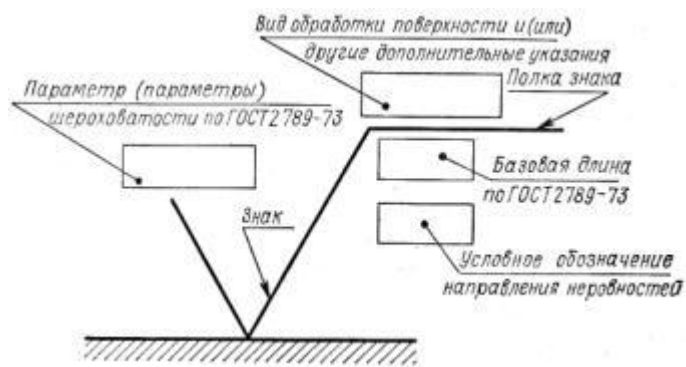
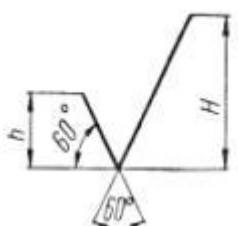
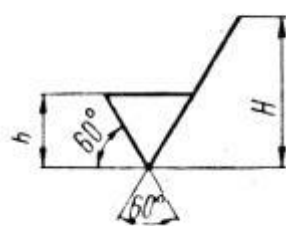
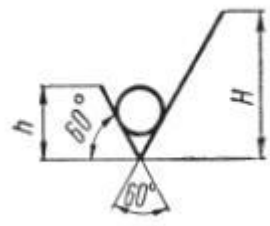
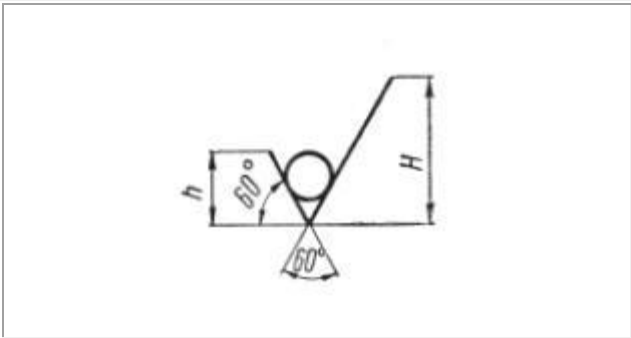


Рис.6

Структура знака для изображения шероховатости поверхности

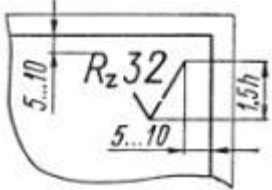
Элементы обозначения	ГОСТ 2.309-73
Знак шероховатости поверхности, вид обработки которой не устанавливается	
Знак шероховатости поверхности, которая обрабатывается удалением слоя материала (точением, фрезерованием, шлифованием, полированием и т. д.)	
Знак шероховатости поверхности, получаемой без удаления слоя материала (литьем, ковкой, штамповкой, прокатом, волочением и т. д.)	

Знак, указывающий поверхность, не обрабатываемую по данному чертежу



Обозначение поверхностей с одинаковой шероховатостью

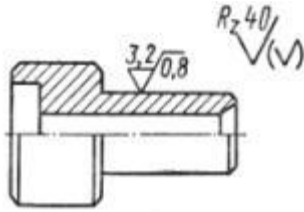
Если шероховатость всех поверхностей детали должна быть одинаковой, общее обозначение шероховатости наносят в правом верхнем углу чертежа. Знаки наносятся на расстоянии 5—10 мм от верхней и правой сторон рамки чертежа.



Размеры и толщина знаков, нанесенных в правый верхний угол чертежа, должны быть больше знаков, нанесенных на изображении. Знаки увеличиваются в 1,5 раза.

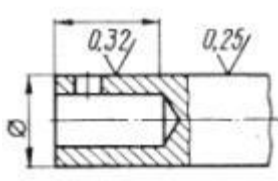
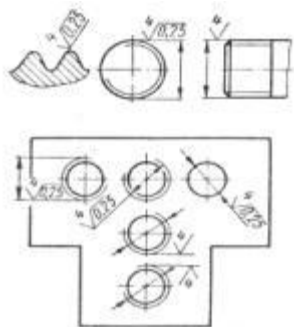
Обозначение преобладающей шероховатости

При указании одинаковой шероховатости для части поверхностей детали в правом верхнем углу чертежа помещают обозначение одинаковой шероховатости и условное обозначение (\surd) . Размеры этого знака такие же, как знаков, нанесенных на изображении.


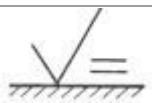
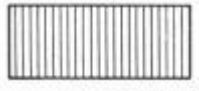

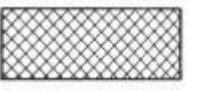

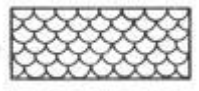


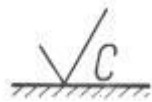


Когда часть поверхностей изделия по данному чертежу не обрабатывается, в правом верхнем углу чертежа перед обозначением (\surd) помещают знак \surd . Размеры и толщина линии которого должны быть приблизительно в 1,5 раза больше, чем знаков, нанесенных на изображении.

	 <p>При наличии в изделии поверхностей, шероховатость которых не указывают, обозначение шероховатости или знак  в правый верхний угол чертежа не выносят</p>
<p>Обозначение шероховатости поверхности при недостатке места на чертеже</p>	<p>При недостатке места на чертеже допускается обозначение шероховатости поверхности располагать на размерных линиях или прерывать выносную линию</p>  <p>Через зону штриховки линию границы между поверхностями с различной шероховатостью не проводят</p>
<p>Нанесение шероховатости на поверхностях глобоидных червяков и колес</p>	<p>Для глобоидных червяков и сопряженных с ними колес обозначение шероховатости рабочих поверхностей наносят на линии расчетной окружности</p> 
<p>Обозначение поверхности с различной шероховатостью</p>	<p>Если на отдельных участках детали шероховатость одной и той же поверхности должна быть различной то эти участки разграничивают сплошной тонкой линией с нанесением соответствующего размера и обозначений и обозначений шероховатости</p> <p>Через зону штриховки линию границы между поверхностями с различной шероховатостью не проводят</p>

	
<p>Обозначение шероховатости поверхности профиля резьбы</p>	<p>Шероховатость поверхности профиля резьбы обозначают по общим правилам, если изображается профиль резьбы, или условно на выносной линии для обозначения размера резьбы, или на размерной линии</p> 

Типы направлений неровностей поверхности по ГОСТ 2789—73*

<i>Тип</i>	<i>Направление неровностей</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Пояснение обозначения на поверхности, к шероховатости которой устанавливаются требования</i>
Параллельный			Параллельно линии, изображающей на чертеже поверхность
Перпендикулярный			Перпендикулярно к линии, изображающей на чертеже поверхность
Перекрещивающийся			Перекрещивание в двух направлениях наклонно к линии, изображающей на чертеже поверхность
Произвольный			Различные направления по отношению к линии, изображающей на чертеже поверхность
Кругообразный			Приблизительно кругообразно по отношению к центру поверхности

Радиальный			Приблизительно радиально по отношению к центру поверхности
------------	---	--	--

Волнистость поверхности — это ряд повторяющихся возвышений и впадин с относительно большим шагом. В отличие от шероховатости поверхности волнистость характеризуется неровностями, имеющими значительно больший шаг, чем неровности, образующие шероховатость. По высоте шероховатость и волнистость оказываются близкими. Границу между шероховатостью, волнистостью и погрешностями формы можно установить по значению отношения шага к высоте неровностей. Отклонения, у которых отношение $l/R < 50$, относят к шероховатости, при $1000 \geq l/R \geq 50$ — к волнистости и при $l/R > 1000$ — к отклонениям формы.

Критерием для их разграничения служит отношение шага S к высоте неровностей R .

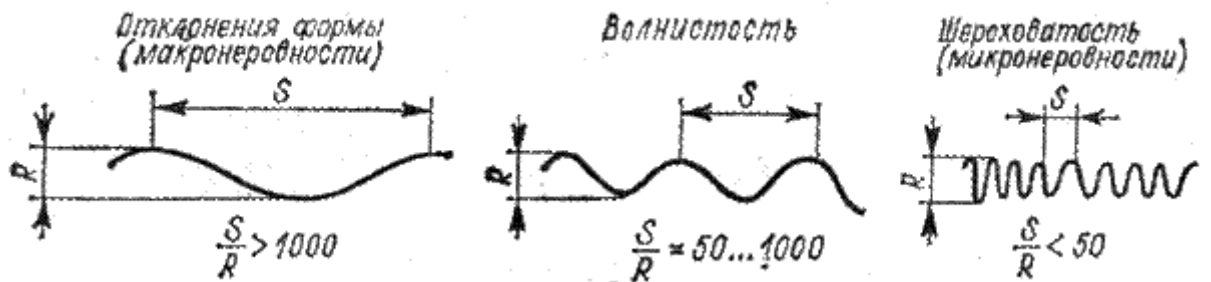
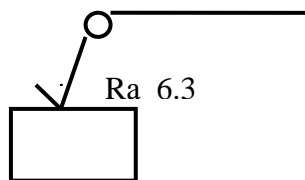
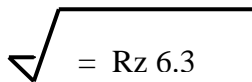
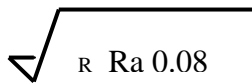
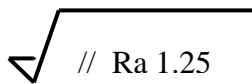


Рис. 1

Классификация геометрических характеристик качества поверхности

Волнистость — периодически возникающие неровности геометрической структуры поверхности, вызываемые непредусмотренными колебаниями или подобными на колебание относительными движениями в системе машина — инструмент — деталь. Волнистость определяется на вертикальном сечении поверхности, причем шероховатость и отклонение формы не учитываются. Длина участка измерений волнистости должна составлять по крайней мере пятикратное значение максимального возникающего шага волнистости. **Высота волнистости** — арифметическое среднее значение из пяти значений высоты волнистости, определяемых в пределах пяти равновеликих отдельных участков измерения волнистости как вертикальные расстояния между эквидистантами к средней линии, касающимися измеренного профиля волнистости каждый раз в наивысшей и наименьших точках.

Расшифруйте вид шероховатости:



ГЛАДКИЕ КАЛИБРЫ И ИХ ДОПУСКИ

Калибры – средства измерительного контроля, предназначенные для проверки соответствия действительных размеров, формы и расположения поверхностей деталей заданным.

Классификация калибров

1. Предельные калибры – устанавливают, находится ли контролируемый размер в пределах допуска (гладкие цилиндрические, конусные, резьбовые, шлицевые, выступы, впадины)
2. Нормальные – служат для контроля сложных профилей (эвольвентных)

Калибры имеют две стороны:

Проходную – ПР

Не проходную – НЕ

Годная деталь проходит через проходную сторону калибра и не проходит через не проходную.

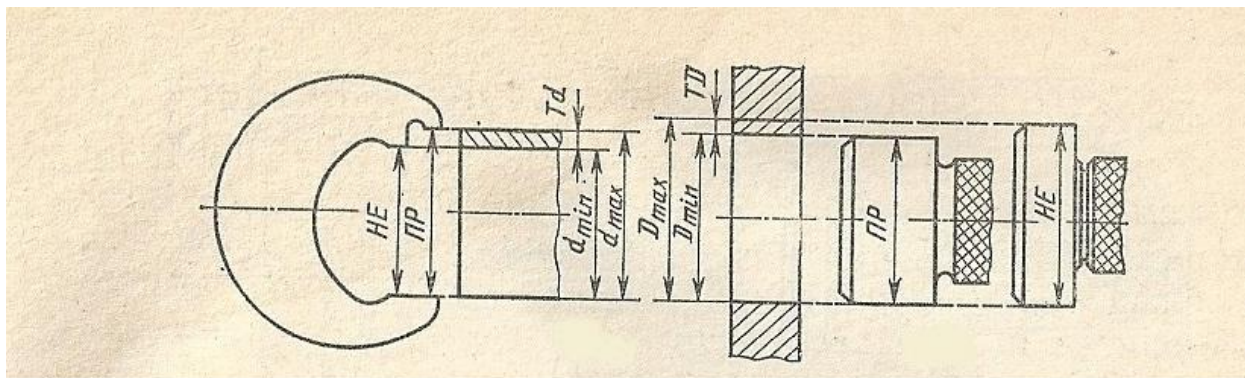
Условие годности

$$D_{\min} \leq D_r \leq D_{\max}$$

$$ПР \leq D_r \leq НЕ$$

$$d_{\min} \leq d_r \leq d_{\max}$$

$$HE \leq d_r \leq ПР$$



Детали, не проходящие через проходную сторону калибра, являются исправимым браком, а детали, проходящие через не проходное – не исправимым.

По назначению калибра подразделяются:

1. Рабочие калибры (служат для контроля деталей во время производства)
2. Приемные калибры (служат для приемки деталей представителем заказчика)
3. Контрольные калибры (служат для контроля и настройки рабочих калибров)

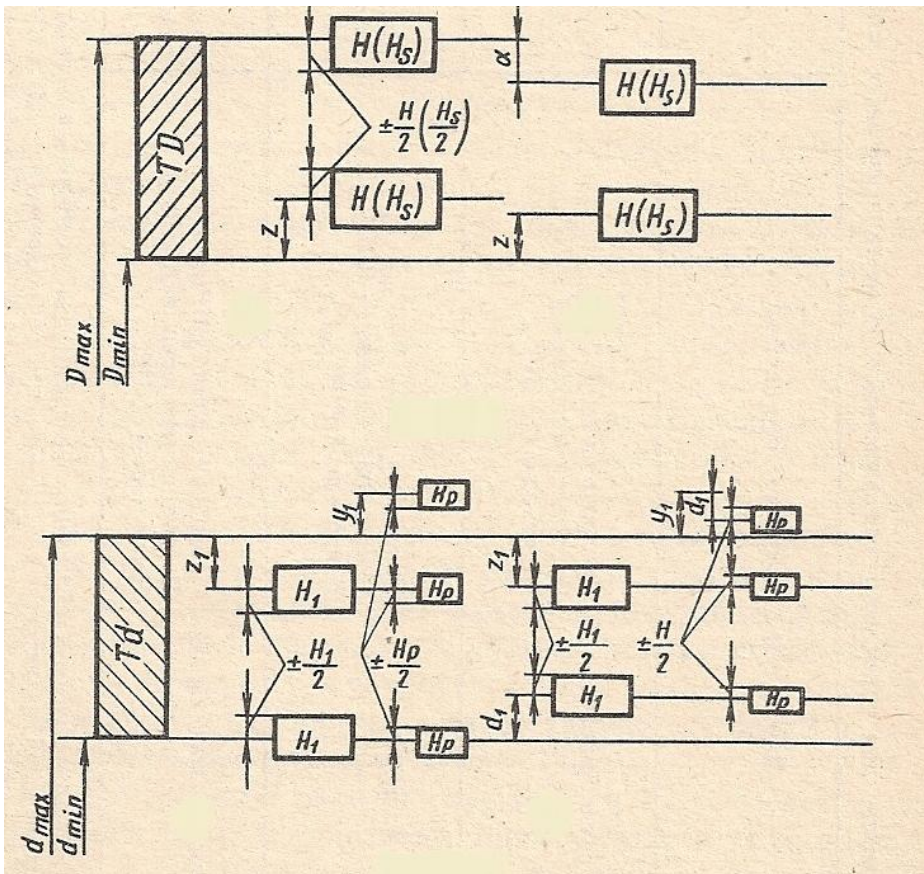
Допуски гладких калибров

- H – допуск на изготовление калибр-пробки;
- H_1 – допуск на изготовление калибр-скобы;
- H_p – допуск на изготовление контрольной калибр-скобы.

Износ проходных калибров ограничивают значениями:

- Y – допустимый выход размера изношенной проходной калибр-пробки за границу поля допуска изделия;
- Y_1 – допустимый выход размера изношенной проходной калибр-скобы за границу поля допуска изделия.

Допуски калибр – пробок и калибр -скоб



Пример 1:

Определить размер калибр - пробки для контролируемого отверстия Ø200 E9

(Приложение П1, П2)

$$D = 200 \text{ мм}$$

$$IT = 115 \text{ мкм}$$

$$EI = 100 \text{ мкм}$$

$$ES = 215 \text{ мкм}$$

$$D_{\max} = 200.215 \text{ мм}$$

$$D_{\min} = 200.100 \text{ мм}$$

(Приложение П5)

$$Z = 21 \text{ мм}$$

$$\alpha = 4 \text{ мкм}$$

$$H = 10 \text{ мкм}$$

1. Определяем наибольший предельный размер новой проходной пробки

$$PR_{\text{нов}}^{\max} = D_{\min} + z + H/2 = 200.1 + 0.021 + 0.005 = 200.126 \text{ мм}$$

2. Определяем исполнительный размер для новой проходной пробки, исходя из допущения:

Пусть наибольший предельный размер равен номинальному, тогда верхнее отклонение равно 0, а нижнее – допуск, тогда

$$I*PR_{\text{нов}} = 200.126_{-0.01} \text{ мм}$$

3. Определяем уровень износа

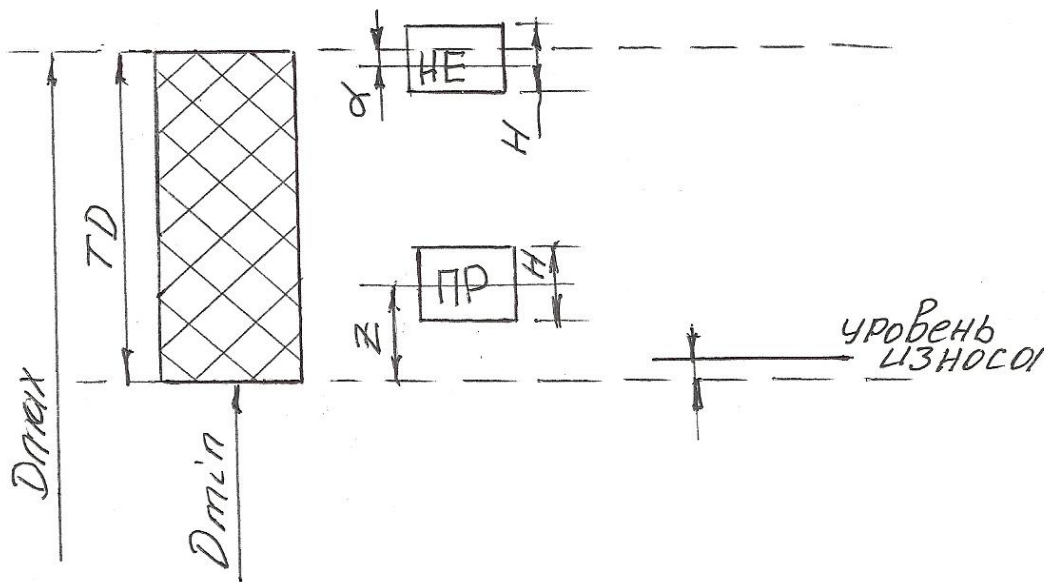
$$PR_{\text{изн}} = D_{\min} + \alpha = 200.1 + 0.004 = 200.104 \text{ мм}$$

4. Определяем наибольший предельный размер новой не проходной пробки

$$HE_{\text{нов}}^{\max} = D_{\min} - \alpha + H/2 = 200.215 - 0.004 + 0.005 \text{ мм}$$

5. Определяем исполнительный размер новой непроходной пробки, при этом считаем, что наибольший предельный размер равен номинальному, тогда верхнее отклонение равно 0, а нижнее – допуску

$$I*HE_{\text{нов}} = 200,126_{-0.01} \text{ мм}$$



Пример 2:

Определить размеры калибр скобы для контроля вала $\varnothing 200$ k9

$D = 200$ мм
 $IT9 = 29$ мкм
 $e_i = 4$ мкм
 $e_s = 33$ мкм
 $d_{max} = 200.033$ мм
 $d_{min} = 200.004$ мм

$Z_1 = 21$ мм (Приложение П5)

$y_1 = 4$ мкм
 $H_1 = 10$ мкм
 $\alpha_1 = 2$ мкм
 $H_p = 4.5$ мкм

1. Определяем наименьший предельный размер новой проходной скобы

$$ПР_{нов}^{max} = d_{max} - z_1 - H_1/2 = 200.033 - 0.007 - 0.005 = 200.021$$
2. Определяем исполнительный размер новой проходной скобы

$$И*ПР_{нов} = 200.021^{+0.01} \text{ мм}$$
3. Определяем уровень износа

$$ПР_{изн} = d_{max} + y_1 - \alpha_1 = 200.033 + 0.004 - 0.002 = 200.035 \text{ мм}$$
4. Определяем наименьший предельный размер новой непроходной скобы

$$И*НЕ_{нов}^{min} = d_{min} + \alpha_1 - H_1/2 = 200.004 + 0.002 - 0.005 = 200.001 \text{ мм}$$
5. Определяем исполнительный размер новой непроходной скобы

$$И*НЕ_{нов} = 200.001^{+0.01} \text{ мм}$$
6. Определяем наибольший предельный размер контрольной проходной скобы

$$К* ПР_{нов}^{max} = d_{max} - z_1 + H_p/2 = 200,033 - 0,021 + 0,00225 = 200,01425 \text{ мм}$$
7. Определяем наибольший предельный размер контрольной не проходной скобы

$$K*H_{\text{нов}}^{\text{max}} = d_{\text{min}} + \alpha_1 + H_p/2 = 200.004 + 0,002 + 0,00225 = 200,00825 \text{ мм}$$

8. Определяем наибольший предельный размер контрольной исполнительной скобы

$$K*I = d_{\text{max}} + y_1 + H_p/2 = 200.033 + 0.005 + 0,00225 = 200,04025 \text{ мм}$$

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Точность подшипников качения определяется отклонениями, установленными в пяти классах точности. В порядке повышения точности они обозначаются 0, 6, 5, 4, 2. Класс точности (кроме 0) указывают впереди условного обозначения подшипника: 6 – 205. Для соединения подшипников качения с валами и корпусами установлены следующие поля допусков, отобранные из ЕСДП:

Классы точности	Поля допусков валов	Поля допусков отверстий
5, 4	n5, m5, k5, js5, h5, g5	N6, M6, K6, Js6, H6
0, 6	n6, m6, k6, js6, h6, g6, f6	P7, N7, M7, K7, Js7, G7, H8, H9

Для соединения подшипников качения с деталями механизмов приняты по наружному кольцу – система вала, а по внутреннему – система отверстия. Поля допусков наружного и внутреннего диаметров подшипника качения расположены ниже нулевой линии. Т.о., поле допуска наружного диаметра подшипника D занимает такое же положение, как поле допуска основного вала, а поле допуска внутреннего диаметра d по сравнению с полем допуска основного отверстия перевернуто относительно нулевой линии.

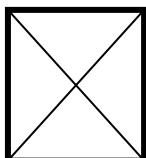
При обозначении подшипников на чертежах рядом с номинальным размером указывают условное обозначение поля допуска только поверхности, сопряженной с подшипником. Например, $\Phi 42 \text{ Js7}$.

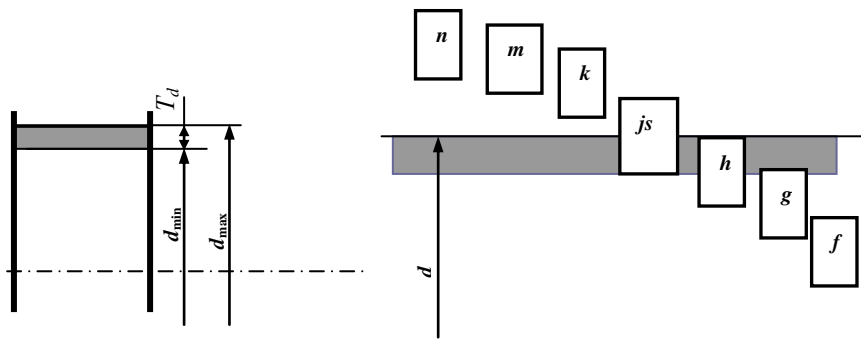
Основными показателями точности подшипников и их деталей являются:

- точность размеров присоединительных поверхностей (d , d_m , D , D_m). Нормируют средние диаметры (d_m , D_m) наружной или внутренней номинально цилиндрической присоединительной поверхности, чтобы ограничить такие отклонения формы, как овальность и конусообразность, наиболее неблагоприятные для подшипника. Средний диаметр определяют расчетом как среднее арифметическое наибольшего и наименьшего значений диаметра, измеренных в нескольких сечениях кольца;
- точность формы и расположения поверхностей колец (радиальное и торцовое биение, непостоянство ширины колец) и шероховатость их поверхностей;
- точность формы и размеров тел качения;
- боковое биение по дорожкам качения внутреннего и наружного колец.

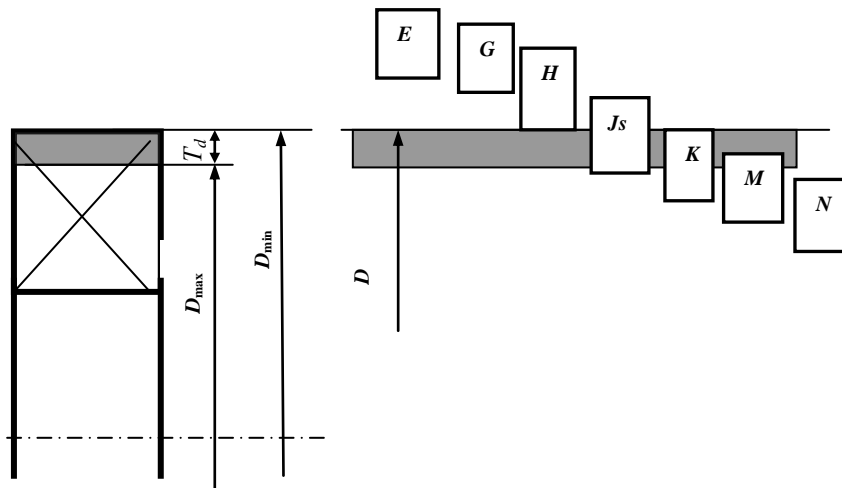
Эти показатели определяют равномерность распределения нагрузки на тела качения, точность вращения, следовательно (вместе с физико-механическими свойствами), и срок службы подшипника.

Стандартное сопряжение подшипника с ответными деталями образуется как сочетание полей допусков присоединительных размеров подшипниковых колец со стандартными полями допусков валов и отверстий.





а



б

Схемы расположения полей допусков:

- а) поля допусков для посадок валов во внутреннее кольцо подшипника;
- б) поля допусков для посадок наружного кольца подшипника в корпус

Расположение полей допусков присоединительных размеров подшипниковых колец стандартизовано таким образом, чтобы получить необходимые их сочетания со стандартными полями допусков, которые наиболее часто используются в общем машиностроении. Поле допуска отверстия внутреннего кольца подшипника расположено односторонне от номинала в «воздух», а не в «тело детали» (как принято для основного отверстия). В результате сочетание такого поля допуска отверстия подшипника с полями допусков сопрягаемых валов типа *k6*, *m6* или *n6* дает посадки с натягом, в то время как с основным отверстием такие поля допусков дают переходные посадки.

Выбор полей допусков поверхностей валов и корпусов, сопряженных с кольцами подшипников, регламентируется ГОСТ 3325-85 «Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки». Этот стандарт распространяется на посадочные поверхности валов и отверстий корпусов под подшипники качения, отвечающие следующим требованиям:

1. Валы стальные, сплошные или полые толстостенные, т. е. с отношением $d/d_b \geq 1,25$, где d – диаметр вала, d_b – диаметр отверстия в нем.
2. Материал корпусов – сталь или чугун.
3. Температура нагрева подшипников при работе – не выше 100 °С.

Выбор посадки кольца подшипника (выбор полей допусков валов и отверстий корпусов, сопрягаемых с кольцами подшипников) осуществляют с учетом:

- вида нагружения кольца подшипника;
- режима работы подшипника;

- соотношения эквивалентной нагрузки P и каталожной динамической грузоподъемности C ;
- типа, размера и класса точности подшипника.

Различают три основных вида нагружения колец подшипника: местное (М), циркуляционное (Ц) и колебательное (К).

При местном нагружении кольцо воспринимает постоянную по направлению радиальную силу ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса. Такой вид нагружения имеет место, например, когда неподвижное кольцо нагружено постоянной по направлению радиальной силой (наружные кольца подшипниковых опор валов в редукторе и т. п.).

При циркуляционном нагружении кольцо воспринимает радиальную силу последовательно всеми элементарными участками окружности дорожки качения и соответственно передает ее всей посадочной поверхности вала или корпуса. Такое нагружение возникает, когда кольцо вращается относительно действующей на него неподвижной радиальной силы (например, внутреннее кольцо подшипника на вращающемся валу редуктора) или циркулирует сила, а кольцо неподвижно (например, внутреннее кольцо подшипника неподвижного солнечного колеса дифференциальной зубчатой передачи).

При колебательном нагружении на неподвижное кольцо интегрально действуют две радиальные силы (одна постоянна по направлению, а другая, меньшая по значению, циркулирует). Равнодействующая нагрузка не совершает полного оборота, а колеблется между крайними точками дуги окружности.

Для кольца, которое испытывает циркуляционное нагружение, назначают посадку с натягом. Наличие зазора между циркуляционно нагруженным кольцом и посадочной поверхностью детали может привести к проворачиванию кольца с проскальзыванием поверхностей, а следовательно, к развальцовыванию и истиранию металла детали, что недопустимо.

Основная опасность для кольца, которое испытывает местное нагружение, – износ дорожки качения в месте действия нагрузки. Если для этого кольца назначают посадку с зазором и если оно не зафиксировано в осевом направлении, то под действием вибрации и толчков оно постепенно проворачивается по посадочной поверхности. В результате износ дорожки качения происходит более равномерно по всей окружности кольца.

Можно предложить выбирать посадки так, чтобы циркуляционно или колебательно нагруженное (как правило, вращающееся) кольцо подшипника было смонтировано с натягом, исключая возможность проскальзывания этого кольца по сопрягаемой поверхности вала или отверстия в корпусе. Другое кольцо того же подшипника, если оно нагружено местно, может быть посажено с зазором. При таком сочетании посадок колец одного подшипника устраняется опасность заклинивания тел качения из-за чрезмерного уменьшения радиального зазора.

Режим работы подшипника качения по ГОСТ 3325 характеризуется расчетной долговечностью и отношением P/C , где P – эквивалентная нагрузка (условная постоянная нагрузка, обеспечивающая тот же срок службы подшипника, какой должен быть в действительных условиях); C – динамическая грузоподъемность (постоянная радиальная нагрузка, соответствующая расчетному сроку службы):

- легкий режим работы – $P/C \leq 0,07$;
- нормальный режим работы – $0,07 < P/C \leq 0,15$;
- тяжелый режим работы – $P/C > 0,15$.

Расчетная долговечность, соответствующая режимам работы:

- тяжелый – от 2500 до 5000 ч;
- нормальный – от 5000 до 10000 ч;
- легкий – более 10000 ч.

Выбор квалитетов, определяющих точность изготовления цапфы вала и отверстия в корпусе под посадку подшипника качения, осуществляется в зависимости от класса точности

подшипника. Например, если класс точности подшипника 0, нормальный или 6-й, отверстие в корпусе выполняется по 7-му (реже 6-му) квалитету, а вал – по 6-му (реже 5-му) квалитету и т.д.

При деформации колец подшипников происходит уменьшение радиального зазора, что в итоге может привести к заклиниванию тел качения. После выбора посадок и определения натягов (зазоров) по присоединительным размерам следует выполнить проверку наличия радиального зазора в подшипнике качения после посадки его в корпус или на вал с натягом:

$$G_{\text{пос}} = G_r - \Delta d_1 \quad \text{или} \quad G_{\text{пос}} = G_r - \Delta D_1,$$

где $G_{\text{пос}}$ – зазор в подшипнике качения после посадки с натягом;

G_r – начальный радиальный зазор;

Δd_1 – диаметральная деформация беговой дорожки внутреннего кольца при посадке его с натягом;

ΔD_1 – диаметральная деформация беговой дорожки наружного кольца при посадке его с натягом.

$$\Delta d_1 = N_{\text{эф}} \cdot d / d_0;$$

$$\Delta D_1 = N_{\text{эф}} \cdot D / D_0,$$

где $N_{\text{эф}}$ – эффективный натяг, рассчитываемый как

$$N_{\text{эф}} = 0,85 N_{\text{ср}};$$

d_0 – приведенный внутренний диаметр подшипника, рассчитываемый как

$$d_0 = d + (D - d) / 4;$$

D_0 – приведенный наружный диаметр подшипника, рассчитываемый как

$$D_0 = D - (D - d) / 4;$$

$N_{\text{изм}}$ – измеренный натяг до сборки (в теоретических расчетах за $N_{\text{изм}}$ принимают средний натяг как наиболее вероятный);

$$N_{\text{ср}} = (N_{\text{max}} + N_{\text{min}}) / 2.$$

ГОСТ 24810-81 «Подшипники качения. Зазоры» определяет группы зазоров и их обозначения для подшипников различных типов. Так, для подшипников шариковых радиальных однорядных с цилиндрическим отверстием стандарт устанавливает следующие группы зазоров: 6, нормальная, 7, 8, 9-я. Условное обозначение группы радиального зазора, кроме группы «нормальная», должно быть нанесено на подшипник слева от обозначения класса точности.

Если путем расчета будет определено, что зазор в подшипнике после посадки переходит в натяг, следует изменить группу в сторону увеличения зазора или выбрать другую посадку с уменьшенным натягом.

При контроле линейных размеров колец подшипников измеряют единичные диаметры отверстий внутренних колец и единичные диаметры наружных колец. В результате получают значения единичных диаметров и среднего диаметра, значения непостоянства диаметров.

Единичные диаметры отверстий внутренних колец измеряют по схемам, приведенным ниже. Для контроля в двух поперечных сечениях подшипник кладут на торец, затем переворачивают и кладут на противоположный торец.

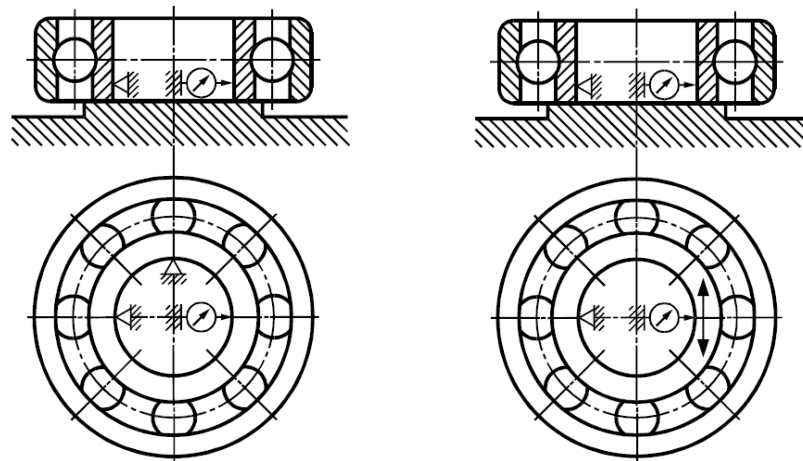
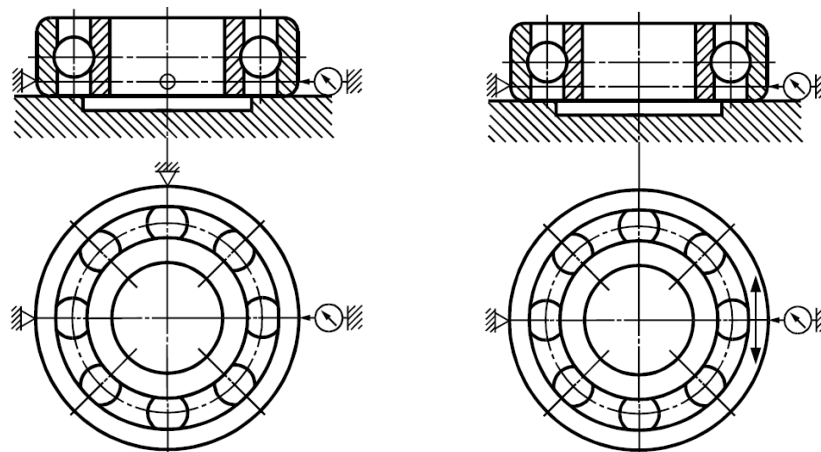


Рис. Схемы измерения единичных диаметров отверстия внутреннего кольца подшипника

Единичные диаметры наружных колец подшипников измеряют подобным образом по схемам, приведенным ниже.



Схемы измерения единичных наружных диаметров наружного кольца подшипника

Контроль единичной ширины колец подшипников проводят по схемам, приведенным ниже.

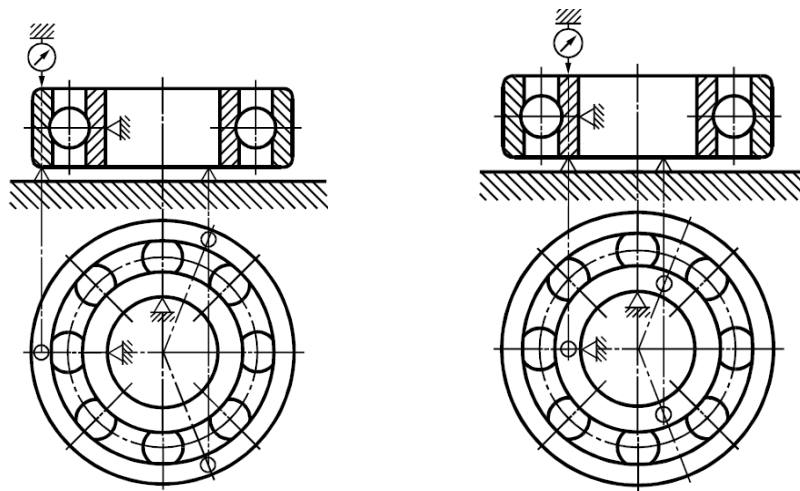


Рис. Схемы измерения единичных ширин колец подшипника

Пример.

Задан подшипник качения: 0 класс точности, диаметры колец подшипника 18x25 мм, поля допусков, сопрягаемых с кольцами подшипника, поверхностей: H8, js6

I. Посадка по наружному кольцу подшипника

ØD корпус/наружное кольцо → **Ø25 H8/hb**

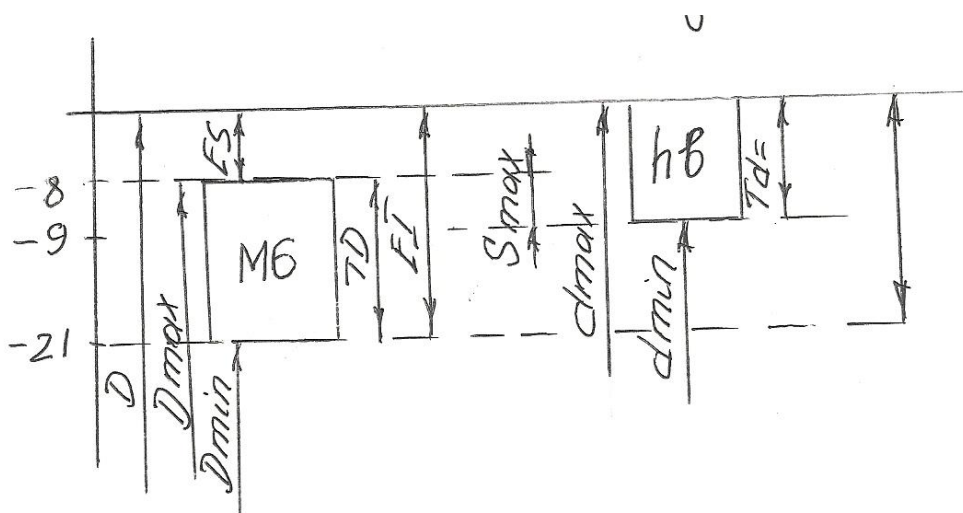
hb – значение допуска наружного кольца подшипника. Его принято считать основным валом

Отверстие (Приложение П1, П2)

$D = 25$ мм
 $IT8 = 13$ мкм
 $ES = -8$ мкм
 $EI = -21$ мкм
 $D_{\max} = 24.992$ мм
 $D_{\min} = 24.979$ мм

Вал (Приложение П6)

$D = 25$ мм
 $es = 0$
 $ei = -9$ мкм
 $Td = 9$ мкм
 $D_{\max} = 25$ мм
 $D_{\min} = 24.991$ мм



$S_{\max} = 1$ мкм
 $N_{\max} = 21$ мкм
 $TP = 22$ мкм
Перевод в ЕСДП: hb → h5
 $IT5 = 9$ мкм

II. Посадка по внутреннему кольцу подшипника

$\varnothing d$ внутреннее кольцо/вал $\rightarrow \varnothing 18 \text{ KB/js6}$.

KB – допуск внутреннего кольца, принято считать основным отверстием, но изображать ниже нулевой линии.

Отверстие (Приложение П64)

$$D = 18 \text{ мм}$$

$$ES = 0 \text{ мкм}$$

$$EI = -8 \text{ мкм}$$

$$TD = 8 \text{ мкм}$$

$$D_{\max} = 18 \text{ мм}$$

$$D_{\min} = 17.992 \text{ мм}$$

Вал

$$D = 18 \text{ мм}$$

$$IT6 = 18 \text{ мкм}$$

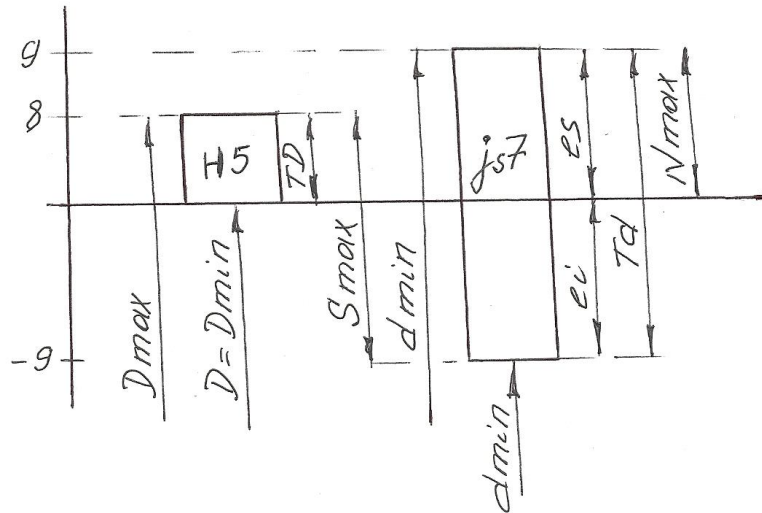
$$es = 9 \text{ мкм}$$

$$ei = -9 \text{ мкм}$$

$$d_{\max} = 18.009 \text{ мм}$$

$$d_{\min} = 17.991 \text{ мм}$$

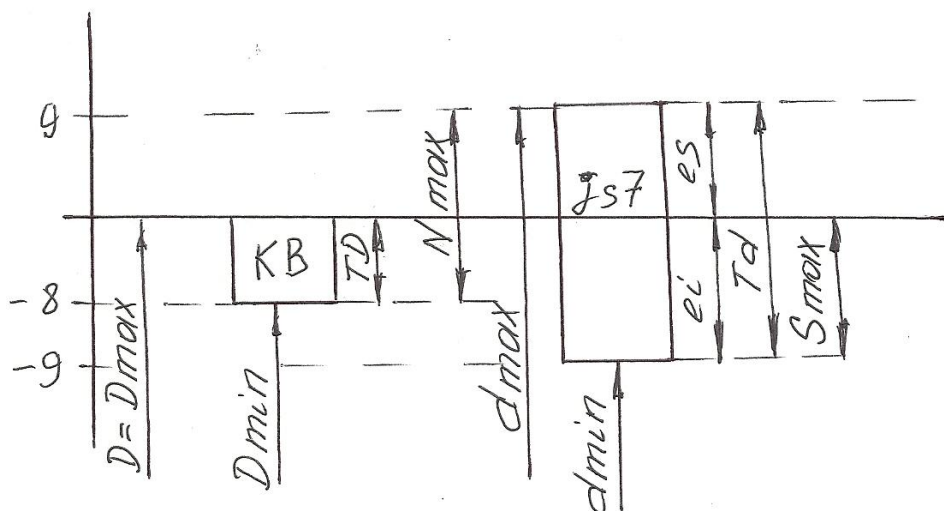
$S_{\max} = 9 \text{ мкм}$
 $N_{\max} = 17 \text{ мкм}$
 $TP = 26 \text{ мкм}$



Перевод в ЕСДП: КВ→H5
 $IT5 = 8 \text{ мкм}$

$S_{\max} = 8 - (-9) = 17 \text{ мкм}$
 $N_{\max} = 9 - 0 = 9 \text{ мкм}$

$TP = 26 \text{ мкм}$

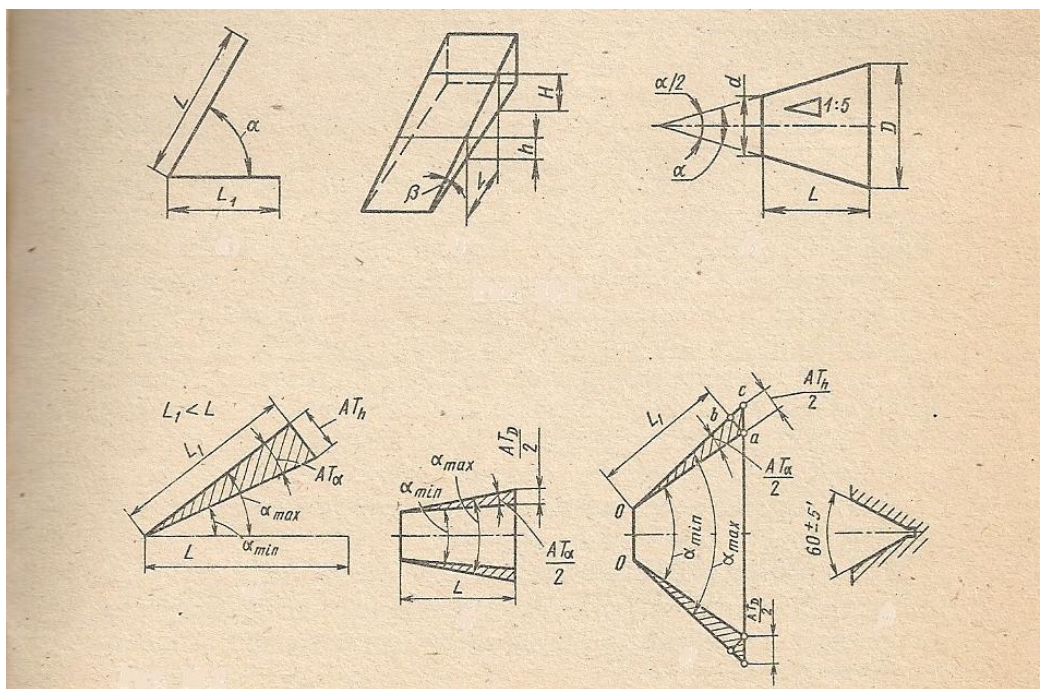


ДОПУСКИ УГЛОВЫХ РАЗМЕРОВ И КОНИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ

Углом в плоскости называется геометрическая фигура, образованная двумя лучами (сторонами угла), выходящими из одной точки (вершины).

Угловые размеры определяют положение плоскостей, осей, линий, центров отверстий. Допуском угла называется разность между наибольшим и наименьшим предельными допускаемыми углами.

Допуск угла обозначается АТ. Для допусков угловых размеров и углов конусов установлены 17 степеней точности: 1,2,...17. (АТ1, АТ2,..., АТ17)



Точность угла в значительной мере зависит от длины сторон, образующих этот угол.

а - номинальный угол

АТ а - допуск, выраженный в радианной мере, и соответствующее ему точное значение в градусной мере;

АТ 'а - допуск, выраженный в градусной мере, но с округленным значением по сравнению с радианным выражением;

АТh - допуск, выраженный в линейной мере длиной отрезка на перпендикуляре к концу меньшей стороны угла.

Связь между допусками в угловых и линейных единицах выражается зависимостью

$$AT_h = AT \ a * L_i * 0,001,$$

где АТh измеряется в мкм, АТ а - в мкрад; L_i – длина ,мм

АТd – допуск угла конуса, выраженный допуском на разность диаметров в сечении, которое расположено на заданной длине L.

$$AT_D = AT_h / \cos(\alpha/2).$$

Конические поверхности характеризуются четырьмя основными параметрами D, d, L и а.

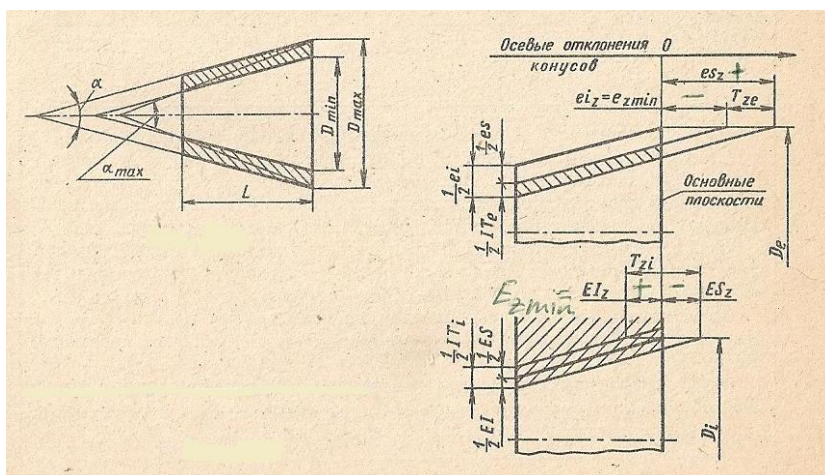
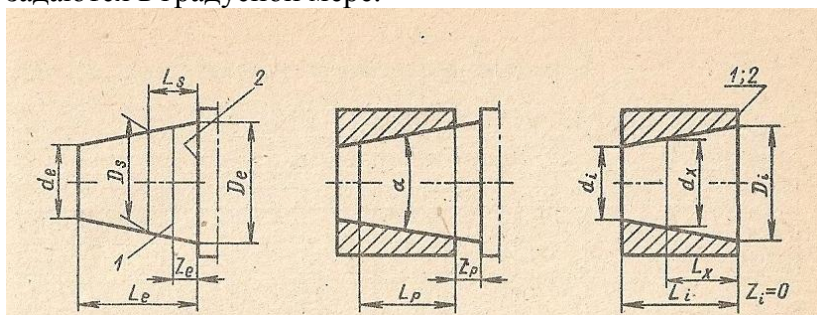
Условные обозначения параметров, относящихся ко внутренним конусам, дополняются индексом i, а к наружным - индексом e.

Плоскости поперечного сечения конуса:

- основная плоскость (1) - плоскость поперечного сечения конуса, в котором задан его номинальный диаметр
- базовая плоскость (2) - плоскость, определяющая осевое положение сопрягаемых конусов

К номинальным размерам конусов и их соединений относятся:

- диаметры большого D и малого d оснований;
- диаметры в заданном (D_s) и произвольно расположенном (d_x) поперечных сечениях
- длина конуса (L), длина соединения (L_p)
- осевые расстояния от большого основания (L_s) и от произвольно расположенного (L_x) до заданного сечения
- базорасстояние конусов Z_e, Z_i - расстояние между основной (1) и базовой (2) плоскостями. Если плоскости 1 и 2 совпадают, то базорасстояние равно нулю.
- базорасстояние соединения Z_p - осевое расстояние между базовыми плоскостями сопрягаемых конусов.
- угол конуса α - угол между образующими конуса в сечении конуса плоскостью, проходящей через ось конуса.
- угол наклона $\alpha/2$ - угол между образующей и осью конуса. Углы конуса и уклона задаются в градусной мере.



Конусность C - отношение разности диаметров большого и малого основания к длине конуса

$$C = (D - d) / 2L = 2 \operatorname{tg} (\alpha/2) .$$

S - уклон

$$S = H - h / L = \operatorname{tg} \beta$$

Допуск T_d - допуск диаметра конуса, разность между предельными наибольшим и наименьшим диаметрами конуса в одном и том же поперечном сечении, которая является постоянной для любого поперечного сечения в пределах длины конуса. Допуск T_d

определяет поле Допуска конуса, в пределах которого должны находиться все точки реальной поверхности конуса, и ограничивает все его отклонения, если на отклонения угла, отклонения от круглости и прямолинейности образующих не установлены отдельно меньшие допуски.

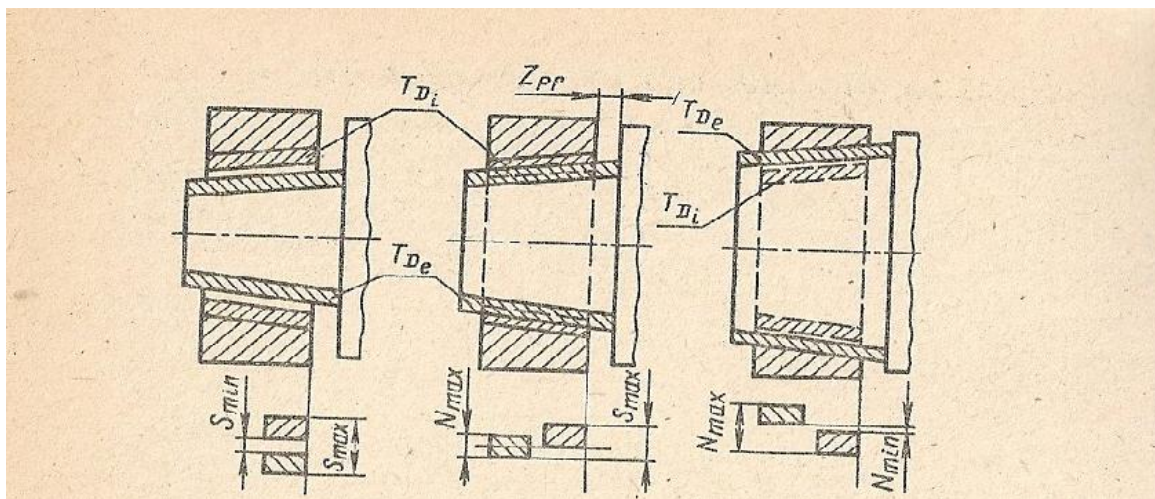
$$T_d = D_{\max} - D_{\min}$$

Допуск T_{ds} ограничивает только отклонения диаметра конуса в поперечном сечении, имеющем заданное осевое положение. Допуски T_d и T_{ds} назначают по квалитетам ГОСТ 25346-89, т.е. $T_d = IT$ и $T_{ds} = IT$.

Допуски формы конуса - круглости (T_{fr}) и прямолинейности образующих (T_{fl}) - ограничивают отклонения формы поперечного и отдельно продольного сечений конуса (ГОСТ 24642-81).

Допуски угла корпуса АТ

Осевой допуск конуса T_z (наружного T_{ze} , внутреннего T_{zi}) - разность между верхними и нижними осевыми отклонениями конуса.



$$T_{ze} = esz - eiz$$

$$T_{zi} = ESZ - EIZ$$

Осевые отклонения конуса: верхние (esz - наружного и ESZ - внутреннего) - осевые отклонения наибольших предельных конусов, определяющиеся нижними отклонениями диаметров конусов (наружного e_i и внутреннего E_i) в основной плоскости; нижние (eiz - наружного и EIZ - внутреннего конусов) - осевые отклонения наибольших предельных конусов, определяющиеся верхними отклонениями диаметров конусов (наружного e_s и внутреннего ES) в основной плоскости.

Основное осевое отклонение конуса (ez_{\min} - наружного, Ez_{\min} - внутреннего) вычисляют по основному отклонению поля допуска конуса в основной плоскости (это частное от деления основного отклонения диаметра конуса на конусность C со знаком минус).

Осевые отклонения конусов отсчитывают от основной плоскости: они положительны, если направлены от вершины конуса, и отрицательны, если направлены к вершине конуса.

- Осевые отклонения конусов

Осевые отклонения конусов и осевые допуски конусов и их соединений всех видов зависят от диаметральных отклонений и допусков конусов.

$$ESZ (esz) = EI(ei)/C,$$

$$EIZ (eiz) = ES(es)/C$$

и их осевых допусков

$$Tze = ITe/C;$$

$$Tzi = IT/C.$$

Рекомендации по выбору посадок:

Zpf- заданное осевое расстояние между базовыми плоскостями конусов

Tzpf – допуск конечного базового расстояния

$$Tzpf = Zpf_{max} - Zpf_{min} = (Td + TD)/C$$

Zpf_{max} , Zpf_{min} – предельные осевые расстояния

$$Zpf_{max} = Zpf + (es - EI) / C$$

$$Zpf_{min} = Zpf + (ei - ES) / C$$

Коническая посадка - характер конического соединения, определяемый зазорами или натягами в коническом соединении, получающимися после фиксации взаимного осевого положения сопрягаемых конусов. В зависимости от способа фиксации взаимного осевого положения наружного и внутреннего конусов различают следующие посадки.

Коническая посадка с зазором рассматривается как посадка, при которой обеспечивается зазор после фиксации взаимного осевого положения сопрягаемых конусов.

Конической посадкой с натягом является посадка, при которой обеспечивается натяг после фиксации взаимного осевого положения сопрягаемых конусов.

Коническая переходная посадка характеризуется возможностью получения в сопряжении как зазора, так и натяга после фиксации взаимного осевого положения сопрягаемых конусов.

Зазор в коническом сопряжении рассматривается как разность диаметров внутреннего и наружного конусов в поперечных сечениях, совмещаемых после фиксации их взаимного осевого положения, если диаметр внутреннего конуса больше диаметра наружного конуса.

Аналогично, натяг в коническом сопряжении есть разность диаметров наружного и внутреннего конусов до сборки в поперечных сечениях, совмещаемых после фиксации их взаимного осевого положения, если соответствующий диаметр наружного конуса больше диаметра внутреннего конуса.

Пример.

$$\begin{aligned}Z_{\text{pf}} &= 5 \text{ мм} \\L_i &= L_e = 30 \text{ мм} \\L_p &= 25 \text{ мм} \\D_s &= D_e = 15 \text{ мм} \\T_{\text{zpf}} &= ?\end{aligned}$$

1. Таблица П9– назначить конусность $C = 1:7$
2. Таблица П8– степень точности. По таблице П7 назначить допуск AT_D (7,8 ст.т.) = 10...25 мкм, пусть $AT_D = 19$ мкм
3. $AT_D = 19$ мкм $\rightarrow T_{De} = T_{Di} = IT7 = 18$ мкм
4. По ГОСТ 25307-82 – назначают поля допусков для внутреннего конуса H7, для наружного конуса js7
 $\varnothing 15$ H7/js7

Отверстие

$$T_{\text{zpf}} = Z_{\text{pf max}} + Z_{\text{pf min}} = 5.063 - 4.811 = 0.252 \text{ мм} = 252 \text{ мкм}$$

$$\begin{aligned}D &= 15 \text{ мм} \\IT &= 18 \text{ мкм} \\ES &= 18 \text{ мкм} \\EI &= 0 \\D_{\text{max}} &= 15 \text{ мм} \\D_{\text{min}} &= 15.018 \text{ мм}\end{aligned}$$

Вал

$$\begin{aligned}D &= 15 \text{ мм} \\IT &= 18 \text{ мкм} \\es &= 9 \text{ мкм} \\ei &= -9 \text{ мкм} \\d_{\text{max}} &= 15.009 \text{ мм} \\d_{\text{min}} &= 14.992 \text{ мм}\end{aligned}$$

$$S_{\text{max}} = ES - ei = 18 + 9 = 27 \text{ мкм}$$

$$N_{\text{max}} = es - EI = 9 \text{ мкм}$$

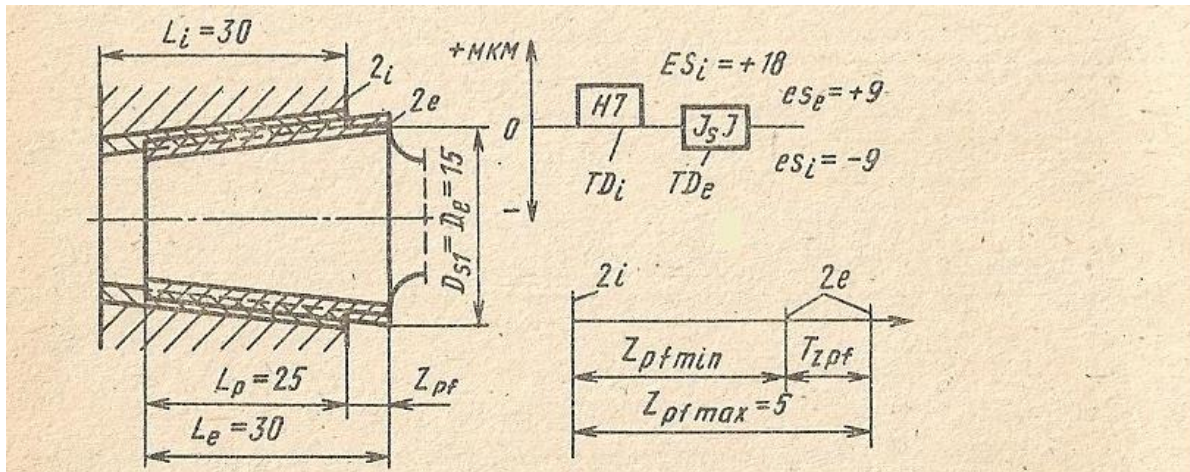
$$TP = S_{\text{max}} + N_{\text{max}} = 36 \text{ мкм}$$

Предельные базорасстояния:

$$Z_{\text{pf max}} = Z_{\text{pf}} + (es - EI)/c = 5 + 9 \cdot 7/1000 = 5.063$$

$$Z_{\text{pf min}} = Z_{\text{pf}} + (ei - ES)/c = 5 + (-9 - 18) \cdot 7/1000 = 4.811$$

T_{zpf} - допуск конечного базорасстояния



ДОПУСКИ РЕЗЬБЫ И РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Резьбовым соединением – называется соединение двух деталей с помощью резьбы, в которой одна из деталей имеет наружную резьбу, а другая – внутреннюю.

В зависимости от *формы профиля* резьбы делятся на:

- метрические (с треугольным профилем, исходным для которого является равносторонний треугольник с углом при вершине 60°);
- дюймовые (с симметричным треугольным профилем и углом при вершине 55°), применяемые обычно для труб, трубные;
- прямоугольные (с прямоугольным профилем);
- трапецидальные (с симметричным трапецидальным профилем);
- упорные (с несимметричным трапецидальным профилем);
- круглые (с профилем, образованным дугами).

В основу профиля резьбы положен исходный треугольник резьбы с углом профиля 60° , высотой исходного треугольника H и заданным шагом P .

К основным размерам элементов метрической резьбы относятся:

d, D – наружный диаметр наружной резьбы (болта), наружный диаметр внутренней резьбы (гайки);

d_2, D_2 – средний диаметр наружной резьбы (болта), средний диаметр внутренней резьбы (гайки);

d_1, D_1 – внутренний диаметр наружной резьбы (болта), внутренний диаметр внутренней резьбы (гайки);

d_3 – внутренний диаметр болта по дну впадины;

P – шаг резьбы;

H – высота исходного треугольника;

$H = 0,866 P$

α – угол профиля резьбы;

R – номинальный радиус закругления впадины болта;

$$R = 0,144 P$$

$H_1 = 5/8 H$ – рабочая высота профиля.

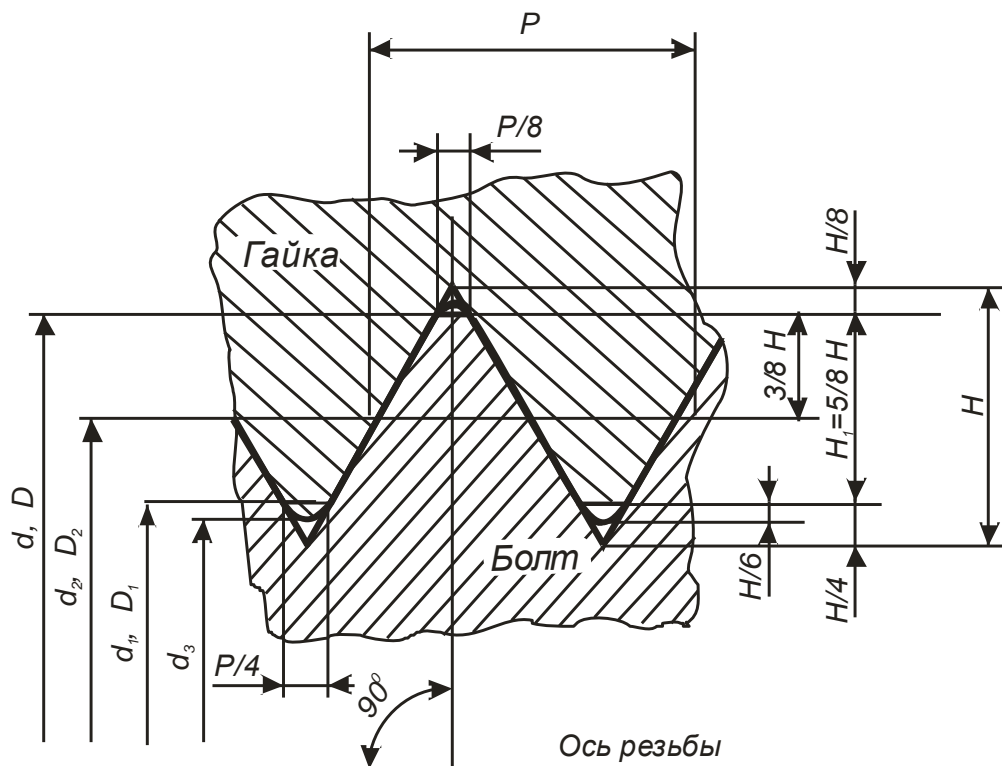
$$d_2 = d - 0,6495 P$$

$$D_2 = D - 0,6495 P$$

$$d_1 = d - 1,0825 P$$

$$D_1 = D - 1,0825 P$$

$$d_3 = d - 1,2268 P$$



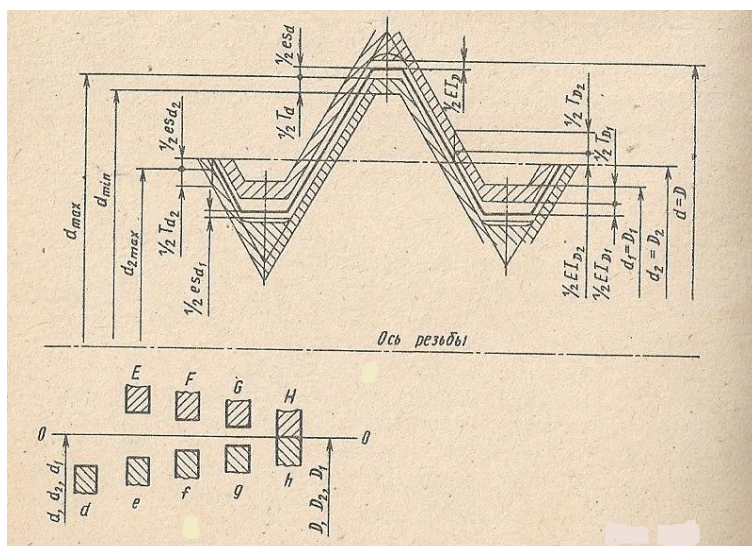
Стандартом установлены 3 ряда диаметров резьбы (при выборе диаметра предпочтение отдается первому ряду). Для каждого номинального диаметра резьбы определены соответствующие шаги, которые могут включать крупный шаг и один или несколько мелких шагов.

Допуски и посадки метрических резьб

Стандартизованы резьбовые посадки *с зазором*, *с натягом* и *переходные*, которые определяют характер соединения по боковым сторонам резьбового профиля.

Посадки с зазором

Для получения резьбовых посадок с зазором нормируют допуски диаметров резьбы по степеням точности от 4 до 10. Для нормирования положения полей допусков внутренней резьбы (гайки) предусмотрены четыре основных отклонения – H , G , F , E , а для наружной резьбы (болта) пять основных отклонений – h , g , f , e , d .



Для наружной и внутренней резьбы установлены также три класса точности, условно названные *точный, средний и грубый*.

Устанавливает также три группы длин свинчивания: короткие *S*, нормальные *N* и длинные *L*.

Обозначение поля допуска резьбы состоит из цифры, обозначающей степень точности, и буквы, обозначающей основное отклонение (например, *5H, 6e*), и следует за обозначением размера резьбы.

Для внутренней резьбы (гайки) поля допусков задаются на средний D_2 и внутренний D_1 диаметры; для наружной резьбы (болта) – на средний d_2 и наружный d диаметры. Например, в обозначении *5H6H* указаны поле допуска внутренней резьбы по диаметру D_2 (*5H*) и поле допуска внутренней резьбы по диаметру D_1 (*6H*).

Если обозначения полей допусков двух диаметров совпадают, то в общем обозначении они не повторяются. Например, *6e* – поля допусков наружной резьбы (болта) по диаметрам d_2 и d .

Посадка в резьбовом соединении обозначается дробью, в числителе которой указывается обозначение поля допуска внутренней резьбы, в знаменателе – наружной резьбы. Например: *M12-6H/6g*, где *M* – резьба метрическая; 12 мм – номинальный диаметр резьбы; шаг резьбы – крупный ($P = 1,75$ мм – в обозначении не указывается); *6H* – поле допуска внутренней резьбы (гайки) по среднему и внутреннему диаметрам; *6g* – поле допуска наружной резьбы (болта) по среднему и наружному диаметрам.

Обозначение левой метрической резьбы с мелким шагом и длиной свинчивания, отличающейся от нормальной, имеет следующий вид: *M12×1LH-6H/6g – 30*, где шаг резьбы – мелкий

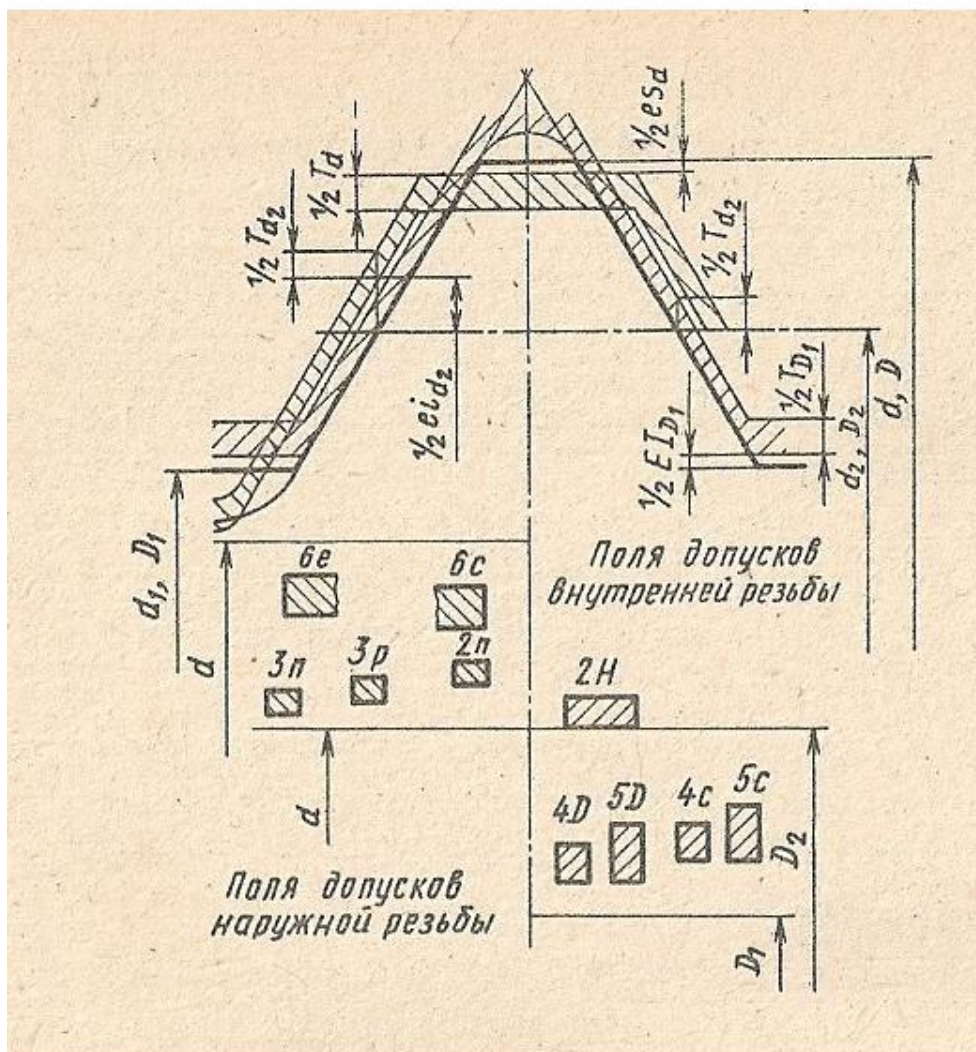
($P = 1$ мм); *LH* – левая резьба; длина свинчивания 30 мм. Нормальная длина свинчивания (*N*) в обозначении не указывается.

При обозначении многозаходной метрической резьбы указываются буква *M*, номинальный диаметр резьбы, буквы *Ph* и значение хода резьбы, буква *P* и значение шага. Например, условное обозначение двухзаходной резьбы с номинальным диаметром 16 мм, ходом 3 мм и шагом 1,5 мм: *M16×Ph3 P1,5*.

Посадки с натягом

Резьбовые посадки с натягом (ГОСТ 4608) предусмотрены для метрических резьб с диаметрами от 5 до 45 мм и шагами от 0,8 до 3 мм. Эти посадки предназначены для

наружных резьбовых деталей из стали, сопрягаемых с внутренними резьбами в деталях из стали, высокопрочных и титановых сплавов, чугуна, алюминиевых и магниевых сплавов. Для получения резьбовых посадок с натягом по среднему диаметру предусмотрены следующие поля допусков: для внутренней резьбы (гайки) – $2H$, для наружной резьбы (болта) – $3n$, $3p$, $2r$, для диаметров выступов внутренней резьбы – $4D$, $5D$, $4C$, $5C$, а для диаметров выступов наружной резьбы – $6e$, $6c$.



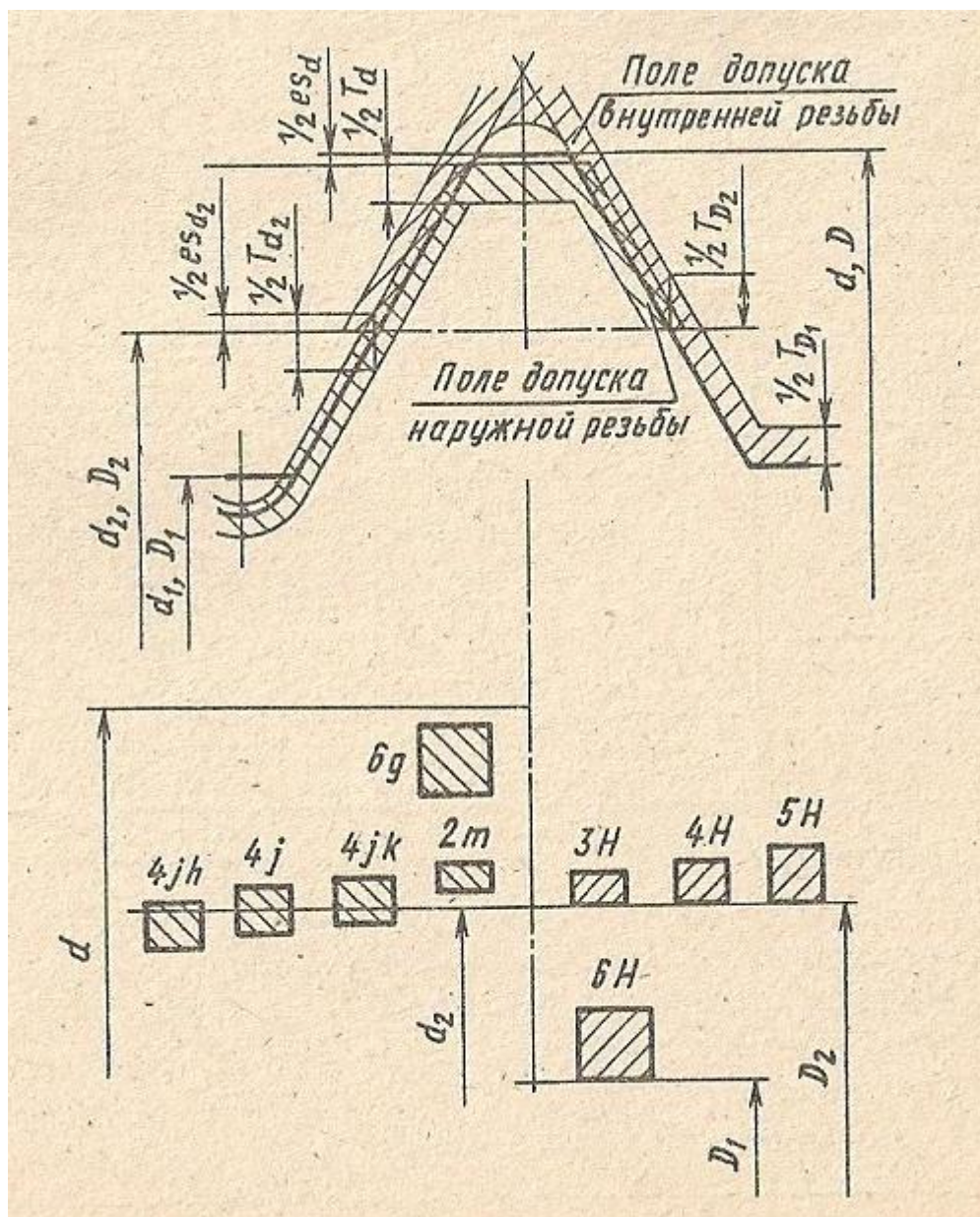
При необходимости обеспечения более однородного натяга и повышения прочности соединений резьбовые детали сортируют на группы, а затем собирают из одноименных групп (селективная сборка). Предусмотрена сортировка резьбовых деталей по среднему диаметру на две или три группы.

Пример условного обозначения резьбовой посадки с натягом резьбы: $M16-2H4C(3)/3n(3)$, где M – резьба метрическая; 16 мм – номинальный диаметр резьбы; шаг резьбы – крупный ($P = 2$ мм, в обозначении не указывается); $2H$ – поле допуска внутренней резьбы по среднему диаметру, $4C$ – поле допуска внутренней резьбы по внутреннему диаметру; $3n$ – поле допуска наружной резьбы по среднему диаметру; в скобках указано число сортировочных групп (3).

Переходные посадки

Для образования переходных резьбовых посадок ГОСТ 24834 предусматривает следующие поля допусков: для внутренней резьбы (гайки) – 3H, 4H, 5H, 6H, для наружной резьбы (болта) – 2m, 4jh, 4j, 4jk, 6g.

Пример условного обозначения резьбовой переходной посадки: M16-4H6H/4jk, где M – резьба метрическая; 16 мм – номинальный диаметр резьбы; шаг резьбы – крупный и $P = 2$ мм (в обозначении не указывается); 4H – поле допуска внутренней резьбы (гайки) по среднему диаметру, 6H – поле допуска внутренней резьбы (гайки) по внутреннему диаметру; 4jk – поле допуска наружной резьбы (болта) по среднему диаметру. Поле допуска наружной резьбы (болта) по наружному диаметру 6g (в обозначении не указывается).



Пример.

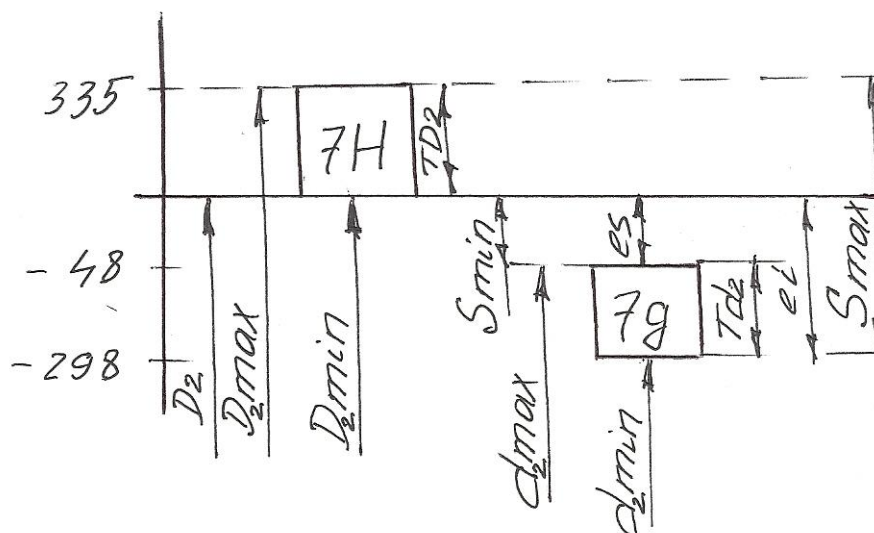
Дано: M24-7H/7g6g (с зазором)

P = 3 мм (табл. 51)

D = d = 24 мм

Приложения П 11 – П 21

- $d_2 = d - 0.6495 \cdot P$ $D_2 = D - 0.6495 \cdot P$ \rightarrow $d_2 = D_2 = 22.051$
 $d_1 = d - 1.0825 \cdot P$ $D_1 = D - 1.0825 \cdot P$ \rightarrow $d_1 = D_1 = 22.051$
 $d_3 = d - 1.2268 \cdot P = 20.32$
- Определить основное отклонение (П15)
 $es = -48$ мкм ($d_2; d$)
 $es(d_2) = es(d) = -48$ мкм = $es(d_1)$
 $EI(D_2) = EI(D_1) = 0$
- Определить допуски (П12, П13, П14)
 $TD_1 = 630$ мкм
 $Td = 375$ мкм
 $Td_2 = 250$ мкм
 $TD_2 = 335$ мкм
- Определить вторые отклонения
 $ei(d_2) = -48 - 250 = -248$ мкм
 $ei(d) = -48 - 375 = -423$ мкм
 $ES(D_2) = 335$ мкм
 $ES(D_1) = 630$ мкм
- Посадки по среднему диаметру $D_2; d_2$: 7H/7g



$$S_{max} = ES - ei = 633 \text{ мкм}$$

$$S_{min} = EI - es = 48 \text{ мкм}$$

$$TS = S_{max} - S_{min} = 585 \text{ мкм}$$

$$D_{2 \max} = D_2 + ES(D_2) = 22,051 + 0,335 = 22,386 \text{ мм}$$

$$D_{2 \min} = D_2 + EI(D_2) = 22,051 \text{ мм}$$

$$d_{2 \max} = d_2 + es(d_2) = 22,003 \text{ мм}$$

$$d_{2 \min} = d_2 + ei(d_2) = 21,753 \text{ мм}$$

6. Посадки по D;d: ?7/6g

D_{\max} – не устанавливается

TD – не устанавливается

$$D_{\min} = D_{\max} = 24 \text{ мм}$$

$$EI(D) = 0$$

ES(D) – не устанавливается

$$d_{\max} = d + es = 24 - 0,048 = 23,952$$

$$d_{\min} = 24 - 0,423 = 23,577$$



S_{\max} – не определяется

$$S_{\min} = EI - es = 48 \text{ мкм}$$

TS – не определяется

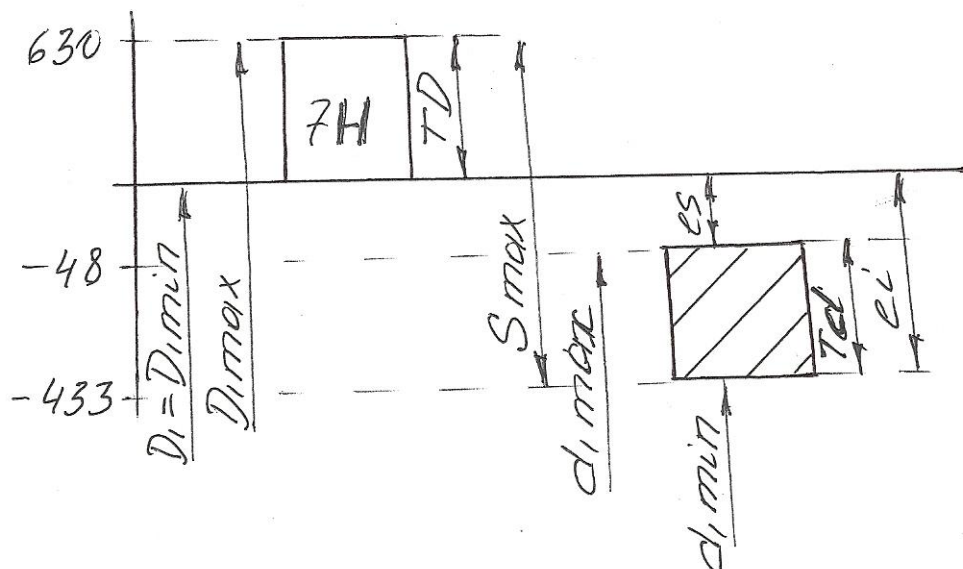
6. Посадка по $D_1; d_1$: 7H/?

$$D_{1 \max} = D_1 + ES(D_1) = 20,753 + 0,63 = 21,383 \text{ мм}$$

$$D_{1 \min} = D_1 + EI(D_1) = 20,753 \text{ мм}$$

$$d_{1 \max} = d_1 + es(d_1) = 20,753 - 0,048 = 20,705 \text{ мм}$$

$$d_{1 \min} = d_3 = 20,32 \quad ei(d_1) = d_{\min} - d_1 = 20,753 / 20,32 = 433 \text{ мкм}$$



$$S_{\max} = ES - ei = 1063 \text{ мкм}$$

$$S_{\min} = EI - es = 48 \text{ мкм}$$

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = 1015 \text{ мкм}$$

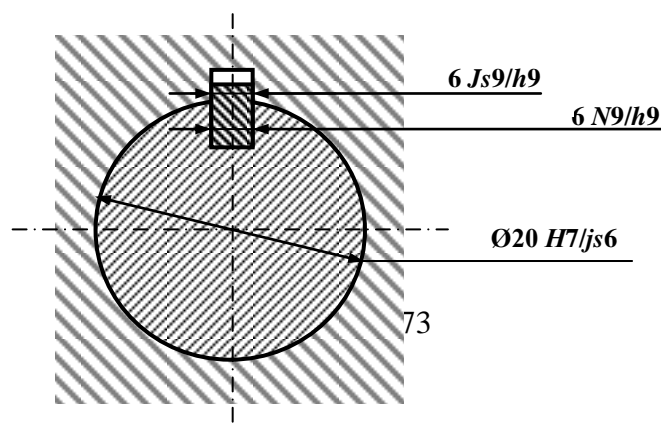
ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шпоночное соединение – один из видов соединений вала со втулкой, в котором использован дополнительный конструктивный элемент (шпонка), предназначенный для предотвращения их взаимного поворота. Чаще всего шпонка используется для передачи крутящего момента в соединении вала с зубчатым колесом или со шкивом, неподвижных по отношению друг к другу.

Однако возможны и другие соединения (подвижные), например, такие, в которых зубчатое колесо (блок зубчатых колес), полумуфта или другая деталь могут перемещаться в осевом направлении, а шпонка вместе с валом служит направляющей продольного перемещения и передает крутящий момент. Длинные направляющие шпонки обычно крепят к валу винтами.

Шпонки в подвижных соединениях могут быть закреплены на втулке и служат для передачи крутящего момента или для предотвращения поворота втулки в процессе ее перемещения вдоль неподвижного вала, как это сделано у кронштейна тяжелой стойки для измерительных головок типа микрокаторов. В этом случае направляющей является вал со шпоночным пазом.

В отличие от соединений «вал – втулка» с натягом, которые обеспечивают взаимную неподвижность деталей без дополнительных конструктивных элементов, шпоночные соединения являются разъемными. Они позволяют осуществлять разборку и повторную сборку конструкции с обеспечением того же эффекта, что и при первичной сборке. Поперечное сечение шпоночного соединения с призматической шпонкой представлено ниже.



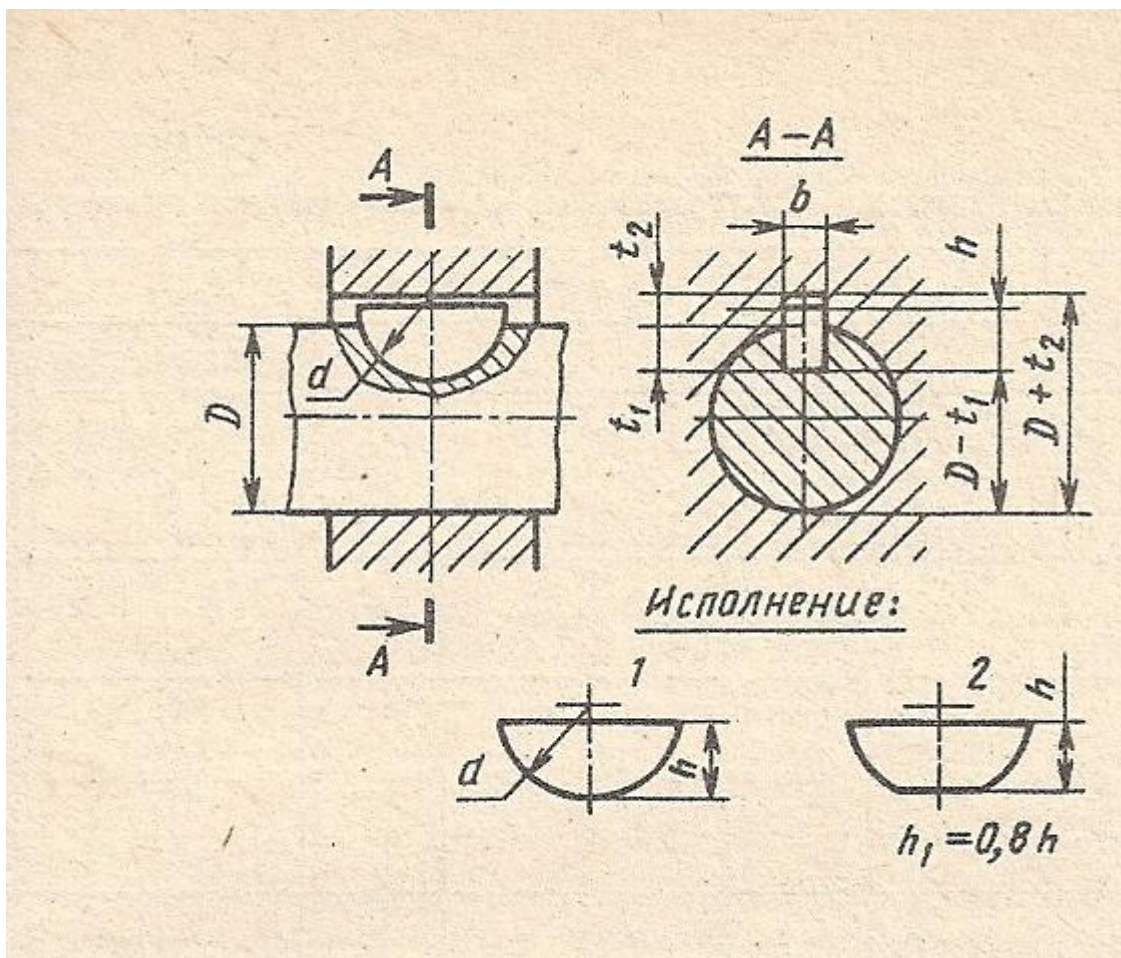
Для размещения шпонки необходимы соответствующие конструктивные элементы (в данном случае – пазы) на валу и во втулке. На поперечном сечении шпоночного соединения показаны три посадки: центрирующее соединение вал – втулка ($\text{Ø}20 \text{ H}7/\text{j}_6$) и два соединения по ширине шпонки: шпонка – паз вала ($6 \text{ N}9/\text{h}9$) и шпонка – паз втулки ($6 \text{ J}_9/\text{h}9$).

В размерной цепи по высоте шпонки специально предусмотрен зазор по номиналу (суммарная глубина пазов втулки и вала больше высоты шпонки).

Точность центрирования деталей в шпоночном соединении обеспечивается посадкой втулки на вал.

По форме шпонки разделяются на призматические, сегментные, клиновые и тангенциальные. Сегментные и клиновые шпонки обычно используют в неподвижных соединениях. Призматические шпонки дают возможность получать как подвижные, так и неподвижные соединения.

h – высота шпонки; t_1 – глубина паза вала; t_2 – глубина паза втулки;
 b – ширина шпонки и пазов втулки; d – диаметр сопряжения;
 l – длина шпонки и паза вала



Призматические шпонки изготавливают в трех исполнениях: 1- со скругленными торцами, 2- с плоскими торцами. 3- с одним плоским и другим скругленным торцами. В обозначении шпонки указывают: исполнение, ширину, высоту, длину, номер стандарта. Например:

Шпонка

2-10*8*63 ГОСТ 23360-78

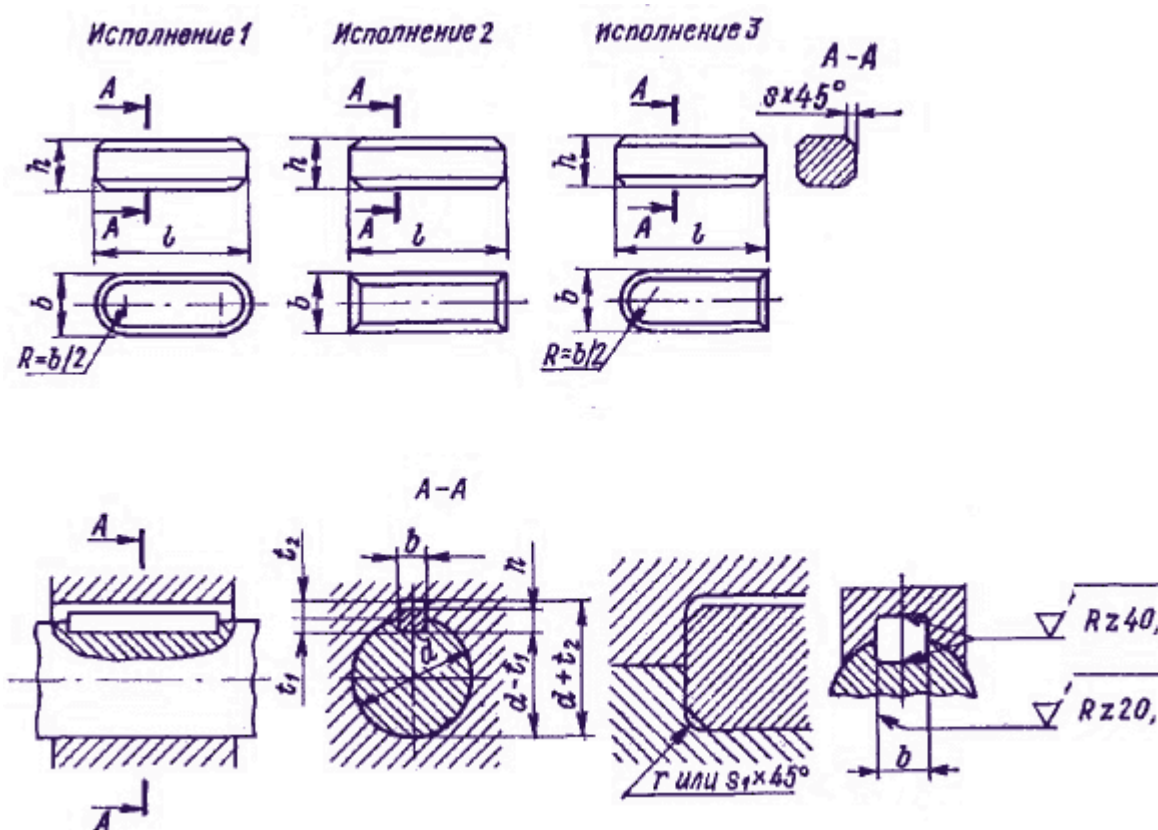
Длины призматических шпонок l выбирают с полем допуска $h14$. Для длины L шпоночного паза установлено поле допуска $H15$.

Стандарт устанавливает следующие поля допусков размеров шпонок:

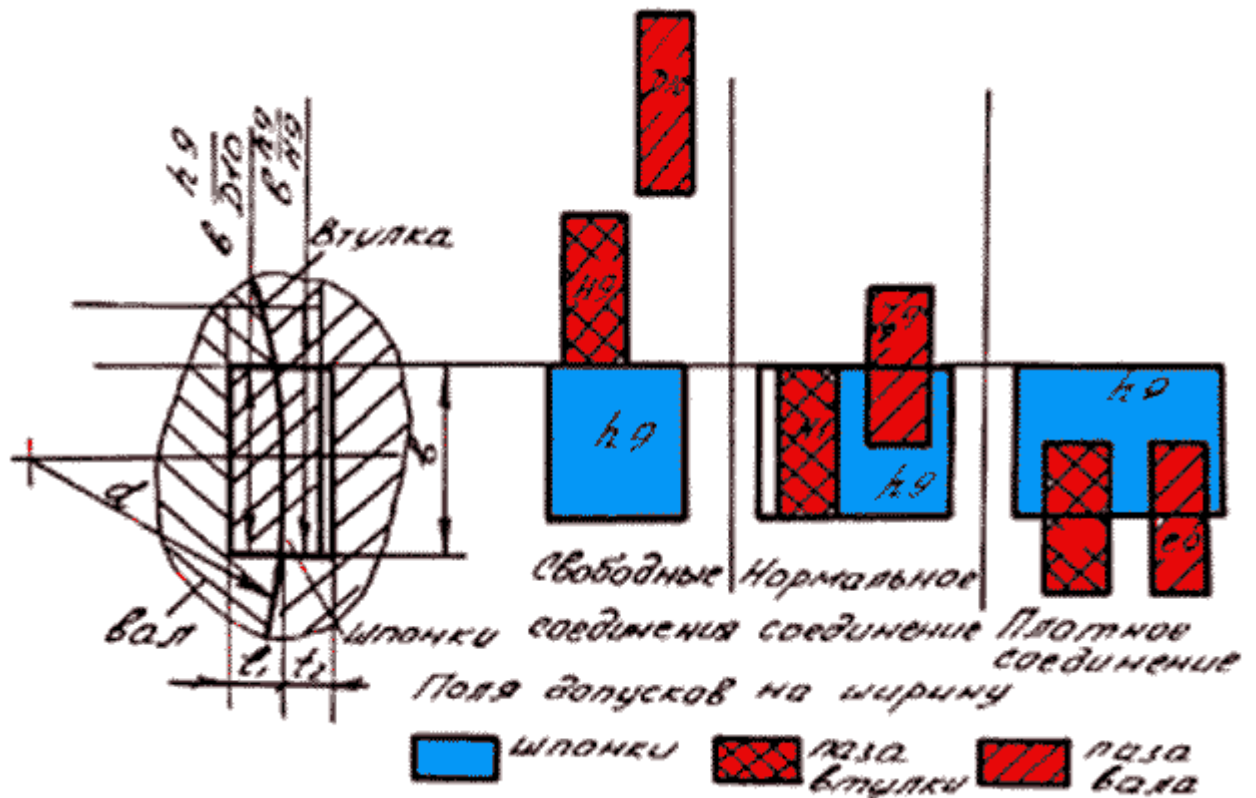
- ширины b $h9$;
- высоты h $h9$, а при высоте h свыше 6 мм $h11$.

Стандартом установлены три вида шпоночных соединений (нормальное, свободное и плотное) и соответствующие поля допусков ширины шпоночных пазов.

Вид шпоночного соединения	Поле допуска ширины паза	
	на валу	во втулке
Свободное	$H9$	$D10$
Нормальное	$N9$	$Js9$
Плотное	$P9$	$P9$



Свободное соединение используют для обеспечения неотчетственных конструкций, а также для подвижных соединений со шпоночными соединениями, работающими как направляющие продольного перемещения. Нормальные шпоночные соединения применяют в большинстве изделий, если к ним не предъявляются особые функциональные требования. Плотное соединение назначают для предотвращения больших динамических нагрузок при выборке зазоров в соединениях по ширине шпонки с ударами.



Пример.

Дано: Призматическая шпонка
 $\varnothing 40$ мм
 $L_c = 60$ мм
 Нормальное соединение
 Рассчитать шпоночное соединение

1. табл. П22
 $b \times h = 12 \times 8$ мм
 $N9/h9$ – вал $js9/h9$ – втулка
2. По ширине шпонки
 $b = 12h9$

$D=12$
 $IT=43$ мкм
 $es = 0$
 $ei = -43$ мкм
 $d_{max} = 12$ мм

$$d_{\min} = 11.957 \text{ мм}$$

Для ширины паза вала

$$b = 12\text{N}9$$

$$D = 12$$

$$IT = 43 \text{ мкм}$$

$$ES = 0$$

$$EI = -43 \text{ мкм}$$

$$D_{\max} = 12 \text{ мм}$$

$$D_{\min} = 11.957 \text{ мм}$$

Для ширины паза втулки

$$12\text{js}9$$

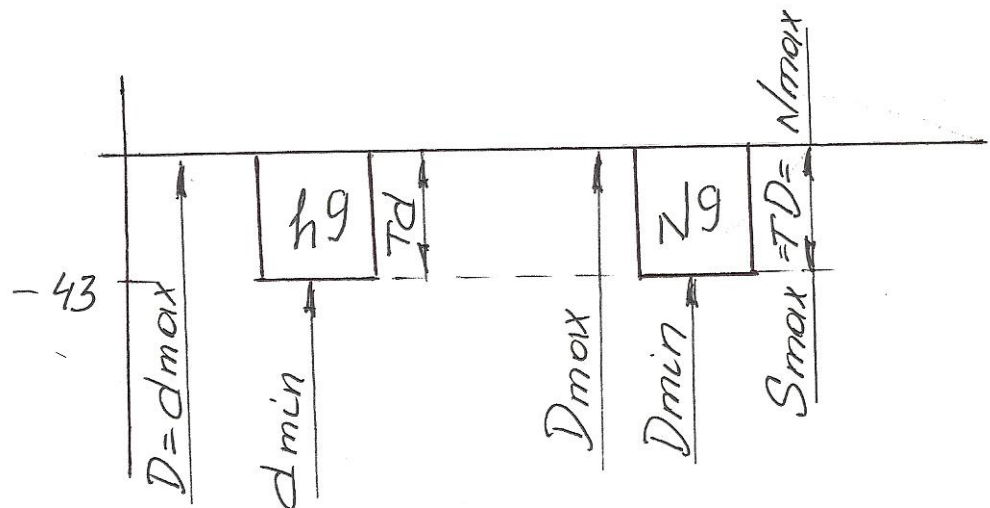
$$D = 12$$

$$ES = 21 \text{ мкм}$$

$$EI = -21 \text{ мкм}$$

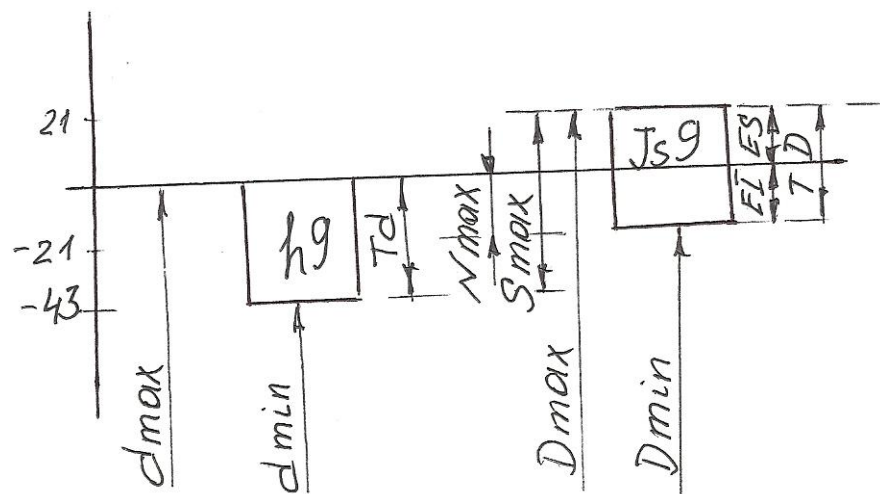
$$D_{\max} = 12.021 \text{ мм}$$

$$D_{\min} = 11.979 \text{ мм}$$



$$S_{\max} = N_{\max} = 43 \text{ мкм}$$

$$TP = 86 \text{ мкм}$$



$S_{\max} = 64$ мкм
 $N_{\max} = 21$ мкм
 $TP = 85$ мкм

Обозначение шпонки: 2-12x8x56 ГОСТ 23360-78 (табл. П.23)

3. Допуски на глубину пазов:

$t_1 = 5 + 0.2$ мм – вал

$t_2 = 3.3 + 0.2$ мм – втулка

$d - t_1 = 40 - 5.2 = 34.8$ (35 - 0.2)

$d - t_2 = 40 - 3.5 = 36.5$ (36.3 + 0.2)

4. Допуски на высоту шпонки 8h11 (-0.09)

5. Допуски на длину паза вала 56H15 (+1.2)

6. Допуски на длину шпонки 56h14 (-0.74)

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шлицевое соединение – вид соединения валов со втулками по поверхностям сложного профиля с продольными выступами (шлицами) и впадинами. Обычно шлицевые соединения используют для передачи крутящих моментов в соединениях вала с зубчатым колесом (блоком зубчатых колес), со шкивом, полумуфтой или другой деталью. Как правило, это подвижные соединения, в которых втулка может перемещаться в осевом направлении, а шлицевые поверхности используют как направляющие для продольного перемещения деталей. Однако возможно и применение неподвижных шлицевых соединений.

Стандартизованы элементы деталей и соединений с прямобочной и эвольвентой формой профиля зубьев.

В шлицевых соединениях посадки могут осуществляться по трем поверхностям: по наружной цилиндрической поверхности (размер D), внутренней цилиндрической поверхности (размер d) и по боковым поверхностям впадин втулки и шлиц вала (размер b). Поэтому для любого шлицевого соединения введены «центрирующие» и «нецентрирующие» поверхности.

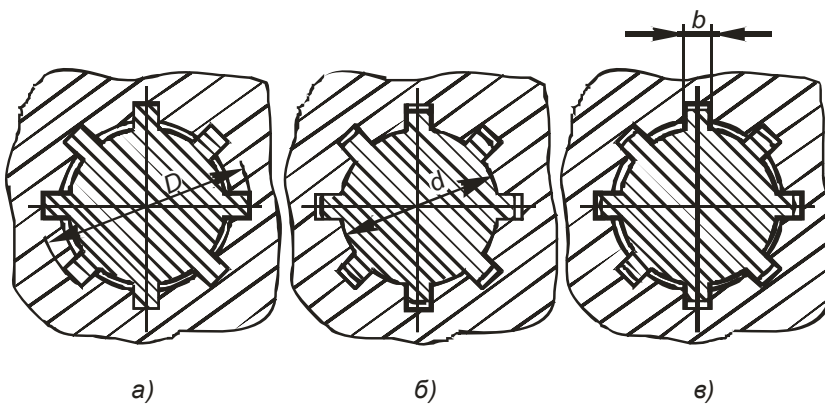
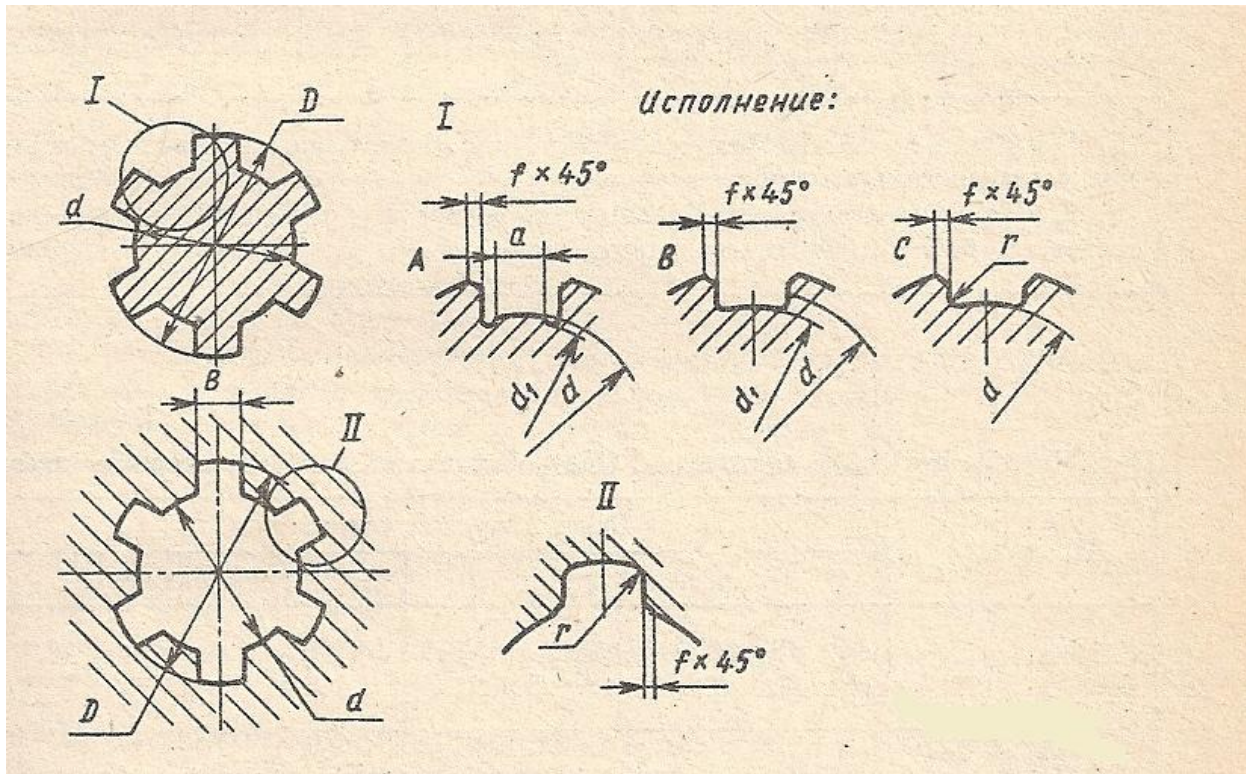
Прямобочные шлицевые поверхности

Существуют три способа центрирования сопрягаемых прямобочных шлицевых втулки и вала: по наружному диаметру D (рис.а); по внутреннему диаметру d (рис.б); по боковым сторонам зубьев b (рис.в).

Обозначения прямобочных шлицевых соединений валов и втулок содержат букву, обозначающую поверхность центрирования, число зубьев и номинальные размеры d , D и b , за которыми следуют обозначения посадок. Пример условного обозначения шлицевого соединения с числом зубьев $z = 6$, внутренним диаметром $d = 28$ мм, наружным диаметром $D = 34$ мм, шириной зуба $b = 7$ мм, с центрированием по внутреннему диаметру, с посадкой по диаметру центрирования $H7/f7$ и по размеру $b - D9/f8$:
 $d - 6 \times 28 H7/f7 \times 34 H12/a11 \times 7 D9/f8$.

При центрировании по наружному диаметру с посадкой по диаметру центрирования $H8/h7$ и по размеру $b - F10/h9$:
 $D - 6 \times 28 \times 34 H8/h7 \times 7 F10/h9$.

При центрировании по боковым сторонам профиля:
 $b - 6 \times 28 \times 34 H12/a11 \times 7 D9/h8$.



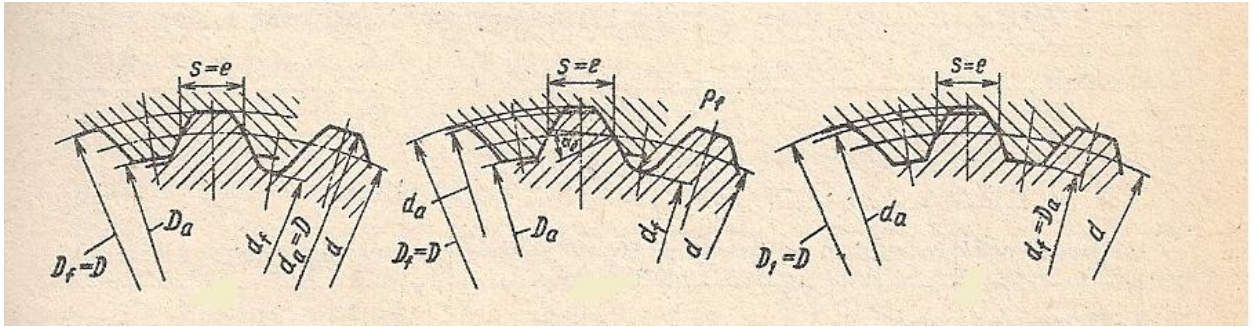
Эвольвентные шлицевые поверхности

Характеризуются:

- m – модуль
- z – число шлицев
- $d = mz$ – диаметр делительной окружности
- s – номинальная толщина шлица вала по делительной окружности
- e – ширина впадины

$$S = e$$

- D – номинальный диаметр соединения
- D_f – диаметр окружности впадины втулки
- df – диаметр окружности впадины вала
- Da – диаметр окружности вершин зубьев втулки
- da – диаметр окружности вершин шлицев вала



Для эвольвентных шлицевых соединений предусмотрены возможности центрирования по боковым поверхностям шлицев или по толщине зубьев, по наружному диаметру D_f и d_a , по внутреннему диаметру D_a и d_f . Поля допусков боковых поверхностей зубьев для эвольвентных шлицевых соединений нормируют не квалитетами, а степенями точности (7...11).

Устанавливаются два вида допусков ширины впадины втулки и толщины зуба вала:

T – суммарный допуск, включающий отклонение собственно ширины впадины (толщины зуба) и отклонение формы и расположения элементов профиля впадины (зуба), контролируемый комплексным калибром;

$T_e (T_s)$ – допуск собственно ширины впадины втулки (толщины зуба вала).

Для суммарных допусков установлено по три предельных отклонения:

1. основные (суммарные) отклонения, которые определяют положение полей допусков относительно нулевой линии

- EI – для допусков ширины впадины
- es – для допусков толщины шлица

2. отклонения, определяющие границу между допуском на отклонение формы и расположение элементов профиля впадины или шлица и допуском на размер e или s , т.е.

- Eie – нижнее отклонение для ширины впадины
- ese – верхнее отклонение для толщины шлица

3. отклонения, определяющие верхнюю границу поля допуска ширины впадины и нижнюю границу поля допуска шлица, т.е.

- ES – верхнее отклонение для ширины впадины
- ei – нижнее отклонение для толщины шлица

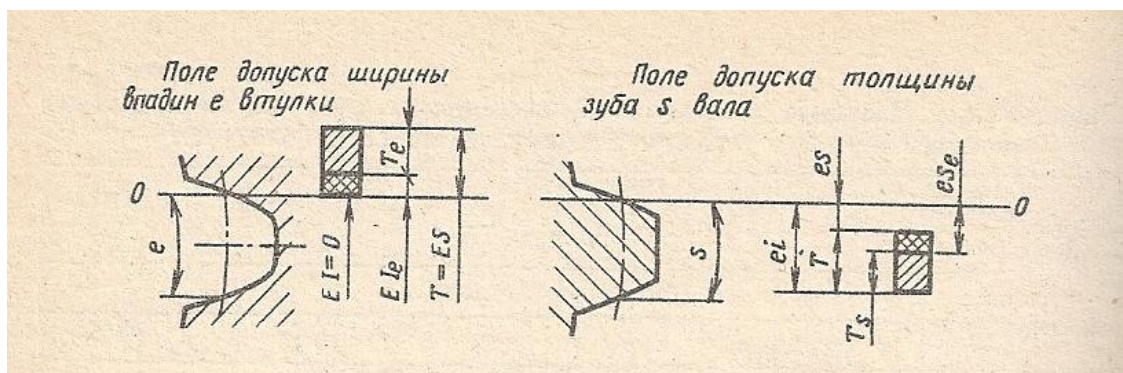
Численные значения предельных отклонений и допусков можно вычислить:

Для ширины впадины при $EI = 0$

$$Eie = T - Te, \quad ES = T$$

Для толщины шлица

$$Ei = es - T, \quad ese = Ts + ei$$



Условное обозначение шлицевых эвольвентных соединений содержат номинальный диаметр соединения, модуль, условное обозначение посадки и номер стандарта.

Пример условного обозначения эвольвентного шлицевого соединения $D = 50$ мм; $m = 2$ мм, с центрированием по боковым поверхностям зубьев:
 $50 \times 2 \times 9H/9g$ ГОСТ 6033-80.

То же с центрированием по наружному диаметру, с посадкой по центрирующему диаметру $H7/g6$ и посадкой по нецентрирующим поверхностям зубьев $9H/9h$:
 $50 \times H7/g6 \times 2$ ГОСТ 6033-80.

То же с центрированием по внутреннему диаметру, с посадкой $H7/g6$ и посадкой по нецентрирующим боковым поверхностям зубьев $9H/9h$:
 $50 \times 2 \times H7/g6$ ГОСТ 6033-80.

Пример.

Дано: $D-8 \times 56 \times 62$ мм $b = 10$ мм (подвижное шлицевое соединение)

$\varnothing 62$ H7/g6

$b = 10$ F8/f8

Рассчитать шлицевое соединение (Приложение П24 – П33)

62 H7/g6

Отверстие

$D = 62$ мм

IT7 = 30 мкм

ES = 30 мкм

EI = 0

$D_{\max} = 62.03$ мм

$D_{\min} = 62$ мм

Вал

$d = 62$ мм

IT 6 = 19 мкм

es = -10 мкм

ei = -29 мкм

$d_{\max} = 62.990$ мм

$d_{\min} = 61.971$ мм

$S_{\max} = 59$ мкм

$S_{\min} = 10$ мкм

TS = 69 мкм

10 F8/f8

Отверстие

$D = 10$ мм

IT8 = 22 мкм

ES = 13 мкм

$$EI = 35$$

$$D_{\max} = 10.035 \text{ мм}$$

$$D_{\min} = 10.013 \text{ мм}$$

Вал

$$D = 10 \text{ мм}$$

$$IT_8 = 22 \text{ мкм}$$

$$es = -13 \text{ мкм}$$

$$ei = -35 \text{ мкм}$$

$$d_{\max} = 9.987 \text{ мм}$$

$$d_{\min} = 9.972 \text{ мм}$$

$$S_{\max} = 70 \text{ мкм}$$

$$S_{\min} = 26 \text{ мкм}$$

$$TS = 34 \text{ мкм}$$

56H11 – не центровой диаметр

$$D = 56 \text{ мм}$$

$$IT = 190 \text{ мкм}$$

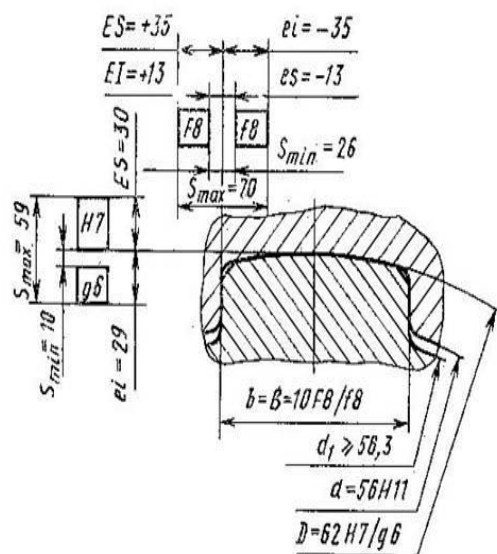
$$ES = 190 \text{ мкм}$$

$$EI = 0$$

$$D_{\max} = 56 \text{ мм}$$

$$D_{\min} = 56.19 \text{ мм}$$

Схема расположения полей допусков шлицевого соединения:



$$d_1 = 53.6 \text{ мм}$$

Определяем зазоры по внутреннему диаметру

$$S_{\max} = d_{\max} + ES - d_1 = 56 + 0.19 - 53.6 = 2.59$$

S_{\min} – не определяется

Условное обозначение шлицевого соединения:

D-8x56x62 H7/g6x10 F8/f7

Вал – D-8x56x62 g6x10f7

Втулка – D-8x56x62 H8x10F8

Зубчатые передачи

Зубчатые колеса и передачи классифицируют по различным признакам, например по виду поверхностей, на которых располагаются зубцы (цилиндрические и конические, внутренние и внешние), по направлению зубцов (прямозубые, косозубые, винтовые, шевронные), по профилю зубцов (эвольвентные, циклоидальные, часовые, цевочные, Новикова), по направлению осей вращения (цилиндрические – с параллельными осями, конические – с пересекающимися, винтовые и червячные – со скрещивающимися). Среди множества классификаций важнейшими для определения точностных параметров являются те, которые определяют функциональное назначение передачи.

Требования, предъявляемые к точности зубчатых передач, зависят от назначения передач и условий их эксплуатации. В приборах, делительных машинах и технологическом оборудовании для нарезания резьбы и зубчатых колес применяют так называемые "*отсчетные передачи*", в которых главное внимание уделяют пропорциональности углов поворота зубчатых колес или кинематической точности. Кинематическая точность передачи определяет постоянство передаточного отношения за полный оборот зубчатого колеса. Колеса этих передач в большинстве случаев имеют малый модуль и работают при малых нагрузках и низких скоростях.

Достаточно часто встречаются в технике и "*силовые*" или тяжело нагруженные зубчатые передачи, к которым не предъявляют высоких требований точности вращения (передачи в домкратах, лебедках, прессах и т.д.). При передаче больших крутящих моментов требуется хороший контакт боковых поверхностей зубьев в передаче и максимальное использование площади рабочих поверхностей зубьев.

Деление зубчатых передач на "*отсчетные*" и "*силовые*" достаточно условно, поскольку все они передают крутящие моменты и все должны обеспечить пропорциональность углов поворота. Например, передачи в механических или электронно-механических часах вполне могут оказаться "*силовыми*", если малые по абсолютному значению крутящие моменты передаются узкими зубцами с мелким модулем.

Если у зубчатых передач нет явно выраженного эксплуатационного характера, их относят к передачам общего назначения. К таким передачам не предъявляют повышенных требований по точности.

В редукторах турбин и высокооборотных двигателей, в других изделиях с высокой круговой частотой вращения применяют "*скоростные передачи*" (высокоскоростные, быстроходные), для которых основными являются требования к плавности работы, что необходимо для снижения уровня вибраций и шума при работе изделия. Плавность работы передачи зависит от колебания мгновенных передаточных отношений, то есть от

разностей передаточных отношений в каждый момент зацепления, которые многократно воспроизводятся за один оборот зубчатого колеса. Основными источниками неплавности работы являются такие погрешности зубчатых колес, как неправильное взаимное расположение зубьев (погрешности шага) и неточность формы рабочих поверхностей (погрешности формы профиля зубьев).

Колеса скоростных передач, как правило, имеют средние модули и передают не слишком большие моменты, однако их зубья могут подвергаться значительным динамическим воздействиям.

В зависимости от условий работы меняются требования и к боковому зазору между нерабочими профилями зубьев. Эвольвентное зацепление теоретически способно работать при нулевых боковых зазорах (толщина зуба, находящегося в зацеплении, равна ширине впадины ответного колеса). Однако неточности изготовления зубчатого венца приводят к искажению формы и взаимному смещению реальных профилей зубьев, что может вызвать их деформацию или поломку. Видоизменяют профиль зубьев и его положение также температурные и силовые деформации. Смещение реальных профилей зубьев может также быть следствием неточностей монтажа зубчатых колес.

Для компенсации неточностей изготовления и монтажа, силовых и температурных деформаций используют *зазор между нерабочими сторонами профилей зубьев* находящихся в зацеплении колес. Ширина впадины, превышающая толщину зуба, обеспечивает не только компенсацию технологических погрешностей и деформаций, но и служит также для размещения между зубьями слоя смазки, которая при отсутствии зазоров выдавливалась в процессе работы.

В реверсивных передачах и передачах, работающих в старт-стопном режиме, назначают минимальный боковой зазор, что позволяет предупреждать удары при перемене направления вращения или начале движения после остановки. Значительные зазоры назначают в передачах, работающих при высоких температурах, и т.д.

ГОСТ 1643-81 позволяет установить двенадцать степеней точности цилиндрических зубчатых колес и передач – с 1 по 12 в порядке убывания точности. В настоящее время допуски и предельные отклонения параметров зубчатых колес и передач нормированы для степеней точности 3...12, а степени 1 и 2 предусмотрены как перспективные. Для каждой передачи (и зубчатого колеса) установлены нормы точности (степени точности) трех видов, определяющие степени кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев.

Независимо от степеней точности устанавливают виды сопряжений, которые определяют требования к боковому зазору. ГОСТ 1643-81 устанавливает для зубчатых колес и передач с модулем больше 1 шесть видов сопряжений (А, В, С, D, Е, Н) и восемь видов допуска (а, b, с, d, h, х, у, z) гарантированного бокового зазора $j_n \min$. С увеличением в сопряжении гарантированного бокового зазора $j_n \min$ обычно предусматривается возрастание вида допуска зазора обозначаемого одноименной виду сопряжения строчной буквой (кроме вида допуска е). В большинстве случаев для зубчатых колес и передач рекомендуется поддерживать определенное соответствие между видом сопряжения, допуском бокового зазора и классом отклонения межосевого расстояния.

Таблица

Степень точности	Вид сопряжения	Допуск бокового зазора	Класс отклонений межосевого расстояния
3-7	H	h	II
3-7	E	h	II
3-8	D	d	III
3-9	C	c	IV
3-11	B	b	V
3-12	A	a	VI

Реальный боковой зазор в передаче зависит от вида сопряжения, устанавливающего минимальное значение зазора, от допуска зазора, ограничивающего рассеяние зазора между минимально гарантированным и максимально допустимым значениями, а также от соблюдения межосевого расстояния в передаче, рассеяние которого нормируется выбранным классом точности. Для отдельно взятого зубчатого колеса боковой зазор рассматривают как зазор между нерабочими профилями зубьев в воображаемом сопряжении рассматриваемого колеса с идеальным при выдержанном номинальном межосевом расстоянии.

Обозначение точности зубчатой передачи или колеса включает обозначения всех назначенных норм точности, то есть степеней точности по показателям кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и норм бокового зазора в передаче. При установлении неодинаковых степеней точности по разным нормам, а также при несоответствии между видом сопряжения, допуска бокового зазора и классом точности межосевого расстояния, в обозначении пишутся три цифры (степени точности) и две буквы (вид сопряжения и допуск бокового зазора), а через косую черту указывается класс отклонения межосевого расстояния. Например, обозначение 7-8-7-Bc/IV ГОСТ 1643-81 расшифровывается следующим образом: степень точности по нормам кинематической точности 7, по нормам плавности работы 8, по нормам контакта зубьев 7, вид сопряжения B, вид допуска бокового зазора c, класс точности межосевого расстояния IV. При одинаковых степенях точности и соблюдении соответствия вида сопряжения, допуска бокового зазора и класса межосевого расстояния обозначение существенно сокращается, например 9-B ГОСТ 1643-81 (степени точности по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев 9, вид сопряжения B, вид допуска бокового зазора b, класс точности межосевого расстояния V).

Стандарт допускает определенное комбинирование норм кинематической точности, плавности работы и контакта по разным степеням точности. Поскольку между элементами зубчатых колес существует взаимосвязь, нормы плавности работы колес и передач могут быть не более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм кинематической точности. Нормы контакта зубьев можно назначать по любым степеням, более точным, чем нормы плавности, а также на одну степень грубее норм плавности.

По разным профилям зубьев (левым и правым) одного и того же зубчатого колеса могут быть заданы разные нормы точности. Это может дать определенную экономию при обработке зубчатых колес, предназначенных для нереверсивной работы и имеющих асимметричную ступицу (во избежание неправильной сборки с переменной "левого" профиля зубьев на "правый"). Допускается не назначать, а значит и не контролировать степень точности на норму, не имеющую принципиального значения для конкретной конструкции зубчатого колеса. Если на одну из норм не задана степень точности, то на соответствующем месте обозначения точности зубчатого колеса вместо цифры ставят букву N (7-N-6-Ba ГОСТ 1643-81).

Для полной оценки геометрических параметров зубчатых колес необходимо обеспечить их контроль по всем нормам точности (показателям кинематической точности,

плавности работы, контакта зубьев и по боковому зазору в передаче). С этой целью разработаны и регламентированы стандартом так называемые контрольные комплексы показателей, обеспечивающие проверку соответствия зубчатого колеса всем установленным нормам.

Каждый из контрольных комплексов устанавливает показатели, необходимые для контроля зубчатого колеса по всем назначенным нормам точности, причем все стандартные комплексы равноправны. Для контроля каждой из норм точности может быть выбран либо комплексный показатель, либо частный комплекс, характеризующий именно эту норму точности. Например, в контрольный комплекс может входить комплексный показатель кинематической точности F'_{ir} , либо частные комплексы из элементарных показателей кинематической точности F_{pr} и F_{pkr} , либо F_{rr} и F_{vw_r} . Показатели точности зубчатых колес и передач есть реальные значения, получаемые в ходе измерительного контроля (об этом свидетельствует буква r в конце подстрочного индекса). Установленные стандартом нормы (предельно допустимые значения или допуски) для зубчатых колес или передач с соответствующими номинальными параметрами и определенной степени точности обозначаются такими же литерами с индексами, но без последней в индексе буквы r , например, F'_i , F_p , F_{pk} , F_r , F_{vw} .

Таблица

№ комплекса	1	2	3	4	5	6	7
Виды норм точности	Показатели, включенные в комплекс для степеней точности						
	3-8	3-8	3-8	3-8	7-12	5-12	5-12
кинематической	F'_i	F_p и F_{pk}	F_r и F_{vw}	F_r и F_c	F_r	F''_i и F_{vw}	F''_i и F_c
плавности работы	f'_i	f_{zk} или f_{zz} или f_{pb} и f_f или f_{pb} и f_{pt}					f''_i
контакта зубьев	F_β или F_k или пятно контакта						
бокового зазора	E_{Hc} или T_H или E_{Wms} и T_{Wm} или E_{Ws} и T_W						

Выбор метода контроля зависит от технологии производства зубчатых колес и состояния зубообрабатывающего оборудования. Согласно положению стандарта если изготовитель существующей системой контроля технологического процесса обеспечивает требуемую точность изготовления и сборки зубчатых колес, непосредственный их контроль, а также контроль передач по всем показателям установленного контрольного комплекса не являются обязательными.

Если зубчатые колеса по точности соответствуют требованиям установленных норм, контроль зубчатой передачи в сборе необязателен; если собранная передача по точности отвечает требованиям назначенных норм, контроль точности зубчатых колес не является необходимым.

Выбор контрольного комплекса зависит от масштабов производства, требуемой точности и типоразмеров изготавливаемых зубчатых колес, наличия зубоизмерительных средств, а также от назначения проверяемых зубчатых колес. Следует учитывать и двоякую цель измерений: во-первых, контроль изготовленных колес предназначен для выявления и изъятия бракованных деталей (приемочный контроль), а во-вторых, результаты измерений зубчатых колес могут быть использованы для оперативного вмешательства в управление производством и корректировки технологических процессов.

При приемочном контроле зубчатых колес в соответствии с основным следствием из принципа инверсии (необходимость соблюдения единства баз) рекомендуется использовать в качестве измерительной базы конструкторскую (монтажную), т.е. поверхность, определяющую положение зубчатого колеса в собранном узле или механизме. Для соблюдения этих условий при приемочном контроле в качестве измерительной базы желательно воспроизвести рабочую ось колеса – его основную конструкторскую базу, а сам контроль осуществлять в однопрофильном зацеплении с

ответным или с контрольным зубчатым колесом. Понятно, что такие условия не всегда реализуемы и пригодны для измерения ограниченной номенклатуры показателей.

В стандарте указано, что все контрольные комплексы являются равнозначными, однако при установлении контрольного комплекса для готовых зубчатых колес следует отдавать предпочтение не частным комплексам, а комплексным показателям.

Поэлементный контроль геометрических показателей зубчатых колес имеет определенные достоинства. Выбор поэлементных показателей точности вместо комплексных может быть обусловлен относительной простотой и дешевизной средств измерений по сравнению с приборами для измерения комплексных показателей. Кроме того, средства измерений поэлементных показателей в ряде случаев значительно удобнее при выявлении конкретных технологических погрешностей (с целью подналадки технологического процесса). Поэлементные измерения показателей точности зубчатых колес можно осуществлять непосредственно на технологическом оборудовании или на рабочем месте около него. Поэтому при контроле точности технологических процессов чаще выбирают поэлементные показатели (параметры), непосредственно связанные с технологическими источниками погрешностей. Некоторые параметры зубчатого колеса измеряют непосредственно на зуборезном станке, не снимая колеса со станка.

Основные показатели кинематической точности. Наиболее полно кинематическая точность колес выявляется при измерении кинематической погрешности F'_{ir} или накопленной погрешности шага зубчатого колеса F_{pr} , которые являются комплексными показателями.

Вместо этих параметров могут быть использованы частные контрольные комплексы, (например F_{rr} и F_{vw_r}), содержащие требования к двум параметрам колеса, связанным с радиальной и тангенциальной составляющими кинематической погрешности. В приведенном частном комплексе F_{rr} – радиальное биение зубчатого венца, а F_{vw_r} – колебание длины общей нормали (тангенциальная составляющая).

Биение рабочей оси зубообрабатывающего станка и неточность установки заготовки колеса относительно этой оси вызывают появление радиальной составляющей кинематической погрешности. Тангенциальная составляющая кинематической погрешности связана с погрешностями угловых ("делительных") кинематических перемещений элементов зуборезного станка.

В частных контрольных комплексах, определяющих нормы кинематической точности, используют такие показатели, как колебания измерительного межосевого расстояния за оборот колеса F''_{ir} или уже упоминавшееся радиальное биение зубчатого венца F_{rr} (характеризуют радиальную составляющую кинематической погрешности), дополненные погрешностью обката F_{cr} или колебанием длины общей нормали F_{vw_r} (они характеризуют тангенциальную составляющую кинематической погрешности). Стандарт предусматривает возможности применения других частных комплексов, определяющих степень кинематической точности колес.

Основные показатели плавности. К ним можно отнести такие, как местная кинематическая погрешность f'_{ir} и циклическая погрешность колеса f_{zkr} , равная удвоенной амплитуде гармонической составляющей кинематической погрешности зубчатого колеса.

Под циклической погрешностью зубцовой частоты f_{zkr} понимают составляющую кинематической погрешности колеса, периодически повторяющуюся за один его оборот с частотой повторений, равной частоте входа зубьев в зацепление.

Наиболее совершенным способом выделения циклических погрешностей является гармонический анализ результатов измерения кинематической погрешности, но поскольку измерения на кинематометрах сравнительно редки и дороги, чаще используют другие показатели плавности.

Показателями плавности являются отклонения шага зубьев зубчатого колеса f_{ptg} и отклонения шага зацепления f_{pbg} от номинальных значений, погрешности профиля зубьев f_{fr} и др.

Под отклонением (торцового) шага зубьев зубчатого колеса f_{ptg} понимают разность действительного шага и расчетного торцового шага зубчатого колеса

Под действительным шагом зацепления понимают расстояние между параллельными плоскостями, касательными к двум одноименным активным боковым поверхностям соседних зубьев зубчатого колеса.

Погрешность профиля зуба f_{fr} – расстояние по нормали между двумя ближайшими друг к другу номинальными торцовыми профилями, между которыми находится действительный торцовый профиль на активном участке зуба зубчатого колеса. Под действительным торцовым профилем зуба понимается линия пересечения действительной боковой поверхности зубчатого колеса с плоскостью, перпендикулярной к его рабочей оси, а под активным участком зуба – та часть поверхности, которая выполнена по эвольвенте и контактирует с ответным колесом.

Полноту контакта поверхностей зубьев оценивают по пятну контакта (интегральный показатель контакта) или по частным показателям. Пятно контакта можно определять непосредственно в собранной передаче, а также на контрольно-обкатных станках, специальных стендах или на межосемерах при зацеплении контролируемого колеса с измерительным и соблюдении номинального межосевого расстояния. Для контроля пятна контакта боковую поверхность меньшего или измерительного колеса покрывают слоем краски (свинцовый сурик, берлинская лазурь) толщиной не более 4...6 мкм и производят обкатку колес при легком притормаживании. Размеры пятна контакта определяют в относительных единицах – процентах от длины и от высоты активной поверхности зуба. При оценке абсолютной длины пятна контакта из общей длины (в миллиметрах) вычитают разрывы пятна, если они превышают значение модуля зубчатого колеса.

Оценка точности контакта боковой поверхности зубьев в передаче может быть выполнена отдельным контролем элементов, влияющих на продольный и высотный контакты зубьев колес.

В качестве показателей **зазора между нерабочими боковыми поверхностями зубьев** колес могут быть использованы:

- межосевое расстояние, определяемое размерами зуба при комплексном контроле в беззазорном зацеплении с измерительным колесом;
- толщина зуба по хорде на заданном расстоянии от окружности выступов;
- длина общей нормали, значение которой зависит от толщины зуба;
- размер по роликам M , определяемый смещением исходного контура;
- др.

Для контроля параметров зубчатых колес применяют множество специально разработанных приборов. К ним относятся уже упоминавшиеся кинематомеры и межосемеры, а также приборы для контроля шага (шагомеры), отклонений и колебаний длины общей нормали (нормалемеры) и множество других. Некоторые приборы предназначены для контроля только одного параметра (эвольвентомер – для контроля профиля зуба, шагомер для контроля шага зацепления), другие позволяют контролировать несколько параметров, в том числе и относящиеся к разным нормам точности. Так межосемер можно использовать для контроля колебания межосевого расстояния за оборот колеса F''_{ir} (показатель из норм кинематической точности), колебания межосевого расстояния на одном зубе f''_{ir} (показатель из норм плавности), отклонения межосевого расстояния от номинального $E_{a''s}$ и $E_{a''i}$ (показатели из норм бокового зазора). На этом же приборе можно проконтролировать и пятно контакта.

При оформлении чертежей зубчатых колес в соответствии с требованиями ЕСКД в правой верхней части чертежа помещают таблицу параметров, которая состоит из трех

частей, разделяемых основными линиями. В первой (верхней) части таблицы помещают основные данные, которые включают модуль, число зубьев, нормальный исходный контур (для нестандартного указывают необходимые для воспроизведения параметры, стандартный задают ссылкой на стандарт), обозначение норм точности по типу 9-8-7 F ГОСТ 9178-81 или 8-B ГОСТ 1643-81 и другие данные.

Во второй части таблицы помещают данные для контроля норм точности, которые для колес с нестандартным исходным контуром включают полный контрольный комплекс для проверки по нормам кинематической точности, плавности, контакта и бокового зазора. Для колес со стандартным исходным контуром данные для контроля включают только данные для проверки по нормам бокового зазора, например:

- постоянная хорда s_c и высота до постоянной хорды h_c (при этом указывают номинальное значение постоянной хорды до третьего знака после запятой (например 3,803) а высоту до постоянной хорды приводят в виде номинального значения и двух отрицательных отклонений, например $-0,099$
3,174 – 0,178
- толщина по хорде s_y и высота до постоянной хорды h_{ay} (в этом случае указывают номинальное значение высоты до хорды и контролируемое значение толщины с двумя отрицательными отклонениями);
- размер по роликам M и диаметр ролика D (диаметр ролика указывают как номинальное значение, а контролируемый размер M – с двумя отрицательными отклонениями);
- длину общей нормали W (номинальное значение с двумя отрицательными отклонениями).

В третьей части таблицы помещают справочные данные, в которые могут включаться делительный диаметр колеса, данные о сопрягаемом зубчатом колесе и прочие.