

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Механика материалов и детали машин»

ТРЕБОВАНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Рекомендовано Учебно-методическим объединением по аграрному техническому образованию в качестве пособия для студентов учреждений высшего образования, обучающихся по группе специальностей 74 06 Агроинженерия, 1-36 12 01 Проектирование и производство сельскохозяйственной техники

Минск
БГАТУ
2014

УДК 621.81(07)

ББК 34.44я7

T66

Составители:

кандидат технических наук, доцент *Н. Н. Романюк*,
кандидат технических наук, доцент *К. В. Сашко*,
старший преподаватель *П. В. Клавсуть*,
старший преподаватель *О. В. Сокол*

Рецензенты:

заведующий кафедрой «Детали машин и подъемно-транспортные устройства» БГТУ,
кандидат технических наук, доцент *С. Е. Бельский*,
главный инженер НПЦ НАН по МСХ,
кандидат технических наук, старший научный сотрудник *А. Л. Рапинчук*

Требования и рекомендации по выполнению чертежей деталей машин : пособие
Т66 / сост.: Н. Н. Романюк [др.]. – Минск : БГАТУ, 2014. – 172 с.
ISBN 978-985-519-689-2.

В пособии приведены общие требования по выполнению чертежей деталей машин общепромышленного применения, включающие рекомендации по рациональной простановке размеров, назначению требований к геометрической точности деталей.

Рассмотрен порядок конструирования и выполнения чертежей типовых деталей машин и приведены справочные материалы, необходимые для назначения допусков на размеры, форму и расположение, шероховатости поверхностей.

Для студентов технических вузов, учащихся колледжей и инженерно-технических работников.

УДК 621.81(07)

ББК 34.44я7

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
1 Общие положения	6
1.1 Общие правила изображения деталей на чертежах	6
1.2 Рекомендации по рациональной простановке линейных размеров.....	6
1.3 Правила и рекомендации по назначению требований к геометрической точности детали	7
1.3.1 Предельные отклонения размеров	8
1.3.2 Допуски формы и расположения.....	9
1.3.3 Обозначение баз.....	10
1.3.4 Шероховатость поверхности	17
1.4 Технические требования, указываемые на чертежах деталей машин	18
2 Конструирование и выполнение чертежей деталей	19
2.1 Валы	24
2.1.1 Конструирование валов.....	24
2.1.2 Выполнение чертежей валов	33
2.2 Цилиндрические зубчатые колеса	44
2.2.1 Конструирование цилиндрических зубчатых колес	44
2.2.2 Простановка размеров	46
2.2.3 Выбор параметров зубчатого колеса, допусков размеров, формы, взаимного расположения и шероховатости поверхностей	46
2.3 Конические зубчатые колеса.....	54
2.3.1 Конструирование конических зубчатых колес	54
2.3.2 Простановка размеров	55
2.3.3 Выбор параметров конического зубчатого колеса, допусков размеров, формы, взаимного расположения и шероховатости поверхностей	55
2.4 Червячные передачи	63
2.4.1 Червяки	63
2.4.2 Червячные колеса	71
2.5 Крышки подшипников.....	78
2.5.1 Конструирование крышек.....	78
2.5.2 Простановка размеров	82
2.5.3 Назначение допусков формы, расположения и шероховатости поверхностей.....	83
2.6. Стаканы.....	88
2.6.1 Конструирование стаканов	88
2.6.2 Простановка размеров	90
2.6.3 Назначение допусков формы, расположения и шероховатости поверхностей.....	90
2.7 Шкивы ременных передач.....	95
2.7.1 Материалы шкивов и их конструкция	95
2.7.2 Размеры шкивов.....	98
2.7.3 Выбор параметров шкивов, допусков размеров, формы, взаимного расположения и шероховатости поверхностей	108
2.8 Звездочки цепных передач	113
2.8.1 Конструирование звездочек.....	113
2.8.2 Простановка размеров	122

2.8.3 Выбор параметров звездочек, допусков размеров, формы, взаимного расположения и шероховатости поверхностей	122
Литература	127
Приложения	128
<i>Приложение А</i> Основные нормы взаимозаменяемости	128
<i>Приложение Б</i> Допуски формы и расположения поверхностей	135
<i>Приложение В</i> Шероховатость поверхности	152
<i>Приложение Г</i> Колеса зубчатые цилиндрические	154
<i>Приложение Д</i> Передатки зубчатые конические, допуски	157
<i>Приложение Е</i> Передатки червячные цилиндрические, допуски	159
<i>Приложение Ж</i> Передатки ременные	162
<i>Приложение И</i> Дополнительные справочные данные	164

ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по деталям машин и подъемно-транспортным механизмам является первой конструкторской работой студента и при его выполнении студенты приобретают практические навыки прочностных расчетов и конструирования деталей, узлов и механизмов на основе разработки привода машин сельскохозяйственного назначения.

В графической части проекта студенты должны представить рабочие чертежи типовых деталей общетехнического применения проектируемого привода: вала, зубчатого колеса, шкива или звездочки. При разработке рабочей документации должны быть решены задачи разработки чертежей деталей, пригодных для изготовления, монтажа и демонтажа деталей в условиях реального производства. Детали должны иметь минимальную массу при достаточной прочности, обладать необходимой жесткостью и износостойкостью. Они должны быть технологичны и экономичны в изготовлении. При разработке конструкции деталей должны быть учтены реальные условия эксплуатации разрабатываемого привода, производственные возможности машиностроительных предприятий и предприятий технического сервиса АПК, обеспечена их взаимозаменяемость, надежность и долговечность.

Общие знания, необходимые для выполнения и чтения чертежей, студенты приобретают при изучении дисциплины «Инженерная графика». Основные понятия о выборе посадок в соединениях деталей, допусков формы и расположения поверхностей, шероховатостей поверхностей даются при изучении дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация».

В настоящем пособии рассматриваются прикладные вопросы выполнения чертежей типовых деталей привода сельскохозяйственного назначения с учетом их изготовления на предприятиях сельскохозяйственного машиностроения и технического сервиса АПК. Изложена методика конструирования деталей с учетом условий работы, их обработки и сборки. Последовательно рассмотрены все позиции, касающиеся рациональной простановки размеров и их предельных отклонений, назначения допусков формы и расположения поверхностей, выбора показателей шероховатости поверхностей. Рассмотрены вопросы выбора и указания на чертежах в соответствии с действующими стандартами параметров зубчатых венцов цилиндрических, конических, червячных колес и червяков, звездочек, а также параметров профиля канавок шкивов, достаточных для их изготовления и контроля.

В пособии содержатся примеры выполнения чертежей деталей и необходимый справочный материал.

1 Общие положения

1.1 Общие правила изображения деталей на чертежах

Чертеж каждой детали выполняют на листе формата, установленного стандартом. В углу листа помещают основную надпись (угловой штамп).

Деталь изображают на чертеже в положении, в котором она устанавливается на станке при изготовлении. В частности, ось детали, представляющей тело вращения (вал, зубчатое колесо, червяк, стакан, втулка и др.), располагают параллельно основной надписи.

Чертеж детали должен содержать все данные, необходимые для ее изготовления и контроля (линейные размеры, предельные отклонения размеров, допуски формы и расположения, шероховатость поверхностей, технические требования, материал детали).

При выполнении чертежа детали ограничиваются минимальным количеством проекций, видов, разрезов и сечений.

На чертежах деталей не допускается помещать технологические указания. В частности, центровые отверстия на чертежах деталей не изображают и в технических требованиях никаких указаний не приводят, если наличие их конструктивно безразлично. Когда обработка отверстий в деталях под винты, штифты и другие крепежные детали должна производиться при сборке, на чертежах эти отверстия не изображают и никаких указаний в технических требованиях не помещают. Все необходимые данные для обработки таких отверстий располагают на чертеже сборочной единицы.

Правила выполнения изображений предметов подробно изложены в ГОСТ 2.305–2008. Требования, предъявляемые к чертежам деталей, представлены в ГОСТ 2.109–73. Порядок выбора формата листа чертежа и масштабы изображения деталей нормированы ГОСТ 2.301–68 и ГОСТ 2.302–68.

1.2 Рекомендации по рациональной простановке линейных размеров

Правила нанесения размеров на чертежах устанавливает ГОСТ 2.307–2011.

При простановке размеров следует учитывать характер производства, методы формообразования заготовок и технологию изготовления деталей [4]. Все номинальные размеры, проставляемые на чертежах, можно разделить на три категории.

Сопряженные – размеры, принадлежащие одновременно двум сопряженным деталям.

Ценные – размеры, образующие сборочные размерные цепи.

Свободные – размеры, не вошедшие в сопряженные и цепные.

Основной принцип простановки размеров на рабочих чертежах деталей следующий:

– сопряженные и цепные размеры берут из сборочного чертежа и проставляют на рабочих чертежах деталей;

– свободные размеры проставляют с учетом последовательности их получения при формообразовании деталей и удобства контроля.

Ниже даны основные указания по рациональной простановке размеров на рабочих чертежах деталей [4].

1 Количество размеров на чертеже должно быть достаточным для изготовления и контроля деталей.

2 Каждый размер следует приводить на чертеже лишь один раз.

3 Цепь размеров на чертеже детали не должна быть замкнута. Замыкающий размер получается автоматически при изготовлении детали. В этом размере накапливаются погрешности изготовления детали по составляющим размерам. Поэтому в качестве замыкающего выбирают наименее ответственный размер детали.

4 Проставлять размеры надо так, чтобы наиболее точный размер имел наименьшую накопленную ошибку при изготовлении детали.

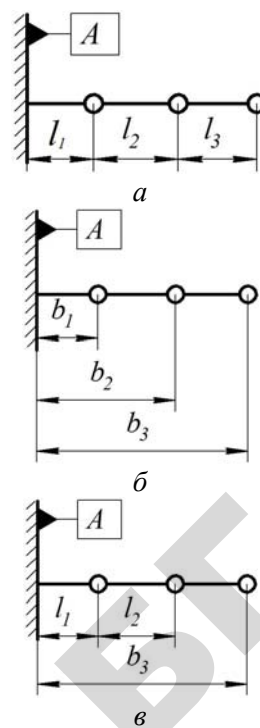
В машиностроении применяют цепной, координатный или комбинированный способы простановки размеров.

При цепном способе простановки (рисунок 1, а) ошибки в предыдущих размерах l_1 и l_2 не влияют на размер l_3 , но ошибка в ориентации относительно базы A накапливается. Точную ориентацию элементов относительно базы A обеспечивает координатный метод простановки размеров (рисунок 1, б), но в этом случае ошибка между элементами равна сумме ошибок соответствующих координатных размеров. Комбинированный способ (рисунок 1, в) соединяет особенности цепного и координатного способов. Этот способ является наиболее распространенным.

5 На чертежах деталей, представляющих собой тела вращения, осевые размеры следует располагать под изображением детали.

6 Размеры, относящиеся к одному конструктивному элементу (пазу, выступу, отверстию и т. п.), рекомендуется группировать в одном месте, изображая их на том изображении, на котором геометрическая форма данного элемента показана наиболее полно. Например, размеры канавок для выхода шлифовального круга проставляют в месте простановки размера на шлифуемую поверхность (рисунок 2).

7 При наличии у деталей фасок или канавок для выхода инструмента размеры следует проставлять до буртиков или до торцов детали, так как эти элементы, как правило, обрабатываются после получения основных поверхностей (рисунок 2).



а – цепной; б – координатный;
в – комбинированный

Рисунок 1 – Способы простановки размеров

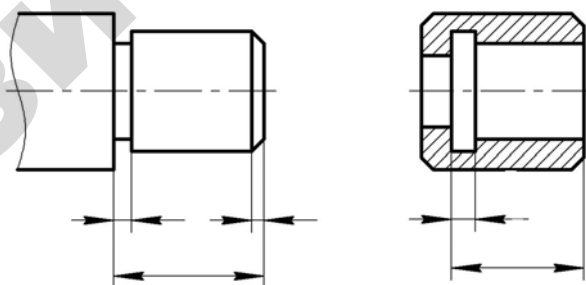


Рисунок 2 – Пример простановки размеров при наличии канавок, фасок

1.3 Правила и рекомендации по назначению требований к геометрической точности детали

Геометрическая точность деталей оценивается:

- точностью размеров элементов;
- точностью их взаимного расположения;
- точностью формы поверхностей элементов (макрогеометрией поверхностей);
- шероховатостью поверхности (микрогеометрией).

При проектировании деталей задают не только размеры элементов, но и предельные отклонения по всем четырем геометрическим параметрам.

1.3.1 Предельные отклонения размеров

1 Для всех размеров, нанесенных на чертежах, указываются предельные отклонения. Допускается не указывать предельные отклонения на размерах, определяющих зоны одной и той же поверхности с различной шероховатостью, термообработкой и т. п. В этих случаях у размеров ставится знак \approx (см. чертеж вала, рисунок 26).

2 Предельные отклонения сопряженных размеров должны соответствовать посадкам, указанным на сборочных чертежах. Их наносят на чертежи одним из трех способов, установленных ГОСТ 25346–89:

– условными обозначениями полей допусков, например: $25h6$; $45K7$;

– числовыми значениями предельных отклонений, например: $25_{-0,013}^{+0,007}$; $40_{-0,018}^{+0,007}$; $60 \pm 0,015$;

– условными обозначениями полей допусков с указаниями в скобках числовых значений предельных отклонений, например: $25h6(-0,013)$; $40K7(+0,007)$; $60js7(\pm 0,015)$.

Первый способ нанесения предельных отклонений размеров применяют в условиях массового и крупносерийного производств, второй – при индивидуальном и мелкосерийном производствах. Третий способ применим в условиях любого типа организации производства и обязателен для размеров, по которым деталь будет сопрягаться с отдельными стандартными изделиями (например, для размера ширины шпоночного паза или диаметра вала под подшипник).

3 Предельные отклонения свободных линейных размеров назначаются по ГОСТ 30893.1–2002 (ИСО 2768–1–89) и оговариваются общей записью в технических требованиях.

Например: «Общие допуски по ГОСТ 30893.1–*m*» или «ГОСТ 30893.1–*m*». Это означает, что свободные линейные размеры выполнены по среднему классу точности.

ГОСТ 30893.1–2002 в качестве дополнительного варианта допускает предельные отклонения свободных линейных размеров назначать по квалитетам от 12-го и грубее и **оговаривать** общей записью в технических требованиях.

Например: запись $H14$; $h14$; $\pm \frac{IT14}{2}$ означает, что отверстия должны быть выполнены по $H14$, валы – по $h14$, а элементы, не относящиеся к отверстиям и валам, – с симметричными предельными отклонениями $\pm \frac{IT14}{2}$.

Предельные отклонения размеров различных элементов, оговариваемые в одной общей записи, должны быть одинакового уровня точности (одного квалитета или соответствующего ему класса точности по ГОСТ 25670–83).

Предельные отклонения радиусов закругления, фасок и углов не оговариваются отдельно. При необходимости их числовые значения определяются по таблицам ГОСТ 25670–83 в зависимости от квалитета или класса, указанного в общей записи.

Отклонения свободных размеров, получаемых обработкой резанием, предпочтительно назначать по 14-му квалитету.

1.3.2 Допуски формы и расположения

Виды допусков, их обозначение и изображение на чертежах приведены в таблицах 1, 2 и 3.

Таблица 1 – Допуски формы

Вид допуска формы и его обозначение по ГОСТ 24642–81	Изображение на чертеже
1 Допуск цилиндричности T_{c}	
2 Допуск круглости T_{o}	
3 Допуск профиля продольного сечения цилиндрической поверхности $T_{\text{=}}$	
4 Допуск плоскостности $T_{\text{□}}$	
5 Допуск прямолинейности $T_{\text{=}}$	

Таблица 2 – Допуски расположения

Вид допуска расположения и его обозначение по ГОСТ 24642–81	Изображение на чертеже
1 Допуск параллельности $T_{\text{//}}$	
2 Допуск перпендикулярности $T_{\text{⊥}}$	
3 Допуск наклона $T_{\text{∠}}$	
4 Допуск соосности $T_{\text{⊙}}$	
5 Допуск симметричности $T_{\text{≡}}$	
6 Позиционный допуск $T_{\text{⊕}}$	
7 Допуск пересечения T_{X}	

Таблица 3 – Суммарные допуски

Вид суммарного допуска формы и расположения и его обозначение по ГОСТ 24642–81	Изображение на чертеже
1 Допуск торцового биения $T_{\text{∕}}$	
2 Допуск полного торцового биения $T_{\text{//}}$	
3 Допуск радиального биения $T_{\text{∕}}$	
4 Допуск полного радиального биения $T_{\text{//}}$	
5 Допуск биения в заданном направлении $T_{\text{∕}}$	
6 Допуск формы заданного профиля $T_{\text{∩}}$	
7 Допуск формы заданной поверхности $T_{\text{∩}}$	

Выбор допусков зависит от конструктивных и технологических требований к элементам деталей и производится по следующим правилам.

1 Непосредственно на чертежах должны указываться лишь те допуски формы и расположения, которые по конструктивным или техническим причинам должны быть меньше, а в отдельных случаях – больше, чем оговоренные в технических требованиях.

2 Все допуски формы и расположения подразделяются на две группы:

- ограничиваемые полем допуска размера;
- непосредственно не ограничиваемые полем допуска размера.

К первой группе (согласно ГОСТ 24643–81) относятся допуски цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения, плоскостности, прямолинейности и параллельности. На допуски первой группы распространяется правило о том, что если допуски формы и расположения не указаны, то они должны быть ограничены полем допуска размера.

Отклонения формы и расположения второй группы не входят составной частью в погрешность размера соответствующих элементов и не выявляются при контроле размера. Поэтому эти отклонения всегда должны быть ограничены допусками формы и расположения.

3 Допуски формы и расположения поверхностей указываются на чертежах в соответствии с ГОСТ 2.308–2011 условными обозначениями или в технических требованиях текстом в соответствии с ГОСТ 30893.2–2002 (ИСО 2768–2–89).

При условном обозначении предельные отклонения формы и расположения поверхностей указывают в прямоугольной рамке (рисунки 3, 7) разделенной на две и более части, в которых помещают:

- в первой – знак допуска по таблицам 1, 2 и 3;
- во второй – числовое значение допуска в миллиметрах;
- в третьей и последующих – буквенное обозначение базы (баз) или буквенное обозначение поверхности, с которой связан допуск расположения.

При указании допусков текстом в технических требованиях должна быть приведена общая запись о неуказанных допусках формы и расположения со ссылкой на ГОСТ 30893.2–2002, например: «Общие допуски формы и расположения – по ГОСТ 30893.2–*k*» или «ГОСТ 30893.2–*k*», где *k* – класс точности общих допусков формы и расположения по вышеуказанному стандарту.

4 Числовые значения допусков формы, допусков расположения и суммарных допусков формы и расположения поверхностей должны соответствовать указанным в таблицах приложения Б.

5 Для отдельных видов допусков формы и расположения поверхностей числовые значения предпочтительнее устанавливать в соответствии со степенями точности, указанными в ГОСТ 24643–81.

1.3.3 Обозначение баз

В любой детали все поверхности жестко связаны между собой линейными и угловыми координатами. Эта взаимосвязь определена номинальными размерами и допускаемыми отклонениями от них.

Те поверхности или элементы детали, относительно которых ориентируются другие элементарные поверхности детали при ее проектировании, изготовлении, контроле и сборке, называются **базами**.

Основные понятия баз при проектировании, изготовлении и эксплуатации изделий машиностроения определены ГОСТ 21495–76.

Базы по назначению делятся на *конструкторские, технологические, сборочные, измерительные*.

Конструкторские базы используются для задания взаимного расположения (параллельности, перпендикулярности или в общем случае угла) элементов детали и определяют положение детали при ее работе в машине.

Технологические базы используются для ориентации заготовки при изготовлении детали и, следовательно, при проектировании технологического процесса ее обработки.

В современном машиностроении в качестве технологической базы при обработке валов используют ось центровочных отверстий.

Сборочные базы используют для взаимной ориентации деталей и сборочных единиц при сборке изделия. Сборочные базы могут быть *основными* и *вспомогательными*.

Основной сборочной базой называют сборочную базу детали или сборочной единицы, которая определяет ее положение в изделии.

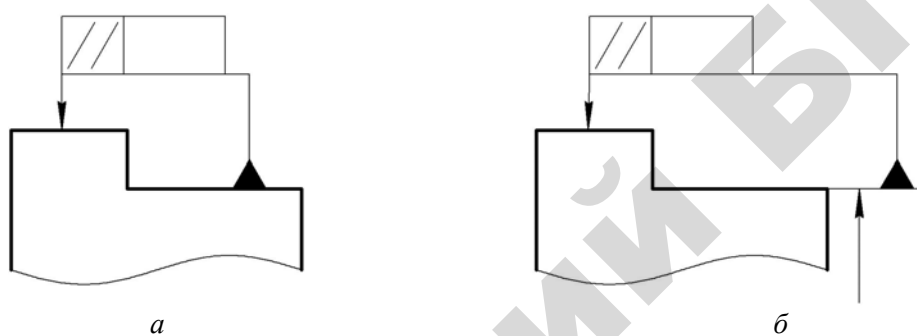
Вспомогательной сборочной базой называют сборочную базу детали или сборочной единицы, которая определяет положение присоединяемой к ней детали или сборочной единицы.

Измерительные базы используются при измерении отклонений взаимного расположения (параллельности, перпендикулярности или в общем случае угла) элементов деталей.

Измерительная база служит для ориентации средств измерения и должна совпадать с конструкторской во избежание погрешности схемы измерения. Наибольшую точность изготовления можно получить при условии совпадения конструкторских, сборочных и технологических баз. Это условие часто называют *принципом единства баз*, который широко используется при проектировании технологического процесса.

Базы в соответствии с ГОСТ 2.308–2011 обозначают зачерненным треугольником, который соединяют при помощи соединительной линии с рамкой. При выполнении чертежей с помощью выводных устройств ЭВМ допускается треугольник, обозначающий базу, не зачернять. Треугольник, обозначающий базу, должен быть равносторонним, высотой приблизительно равной размеру шрифта размерных чисел.

Если базой является поверхность или ее профиль, то основание треугольника располагают на контурной линии поверхности (рисунок 3, *а*) или на ее продолжении (рисунок 3, *б*). При этом соединительная линия не должна быть продолжением размерной линии.



а – с расположением знака на контурной линии поверхности;
б – на продолжении контурной линии поверхности

Рисунок 3 – Обозначение баз

Если базой является ось или плоскость симметрии, то треугольник располагают на конце размерной линии. В случае недостатка места стрелку размерной линии допускается заменять треугольником, обозначающим базу (рисунок 4).

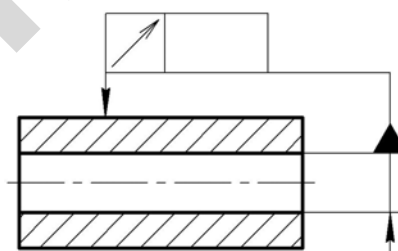
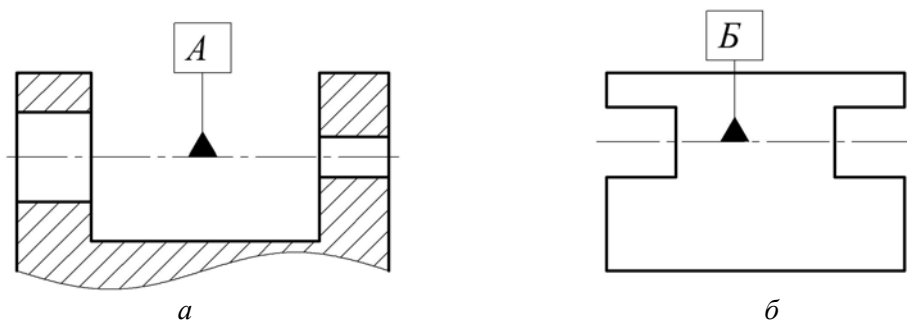


Рисунок 4 – Обозначение базы – оси

Если базой является общая ось (рисунок 5, *а*) или плоскость симметрии (рисунок 5, *б*) и из чертежа ясно, для каких поверхностей ось (плоскость симметрии) является общей, то треугольник располагают на оси.



a – общей оси, *б* – плоскости симметрии

Рисунок 5 – Обозначения баз

Если базой является ось центровых отверстий, то рядом с обозначением базовой оси делают надпись «Ось центров» (рисунок 6).

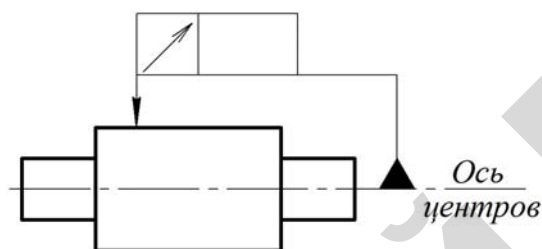


Рисунок 6 – Обозначение базы – оси центровочных отверстий (вариант 1)

Допускается обозначать базовую ось центровых отверстий в соответствии с рисунком 7.

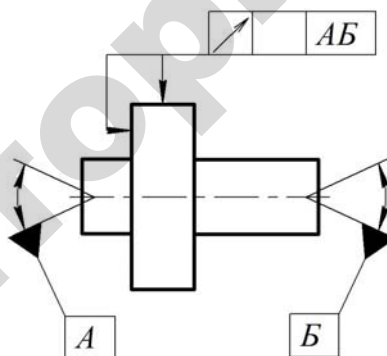


Рисунок 7 – Обозначение базы – оси центровочных отверстий (вариант 2)

Если базой является часть поверхности детали, то ее обозначают штрихпунктирной линией и ограничивают размерами в соответствии с рисунком 8.

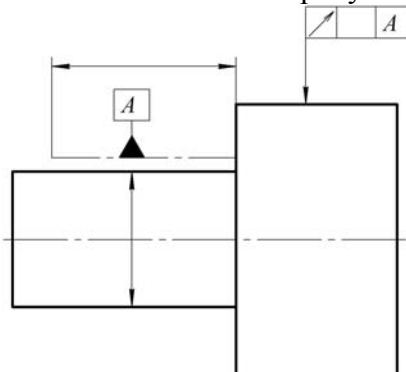


Рисунок 8 – Обозначение базы – части поверхности

Если базой является определенное место поверхности детали, то оно должно быть определено размерами согласно рисунку 9.

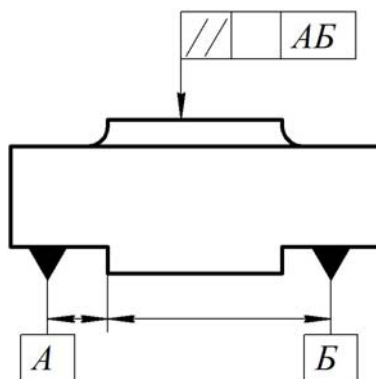


Рисунок 9 – Обозначение места базирования на поверхности

Если нет необходимости выделять как базу ни одну из поверхностей, то треугольник заменяют стрелкой (рисунок 10).

В данном случае стрелки указывают на поверхности, взаимное расположение которых нормируется.

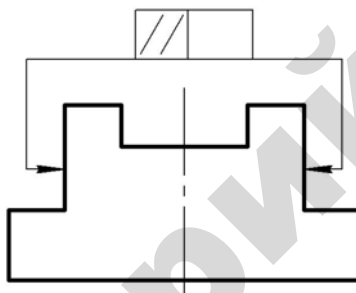
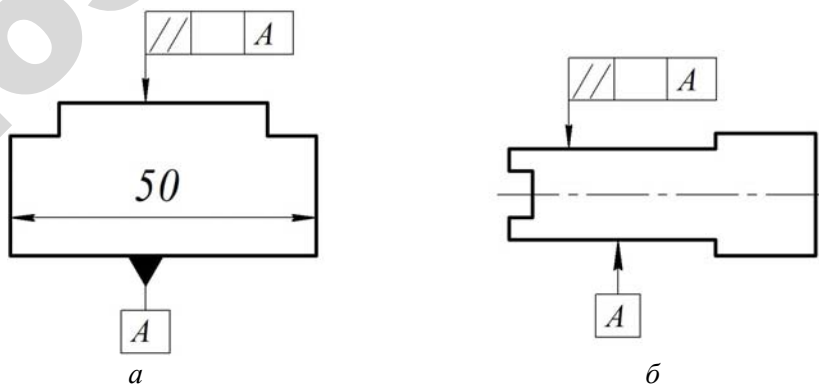


Рисунок 10 – Пример обозначения допуска, если нет необходимости выделять как базу ни одну из поверхностей

Если соединение рамки с базой или другой поверхностью, к которой относится отклонение расположения, затруднительно, то поверхность обозначают прописной буквой, вписываемой в третью часть рамки. Эту же букву вписывают в рамку, которую соединяют с обозначаемой поверхностью линией, заканчивающейся треугольником, если обозначают базу (рисунок 11, а), или стрелкой, если обозначаемая поверхность не является базой (рисунок 11, б). При этом букву следует располагать параллельно основной надписи.



а – поверхность является базой; б – поверхность не является базой

Рисунок 11 – Пример использования третьей графы рамки для обозначения поверхности, к которой относится отклонение расположения

Если размер элемента уже указан один раз, то на других размерных линиях данного элемента, используемых для условного обозначения базы, его не указывают. Размерную линию без размера следует рассматривать как составную часть условного обозначения базы (рисунок 12).

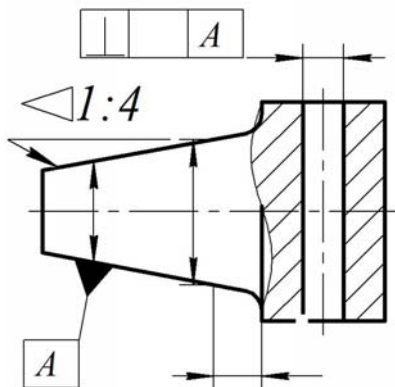


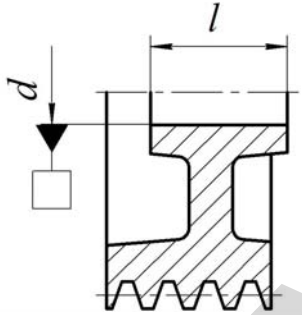
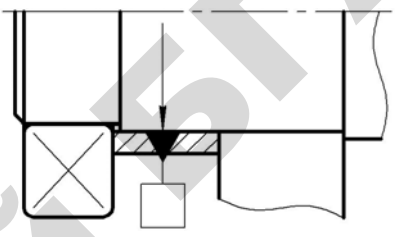
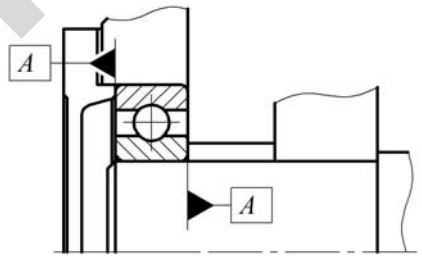
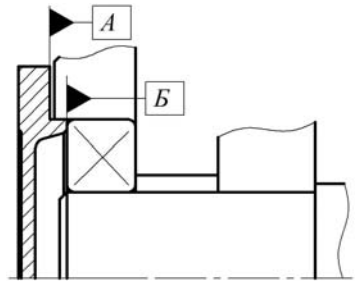
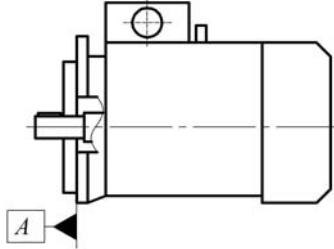
Рисунок 12 – Пример использования размерной линии для условного обозначения базы

В таблице 4 приведены типовые детали машин и их основные (конструкторские) базы.

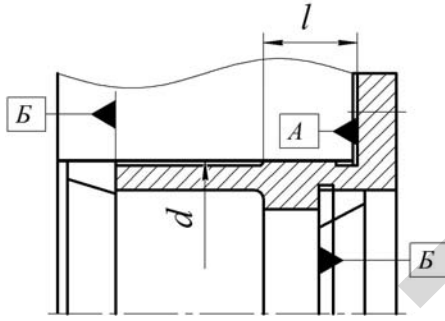
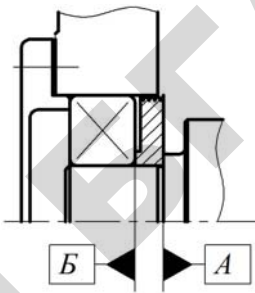
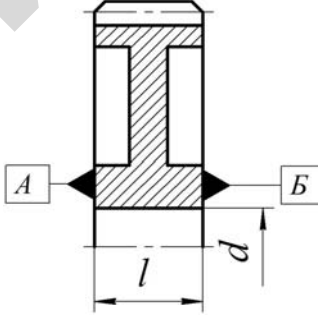
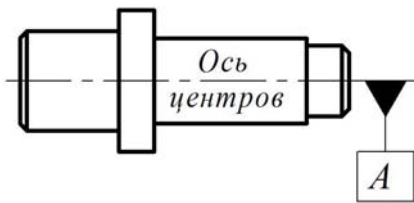
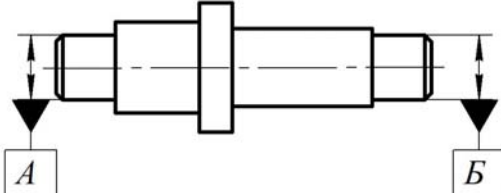
Таблица 4 – Основные базы деталей машин

Основная база	Примеры деталей	
<p>Цилиндр Базой является ось поверхности цилиндра</p>	<p>Зубчатые, червячные колеса при $l/d \geq 0,7$</p>	
	<p>Звездочки цепных передач при $l/d \geq 0,7$</p>	

Продолжение таблицы 4

Основная база	Примеры деталей	
<p>Цилиндр Базой является ось поверхности цилиндра</p>	<p>Шкивы ременных передач, полумуфты при $l/d \geq 0,7$</p>	
	<p>Втулки дистанционные при $l/d \geq 0,7$</p>	
<p>Торец Базы (поверхности), обозначенные буквой А, предназначены для базирования самих деталей, буквой В – для базирования сопряженных деталей</p>	<p>Кольца подшипников качения</p>	
	<p>Крышки подшипников качения</p>	
	<p>Фланцы электродвигателей</p>	

Окончание таблицы 4

Основная база	Примеры деталей	
<p>Торец Базы (поверхности), обозначенные буквой <i>A</i>, предназначены для базирования самих деталей, буквой <i>B</i> – для базирования сопряженных деталей</p>	<p>Стаканы короткие при $l/d < 0,7$</p>	
	<p>Втулки, дистанционные кольца, мазеудерживающие кольца, маслоотражающие шайбы и др.</p>	
	<p>Зубчатые и червячные колеса при $l/d < 0,7$</p>	
<p>Ось</p>	<p>Технологическая база используется при ориентации заготовки при изготовлении детали</p>	
<p>Поверхности, ось</p>	<p>Пример совпадения конструкторской, сборочной и технологической баз</p>	

1.3.4 Шероховатость поверхности

Параметры шероховатости поверхности, их нормирование, обозначение и изображение на чертежах регламентируются ГОСТ 25142–82, ГОСТ 2789–73, ГОСТ 2.309–73.

Шероховатость поверхности – это совокупность микронеровностей профиля поверхности с относительно малыми шагами в пределах базовой длины L .

В ГОСТ 25142–82 приведен ряд параметров для количественной оценки шероховатости:

Ra – среднее арифметическое отклонение профиля;

Rz – высота неровностей профиля по десяти точкам;

$Rmax$ – наибольшая высота неровностей профиля;

Sm – средний шаг неровностей по средней линии;

S – средний шаг местных выступов профиля;

tr – относительная опорная длина профиля, где p – числовое значение уровня сечения профиля.

Обозначение шероховатости поверхности приведено на рисунке 13.

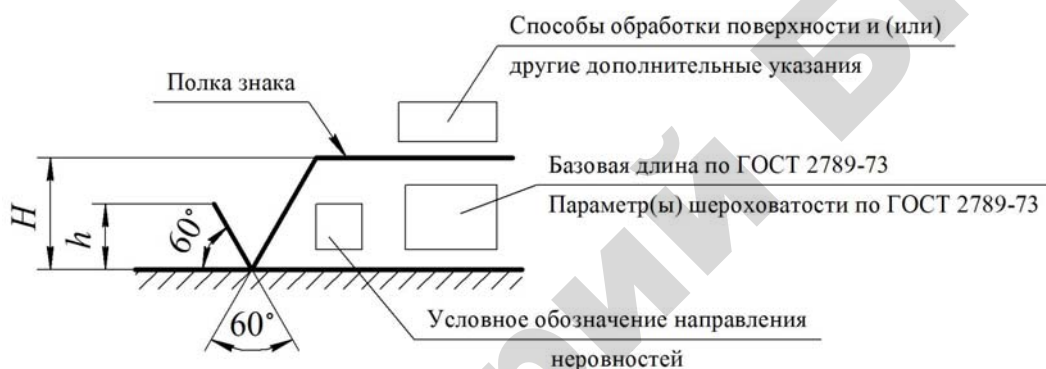


Рисунок 13 – Структура обозначения шероховатости поверхности: h – высота знака, приблизительно равна высоте цифр размерных чисел $H = (1,5 - 3)h$

По ГОСТ 2.309–73 шероховатость обозначают одним из знаков:

✓ – когда указывают только предельные значения параметров шероховатости и не указывают вид обработки;

✓ – когда, кроме значений параметров шероховатости, указывают и вид обработки (точение, шлифование, хонингование);

✓ – когда шероховатость поверхности образуется без удаления слоя металла (литьем, ковкой, штамповкой).

При назначении параметра шероховатости можно ориентироваться на наибольшие допускаемые значения параметра Ra в зависимости от допусков размера и формы, определяемых для следующих условий:

– при допуске формы 60 % от допуска размера T_p – нормальная относительная геометрическая точность (A): $Ra \leq 0,05T_p$, $Rz \leq 0,2T_p$;

– при допуске формы 40 % от допуска размера T_p – повышенная относительная геометрическая точность (B): $Ra \leq 0,025T_p$, $Rz \leq 0,1T_p$;

– при допуске формы 25 % от допуска размера T_p – высокая относительная геометрическая точность (C): $Ra \leq 0,0125T_p$, $Rz \leq 0,05T_p$;

– при допуске формы менее 25 % от допуска T_p рекомендуется, чтобы $Ra \leq 0,015T_\phi$, $Rz \leq 0,6T_\phi$, где T_ϕ – допуск формы.

Числовые значения параметров шероховатости и рекомендации по их выбору приведены в таблицах приложения В.

1.4 Технические требования, указываемые на чертежах деталей машин

Текстовую часть технических требований располагают на поле чертежа над основной надписью.

Заголовок «Технические требования» не пишут.

Пункты технических требований должны иметь сквозную нумерацию. Каждый пункт технических требований записывают с новой строки (после номера пункта точка не ставится).

Технические требования в соответствии с ГОСТ 2.316–2008 излагают, группируя вместе однородные и близкие по своему характеру требования, по возможности в следующей последовательности:

– требования, предъявляемые к материалу, заготовке, термической обработке и к свойствам материала готовой детали (твёрдость, термическая обработка и т. п.), указания материалов-заменителей.

Если всю деталь подвергают одному виду термической обработки, то в технических требованиях делают запись: 34...42 *HRC*; 167...223 *HB*; Цементировать h 0,8...1,2 мм; 57...64 *HRC*. Если термической обработке подвергают отдельные участки детали, то их отмечают на чертеже утолщенной штрихпунктирной линией, а значения h и *HRC* (*HB*) показывают на полках линий-выносок (рисунок 14);

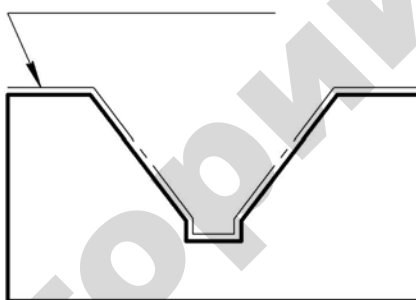


Рисунок 14 – Пример обозначения термической обработки на отдельных участках детали

- размеры, предельные отклонения размеров, формы и взаимного расположения поверхностей, массы и т. п.;
- требования к качеству поверхностей, указания об их отделке, покрытии;
- указания о маркировании и клеймении.

2 Конструирование и выполнение чертежей деталей

Как известно, результатом любого производственного процесса является изделие. В соответствии с ГОСТ Р ИСО 10303–1–99 изделием является объект или вещество, полученные естественным или искусственным путем. ГОСТ 2.101–68 трактует понятие изделия следующим образом: изделие – любой предмет или набор предметов производства, подлежащих изготовлению на производстве. Смысловая близость данных понятий позволяет говорить о том, что изделием является все, что производится предприятиями промышленности. Таким образом, с учетом требований ГОСТ 2.101–68 к изделиям можно отнести: *детали, сборочные единицы, комплексы и комплекты* (рисунок 15).

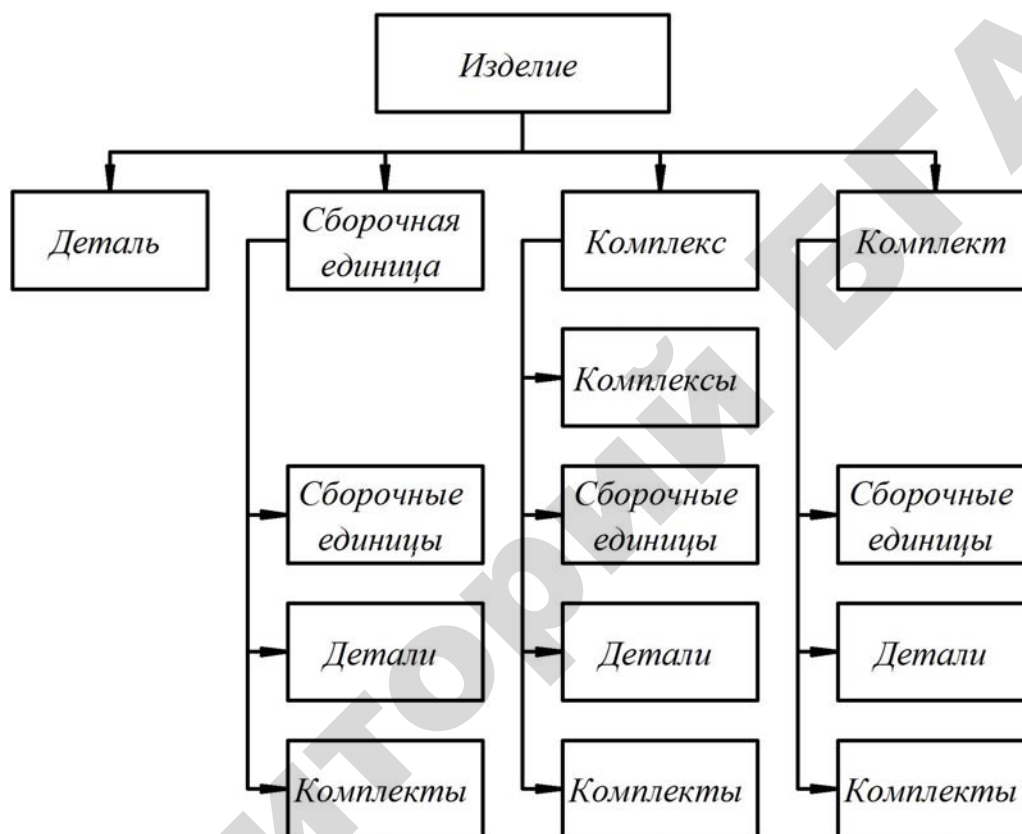


Рисунок 15 – Составные части изделия

В соответствии с ГОСТ 2.101–68, **деталь** – это изделие, изготавливаемое из однородного по наименованию и марке материала, без применения сборочных операций. Примерами деталей являются: литой корпус; вал редуктора; зубчатое колесо; звездочка; шкив. К деталям относят также изделия, подвергнутые покрытиям (защитным или декоративным), независимо от вида, толщины и назначения покрытия, или изготовленные с применением местной сварки, пайки, склепки, сшивки и т. п. Примерами таких деталей являются: винт, подвергнутый хромированию; трубка, спаянная или сваренная из одного куска листового материала; отрезок высоковольтного провода.

Деталь входит неделимой составной частью в *сборочную единицу*.

В соответствии с ГОСТ 2.101–68, **сборочная единица** – это изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями (свинчиванием, сочленением, клепкой, сваркой, пайкой, прессовкой, развальцовкой, склеиванием, сшивкой, укладкой и т. п.). Примерами сборочных единиц являются: редуктор, сварной корпус и т. д.

К сборочным единицам, при необходимости, также относят:

– изделия, для которых конструкцией предусмотрена разборка их на составные части, например, для удобства упаковки и транспортирования (как кузов автомобиля БалАЗ, поставляемый потребителю в виде нескольких частей и собираемый на месте);

– совокупность сборочных единиц и (или) деталей, имеющих общее функциональное назначение и совместно устанавливаемых на предприятии-изготовителе в другой сборочной единице, например, жгут проводов системы зажигания двигателя;

– совокупность сборочных единиц и (или) деталей, имеющих общее функциональное назначение, совместно уложенных на предприятии-изготовителе в укладочные средства (футляр, коробку и т. п.), которые предусмотрено использовать вместе с уложенными в них изделиями, например, комплект концевых плоскопараллельных мер длины.

Наряду с понятиями сборочной единицы и детали ГОСТ 2.101–68 вводит понятия *комплекс* и *комплект*.

Комплекс – это два и более специфицированных изделия, не соединенных на предприятии-изготовителе сборочными операциями, но предназначенных для выполнения взаимосвязанных эксплуатационных функций. Каждое из этих специфицированных изделий, входящих в комплекс, служит для выполнения одной или нескольких функций, установленных для всего комплекса. В комплекс кроме изделий, выполняющих основные функции, могут входить детали, сборочные единицы и комплекты, предназначенные для выполнения вспомогательных функций. Примером комплекса может служить линия послеуборочной обработки картофеля.

Комплект – это два и более изделия, не соединенных на предприятии-изготовителе сборочными операциями и представляющих набор изделий, имеющих общее эксплуатационное назначение вспомогательного характера. Примерами комплектов являются: комплект запасных частей, комплект инструмента, комплект упаковочной тары и др. В комплект также включают сборочную единицу или деталь, поставляемую вместе с набором других сборочных единиц и (или) деталей, предназначенных для выполнения вспомогательных функций при эксплуатации этой сборочной единицы или детали.

Наиболее наглядно взаимосвязь деталей, сборочных единиц, комплексов и комплектов показана на рисунке 15.

Анализ рисунка 15 показывает, что наиболее распространенными видами изделий являются детали и сборочные единицы.

Информация, которая необходима для производства деталей и сборочных единиц, содержится в конструкторской документации, установленной ГОСТ 2.102–68. Основным конструкторским документом для изготовления деталей является *чертеж детали*.

Чертеж детали – графический документ, содержащий изображение детали и другие данные, необходимые для ее изготовления и контроля.

Сборочный чертеж – графический документ, содержащий изображение сборочной единицы и другие данные, необходимые для ее сборки (изготовления) и контроля. К сборочным чертежам также относят чертежи, по которым выполняют гидромонтаж и пневмомонтаж.

Спецификация – документ, определяющий состав сборочной единицы, комплекса или комплекта.

Все графические документы могут быть выполнены в электронной форме как *электронные чертежи* и (или) как *электронные модели изделия*.

Электронная модель детали – электронная геометрическая модель детали и требования к ее изготовлению и контролю (включая предельные отклонения размеров, шероховатости и др.).

Электронная модель сборочной единицы – электронная геометрическая модель сборочной единицы, соответствующие электронные геометрические модели составных частей, свойства, характеристики и другие данные, необходимые для сборки (изготовления) и контроля.

Электронная структура изделия – документ, содержащий в электронной форме состав сборочной единицы, комплекса или комплекта и иерархические отношения (связи) между его составными частями и другие данные в зависимости от его назначения (ГОСТ 2.102–68).

Основой для выполнения чертежа детали является сборочный чертеж. Он должен содержать достаточно информации, чтобы на его основе можно было изготовить отдельные детали изделия, представить их взаимное расположение, принцип работы, способы соединения.

Рассмотрим порядок конструирования и выполнения чертежей деталей, входящих в представленные на рисунках 16, 17, 18 сборочные единицы.

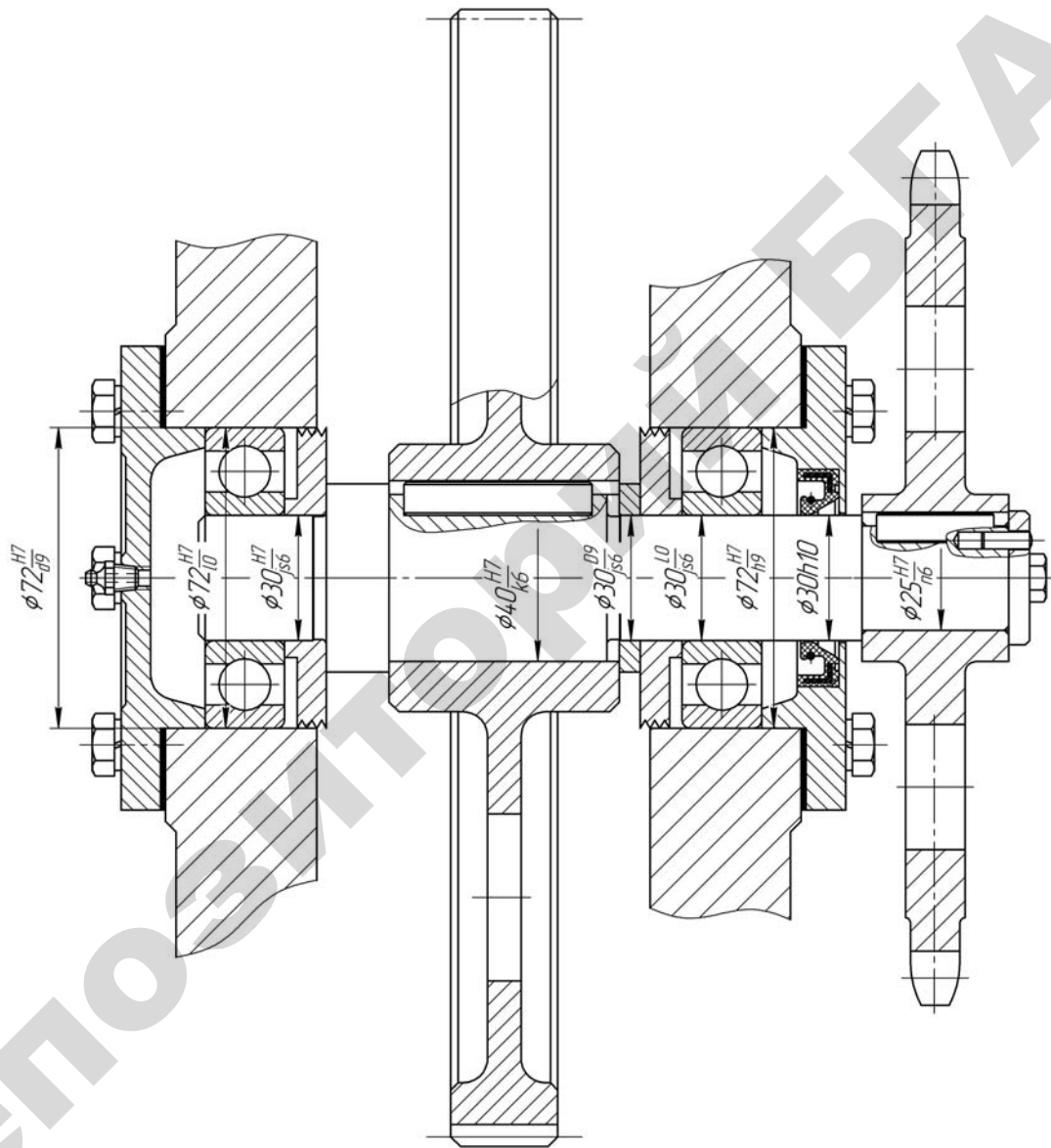


Рисунок 16 – Фрагмент сборочного чертежа одноступенчатого редуктора с цилиндрической передачей

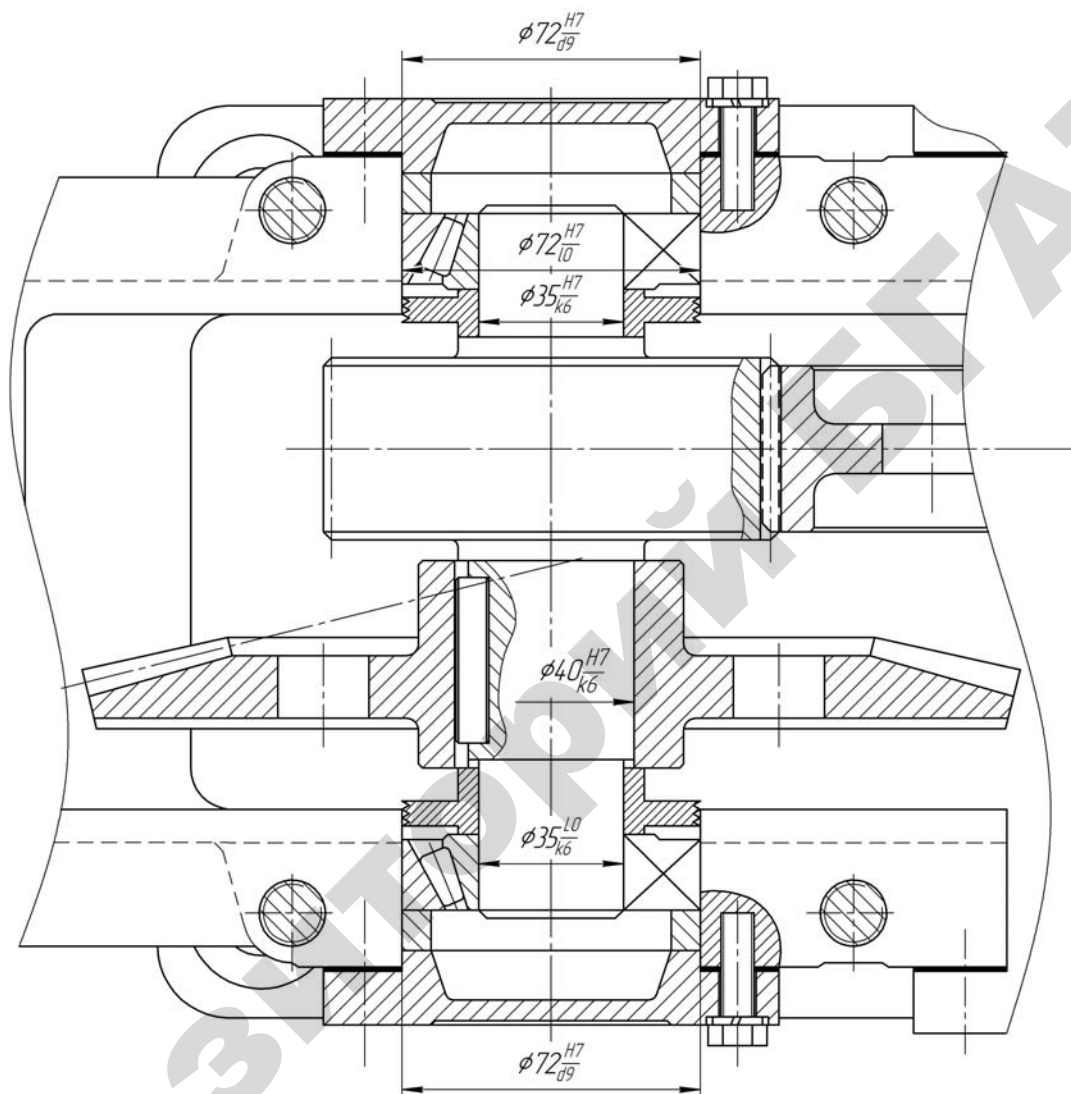


Рисунок 17 – Фрагмент сборочного чертежа двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора

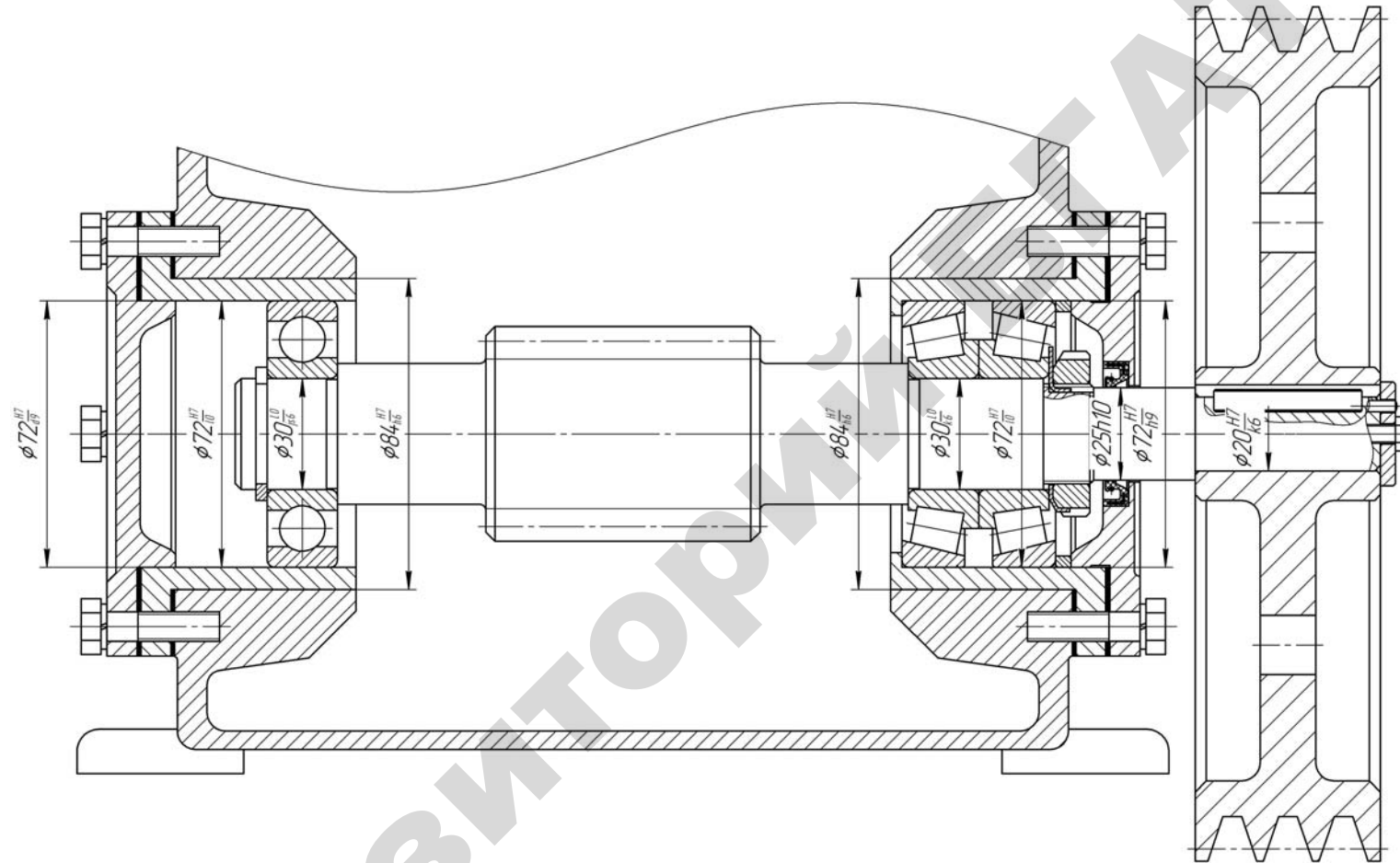


Рисунок 18 – Фрагмент сборочного чертежа одноступенчатого червячного редуктора

2.1 Валы

На чертежах валов, валов-шестерен и червяков для облегчения выполнения и чтения чертежа следует располагать:

- осевые линейные размеры – под изображением детали;
- условные обозначения баз – под изображением детали;
- условные обозначения допусков формы и расположения поверхностей – над изображением детали;
- линии-выноски с обозначением элементов – над изображением детали;
- условные обозначения шероховатости поверхности – на верхних частях изображения детали или над рамкой допуска формы.

2.1.1 Конструирование валов

Конструкция ступеней валов зависит от типа и размеров установленных на них деталей (зубчатых и червячных колес, подшипников, муфт, звездочек, шкивов) и способов закрепления этих деталей в окружном и осевом направлениях.

При разработке конструкции вала принимают во внимание технологию сборки и разборки передач, механическую обработку, усталостную прочность и расход материала при изготовлении. Валы, как правило, выполняют ступенчатыми. Реже применяют гладкие валы. Окружное закрепление колес, элементов открытых передач муфт и подшипников осуществляется посадками, шпоночными соединениями и соединениями с натягом.

Ниже приводятся рекомендации по конструированию посадочных поверхностей ступеней валов, соединенных между собой переходными участками (рисунки 19–22) [9].

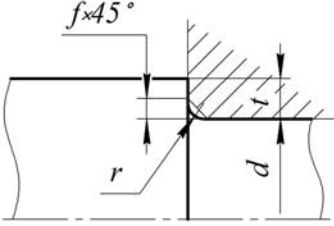
Переходные участки.

Переходный участок вала между двумя смежными ступенями разных диаметров выполняют:

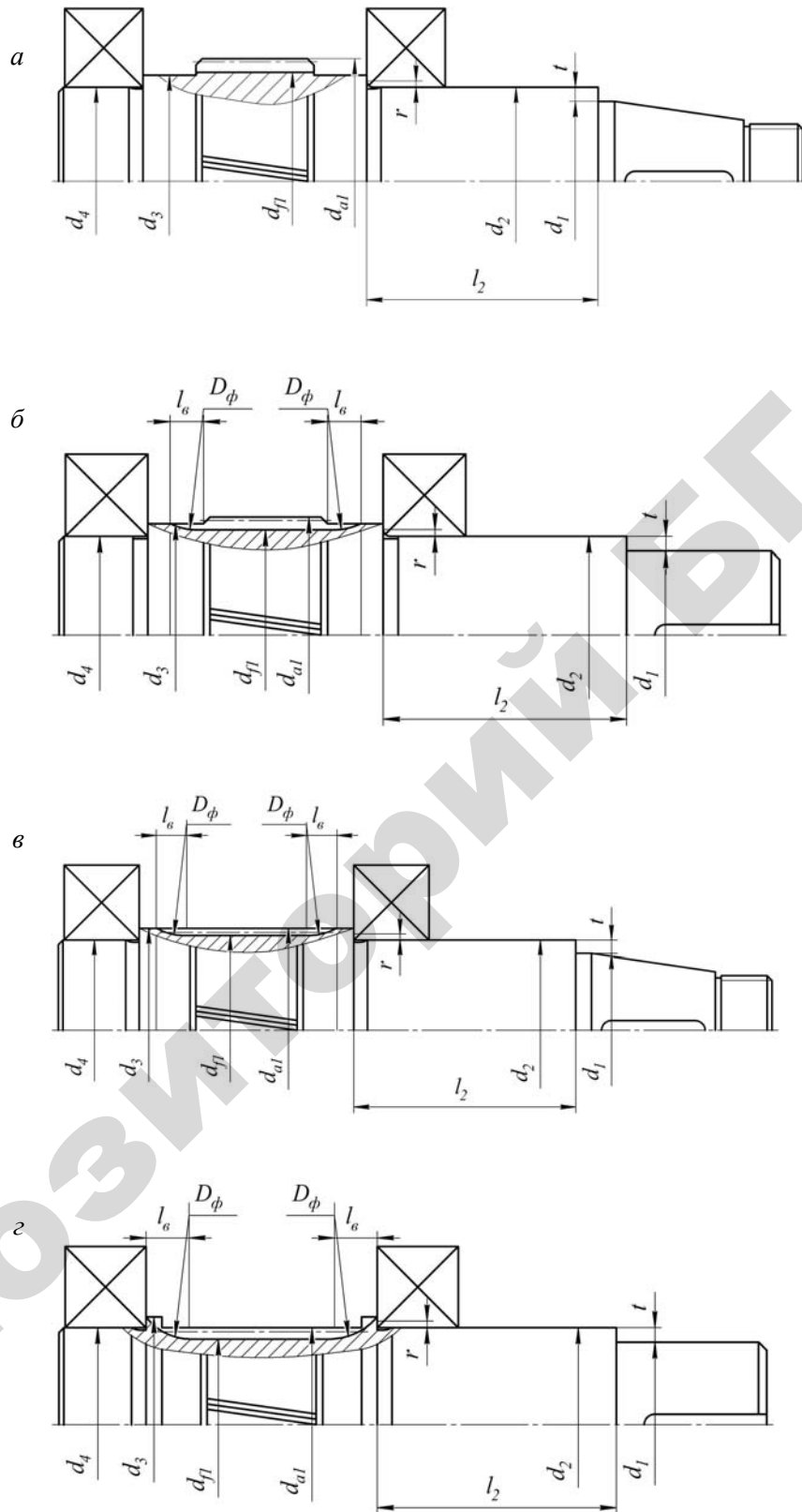
- галтелью радиуса r (галтель-поверхность плавного перехода от меньшего сечения к большему), снижающей концентрацию напряжений в местах перехода (таблица 5);
- канавкой ширины b со скруглением для выхода шлифовального круга, которая повышает концентрацию напряжений на переходных участках (таблица 6). В проектируемых одноступенчатых редукторах, где получают сравнительно короткие валы достаточной жесткости при небольших изгибающих моментах (особенно на концевых участках), применяют, как правило, канавки.

Таблица 5 – Размеры галтели

В миллиметрах

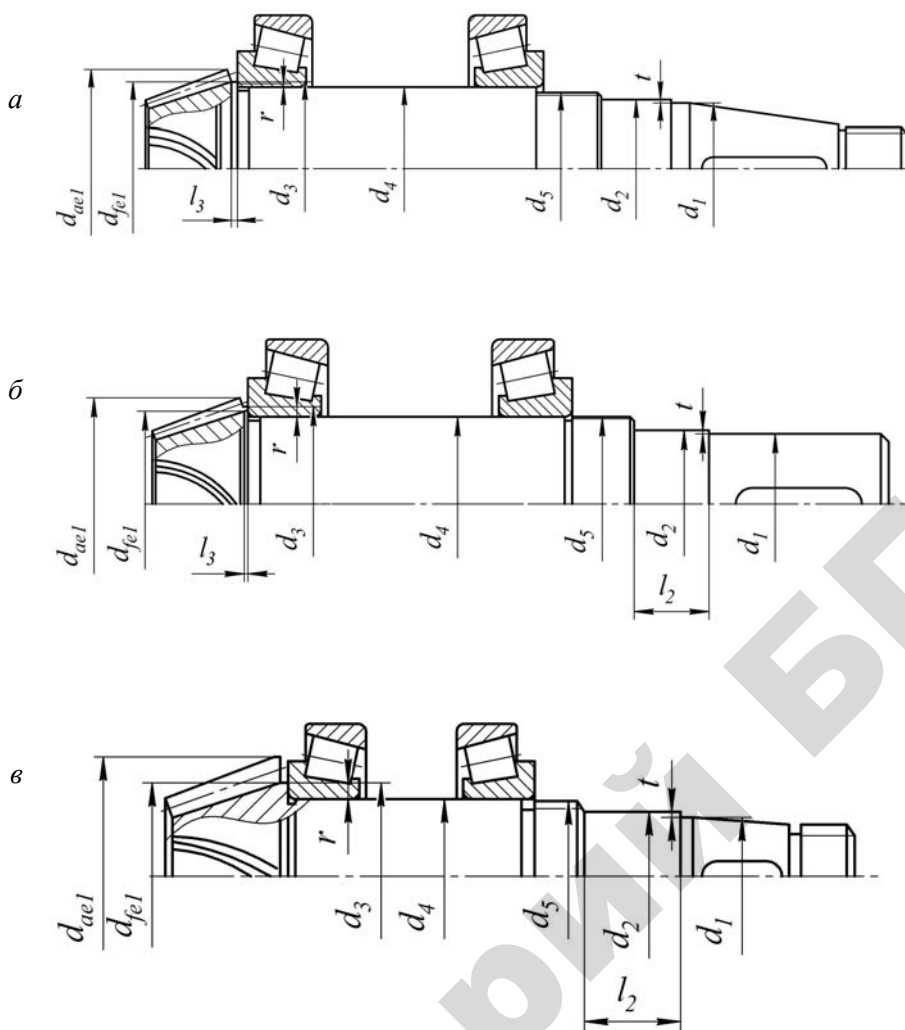


	20...28	32...45	50...70	80...90
d	20...28	32...45	50...70	80...90
r	1,6	2,0	2,5	3,0
f	2,0	2,5	3,0	4,0



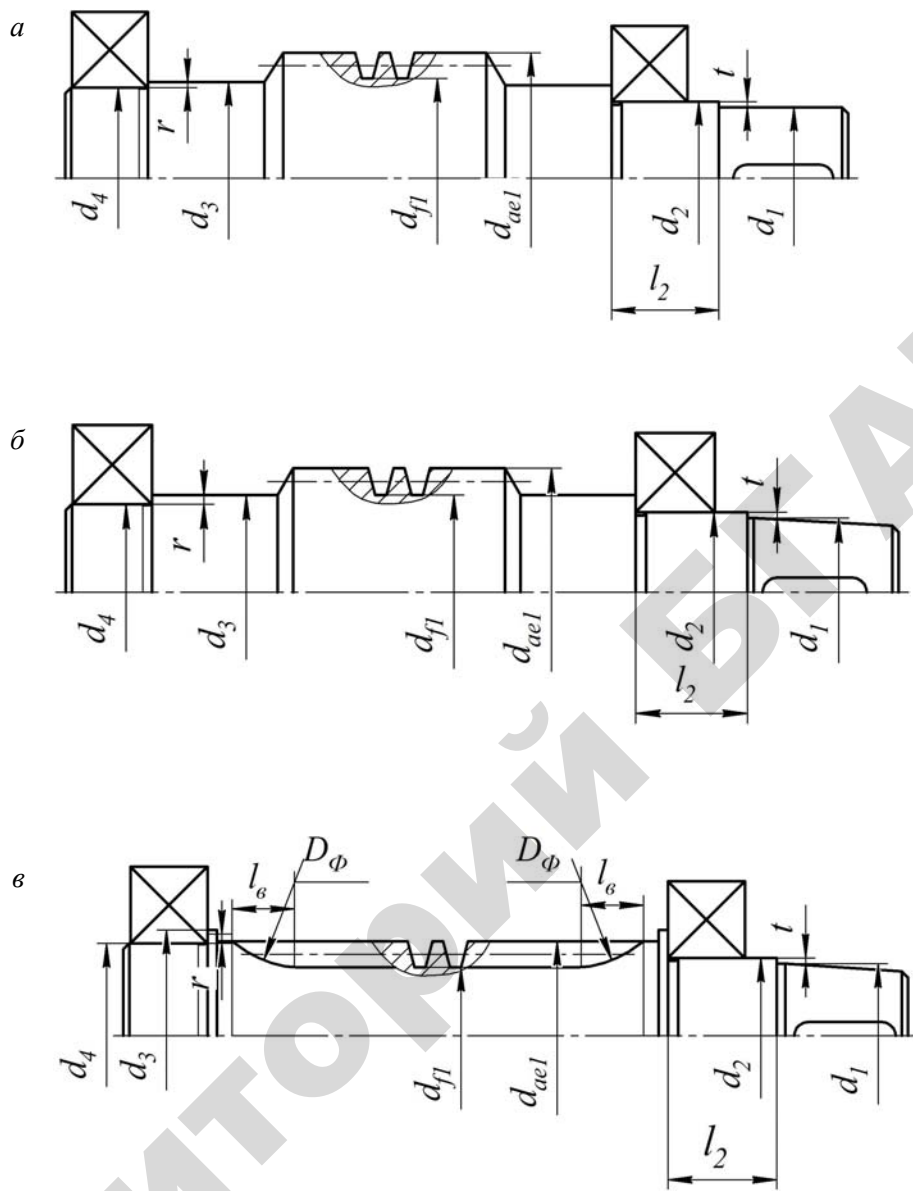
$a - d_{f1} > d_3$; $б - d_{f1} < d_3$; $в - d_{f1} < d_3$; $d_{a1} = d_3$; $г - d_{a1} < d_3$

Рисунок 19 – Конструкции вала-шестерни цилиндрической



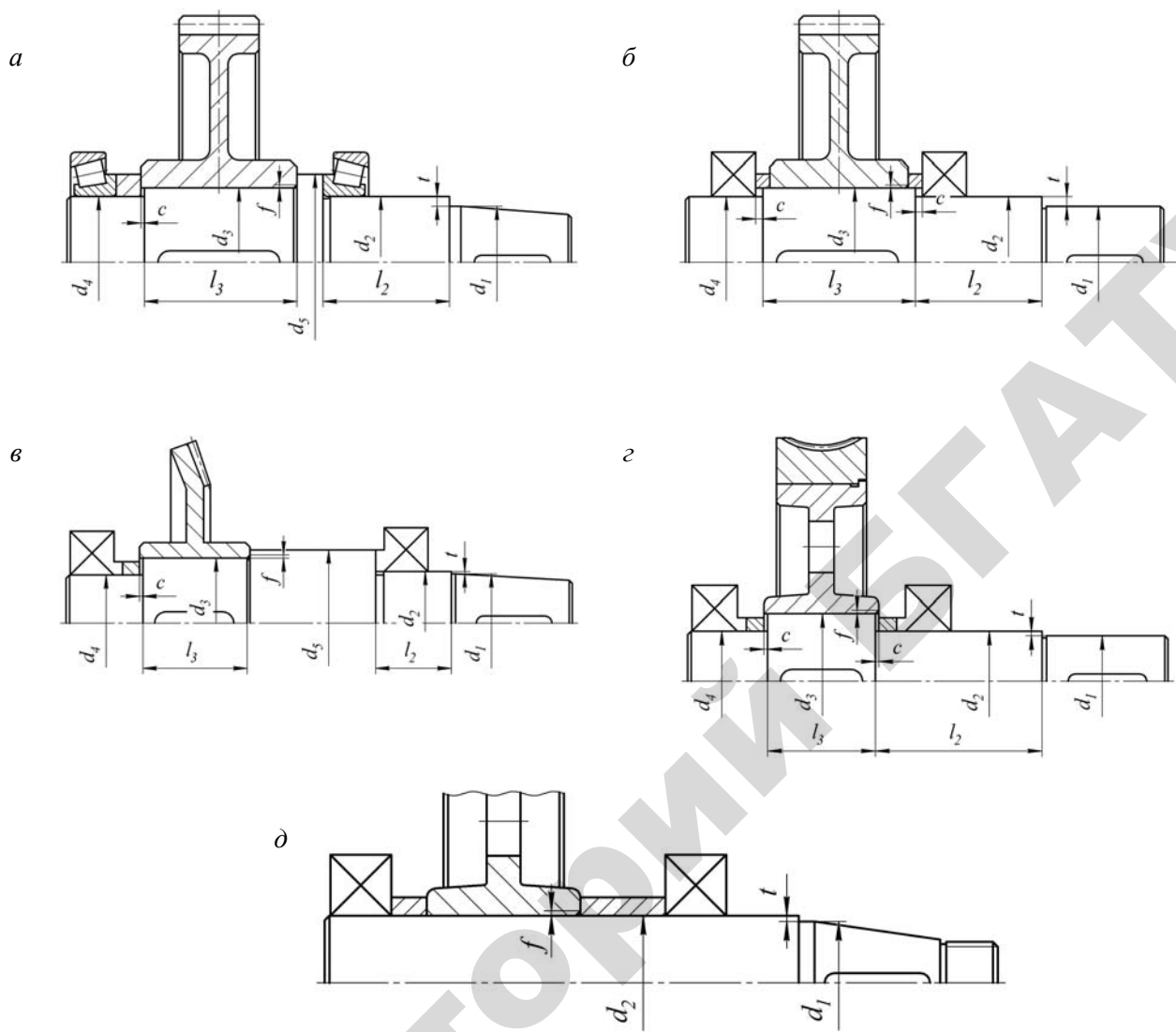
$$a - d_{fe1} > d_3; \text{ б} - d_{fe1} < d_3; \text{ в} - d_{fe1} = d_3$$

Рисунок 20 – Конструкции вала-шестерни конической



$a - d_{f1} > d_3$; $б - d_{f1} = d_3$; $в - d_{a1} < d_3$; $d_{f1} < d_3$

Рисунок 21 – Конструкции червячного вала



а, в – с 5-й ступенью (распорная втулка – на 4-й ступени); *б* – без 5-й ступени (распорные втулки – на 3-й ступени); *в* – без 5-й ступени (распорные втулки – на 2-й и 4-й ступенях); *г* – гладкий вал

Рисунок 22 – Конструкции тихоходного вала

Таблица 6 – Размеры канавок

В миллиметрах

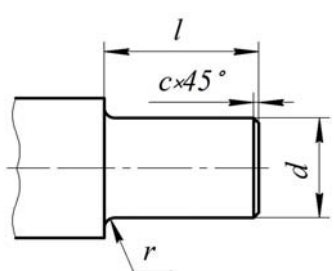
	св. 10 до 50	св. 50 до 100	св. 100
<i>d</i>	св. 10 до 50	св. 50 до 100	св. 100
<i>b</i>	3,0	5,0	8,0
<i>h</i>	0,25	0,5	0,5
<i>r</i>	1,0	1,6	2,0

Если между подшипником и колесом или элементом открытой передачи, муфтой устанавливаются распорная втулка, то переходный участок между ступенями выполняют галтелью. При этом между буртиком вала и торцом втулки должен быть предусмотрен зазор $c = 1 \dots 2$ мм (рисунок 22, а, б, в, г).

Для обеспечения монтажа деталей на валы, их концы имеют фаски (таблица 7).

Таблица 7 – Номинальные размеры цилиндрических концов валов (ГОСТ 12080–66)

В миллиметрах

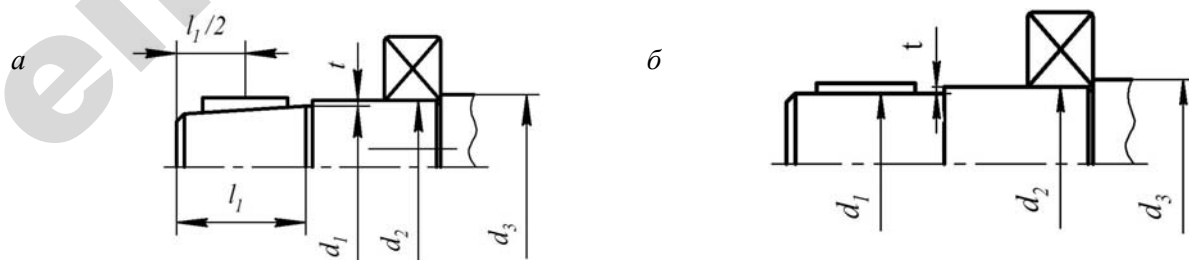


d	l	r	c	d	l	r	c
20	30	1,6	1,0	45	82	2,0	1,6
22	30	1,6	1,0	50	82	2,5	2,0
25	42	1,6	1,0	55	82	2,5	2,0
28	42	1,6	1,0	60	105	2,5	2,0
30	58	2,0	1,6	70	105	2,5	2,0
36	58	2,0	1,6	80	130	3,0	2,5
40	82	2,0	1,6	90	130	3,0	2,5

Для повышения технологичности конструкции радиусы галтелей r , размеры фасок на концевых ступенях c , ширину канавок b для выхода инструмента на одном валу принимают одинаковыми.

Посадочные поверхности. Основные размеры ступеней быстроходного и тихоходного валов определяются при предварительном проектном расчете. Конструируя валы, размеры посадочных поверхностей ступеней d и l уточняют и определяют в зависимости от конструкции и размеров деталей, установленных на ступенях, с учетом их расположения относительно опор, а затем принимают по стандарту (таблица А.1, приложение А).

1 Выходной конец вала (первая ступень). Выходной конец вала может быть цилиндрическим или коническим (рисунок 23). Посадки деталей на конус обладают рядом достоинств: легкостью сборки и разборки, высокой точностью базирования, возможностью создания любого натяга. В проектируемых редукторах в равной мере применяют цилиндрические и конические концы валов (таблицы 7, 8).



а – с коническим концом; б – с цилиндрическим концом

Рисунок 23 – Конструирование выходной ступени вала

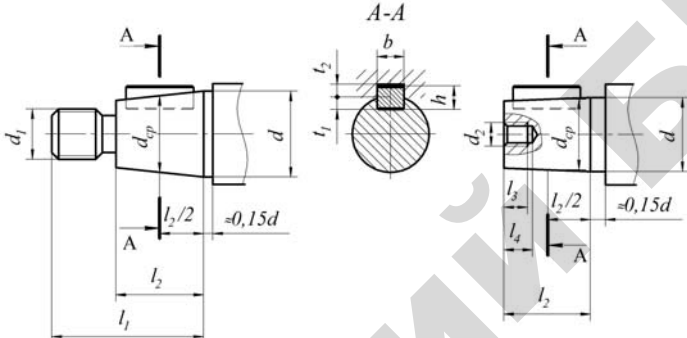
Диаметр 1-й ступени d_1 (рисунки 19–22) рассчитывают на чистое кручение, длина l_1 определяется по осевым размерам ступицы элементов открытых передач или посадочного места полумуфты.

Диаметр выходного конца быстроходного вала d_1 , соединенного с двигателем через муфту, не должен отличаться от диаметра вала ротора двигателя $d_{1(дв)}$ больше чем на 20 %. При выполнении этого условия соединение валов осуществляется стандартной муфтой.

Если осевая фиксация деталей, установленных на 1-ю ступень, осуществляется шестигранной или круглой гайкой с многолапчатой шайбой (см. рисунок 18), то для выхода инструмента при нарезании резьбы выполняют канавки (таблица 9). Канавки делают также под язычок стопорной многолапчатой шайбы (таблица 10). Для облегчения монтажа насаживаемых деталей на торце 1-й ступени выполняют фаску c .

Таблица 8 – Концы валов конические (ГОСТ 12081–72)

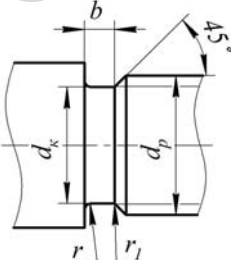
В миллиметрах



Номинальный диаметр	l_1	l_2	d_{cp}	b	h	t_1	t_2	d_1	d_2	l_3	l_4
20	36	22	18,9	4	4	2,5	1,8	M12 × 1,25	M6	6,5	8,8
22			20,9								
25			23,8								
28	42	24	26,8	5	5	3,0	2,3	M16 × 1,5	M8	9,0	10,7
32			30,2								
36	58	36	34,2	6	6	3,5	2,8	M20 × 1,5	M12	14,0	16,3
40	59	36	37,3	10	8	5,0	3,3	M24 × 2	M12	14,0	16,3
45	82	54	42,3	12	8	5,0	3,3	M30 × 2	M16	21,0	23,5
50			47,3								
56			53,3								
63	105	70	59,5	16	10	6,0	4,3	M42 × 3	M20	23,5	26,5
71			67,5								
80			75,5								
90	130	90	85,5	22	14	9,0	5,4	M64 × 4	M30	32	35,9

Таблица 9 – Размеры канавки для выхода резьбонарезного инструмента

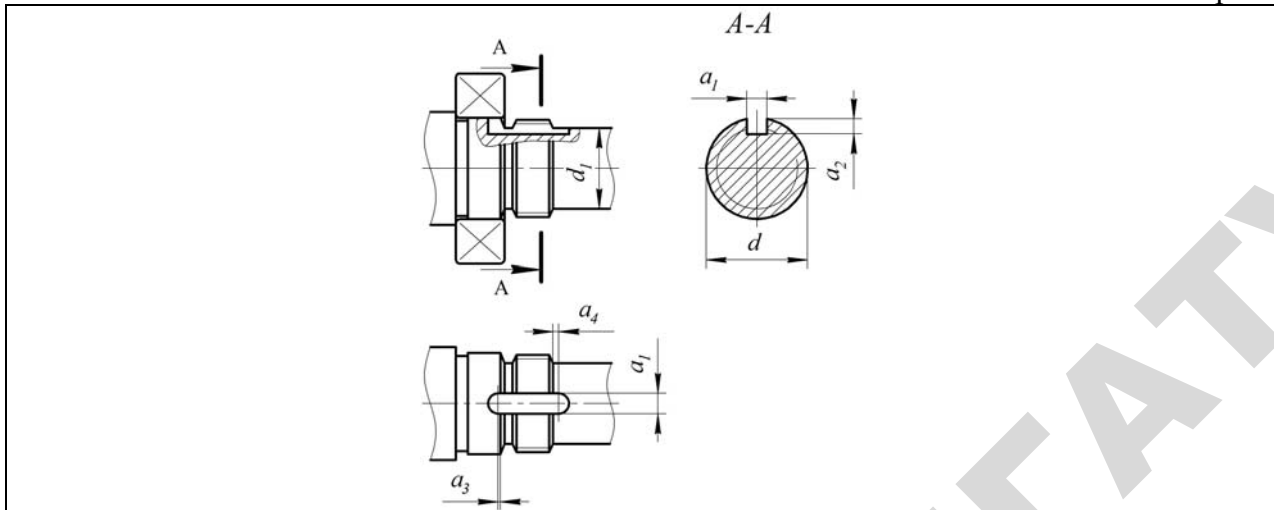
В миллиметрах



Размер канавки	Шаг резьбы				
	1	1,25	1,5	1,75	2
b	3	4			5
r	1	1			1,5
r_1	0,5	0,5			
d_k	$d_p - 1,5$	$d_p - 1,8$	$d_p - 2,2$	$d_p - 2,5$	$d_p - 3$

Таблица 10 – Размеры канавки под язычок стопорной шайбы

В миллиметрах



Резьба d	a_1	a_2	a_3	a_4	d_1
M20 × 1,5	6	2	3,5	1,0	16,5
M22 × 1,5	6	2	3,5	1,0	18,5
M24 × 1,5	6	2	3,5	1,0	20,5
M27 × 1,5	6	3	4,0	1,5	23,5
M30 × 1,5	6	3	4,0	1,5	26,5
M33 × 1,5	6	3	4,0	1,5	29,5
M36 × 1,5	6	3	4,0	1,5	32,5
M39 × 1,5	6	3	4,0	1,5	35,5
M42 × 1,5	8	3	5,0	1,5	38,5
M45 × 1,5	8	3	5,0	1,5	41,5
M48 × 1,5	8	3	5,0	1,5	44,5
M52 × 1,5	8	3	5,0	1,5	48,0
M56 × 2,0	8	3	5,0	1,5	54,0
M60 × 2,0	8	3	6,0	1,5	56,0

2 Вторая ступень. Диаметр второй ступени (рисунки 19, 21, 22) должны быть достаточен для упора и фиксации деталей, посаженных на первую ступень вала:

$$d_2 \geq d_1 + 2t, \quad (1)$$

где t – высота заплечика соответственно при цилиндрических и конических концах валов.

Значение размера заплечиков может быть выбрано в зависимости от диаметра первой ступени по таблице 11.

Таблица 11 – Размеры заплечиков

В миллиметрах

d	17–22	24–30	32–38	40–44	45–50	52–58	60–65	67–75	80–85	90–95
$t_{\text{цил}}$	3	3,5	3,5	3,5	4	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
$t_{\text{кон}}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9

Диаметр ступени d_2 в случае посадки подшипника принимается равным диаметру d внутреннего кольца подшипника, окончательно выбранного.

Длина ступени l_2 зависит от следующих осевых размеров: деталей, входящих в комплект подшипникового узла, расположенного со стороны выходного конца вала; распорных втулок или колец, посаженных на 2-ю ступень; крышки подшипникового узла и уплотнения.

Если диаметр 2-й ступени d_2 изменился (увеличился) в связи с проверкой пригодности подшипника, то нужно пересчитать диаметр 1-й ступени: $d_1 = d_2 - 2t$. Здесь $t > 2f$ – высота буртика, где f – конструктивный размер фаски, который принимают в соответствии с радиусом галтели r по таблице 5.

Возможна установка и демонтаж подшипника на 2-й ступени без снятия шпонки (рисунок 23). Для этого нужно диаметр d_1 (d_{cp}) определить в зависимости от диаметра d_2 , равного диаметру d внутреннего кольца подшипника: $d_1 = d_2 - 2,2(h - t_1)$ – для цилиндрических концов вала, $d_{cp} = d_2 - 2,2(h - t_1)$ – для конических концов, где h – высота шпонки; t_1 – глубина посадки шпонки в паз вала (см. таблицу 8). Выполнение этого условия приводит к значительной разности диаметров d_1 и d_2 . В тех случаях, когда расстояние l больше ширины внутреннего кольца подшипника B (рисунок 24), разность диаметров d_1 и d_2 можно уменьшить за счет обвода шпонки при установке подшипника.

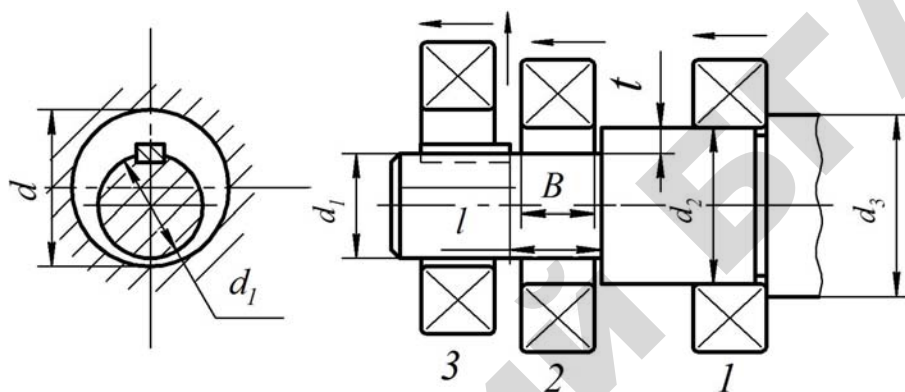


Рисунок 24 – Демонтаж подшипника без снятия шпонки

3 Третья ступень.

а) Для вала-шестерни цилиндрической передачи и червячного вала (см. рисунки 19, 21).

Цилиндрическая шестерня и нарезная часть червячного вала находятся на 3-й ступени вала. На чертежах таких валов изображают место выхода фрезы (см. рисунки 19, б – г; 21, в). Величина выхода l_{ϕ} зависит от модуля зацепления m и внешнего диаметра фрезы D_{ϕ} (таблица 12) и определяется графически.

Таблица 12 – Внешний диаметр фрезы

		В миллиметрах						
Модуль зацепления m		2...2,25	2,5...2,75	3...3,75	4...4,5	5...5,5	6...7	
D_{ϕ}	Степень точности	7	90	100	112	125	140	160
		8...10	70	80	90	100	112	125

Диаметр 3-й ступени определяется в зависимости от диаметра 2-й ступени и координаты фаски внутреннего кольца подшипника r : $d_3 = d_2 + 3,2r$.

Длина ступени l_3 определяется при конструировании всего узла быстроходного вала в целом.

Конструкция 3-й ступени вала-шестерни цилиндрической и червячного вала зависит от передаточного числа редуктора u и межосевого расстояния a_w . При небольшом u и относительно большом a_w получается $d_3 \leq d_{f1}$ (см. рисунки 19, а, 21, а). При большом u и относительно малом a_w будет $d_3 > d_{f1}$. Тогда конструкцию 3-й ступени выполняют по одному из вариантов, представленных на рисунках 19, б, в, 22, в, предусматривающих участки выхода фрезы. В случае если наружный диаметр шестерни (червяка) d_{a1} окажется меньше d_3 , третью ступень в месте расположения зубьев или витков обтачивают под диаметр d_{a1} . Участок выхода фрезы допускается распространить и на образовавшуюся при этом упорную ступень (буртик) для подшипника (см. рисунки 19, г, 21, в).

б) Для вала-шестерни конической передачи (рисунок 20).

Диаметр 3-й ступени (буртика) $d_3 = d_4 + 3,2r$, а ширина $b_3 \approx 0,5m_{te}$, длина ступени l_3 определяется графически. При больших передаточных числах ($u > 3,15$) шестерня получается малых размеров, и тогда $d_3 \geq d_{f1}$. В этих случаях не удастся создать упорный буртик. Его конструируют как на рисунке 20, б, в. Возможен вариант исполнения 3-й ступени с диаметром $d_3 = d_4$.

При этом получается гладкий вал с минимальным числом уступов.

в) Для тихоходных валов (см. рисунок 22, а, б, в, г).

Диаметр ступени $d_3 = d_2 + 3,2r$, где r – размер фаски внутреннего кольца подшипника. Длина ступени l_3 может быть выполнена больше длины ступицы колеса, и тогда распорная втулка между торцом внутреннего кольца подшипника и торцом ступицы колеса ставится на 3-ю ступень (см. рисунок 22, б). При этом следует предусмотреть зазор c между торцами 3-й ступени и внутреннего кольца подшипника.

Если l_3 выполняется меньше $l_{ст}$, то распорная втулка ставится на 4-ю ступень (см. рисунок 22, а, в) или на 2-ю и 4-ю ступени (см. рисунок 22, г) с зазором $c = 1...2$ мм между буртиком ступени и торцом втулки.

Шпоночный паз на 3-й ступени располагают со стороны паза 1-й ступени. Ширину шпоночного паза для удобства обработки следует принять исходя из меньшего диаметра одинаковой для 1-й и 3-й ступеней.

4 Четвертая ступень. Диаметр 4-й ступени d_4 равен диаметру d_2 2-й ступени под подшипник, а ее длина зависит от осевых размеров деталей, входящих в комплект подшипникового узла, расположенного со стороны глухой крышки.

Для быстроходного вала конического редуктора (см. рисунок 21) на 4-й ступени устанавливают оба подшипника и ее диаметр d_4 равен диаметру d внутреннего кольца подшипника. Длина ступени определяется геометрически на чертеже общего вида редуктора и уточняется при конструировании вала на чертеже общего вида привода.

5 Пятая ступень. Для тихоходных валов (рисунок 22, а, в) эта ступень предотвращает осевое смещение колеса. Диаметр ступени $d_5 = d_3 + 3f$, где f – фаска ступицы колеса (см. таблицу 5); длина ступени определяется графически на конструктивной компоновке. В червячных и цилиндрических редукторах в ряде случаев вместо 5-й ступени тихоходного вала устанавливают распорную втулку на 2-й, 4-й или 3-й ступени с наружным диаметром d_5 , не превышающим наружный диаметр внутреннего кольца подшипника.

Для быстроходного вала конического редуктора на 5-й ступени устанавливается регулирующая гайка с мелкой метрической резьбой. Диаметр ступени d_5 определяется в зависимости от d_2 по таблице 10, а ее длина $l_5 \approx 0,4d_4$, затем их уточняют при конструировании вала на чертеже общего вида привода.

2.1.2 Выполнение чертежей валов

2.1.2.1 Простановка осевых размеров

На чертеже вала обязательно должны быть указаны габаритные размеры G, D , необходимые для заготовительной операции (рисунок 25, а). Остальные размеры проставляются исходя из технологии изготовления вала.

В единичном и мелкосерийном производстве обработку вала обычно производят на токарном универсальном станке с двух сторон. Последовательность получения размеров (рисунок 25, б, в) совпадает с номером индексов линейных размеров и номером снимаемого слоя металла. На рисунке 25, г показан вал с размерами, отвечающими данной технологии.

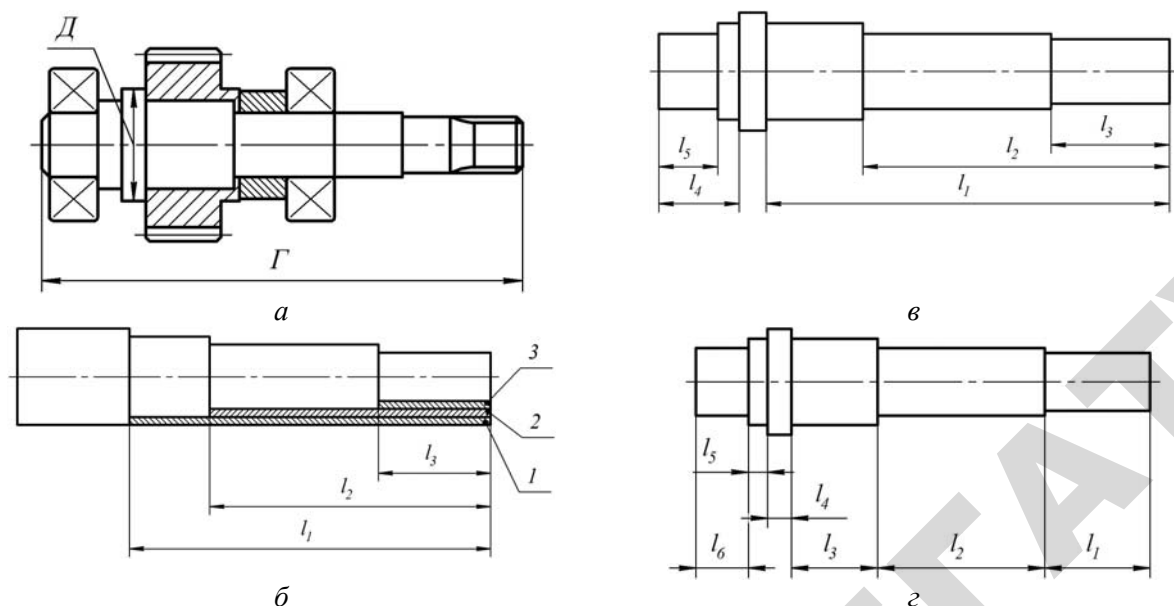


Рисунок 25 – Примеры простановки линейных размеров

В условиях массового производства при применении станков с ЧПУ рекомендуется цепной метод простановки размеров, так как подобные станки, как правило, обрабатывают деталь по контуру одним резцом. Размеры наносятся по одной линии, цепочкой, один за другим. За технологическую базу принята торцовая поверхность вала. Метод характеризуется постепенным накоплением суммарной погрешности при изготовлении отдельных элементов детали.

2.1.2.2 Назначение допусков формы, расположения и шероховатости поверхностей

При выборе допусков формы и расположения на детали типа валов все требования можно разделить на три группы.

Группа 1 связана с установкой подшипников качения – наиболее ответственных, точных и сложных изделий, либо с созданием необходимых условий для работы подшипников скольжения.

Группа 2 – это группа требований, которые связаны с обеспечением точности зацеплений в зубчатых и червячных передачах.

Группа 3 – группа требований, ограничивающих неуравновешенность деталей.

При назначении допусков взаимного расположения различных элементов вала, прежде всего, необходимо выбрать базы, относительно которых они будут задаваться. В качестве баз следует всегда стремиться выбирать конструкторские базы, т.е. те поверхности, которые определяют положение вала в механизме.

На рисунке 16 приведена схема установки вала в механизме. Схема простановки размеров и показателей точности вала представлена на рисунке 26, пример выполнения чертежа вала – на рисунке 27.

Рабочей осью вала (рисунок 26) является ось, проходящая через середины посадочных поверхностей подшипников качения, которая и определяет положение вала. Поэтому в качестве базы используется общая ось двух шеек, обозначенная на рисунке 26 буквами *В* и *Г*.

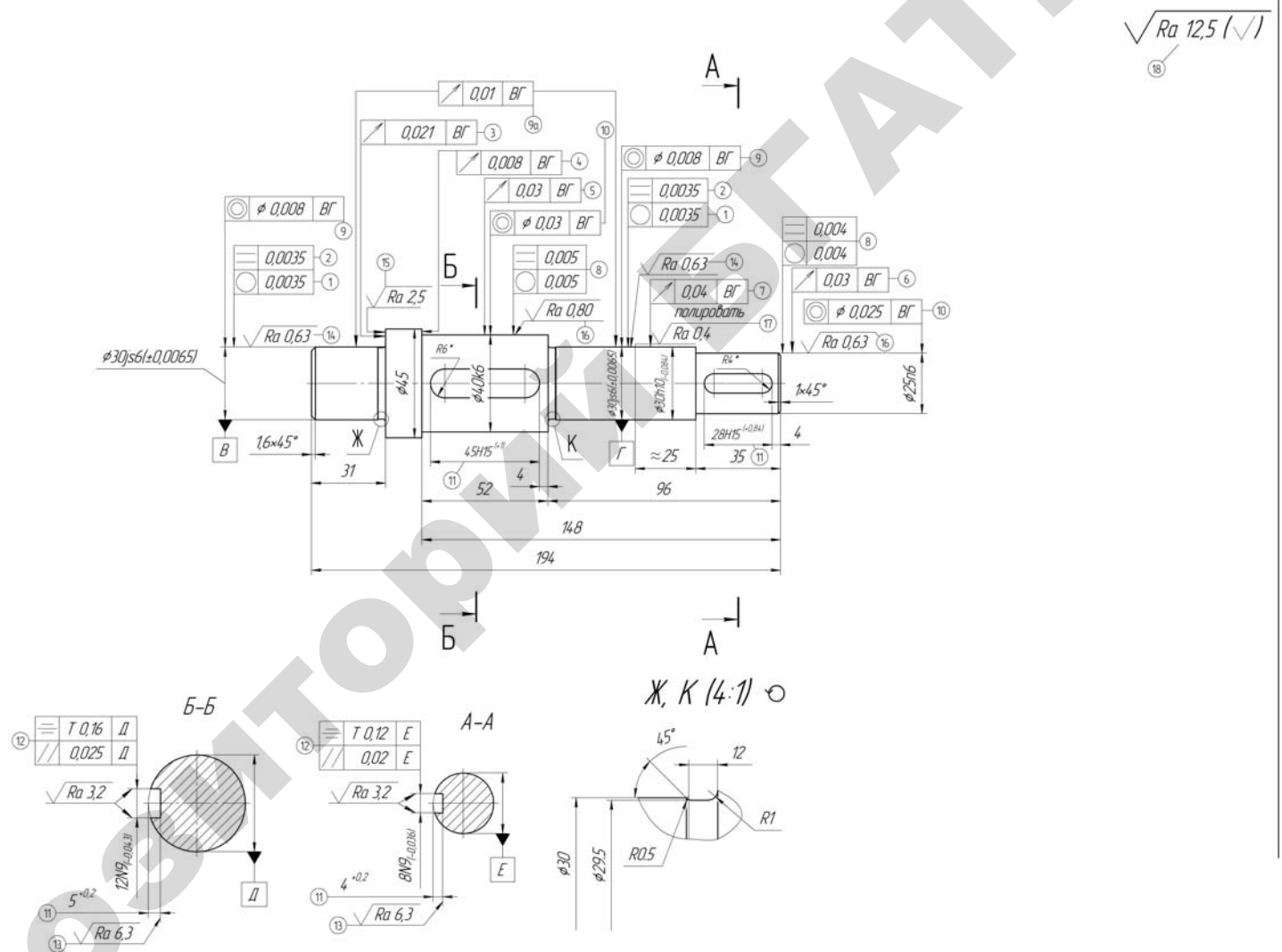


Рисунок 26 – Схема простановки размеров и показателей точности для вала

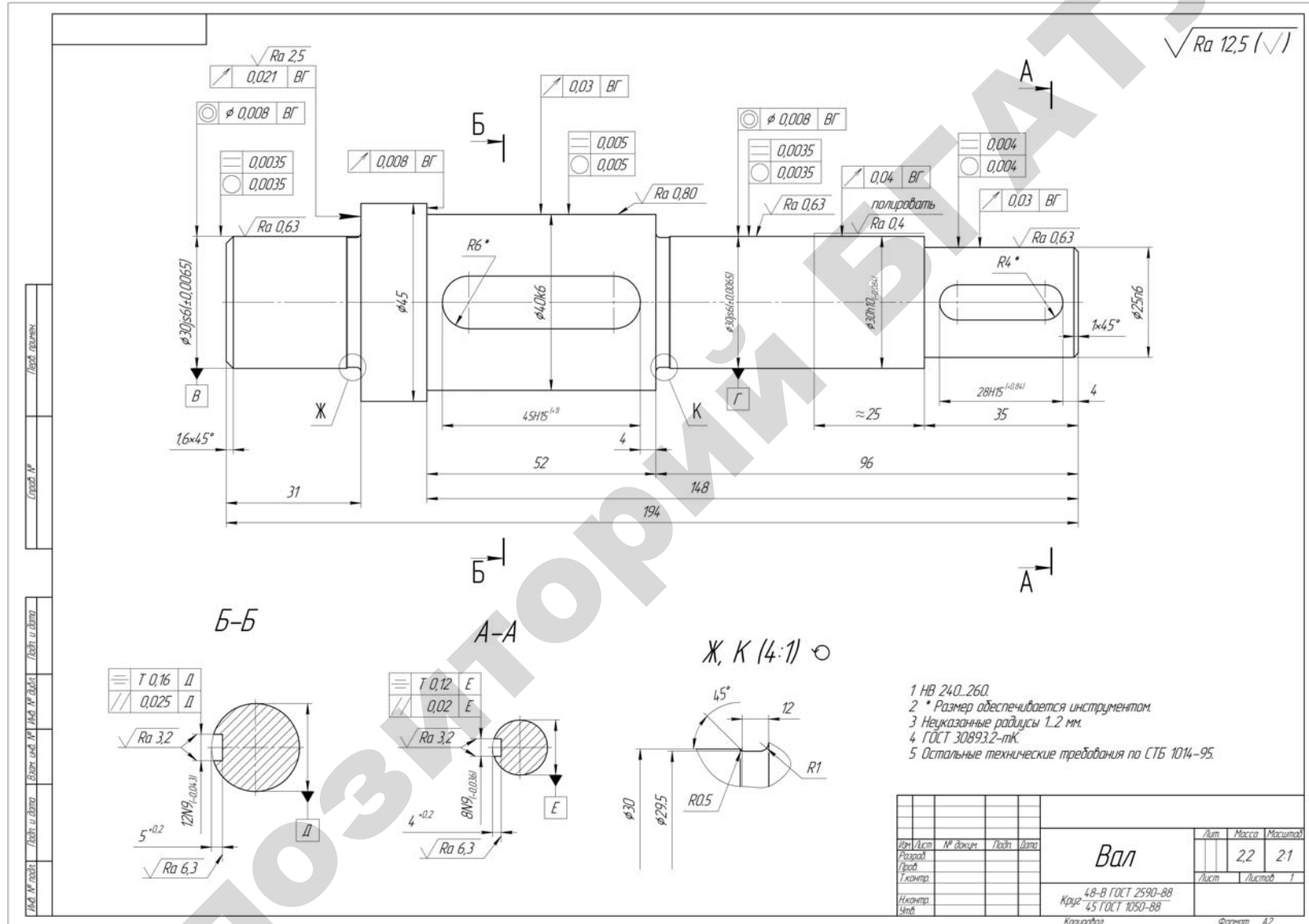


Рисунок 27 – Пример выполнения чертежа вала

Позиции 1–2. Допуски формы посадочных поверхностей для подшипников качения назначаются для обеспечения заданной долговечности подшипников. Для ограничения отклонений формы ГОСТ 3325–85 устанавливает допуски круглости и допуски профиля продольного сечения (радиусное измерение отклонений). Значения допусков регламентируются указанным стандартом в зависимости от номинального посадочного диаметра вала d и класса точности подшипника.

При посадке на вал диаметром $d = 30$ мм (рисунок 26) подшипника нулевого класса точности (нулевой или шестой класс подшипников применяется, как правило, в общем машиностроении, тракторостроении и сельхозмашиностроении) допуск круглости и допуск профиля продольного сечения составит (таблица Б.2, приложение Б):

$$T_{\circ} = T_{\text{—}} = 3,5 \text{ мкм} = 0,0035 \text{ мм.}$$

Рассмотренные ранее допуски формы посадочных мест валов в радиусном измерении можно заменить допусками формы в диаметральном измерении – допусками непостоянства диаметра в поперечном и продольном сечениях (таблица Б.2, приложение Б).

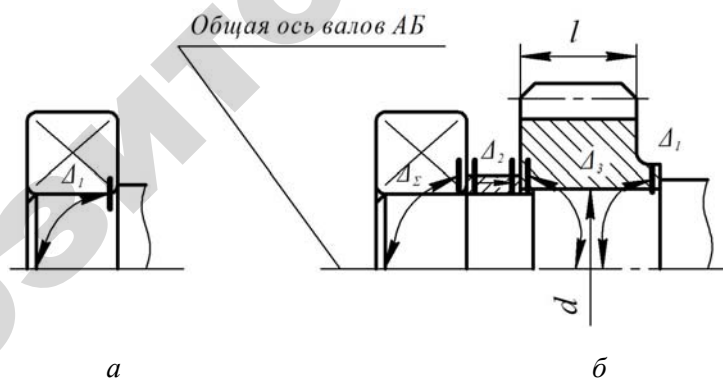
Позиция 3. Торец заплечика вала может являться дополнительной установочной базой, к которой плотно прижимают внутреннее кольцо подшипника. При такой схеме установки подшипника (рисунок 28, *a*) погрешность расположения поверхности торца заплечика влияет на точность установки подшипника на валу в осевом направлении, деформацию дорожки качения и, в результате, на работоспособность узла.

Значения допусков регламентируются ГОСТ 3325–85 в зависимости от номинального посадочного диаметра вала d и класса точности подшипника.

Для заплечиков, в которые не упираются торцы подшипников, биение торцов стандартом не регламентируется.

На рассматриваемом валу (рисунок 26) в торец упирается левый подшипник (в соответствии с рисунком 28, *a*) нулевой степени точности и с номинальным диаметром отверстия внутреннего кольца $d = 30$ мм. Числовое значение допуска торцевого биения торца заплечика не должно превышать (таблица Б.3, приложение Б):

$$T_{\text{’}} = 21 \text{ мкм} = 0,021 \text{ мм.}$$



a – с упором в заплечик вала;
б – с упором в заплечик вала через втулку и ступицу зубчатого колеса

Рисунок 28 – Схемы крепления подшипников

Позиция 4. Допуск торцевого биения заплечика вала в месте базирования зубчатого колеса.

Торец заплечика вала может являться дополнительной установочной базой, к которой плотно прижимают торец ступицы зубчатого колеса. Погрешность расположения поверхности торца заплечика тогда влияет на пространственное положение зубчатого венца и, в результате, на кинематическую точность зацепления сопрягаемых колес.

Подшипник на валу своей торцевой поверхностью нижнего кольца может сопрягаться с торцевой поверхностью буртика вала через дистанционную втулку и ступицу колеса

(рисунок 28, б). Поэтому погрешность расположения поверхности торца заплечика может также влиять на точность установки подшипника на валу в осевом направлении, деформацию дорожки качения и, в результате, на работоспособность подшипника.

При выборе допуска торцового биения заплечика вала следует рассматривать несколько случаев.

Случай 1. Зубчатое колесо сопрягается с валом по одной из рекомендуемых посадок с натягом $H7/p6$; $H7/r6$; $H7/s6$ и имеет длинную ступицу ($l_c/d \geq 0,8$). Положение зубчатого колеса относительно вала полностью определяется его сопряжением по цилиндрической поверхности вала. В этом случае требования точности к торцу заплечика вала не предъявляются.

Случай 2. Зубчатое колесо сопрягается с валом по одной из рекомендуемых посадок с натягом, но имеет короткую ступицу ($l_c/d < 0,8$). В этом случае нельзя исключить влияния положения торца заплечика вала на пространственное положение венца зубчатого колеса.

Допуск торцового биения заплечика вала назначают из условия, что при установке зубчатого колеса на вал отклонение от перпендикулярности торца заплечика вызовет перекос колеса (рисунок 29), следовательно, и погрешность в направлении зубьев $F_{\beta r}$. Это, в свою очередь, повлияет на контакт зубьев в передаче.

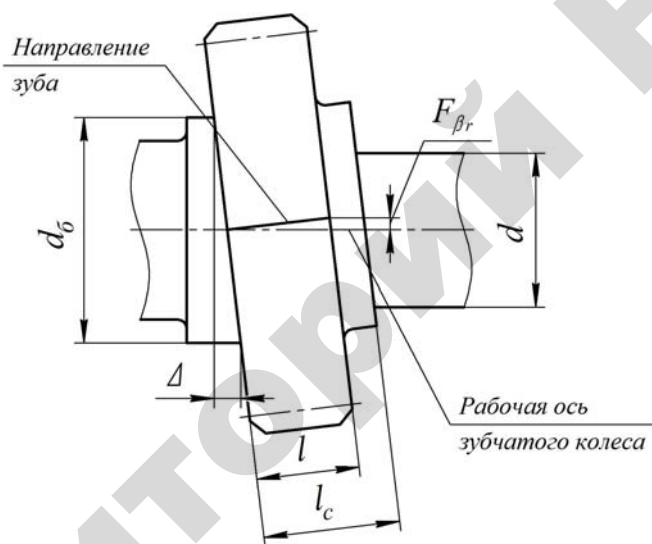


Рисунок 29 – Взаимосвязь между допустимым значением торцового биения Δ и погрешностью в направлении зубьев $F_{\beta r}$

Поскольку погрешность в направлении зубьев зависит не только от торцового биения буртика вала, но и от перпендикулярности базового торца колеса и ряда других технологических причин, то можно допустить, что торцовое биение вызывает не более $1/3$ допуска на погрешность направления зуба $F_{\beta r}$ по ГОСТ 1643–81, т. е. можно принять $\Delta_1 = 1/3 F_{\beta r}$. При нарезании венца зубчатого колеса торец ступицы, сопрягающийся с торцом заплечика, может быть принят за технологическую базу. В этом случае можно увеличить допуск торцового биения заплечика вала до $\Delta_1 = 1/2 F_{\beta r}$.

Учитывая, что допуск на погрешности направления зуба задается на ширине зубчатого венца l , а допуск торцового биения – на диаметре буртика вала d_δ , можно написать (см. рисунок 29) следующее выражение для допустимого торцового биения (для таких колес, как правило, $l_c = l$):

$$\Delta_1 = \frac{d_\delta}{l} \frac{F_{\beta r}}{(2...3)} \quad (2)$$

Случай 3. Зубчатое колесо сопрягается с валом по переходной посадке $H7/k6$, $H7/n6$. Без учета влияния длины ступицы торцовое допустимое биение заплечика вала определяются по вышеприведенной формуле.

Наибольшее допустимое значение биения заплечика вала из условия нормальной работы правого подшипника, установленного с упором в заплечик вала через втулку и ступицу зубчатого колеса (рисунок 28, б), установленного на валу в соответствии с описанными ранее случаями 2 и 3, определяется с учетом условия [5]:

$$\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta_3 = \frac{\Delta_\Sigma}{3}, \quad (3)$$

где Δ_Σ – допустимое торцовое биения в месте базирования подшипника (по ГОСТ 3325–85);

Δ_1 – торцовое биение заплечика вала;

Δ_2 и Δ_3 – соответственно биение торцов втулки и торца ступицы зубчатого колеса.

При установке зубчатого колеса на валу в соответствии с ранее описанным *случаем 1* на точность установки подшипника на валу в осевом направлении, деформацию дорожки качения и, в результате, на работоспособность подшипника влияют только погрешности исполнения торцов ступицы зубчатого колеса и втулки. В этом случае наибольшее допустимое значение биения торцов втулки и торца ступицы зубчатого колеса определяется с учетом условия

$$\Delta_2 = \Delta_3 = \frac{\Delta_\Sigma}{2}. \quad (4)$$

Соответственно требования точности к торцу заплечика вала не предъявляются.

Для вала, изображенного на рисунке 26, величина допуска на торцовое биение заплечика определяется в соответствии с описанным ранее *случаем 3*, т. к. зубчатое колесо будет установлено на вал по переходной посадке.

Известно, что диаметр заплечика вала в месте посадки колеса $d_6 = 45$ мм, ширина венца зубчатого колеса $l = 25$ мм и торец ступицы, сопрягающийся с торцом заплечика вала, при нарезании венца зубчатого колеса будет принят за технологическую базу.

В этом случае наибольшее допустимое торцовое биение заплечика вала, определяемое из условия нормальной работы зубчатого колеса, вычисляется по формуле

$$\Delta = 1/2(d_6/l)F_\beta = 1/2(45/25)11 = 9,9 \text{ мкм.}$$

Значение $F_\beta = 11$ мкм принимаем по ГОСТ 1643–81 (см. таблицу Г.1, приложение Г) для цилиндрических зубчатых передач либо по соответствующим стандартам для других видов зубчатых колес.

Далее рассмотрим влияние буртика на качество базирования подшипника качения. Наибольшее допустимое значение биения заплечика вала из условия нормальной работы правого подшипника определяется в соответствии с рекомендациями, изложенными ранее:

$$\Delta_1 = \frac{\Delta_\Sigma}{3} = \frac{25}{3} = 8,3 \text{ мкм},$$

где $\Delta_\Sigma = 25$ мкм – допустимое суммарное торцовое биение по ГОСТ 3325–85 (см. таблицу Б.3, приложение Б).

Допуск торцового биения выбирается из условия нормальной работы зубчатого колеса и согласовывается с ГОСТ 24643–81 (см. таблицу Б.1, приложение Б):

$$T_\gamma = 8 \text{ мкм} = 0,008 \text{ мм.}$$

Позиция 5. Допуск радиального биения посадочной поверхности для зубчатого колеса.

Назначение технического требования – обеспечение выполнения норм кинематической точности передачи.

Допуск на радиальное биение выбирается из таблицы Б.5 приложения Б ГОСТ 24643–81.

Для 7 степени точности (см. таблицу Б.4, приложение Б) и диаметра вала 40 мм принимаем $T' = 30$ мкм.

Позиция 6. Допуск радиального биения посадочных поверхностей для муфт, шкивов, звездочек. Допуск задается на диаметре посадочной поверхности по таблице 13 и согласуется с ГОСТ 24643–81.

Таблица 13 – Допуск радиального биения посадочных поверхностей вала в зависимости от его частоты вращения

Частота вращения вала, мин ⁻¹	До 600	Свыше 600 до 1000	Свыше 1000 до 1500	Свыше 1500 до 3000
Допуск радиального биения посадочных поверхностей вала, мм	0,030	0,020	0,012	0,006

Назначение технического требования – ограничение возможного дисбаланса как самого вала, так и вала в сборе с деталью. Например, если частота вращения рассматриваемого вала равна 100 мин⁻¹, то допуск радиального биения составит $T' = 30$ мкм = 0,030 мм.

Позиция 7. Допуск радиального биения поверхности вала под манжетное уплотнение. Допуск принимается по данным таблицы 14.

Таблица 14 – Допуск радиального биения поверхности вала под манжетное уплотнение в зависимости от его частоты вращения

Частота вращения вала, мин ⁻¹	До 1000	Свыше 1000 до 1500	Свыше 1500 до 3000
Допуск радиального биения поверхностей вала под манжетное уплотнение, мм	0,04	0,03	0,02

Назначение технического требования – не допускать значительной амплитуды колебаний рабочей кромки манжеты, вызывающих усталостные разрушения резины.

Допуск на радиальное биение при частоте вращения вала, например, 100 мин⁻¹ составляет: $T' = 40$ мкм = 0,040 мм.

Позиция 8. Допуски формы посадочных поверхностей для посадки зубчатых колес, муфт, шкивов и звездочек назначаются с целью снижения концентрации напряжений в месте посадки и для обеспечения заданного характера соединения.

Допуск круглости и профиля продольного сечения определяются исходя из уровней относительной геометрической точности по ГОСТ 24643–81, качества допуска посадочного диаметра вала и номинального диаметра вала.

В соответствии с рекомендациями таблицы Б.11 приложения Б для цилиндрических поверхностей вала назначается нормальная относительная геометрическая точность формы. Далее (при известном качестве допуска диаметра вала) по таблице Б.13 приложения Б принимается степень точности формы и затем в зависимости от номинального диаметра вала по таблице Б.14 приложения Б выбирается значение допуска круглости и профиля продольного сечения.

При нормальной относительной точности формы цилиндрической поверхности в месте посадки зубчатого колеса и шестом качестве диаметра будет принята пятая степень точности формы. В этом случае при номинальном диаметре вала $d = 40$ мм допуски круглости и профиля продольного сечения составят: $T_{\bigcirc} = T_{\text{—}} = 5$ мкм = 0,005 мм.

При нормальной относительной точности формы цилиндрической поверхности в месте посадки звездочки и шестом качестве диаметра будет принята пятая степень точности формы. В этом случае при номинальном диаметре вала $d = 25$ мм допуски круглости и профиля продольного сечения составят: $T_{\bigcirc} = T_{\text{—}} = 4$ мкм = 0,004 мм.

Позиция 9. Допуск соосности посадочных мест вала под подшипники относительно общей оси назначается для ограничения угла взаимного перекоса колец подшипника и сохранения его долговечности не ниже расчетной.

Допустимые углы взаимного перекоса колец подшипников качения в подшипниковых узлах различных типов регламентируются ГОСТ 3325–85.

Перекося колец подшипников вызывают погрешности обработки посадочных мест под подшипники, в том числе и погрешности обработки вала.

Допустимые углы взаимного перекоса колец подшипника по причине погрешности обработки посадочной поверхности вала Θ_B приведены в таблице 15.

Таблица 15 – Допустимые углы взаимного перекоса колец подшипника и допуски соосности посадочной поверхности по ГОСТ 3325–85

Тип подшипника	Допуски соосности, мкм, посадочных поверхностей длиной $B = 10$ мм в диаметральном выражении	Допустимые углы взаимного перекоса колец подшипника	Допустимые углы взаимного перекоса колец от технологических погрешностей обработки
	$\Delta T_{pc}^B = B \operatorname{tg} \Theta_B$		$\Theta_B = \Theta_T / 3$
Радиальный однорядный шариковый с радиальным зазором			
нормальным	4,0	8'	1'20"
по 7-му ряду	6,0	12'	2'
по 8-му ряду	8,0	16'	2'40"
Радиально-упорный шариковый однорядный с углом контакта α равным, град			
12	3,0	6'	1'
26	2,4	5'	50"
36	2,0	4'	40"
Упорно-радиальный шариковый с углом контакта $\alpha = 45-60^\circ$	2,0	4'	40"
Упорный шариковый с углом контакта $\alpha = 90^\circ$	1,0	2'	20"
Радиальный с цилиндрическими роликами: с короткими и длинными без модифицированного контакта	1,0	2'	20"
Шариковый радиальный сферический двухрядный (по ГОСТ 5720–75*)	6,0	3°	2'

Допуски соосности в диаметральном выражении (относительно общей оси) посадочной поверхности вала рассчитываются по формуле

$$\Delta T_{pc}^B = B \operatorname{tg} \Theta_B, \quad (5)$$

где B – ширина посадочного места.

Рассчитанные значения допусков соосности для различных типов подшипников при $B = 10$ мм представлены в таблице 15. Если длина посадочного места иная (например, B_2), то для определения допусков соосности табличные значения следует умножить на $B_2/10$.

На рассматриваемом валу (рисунок 26) будут устанавливаться подшипники радиальные однорядные шариковые подшипники № 306 с нормальной группой радиального зазора и шириной внутреннего кольца (шириной посадочного места) $B_2 = 19$ мм.

Допуск соосности посадочных мест вала под подшипники относительно общей оси в этом случае не должен превышать

$$T_{\odot} = \varnothing T_{pc}^B \cdot B_2/10 = 4 \cdot 19/10 = 7,6 \text{ мкм} = 0,0076 \text{ мм.}$$

На рабочем чертеже вала проставляют числовое значение допуска, соответствующее ГОСТ 26643–81 (таблица Б.1): $T_{\odot} = 0,008 \text{ мм}$.

В соответствии с п. 6 приложения 7 к ГОСТ 3325–85 допуски соосности можно заменить допусками радиального биения тех же поверхностей относительно их общей оси с учетом того, что на те же поверхности обязательно задаются допуски цилиндричности, которые совместно с допуском радиального биения ограничивают подобные же отклонения, какие ограничивают допуски соосности. Тогда $T_{\sphericalangle} = 0,008 \text{ мм}$ (позиция 9а).

Позиция 10. Допуск соосности посадочных мест вала под зубчатое колесо относительно общей оси назначается для обеспечения должной точности сопряжения зубчатой передачи. Указывается в том случае, если не указан допуск радиального биения (позиция 5). При установке на посадочные места вала шкивов, звездочек и муфт вышеуказанный допуск назначается для ограничения их биения относительно общей оси.

Допуск соосности определяют исходя из степени точности по ГОСТ 24643–81 и номинального диаметра посадочного места вала.

В соответствии с рекомендациями таблицы Б.4 приложения Б для цилиндрических поверхностей вала назначается седьмая степень точности формы. Далее при известном диаметре вала по таблице Б.5 приложения Б выбирается значение допуска соосности посадочных мест вала относительно общей оси.

При номинальном диаметре вала в месте посадки зубчатого колеса $d = 40 \text{ мм}$ допуск соосности относительно общей оси составит:

$$T_{\odot} = 30 \text{ мкм} = 0,030 \text{ мм.}$$

Аналогично при диаметре хвостовика вала $d = 25 \text{ мм}$ допуск соосности относительно общей оси составит

$$T_{\odot} = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм.}$$

При частоте вращения вала $n \leq 1000 \text{ мин}^{-1}$ этот допуск можно не указывать.

Позиция 11. Отклонения на глубину паза у вала под призматическую шпонку назначаются в зависимости от высоты шпонки h по таблице 16. Предельные отклонения длины шпоночного паза регламентируются ГОСТ 23360–78 и назначаются по H15 (таблица И.2, приложение И). Высоту шпонки в зависимости от диаметра вала устанавливает вышеуказанный ГОСТ (таблица И.1, приложение И).

Таблица 16 – Предельные отклонения на глубину шпоночного паза

Высота шпонки h , мм	Предельные отклонения на глубину паза на валу t_1 (или $d - t_1$) и во втулке t_2 (или $d + t_2$)	
	верхнее отклонение	нижнее отклонение
От 2 до 6	+0,1	0
От 6 до 18	+0,2	0
От 18 до 50	+0,3	0

При использовании сегментных или клиновых шпонок следует руководствоваться положениями ГОСТ 24071–80 и ГОСТ 24068–80.

При диаметре вала $d = 25 \text{ мм}$ $h = 7 \text{ мм}$ (таблица И.3, приложение И) верхнее отклонение составит +0,2 мм; нижнее отклонение – 0.

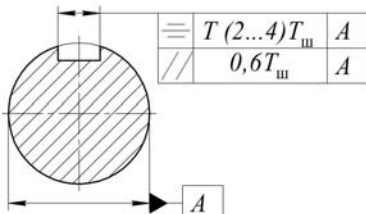
При диаметре вала $d = 40 \text{ мм}$ $h = 8 \text{ мм}$ верхнее отклонение составит +0,2 мм, нижнее отклонение – 0.

Позиция 12. Допуск симметричности расположения шпоночного паза.

В основу рекомендаций по выбору технических требований положены результаты анализа стандарта, устанавливающего допуски и посадки на призматические шпоночные соединения (ГОСТ 23360–78), стандартов на калибры для шпоночных соединений

(ГОСТ 24109–80, ГОСТ 24121–80), а также рекомендации В.Д. Мягкова и П.Ф. Дунаева [3, 5, 7].

Таблица 17 – Рекомендации по назначению допуска взаимного расположения шпоночного паза

Вид допуска взаимного расположения шпоночного паза и его рекомендуемое значение	Характеристика технического требования	Рекомендации по применению
<p>Для одной шпонки: допуск симметричности – $2-4T_{ш}$; допуск параллельности – $0,6T_{ш}$; где $T_{ш}$ – допуск на ширину паза.</p> 	<p>1 В отдельных случаях требуется подгонка при сборке</p>	<p>1 В единичном производстве 2 В серийном производстве при неподвижном соединении и поле допуска на ширину паза втулки D10</p>

У шпоночного паза (рисунок 26) с шириной $12N9_{(-0,043)}$, допуск на ширину равен $T_{ш} = 0,043$ мм. Допуски симметричности и параллельности будут равны:

$$T_{\equiv} = 4T_{ш} = 4 \cdot 0,043 = 0,172 \text{ мм};$$

$$T_{//} = 0,6T_{ш} = 0,6 \cdot 0,043 = 0,0258 \text{ мм}.$$

Полученные значения принимают по ГОСТ 26643–81 (таблица Б.1, приложение Б):

$$T_{\equiv} = 0,16 \text{ мм}; T_{//} = 0,025 \text{ мм}.$$

У шпоночного паза (рисунок 26) с шириной $8N9_{(-0,036)}$, допуск на ширину равен $T_{ш} = 0,036$ мм. Допуски симметричности и параллельности будут равны:

$$T_{\equiv} = 4T_{ш} = 4 \cdot 0,036 = 0,144 \text{ мм};$$

$$T_{//} = 0,6T_{ш} = 0,6 \cdot 0,036 = 0,0216 \text{ мм}.$$

Полученные значения выравнивают по ГОСТ 26643–81 (таблица Б.1, приложение Б) и принимают:

$$T_{\equiv} = 0,12 \text{ мм}; T_{//} = 0,02 \text{ мм}.$$

Позиция 13. Шероховатость поверхностей в шпоночном соединении.

В соответствии с рекомендациями [7] значение параметра Ra следует выбирать не более:

– для рабочих поверхностей пазов и шпонок – 1,6...3,2 мкм;

– для нерабочих поверхностей – 6,3...12,5 мкм.

Позиция 14. Шероховатость посадочных поверхностей под подшипники качения.

Назначение технического требования – обеспечение заданного характера сопряжения.

Для нормального уровня относительной геометрической точности шероховатость посадочной поверхности принимают в зависимости от допуска на диаметр посадочной поверхности T_p

$$Ra \leq 0,05T_p. \quad (6)$$

Для посадочного диаметра $\varnothing 30js6$ с допуском $T_p = 0,013$ мм

$$Ra \leq 0,05 \cdot 13 = 0,65 \text{ мкм}.$$

Принимаем $Ra = 0,63$ мкм.

Позиция 15. Шероховатость поверхности опорных торцов заплечиков в месте установки подшипников.

Назначение технического требования – равномерное распределение нагрузки по поверхности заплечика и обеспечение необходимой точности положения подшипника.

Величина шероховатости выбирается по таблице В.4 приложения В в зависимости от класса точности подшипника.

При установке на вал подшипников нулевого класса точности принимаем (см. таблицу В.4, приложение В) $Ra = 2,5$ мкм.

Позиция 16. Шероховатость посадочной поверхности (под зубчатое колесо, муфту, шкив, звездочку).

Для посадочного диаметра $\varnothing 40k6$ с допуском $T_p = 0,016$ мм согласно формуле (6)

$$Ra \leq 0,05T_p = 0,05 \cdot 0,016 = 0,0008 \text{ мм} = 0,8 \text{ мкм.}$$

Принятые значения Ra должны соответствовать ГОСТ 2–81 (таблица Б.1, приложение Б). Принимаем $Ra = 0,8$ мкм.

Шероховатость посадочных поверхностей под шкивы, муфты и звездочки назначается аналогично.

Для посадочного диаметра $\varnothing 25n6$ с допуском $T_p = 0,013$ мм

$$Ra \leq 0,05T_p = 0,05 \cdot 0,013 = 0,00065 \text{ мм} = 0,65 \text{ мкм.}$$

Принимаем $Ra = 0,63$ мкм.

Позиция 17. Шероховатость поверхности под манжетное уплотнение.

Назначение технического требования – предохранение манжеты от преждевременного износа.

Рекомендуется принимать $Ra = 0,2 \dots 0,4$ мкм (поверхность полировать).

Позиция 18. Шероховатость поверхностей, на которых не нанесены обозначения шероховатости.

В соответствии с ГОСТ 2.309–73 обозначение шероховатости, одинаковой для части поверхностей вала, может быть помещено в правом верхнем углу чертежа (рисунок 26) вместе с условным обозначением (\surd). Это означает, что все поверхности, на которых на изображении не нанесены обозначения шероховатости или знак \surd , должны иметь шероховатость, указанную перед условным обозначением (\surd).

Эти поверхности, как правило, не являются сопрягаемыми. Их размеры выполняются с допусками 14 квалитета полувалечным обтачиванием с продольной и поперечной подачей. При этом достигается шероховатость $Ra = 6,3 \dots 12,5$ мкм.

2.2 Цилиндрические зубчатые колеса

2.2.1 Конструирование цилиндрических зубчатых колес

Основные параметры зубчатых колес (диаметр, ширина, модуль, число зубьев и пр.) определяются при проектировании передачи. Конструкция колес зависит главным образом от проектных размеров, материала, способа получения заготовки и масштаба производства.

Основные конструктивные элементы колеса – обод, ступица и диск (рисунок 30).

Обод воспринимает нагрузку от зубьев. Он должен быть достаточно прочным и в то же время податливым, чтобы способствовать равномерному распределению нагрузки по длине зуба. Жесткость обода обеспечивает его толщина S (см. рисунок таблицы 18).

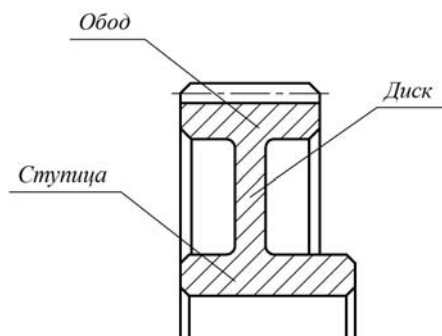


Рисунок 30 – Конструктивные элементы зубчатого цилиндрического колеса

Ступица служит для соединения колеса с валом и может быть расположена симметрично, несимметрично относительно обода или равна ширине обода (см. рисунок таблицы 18). Это определяется технологическими или конструктивными условиями. Длина ступицы $l_{ст}$ (см. рисунок таблицы 18) должна быть оптимальной, чтобы обеспечить, с одной стороны, устойчивость колеса на валу в плоскости, перпендикулярной оси вала, а с другой – получение заготовок ковкой и нарезание шпоночных пазов методом протягивания.

Диск соединяет обод и ступицу. Его толщина C (см. рисунок таблицы 18) определяется в зависимости от способа изготовления колеса. Иногда в дисках колес выполняют отверстия, которые используют при их транспортировке и обработке, а при больших размерах – для уменьшения массы. Диски больших литых колес усиливают ребрами или заменяют спицами.

Таблица 18 – Основные конструктивные размеры цилиндрических зубчатых колес

Элемент колеса	Параметр	Способ получения заготовки		
		<i>a</i> – круглый прокат, <i>б</i> – ковка	<i>в</i> – ковка, <i>г</i> – штамповка	<i>д</i> – литье, <i>е</i> – составные
Обод	Диаметр	$d_a < 100$ мм	$d_a = 100 \dots 500$ мм	$d_a > 500$ мм
	Толщина	$S = 2,2m + 0,05b_2$		
	Ширина	$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$		
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_3$ (см. конструирование валов)		
	Диаметр наружный	$d_{ст} = 1,55d$ при соединении шпоночном и с натягом		
	Толщина	$\delta_{ст} \approx 0,3d$		
	Длина	$a - l_{ст} = b_2$ $б - l_{ст} = (1,0 \dots 1,5)d$	$l_{ст} = (1,0 \dots 1,5)d$	
Диск	Толщина	$C = b_2 - (2 \dots 4)$	$C = 0,5(S + \delta_{ст}) \geq 0,25b_2$	
	Радиусы закруглений и уклон	$R \geq 1$	$R \geq 6; \gamma \geq 7^\circ$	$R \geq 10; \gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	-	-	$d_o \geq 25$ мм $n_o = 4 \dots 6$
Примечания 1 При определении длины ступицы $l_{ст}$ числовой коэффициент перед d принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и ближе к верхнему пределу – при переходной посадке. 2 На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = (0,6 \dots 0,7)m$ с округлением до стандартного значения по таблице 19. 3 Угол фаски α_f на прямозубых колесах $\alpha_f = 45^\circ$; на косозубых колесах при твердости рабочих поверхностей $HV < 350$, $\alpha_f = 45^\circ$, а при $HV > 350$ $\alpha_f = 15^\circ$.				

Острые кромки на торцах ступицы и углах обода притупляют фасками f , размеры которых принимают по таблице 19.

В таблице 18 даны формулы для расчета конструктивных элементов зубчатых колес при индивидуальном и мелкосерийном производствах.

Таблица 19 – Стандартные размеры фасок

В миллиметрах								
Диаметр ступицы или обода	Св. 20 до 30	Св. 30 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 150	Св. 150 до 250	Св. 250 до 500
f	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0

В проектируемых приводах колеса редукторов получают относительно небольших диаметров и их изготавливают из круглого проката или поковок. Большие колеса открытых зубчатых передач изготавливают литыми или составными. Ступица колес цилиндрических редукторов располагается *симметрично* относительно обода, а ступица колес открытых цилиндрических зубчатых передач может быть расположена *симметрично* и *несимметрично* относительно обода.

2.2.2 Простановка размеров

На чертежах зубчатых колес в соответствии с ГОСТ 2.403–75 указывают (рисунок 31): габаритные размеры – d_a , $l_{ст}$; присоединительные размеры – d , c_2 , b ; другие размеры – b_2 , C , C_1 , $d_{ст}$, d_o , f .

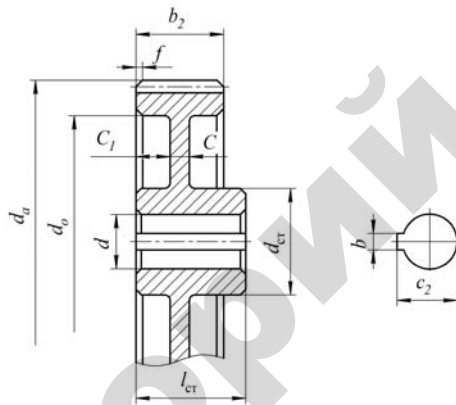


Рисунок 31 – Пример простановки размеров зубчатого цилиндрического колеса

На чертеже зубчатого колеса должна быть таблица параметров зубчатого венца (рисунок 32), состоящая из трех частей:

- первая часть – основные данные (позиции 1–3);
- вторая часть – данные для контроля (позиции 4–7);
- третья часть – справочные данные (позиции 8, 9).

Части отделяются друг от друга сплошными основными линиями.

2.2.3 Выбор параметров зубчатого колеса, допусков размеров, формы, взаимного расположения и шероховатости поверхностей

Схема простановки размеров и показателей точности зубчатого колеса представлена на рисунке 32, пример выполнения чертежа зубчатого колеса – на рисунке 33.

Рассмотрим схему установки зубчатого колеса в механизме и расположения условных обозначений технических требований, которые следует предъявлять к зубчатым колесам (рисунок 32).

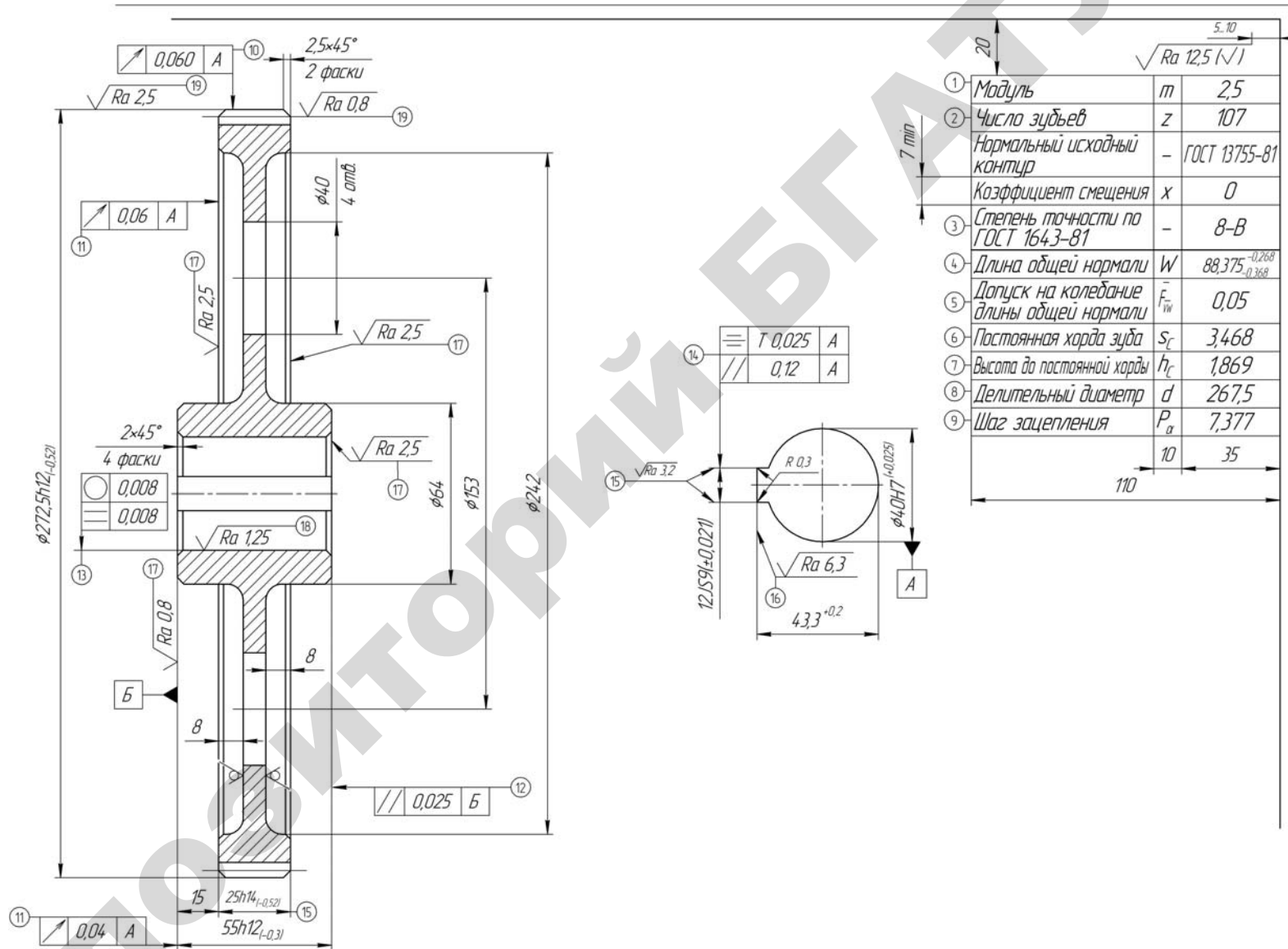


Рисунок 32 – Схема простановки размеров и показателей точности для цилиндрического зубчатого колеса

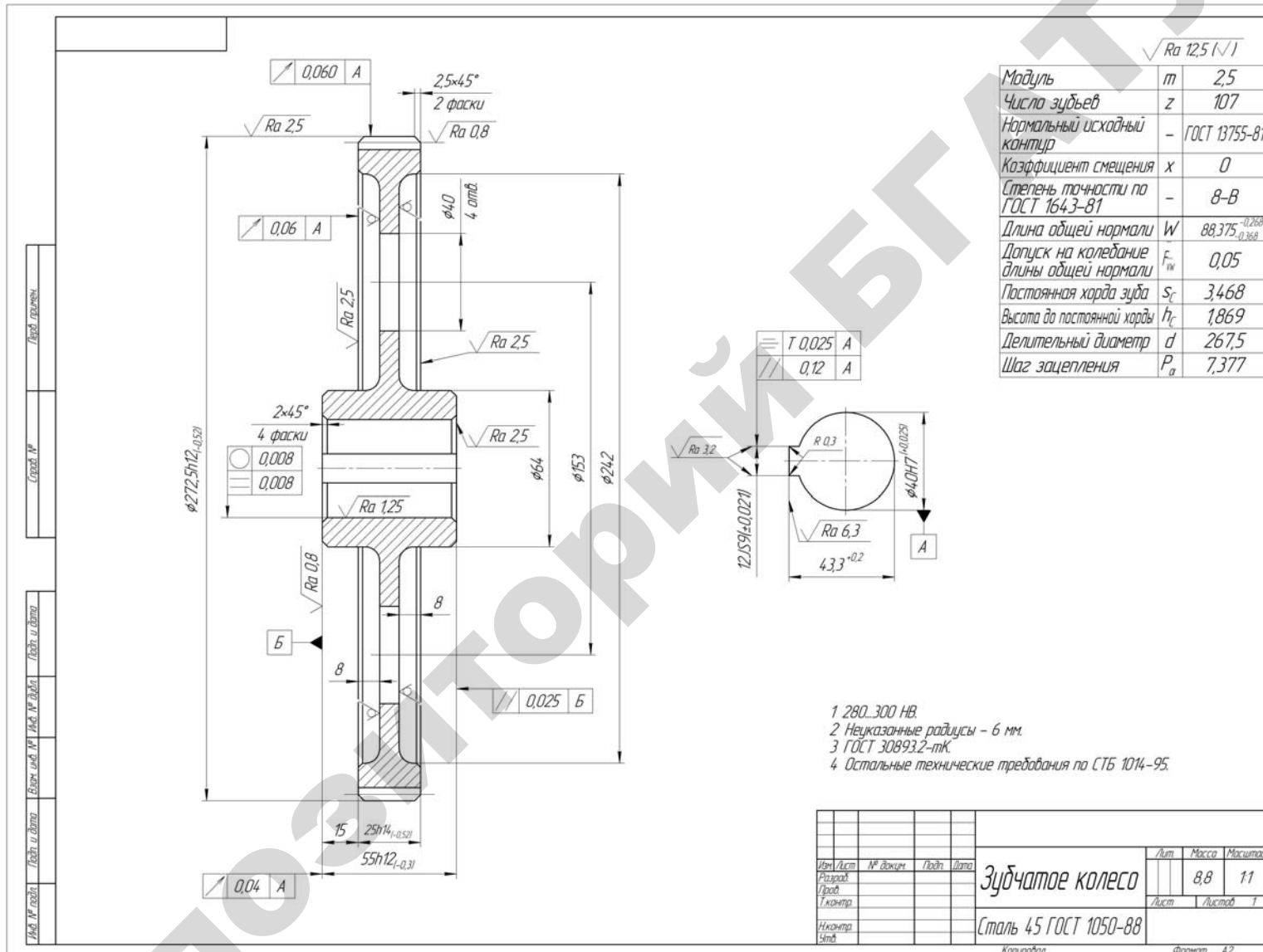


Рисунок 33 – Пример выполнения чертежа цилиндрического зубчатого колеса

В порядке номеров позиций даны краткие рекомендации по выбору параметров и технических требований для прямозубых зубчатых колес с модулем от 1 до 16 мм.

Позиции 1–3 (основные данные), 8, 9 (справочные данные) заполняются на основании данных, полученных при расчете зубчатой передачи, например:

- модуль $m = 2,5$ мм;
- число зубьев $z = 107$;
- делительный диаметр $d = m \cdot z = 2,5 \cdot 107 = 267,5$ мм;
- шаг зацепления $P_a = \pi m \cos \alpha = 3,14 \cdot 2,5 \cdot \cos 20^\circ = 7,377$ мм (где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления);
- степень точности вида сопряжения (степени точности по нормам кинематической точности, по нормам плавности, по нормам контакта, вид сопряжения и допуск бокового зазора) по ГОСТ 1643–81. На рисунке 32 степень точности вида сопряжения 8-В.

Выбранная при расчете цилиндрических зубчатых передач степень точности передачи по нормам кинематической точности должна соответствовать технологическим возможностям производства и условиям применения (таблица 20).

Таблица 20 – Примеры назначения степени точности зубчатых колес

Степень точности*	Метод нарезания зубьев	Окончательная обработка рабочих поверхностей (профилей зубьев)	Шероховатость профиля зуба R_a , мкм	Условия работы и применение	Окружная скорость, м/с
6 (высокоточные)	Обкатка на точных станках	Тщательное шлифование или шевингование	0,4...0,8	Плавная работа на высоких скоростях и при больших нагрузках. Зубчатые колеса делительных механизмов. Особо ответственные колеса авиации и автостроения	до 15
7 (точные)	Обкатка на точных станках	Шлифование, притирка, хонингование, шевингование	0,8...1,6	Повышенные скорости и умеренные мощности или небольшие скорости при значительных нагрузках. Зубчатые колеса металлорежущих станков, скоростных редукторов, колеса в авиа- и автостроении	до 10
8 (средней точности)	Обкатка или метод деления	Зубья не шлифуются, при необходимости отделяются или притираются	3,2...6,3	Зубчатые колеса общего машиностроения, не требующие особой точности. Зубчатые колеса нормальных редукторов, неответственные колеса станков	до 6
9 (пониженной точности)	Любой метод	Специальные отделочные операции не требуются	6,3...12,5	Зубчатые колеса, предназначенные для грубой работы. Ненагруженные передачи, выполненные по конструктивным соображениям большими, чем следует из расчета	до 2

* По нормам кинематической точности.

Позиции 4–7 (данные для контроля). Приводятся размеры и отклонения для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев по одному из следующих вариантов (допускается использование нескольких вариантов).

- 1 Длина общей нормали W .
- 2 Постоянная хорда зуба \bar{s}_c и высота до постоянной хорды \bar{h}_c .
- 3 Толщина по хорде зуба \bar{s}_y и высота до постоянной хорды \bar{h}_{ay} .
- 4 Торцовый размер по роликам (шарикам) M и диаметр ролика (шарика) D .

Позиция 4. Длина общей нормали W относится к одному из рекомендованных для контроля параметров взаимного расположения разноименных профилей зубьев.

Этот параметр рассчитывается по формуле

$$W = m \cdot k, \quad (7)$$

где m – модуль, мм; k – коэффициент, который при угле зацепления $\alpha = 20^\circ$ и определенном числе охватываемых зубьев при измерении зависит от числа зубьев колеса z (таблица 21).

Таблица 21 – Значение коэффициента k при числе зубьев z

z	k	z	k	z	k	z	k
17	4,666	38	13,817	59	20,015	80	26,213
18	7,632	39	13,831	60	20,029	81	26,227
19	7,642	40	13,845	61	20,043	82	29,194
20	7,660	41	13,859	62	20,057	83	29,208
21	7,674	42	13,873	63	23,023	84	29,222
22	7,688	43	13,887	64	23,037	85	29,236
23	7,702	44	13,901	65	23,051	86	29,250
24	7,716	45	16,867	66	23,065	87	29,267
25	7,730	46	16,881	67	23,079	88	29,278
26	7,744	47	16,895	68	23,093	89	29,291
27	10,710	48	16,909	69	23,107	90	32,258
28	10,725	49	16,923	70	23,121	91	32,272
29	10,739	50	16,937	71	23,135	92	32,286
30	10,758	51	16,951	72	26,101	93	32,300
31	10,767	52	16,965	73	26,115	94	32,314
32	10,781	53	16,979	74	26,129	95	32,328
33	10,795	54	19,945	75	26,143	96	32,342
34	10,809	55	19,959	76	26,157	97	32,356
35	10,829	56	19,973	77	26,171	98	32,370
36	13,789	57	19,987	78	26,185	99	35,336
37	13,803	58	20,001	79	26,199	100 и >	35,350

Тогда $W = 2,5 \cdot 35,35 = 88,375$ мм.

Наименьшее отклонение (верхнее отклонение) длины общей нормали состоит из двух слагаемых, первое из которых зависит от вида сопряжения и делительного диаметра колеса, а второе – от допускаемого радиального биения F_r .

Величина F_r (таблица Г.2, приложение Г) устанавливается в соответствии с нормой кинематической точности. Для 8 степени кинематической точности при модуле $m = 2,5$ мм и делительном диаметре $d = 267,5$ мм принимаем $F_r = 63$ мкм.

Величина наименьшего отклонения средней длины общей нормали E_{Wms} определяется сложением слагаемого I (таблица Г.3, приложение Г) со слагаемым II (таблица Г.4, приложение Г).

Для вида сопряжения B и 8 степени кинематической точности наименьшее отклонение средней длины общей нормали $E_{WmsI} = -250$ мкм (слагаемое I).

Наименьшее отклонение средней длины общей нормали (слагаемое II) при радиальном биении $F_r = 63$ мкм согласно таблице Г.4 приложения Г $E_{WmsII} = -18$ мкм.

Тогда $E_{Wms} = E_{WmsI} + E_{WmsII} = -250 + (-18) = -268$ мкм.

Допуск на среднюю длину общей нормали $T_{Wm} = 100$ мкм (таблица Г.5, приложение Г). Наибольшее отклонение средней длины общей нормали (нижнее отклонение) равно:

$$E_{Wmi} = E_{Wms} - T_{Wm} = -268 - 100 = -368 \text{ мкм.}$$

Позиция 5. Допуск на колебание длины общей нормали F_{vW} относится к показателям кинематической точности. Он зависит от степени точности колеса, модуля m и делительного диаметра d . Допуск определяется по таблице Г.2 приложения Г.

Для колеса восьмой степени точности при $m = 2,5$ и $d = 267,5$ мм допуск равен: $F_{vW} = 50$ мкм = 0,05 мм.

Позиция 6. Постоянная хорда зуба \bar{s}_c . Она определяется по таблице 22.

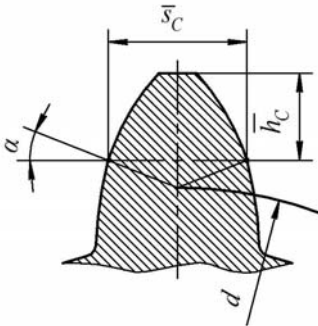
Тогда при $m = 2,5$ мм постоянная хорда $\bar{s}_c = 3,468$.

Позиция 7. Высота до постоянной хорды \bar{h}_c определяется по таблице 22.

Тогда при $m = 2,5$ мм высота до постоянной хорды $\bar{h}_c = 1,869$.

Таблица 22 – Размеры зуба по постоянной хорде для колес без смещения при $\alpha = 20^\circ$ и $x_{1,2} = 0$

Модуль нормальный m_n , мм	Постоянная хорда \bar{s}_c	Высота до постоянной хорды \bar{h}_c	Модуль нормальный m_n , мм	Постоянная хорда \bar{s}_c	Высота до постоянной хорды \bar{h}_c
0,4	0,55	0,299	(3,25)	4,508	2,430
0,5	0,694	0,374	3,5	4,855	2,617
0,6	0,832	0,449	(3,75)	5,201	2,803
0,7	0,971	0,523	4	5,548	2,990
0,8	1,110	0,598	(4,25)	5,895	3,177
1	1,387	0,748	4,5	6,242	3,364
1,25	1,734	0,934	5	6,935	3,738
1,5	2,081	1,121	5,5	7,629	4,112
1,75	2,427	1,308	6	8,322	4,485
2	2,774	1,495	(6,5)	9,016	4,859
2,25	3,121	1,682	7	9,709	5,233
2,5	3,468	1,869	8	11,096	5,981
2,75	3,814	2,056	9	12,483	6,728
3	4,161	2,243	10	13,870	7,476



$$\bar{s}_c = m_n \frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha; \quad \bar{h}_c = \left(1 - \frac{\pi}{8} \sin^2 \alpha\right) m_n$$

при $\alpha = 20^\circ$

$$(\bar{s}_c = 1,387 m_n; \quad \bar{h}_c = 0,7476 m_n)$$

Примечание – Для корригированных колес внешнего зацепления толщина зуба определяется по формуле $\bar{s}_c + x \cdot m_n \cdot \sin 2\alpha$, высота до постоянной хорды – $\bar{h}_c - x \cdot m_n \cdot \sin^2 \alpha$, где \bar{s}_c и \bar{h}_c – значения из таблицы; x – коэффициент смещения; α – угол профиля зуба.

Позиция 10. Допуск радиального биения наружного диаметра зубчатого колеса d_a относительно посадочного отверстия.

Допуск задается с целью ограничения возможного дисбаланса по данным таблицы Б.5 приложения Б. Согласно рекомендациям, приведенным в таблице Б.4 приложения Б, назначаем 7 степень точности для этих поверхностей.

Тогда для 7 степени точности и диаметра $d_a = 272,5$ мм $T_{\text{с}} = 60$ мкм.

Позиция 11. Допуск торцового биения.

Биение базового торца приводит к погрешностям при обработке и установке колеса в механизме, которые в наибольшей мере отражаются на отклонении направления зубьев.

Допуск на торцовое биение базовых поверхностей венца и ступицы назначаем по таблице 23.

При делительном диаметре $d = 267,5$ мм и ширине до 55 мм (ширина венца $b = 25$ мм) допуск для 8 степени точности по нормам кинематической точности не должен превышать

$$T_{\text{с}} = 267,5/100 \cdot 26 = 69,55 \text{ мкм.}$$

Принимаем $T_{\text{с}} = 60$ мкм = 0,06 мм.

Для ступицы: при диаметре вала 40 мм и отношении $L_{\text{ст}}/d_{\text{вал}} = 55/40 = 1,375$ по 8 степени точности по нормам кинематической точности согласно таблице 23 увеличиваем на 40...50 %.

$$T_{\text{с}} = 30 + (40...50)/100 \cdot 30 = 42...45 \text{ мкм.}$$

Принимаем $T_{\text{с}} = 40$ мкм = 0,04 мм.

Таблица 23 – Допуски торцового биения базовых поверхностей венца и ступицы

В микрометрах

Степень точности*	Допуск торцового биения				
	венца колеса $d = 100$ мм** шириною B , мм		ступицы ($L_{\text{ст}}/d_{\text{вал}} \leq 1$)*** при $d_{\text{вал}}$, мм		
	< 55	55...110	≤ 50	≤ 80	> 80
6	17	9	20	30	40
7	21	11	20	30	40
8	26	14	30	40	50
9	34	18	30	40	50

* По нормам кинематической точности.
 ** При $d \neq 100$ мм торцовое биение пересчитать в $d/100$ раза, где d – делительный диаметр колеса.
 *** При $L_{\text{ст}}/d_{\text{вал}} > 1$ величину торцового биения увеличить на 40...50 %.

Позиция 12. Допуск параллельности торцов ступицы зубчатого колеса выбирается по таблице Б.17 приложения Б в зависимости от длины ступицы зубчатого колеса по 7–8 степеням точности допуска расположения (таблица Б.16, приложение Б).

Принимаем 8 степень точности допуска расположения, тогда при $L_{\text{ст}} = 55$ мм: $T_{\text{//}} = 25$ мкм = 0,025 мм.

Позиция 13. Допуски круглости и профиля продольного сечения диаметра отверстия ступицы определяются исходя из уровней относительной геометрической точности и степени точности допуска формы (таблицы Б.13, Б.14, приложение Б).

По таблице Б.13 приложения Б для качества 7 и нормальной геометрической точности назначаем 6 степень точности формы. По таблице Б.14 приложения Б для диаметра 40 мм и 6 степени точности формы $T_{\text{O}} = T_{\text{=}} = 8$ мкм = 0,008 мм.

Позиция 14. Допуск симметричности и параллельности расположения шпоночного паза в ступице назначается аналогично выбору этих допусков для шпоночного паза в соответствии с рекомендациями таблицы 17.

Тогда $T_{\text{=}} = 0,042 \cdot (2...4) = 0,084...0,168$ мм. Принимаем $T_{\text{=}} = 0,12$ мм.

$T_{\text{//}} = 0,6 \cdot 0,042 = 0,0252$ мм. Принимаем $T_{\text{//}} = 0,025$ мм.

Позиция 15. Поле допуска на ширину зубчатого венца.

Назначается согласно рекомендациям [3].

Принимаем отклонение b по полю допуска $h14$.

Позиция 16. Шероховатость поверхности шпоночного паза.

В соответствии с рекомендациями [7] значение параметра Ra следует выбирать не более:

- для рабочих поверхностей пазов и шпонок – 1,6...3,2 мкм;
- для нерабочих поверхностей – 6,3...12,5 мкм.

Позиции 17–19 рекомендуется принимать в зависимости от степени точности зубчатого колеса по нормам кинематической точности по таблице 24 [6].

Таблица 24 – Шероховатость поверхностей зубчатых колес (параметр Ra)

Поверхность	В микрометрах			
	Степень точности зубчатого колеса			
	6	7	8	9
1 Рабочая поверхность зубьев	0,63	0,63...1,25	0,8...2,5	2,5...6,3
2 Диаметр вершин зубьев	0,8	0,8...2,5	2,5...6,3	6,3...12,5
3 Боковая базовая поверхность венца	0,8	0,8	2,5	2,5...6,3
4 Боковая поверхность ступицы	0,8	2,5	2,5	6,3
5 Поверхность установочных баз	Рисунок 34			
6 Поверхность ступицы, сопряженная с валом	Для $d_{\text{вал}} \leq 80$ мм – 0,8...2,5 Для $d_{\text{вал}} > 80$ мм – 2,5...6,3			
7 Другие необозначенные поверхности	12,5			

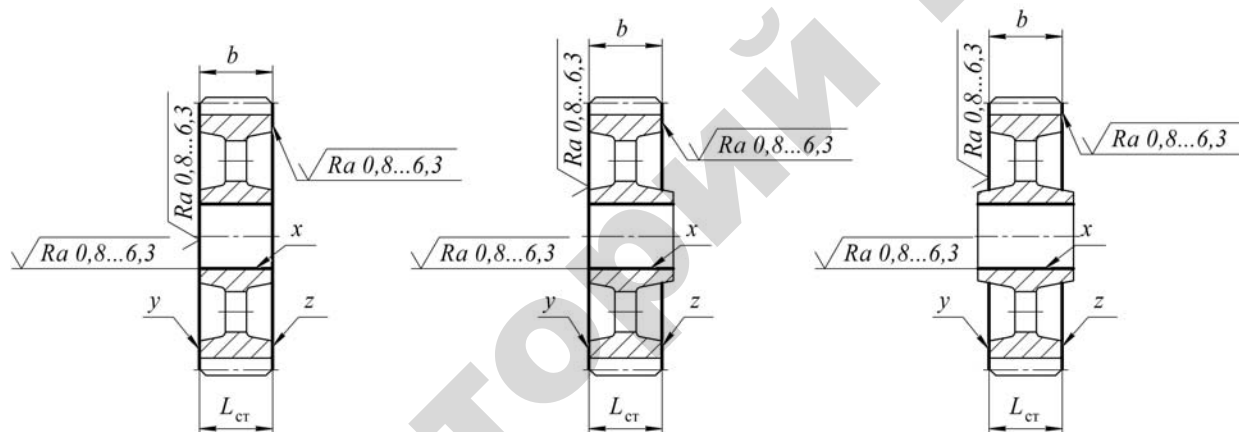


Рисунок 34 – Шероховатости поверхностей, используемых в качестве установочных баз

Позиция 17. Шероховатость торцовых поверхностей колеса.

Назначение технического требования – равномерное распределение нагрузки по поверхностям торцов и точность положения зубчатого колеса, как при нарезании зубчатого венца, так и во время его работы в механизме.

Для боковой поверхности венца по 8 степени точности $Ra = 2,5$ мкм.

Для ступицы по 8 степени точности:

- боковой поверхности $Ra = 2,5$ мкм.
- установочной поверхности $Ra = 0,8$ мкм.

Позиция 18. Шероховатость поверхности посадочного отверстия зубчатого колеса.

Назначение технического требования – обеспечение требуемого характера сопряжения.

Шероховатость определяется из условия $Ra \leq 0,05T_p$.

Для диаметра 40H7 с допуском на размер 0,025 мм принимаем

$$Ra \leq 0,05 \cdot 25 = 1,25 \text{ мкм.}$$

Позиция 19. Шероховатость профилей зубьев колеса.

Назначение технического требования – обеспечение необходимых условий работы передачи.

Для поверхности вершин зубьев (по наружному диаметру) по 8 степени точности $Ra = 2,5$ мкм.

Для боковой (рабочей) поверхности зубьев по 8 степени точности $Ra = 0,8$ мкм.

2.3 Конические зубчатые колеса

2.3.1 Конструирование конических зубчатых колес

Основные параметры конических зубчатых колес (диаметр, ширина, модуль, число зубьев и пр.) определяют при проектировании передачи.

Основные конструктивные элементы колеса – обод, ступица и диск (рисунок 35).

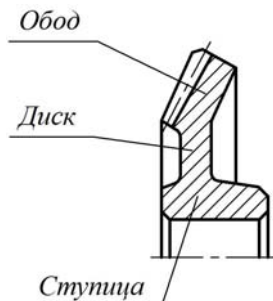


Рисунок 35 – Конструктивные элементы зубчатого конического колеса

В таблице 25 даны рекомендации по расчету конструктивных элементов конических зубчатых колес.

Таблица 25 – Конструктивные параметры конических зубчатых колес

Элемент колеса	Параметр	Способ получения заготовки		
		<i>a</i> – круглый прокат, <i>b</i> – ковка	<i>a</i> – ковка, <i>b</i> – штамповка	<i>a</i> – литье, <i>b</i> – составные
Обод	Диаметр	d_{ae} (определяется при расчете передачи)		
	Толщина	$S = 2,5m_e(m_e)$; $S_o \geq 1,2m_e(m_e)$		
	Ширина	-	$b_0 = S$	$b_0 = b$
Ступица	Диаметр внутренний	d (определяется при конструировании валов)		
	Диаметр наружный	$d_{ct} = 1,55d$		
	Толщина	$\delta_{ct} \approx 0,3d$		
	Длина	$l_{ct} = (1,2 \dots 1,5)d$		
Диск	Толщина	C определяется графически	$C = 0,5(S + \delta_{ct}) \geq 0,25b$	
	Радиусы закруглений и уклон	$R \geq 1$	$R \geq 1$; $R_1 \geq 6$; $\gamma \geq 7^\circ$	$R \geq 10$; $\gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	-	-	$d_o \geq 25$ мм $n_o = 4 \dots 6$
<p>Примечания</p> <p>1 При определении длины ступицы l_{ct} числовой коэффициент перед d принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и ближе к верхнему пределу – при переходной посадке.</p> <p>2 На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = 0,5m_e(m_e)$ с округлением до стандартного значения по таблице 19.</p> <p>3 Фаски снимают параллельно оси отверстия.</p> <p>4 Колеса конструируются со ступицей, выступающей за торец диска со стороны большого конуса; при этом размер K принимается конструктивно.</p>				

2.3.2 Простановка размеров

На изображении конических колес должны быть указаны (рисунок 36): габаритный размер Γ ; внешний диаметр вершин зубьев до притупления кромки d_{ae} ; внешний диаметр вершин зубьев после притупления кромки d'_{ae} ; расстояние от базовой плоскости до плоскости внешней окружности вершин зубьев C ; угол конуса вершин зубьев δ_a ; угол внешнего дополнительного конуса $90^\circ - \delta$; ширина зубчатого венца b ; базовое расстояние A – размер, входящий в размерную цепь; положение измерительного сечения; размеры фасок или радиусы кривизны линий притупления на кромках зубьев. Допускается указывать размеры фасок или радиусы кривизны линий притупления в технических требованиях чертежа.

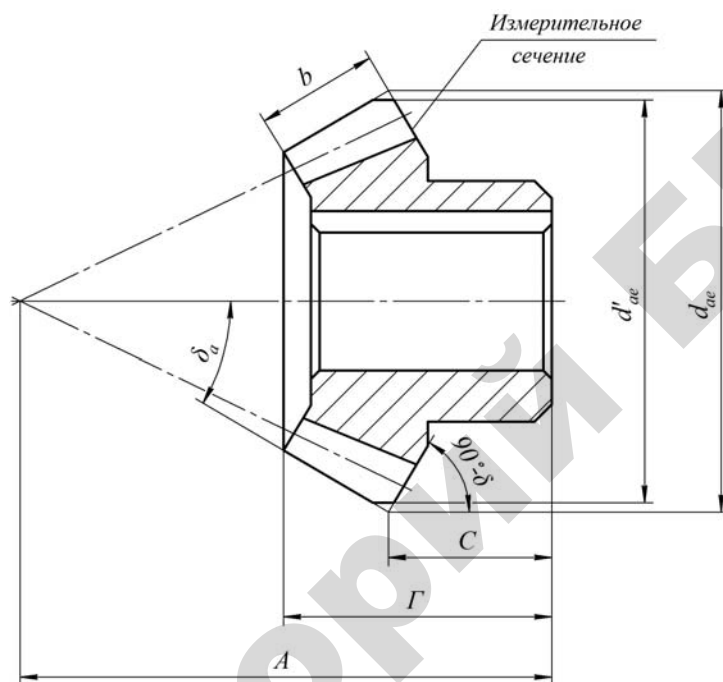


Рисунок 36 – Простановка основных размеров для зубчатого конического колеса

На чертеже зубчатого колеса должна быть помещена таблица параметров зубчатого венца (рисунок 37), состоящая из трех частей:

- первая часть – основные данные (позиции 1–7);
- вторая часть – данные для контроля (позиция 8);
- третья часть – справочные данные (позиция 9).

Части отделяются друг от друга сплошными основными линиями.

2.3.3 Выбор параметров конического зубчатого колеса, допусков размеров, формы, взаимного расположения и шероховатости поверхностей

На рисунке 17 приведена схема установки конического зубчатого колеса в механизме. Схема простановки размеров и показателей точности конического колеса представлена на рисунке 37, пример выполнения чертежа конического колеса – на рисунке 38.

Ниже в порядке номеров позиций (см. рисунок 37) даны краткие рекомендации по выбору параметров и технических требований к коническим зубчатым колесам.

Позиции 1–9 заполняются на основании данных, полученных при расчете конической передачи. В таблице 26 приведен пример расчета параметров колес зубчатой передачи. Колесо этой передачи представлено на рисунке 37. В качестве исходных приняты параметры колеса, полученные в результате расчета передачи: внешний окружной модуль m_e , число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 ; коэффициент смещения исходного контура x_e ; степень точности передачи.

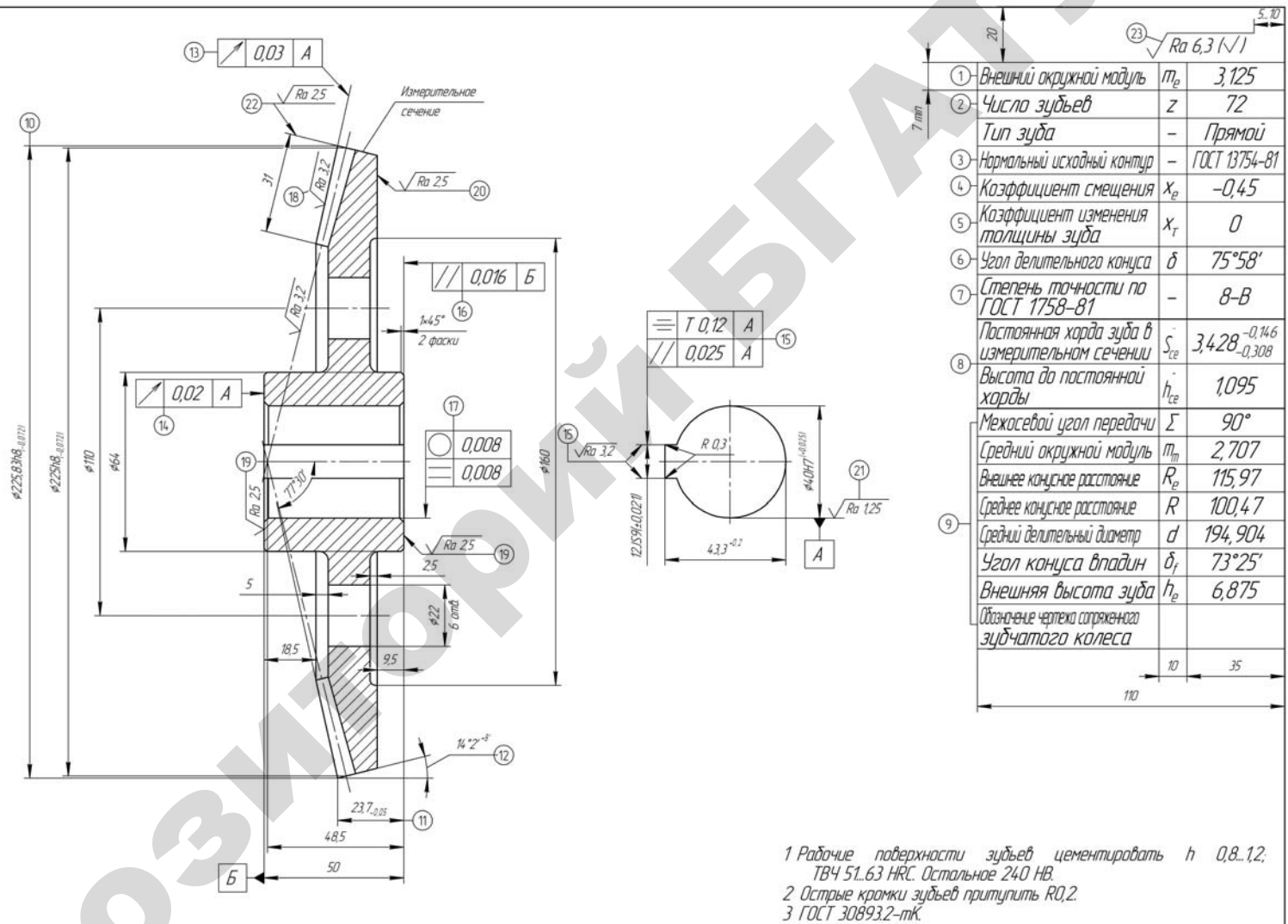


Рисунок 37 – Схема простановки размеров и показателей точности для конического зубчатого колеса

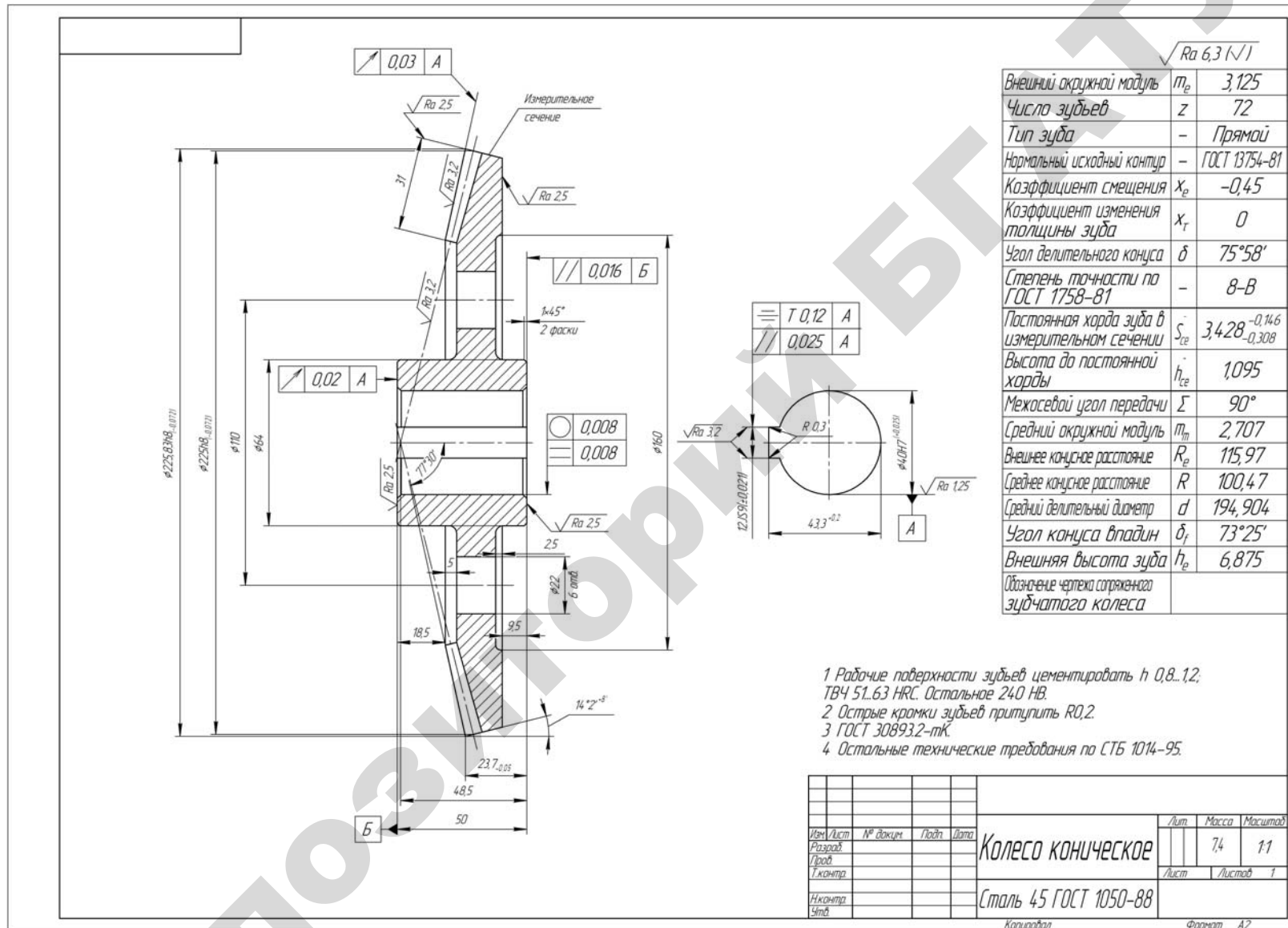


Рисунок 38 – Пример выполнения чертежа конического зубчатого колеса

Таблица 26 – Расчет параметров конической передачи

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы и числовые значения (позиция на рисунке 37)
1 Внешний окружной модуль	m_e	3,125 (позиция 1)
2 Число зубьев	z	72 (позиция 2)
3 Тип зуба	-	Прямой
4 Нормальный исходный контур		ГОСТ 13754–81 (позиция 3)
5 Коэффициент смещения	x_e	-0,45 (позиция 4)
6 Коэффициент изменения толщины зуба	x_t	0 (позиция 5)
7 Степень точности по ГОСТ 1758–81		8–B (позиция 7)
8 Число зубьев плоского колеса	z_c	$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ $z_c = \sqrt{18^2 + 72^2} = 74,2159$
9 Внешнее конусное расстояние	R_e	$R_e = 0,5m_e \cdot z_c$, $R_e = 0,5 \cdot 3,125 \cdot 74,2159 = 115,97$ мм (позиция 9)
10 Ширина зубчатого венца	b	$b \leq 0,3 \cdot R_e$, $b \leq 10 \cdot m_e$, $b = 31$ мм
11 Среднее конусное расстояние	R	$R = R_e - 0,5b$, $R = 115,97 - 0,5 \cdot 31 = 100,47$ мм (позиция 9)
12 Средний окружной модуль	m_m	$m_m = m_e \frac{R}{R_e}$ (позиция 9) $m_m = 3,125 \frac{100,47}{115,97} = 2,707$ мм
13 Средний делительный диаметр колеса	d_2	$d_2 = m_m \cdot z_2$, $d_2 = 2,707 \cdot 72 = 194,904$ мм (позиция 9)
14 Угол делительного конуса колеса	δ_2	$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$, $\delta_1 = 14^\circ 2'$ $\delta_2 = 90^\circ - 14^\circ 2' = 75^\circ 58'$ (позиция 6)
15 Внешняя высота головки зуба шестерни	h_{ae1}	$h_{ae1} = (h_a + x_1)m_e$, $h_{ae1} = (1 + 0,45) \cdot 3,125 = 4,5313$ мм
16 Внешняя высота головки зуба колеса	h_{ae2}	$h_{ae2} = 2h_a m_e - h_{ae1}$, $h_{ae2} = 2 \cdot 1 \cdot 3,125 - 4,5313 = 1,7187$ мм
17 Внешняя высота ножки зуба шестерни	h_{fe1}	$h_{fe1} = h_{ae2} + 0,2m_e$, $h_{fe1} = 1,7187 + 0,2 \cdot 3,125 = 2,3437$ мм
18 Внешняя высота ножки зуба колеса	h_{fe2}	$h_{fe2} = h_{ae1} + 0,2m_e$, $h_{fe2} = 4,5313 + 0,2 \cdot 3,125 = 5,1563$ мм
19 Внешняя высота зуба колеса	h_{e2}	$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2}$, $h_{e2} = 1,7187 + 5,1563 = 6,875$ мм (позиция 9)
20 Угол ножки зуба колеса	θ_{f2}	$\operatorname{tg} \theta_{f2} = \frac{h_{fe2}}{R_e}$, $\theta_{f2} = \operatorname{arctg} \frac{5,1563}{115,97} = 2^\circ 33'$
21 Угол конуса впадин колеса	δ_{f2}	$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$, $\delta_{f2} = 75^\circ 58' - 2^\circ 33' = 73^\circ 25'$ (позиция 9)
22 Внешний делительный диаметр шестерни	d_{e1}	$d_{e1} = m_e z_1$, $d_{e1} = 3,125 \cdot 18 = 56,25$ мм

Окончание таблицы 26

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы и числовые значения (позиция на рисунке 37)
23 Внешний делительный диаметр колеса	d_{e2}	$d_{e2} = m_e z_2, d_{e2} = 3,125 \cdot 72 = 225$ мм
24 Внешний диаметр вершин зубьев колеса	d_{ae2}	$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2,$ $d_{ae2} = 225 + 2 \cdot 1,7187 \cdot \cos 75^\circ 58',$ $d_{ae2} = 225,83$ мм
25 Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев колеса	B_2	$B_2 = 0,5d_{e1} - 2h_{ae2} \sin \delta_2,$ $B_2 = 0,5 \cdot 56,25 - 2 \cdot 1,7187 \cdot \sin 75^\circ 58',$ $B_2 = 24,79$ мм
26 Внешняя окружная толщина зуба шестерни	s_{e1}	$s_{e1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha + x_\tau) m_e,$ $s_{e1} = (0,5 \cdot 3,14 + 2 \cdot 0,45 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ + 0) \cdot 3,125,$ $s_{e1} = 5,93$ мм
27 Внешняя окружная толщина зуба колеса	s_{e2}	$s_{e2} = \pi \cdot m_e - s_{e1},$ $s_{e2} = 3,14 \cdot 3,125 - 5,93 = 3,8825$ мм
28 Постоянная хорда зуба колеса	\bar{s}_{ce2}	$\bar{s}_{ce2} = 0,8830 s_{e2},$ $\bar{s}_{ce2} = 0,8830 \cdot 3,8825 = 3,4282$ мм (позиция 8)
29 Высота до внешней постоянной хорды колеса	\bar{h}_{ce2}	$\bar{h}_{ce2} = h_{ae2} - 0,1607 s_{e2},$ $\bar{h}_{ce2} = 1,7187 - 0,1607 \cdot 3,8825 = 1,095$ мм (позиция 8)

Позиция 10. Допуск для внешнего диаметра вершин зубьев d_{ae2} .

Поверхность вершин зубьев служит базой при измерении параметров зубчатого венца, поэтому допуск на внешний диаметр рекомендуется назначать по таблице 27.

Вид допуска бокового зазора указывается в условном обозначении точности передачи по ГОСТ 1758–81 или находится по таблице 28 при известном условном обозначении вида сопряжения.

Таблица 27 – Допуск на внешний диаметр конического колеса

Степень точности	Вид допуска бокового зазора	Средний окружной модуль m_m , мм	Средний делительный диаметр d , мм	
			До 120	Свыше 120 до 500
			Поле допуска на d_{ae}	
6	h, d	От 1 до 16	$h7$	$h6$
	c, b		$h8$	$h7$
	a		$h9$	$h8$
7	h	От 1 до 25	$h7$	$h7$
	d		$h8$	$h7$
	c		$h8$	$h8$
	b		$h9$	$h8$
	a		$h9$	$h9$
8	h	От 1 до 56	$h8$	$h7$
	d, c		$h8$	$h8$
	b		$h9$	$h8$
	a		$h9$	$h9$
9	h	От 1 до 56	$h8$	$h7$
	d		$h8$	$h8$
	c, b		$h9$	$h8$
	a		$h10$	$h9$

Таблица 28 – Соотношения между видом допуска на боковой зазор по ГОСТ 1758–81

Вид сопряжения	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>H</i>
Вид допуска бокового зазора	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>h</i>	<i>h</i>

Для 8 степени точности, диаметра $d_{ae2} = 225,83$ мм и вида сопряжения *B* (рисунок 37) назначаем для вида допуска бокового зазора *b* поле допуска $h8(-0,072)$.

Позиция 11. Расстояние от базовой плоскости до плоскости внешней окружности вершин зубьев, размер *C* (см. рисунок 36) и допуск на него.

Размер рассчитывается: $C = A - B_2$.

Согласно рисунку 37 размер $A = 48,5$ мм, согласно позиции 25 таблицы 26 размер $B_2 = 24,8$, тогда $C = 48,5 - 24,8 = 23,7$ мм.

Допуск на размер *C* влияет на результат измерения толщины зуба. На основании практических данных предельные отклонения на размер рекомендуется принимать по таблице 29.

Таблица 29 – Допуск на расстояние *C* (см. рисунок 36)

Внешний окружной модуль m_e , мм	Предельные отклонения на размер <i>C</i> , мм	
	верхнее предельное отклонение	нижнее предельное отклонение
От 1 до 10	0	-0,05
Свыше 10	0	-0,1

Тогда размер $C = 23,7 (-0,05)$ мм.

Позиция 12. Допуски на угол конуса вершин зубьев δ_a и угол внешнего делительного дополнительного конуса $90^\circ - \delta$.

Допуски на углы конусов установлены на основе практических данных, и их рекомендуется принимать по таблице 30.

Таблица 30 – Допуск на угол конуса вершин зубьев

Внешний окружной модуль m_e , мм	Предельные отклонения угла δ_a , мин		Предельные отклонения угла $90^\circ - \delta$, мин
	верхнее предельное отклонение	нижнее предельное отклонение	
Свыше 0,75 до 1,5	0	+15'	$\pm 30'$
Свыше 1,5	0	+8'	$\pm 15'$

Тогда для колеса на рисунке 35 $\delta_{a2} = 14^\circ 2' (+8')$.

Позиция 13. Допуск на биение конуса вершин зубьев.

Конус вершин зубьев является измерительной базой, поэтому в соответствии с рекомендациями [2] назначается допуск на биение:

$$F_{ar2} \approx 0,6 \cdot F_r = 0,6 \cdot 63 = 37,8 \text{ мкм},$$

где F_r – допуск на биение зубчатого венца (таблица Д.1, приложение Д).

Окончательно: $T_f = 30$ мкм.

Позиция 14. Допуск на биение торца ступицы зубчатого колеса.

Допуск на биение торца ступицы зубчатого колеса выбирается в зависимости от принятой степени точности расположения и найденного диаметра торцевой поверхности.

Для конических колес согласно таблице Б.18 приложения Б может быть принята седьмая степень точности допуска на торцевое биение ступицы. При диаметре ступицы $d_{ст} = 64$ мм (рисунок 37) из таблицы Б.17 приложения Б найдем допуск:

$$T_f = 20 \text{ мкм} = 0,02 \text{ мм}.$$

Позиция 15. Допуск симметричности и параллельности расположения шпоночного паза выбираются в соответствии с рекомендациями таблицы 17.

Тогда $T_{\equiv} = 0,042 \cdot (2 \dots 4) = 0,084 \dots 0,168$ мм. Принимаем $T_{\equiv} = 0,12$ мм.

$T_{//} = 0,6 \cdot 0,042 = 0,0252$ мм. Принимаем $T_{//} = 0,025$ мм.

В соответствии с рекомендациями [7] значение параметра шероховатости Ra следует выбирать не более:

- для рабочих поверхностей пазов и шпонок – 1,6...3,2 мкм;
- для нерабочих поверхностей – 6,3...12,5 мкм.

Позиция 16. Допуск параллельности торцов ступицы зубчатого колеса.

Допуск параллельности задается в зависимости от принятой степени точности допуска расположения и по длине нормируемой поверхности, т. е. диаметре ступицы.

Для рассматриваемого колеса (рисунок 37) можно принять седьмую степень точности допуска. Тогда при диаметре ступицы $d_{ст} = 63$ мм допуск параллельности будет (таблица Б.17, приложение Б) равен: $T_{//} = 16$ мкм = 0,016 мм.

Позиция 17. Допуски формы посадочных поверхностей для посадки зубчатого конического колеса на вал назначаются с целью снижения концентрации напряжений в месте посадки и для обеспечения заданного характера соединения.

Допуски круглости и профиля продольного сечения определяются исходя из уровня относительной геометрической точности по ГОСТ 24643–81, качества допуска посадочного диаметра отверстия в ступице и его номинального диаметра.

В соответствии с рекомендациями таблицы Б.11 приложения Б для цилиндрических поверхностей вала назначается нормальная относительная геометрическая точность формы. Далее при известном качестве допуска диаметра отверстия по таблице Б.13 приложения Б принимается степень точности формы и затем в зависимости от номинального диаметра отверстия по таблице Б.14 приложения Б выбирается значение допуска круглости и профиля продольного сечения.

При нормальной относительной точности формы цилиндрической поверхности отверстия в ступице конического колеса и седьмом качестве допуска будет принята шестая степень точности формы. В этом случае при номинальном диаметре вала $d = 40$ мм допуски круглости и профиля продольного сечения равны: $T_{\bigcirc} = T_{\equiv} = 8$ мкм = 0,008 мм.

Позиция 18. Шероховатость профилей рабочей поверхности зубьев.

Назначение технического требования – обеспечение необходимых условий сопряжения зубьев в конической передаче. Назначается в зависимости от принятой точности передачи.

При восьмой степени точности передачи по ГОСТ 1758–81 (рисунок 37) значение параметра шероховатости $Ra = 2,5$ мкм (таблица 31).

Таблица 31 – Шероховатость поверхностей конических колес Ra

В микрометрах

Поверхности	Степень точности передачи			
	6	7	8	9
1 Рабочая поверхность зубьев	1,25	2,5	2,5...3,2	3,2
2 Торцовые поверхности ступицы	1,25	1,25	2,5	2,5
3 Поверхность отверстия в ступице:				
при диаметре отверстия $d \leq 80$ мм,	1,25...2,5			
при диаметре отверстия $d > 80$ мм	2,5...3,2			
4 Поверхности установочных баз	См. рисунок 39			
5 Конические поверхности вершин зубьев	2,5	2,5	2,5	3,2
6 Поверхности внешнего дополнительного конуса	1,25	1,25	2,5	2,5
7 Остальные поверхности	6,3...10			

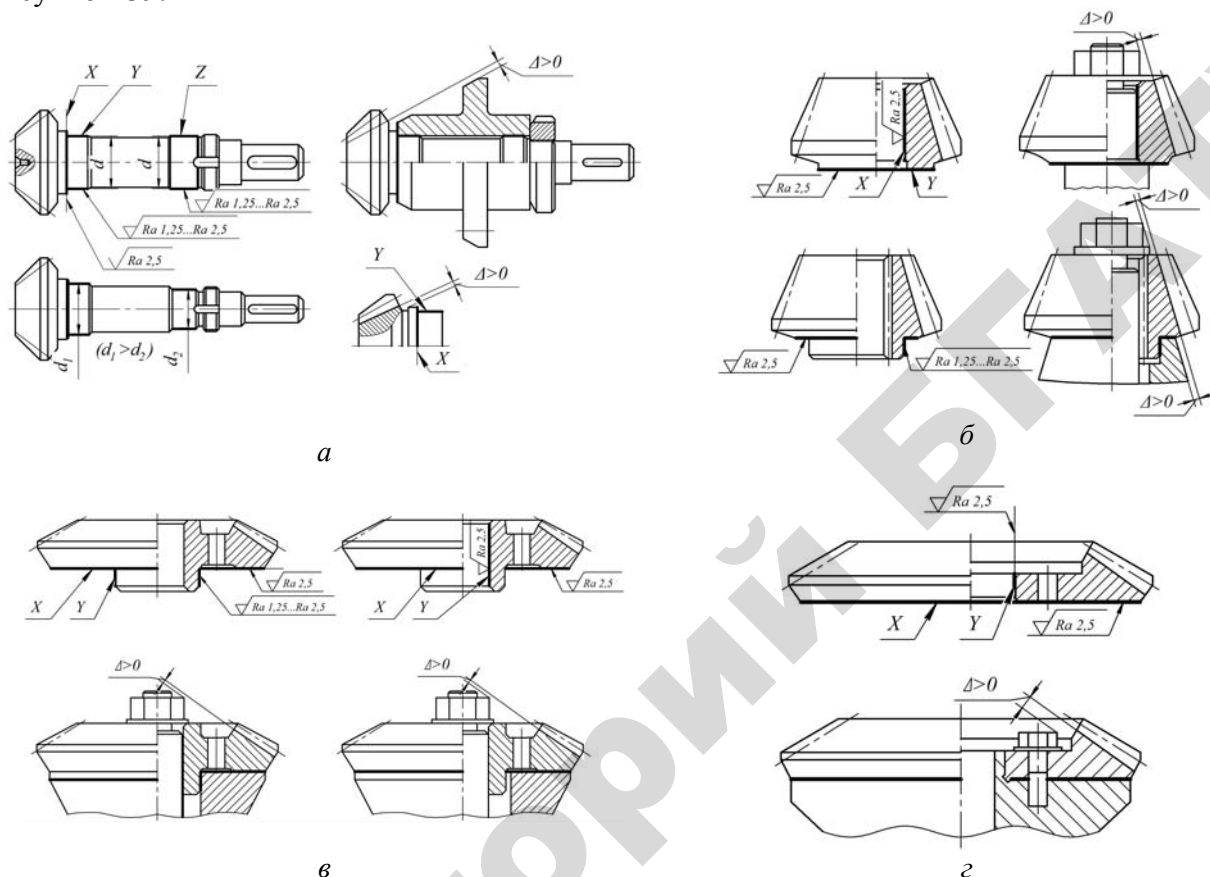
Позиция 19. Шероховатость торцовых поверхностей ступицы.

Назначение технического требования – равномерное распределение нагрузки по поверхностям торцов. Назначается в зависимости от принятой точности передачи.

При восьмой степени точности передачи по ГОСТ 1758–81 (рисунок 37) значение параметра шероховатости $Ra = 2,5$ мкм (таблица 31).

Позиция 20. Шероховатость поверхности баз.

Назначение технического требования – обеспечение точности положения заготовки зубчатого колеса при нарезании зубьев. Назначается для выбранных баз в соответствии с рисунком 39.



a – установочные базы *X*, *Y* и *Z* для нарезания зубьев на валах-шестернях; *б* – установочные базы *X*, *Y* для нарезания зубьев на шестернях; *в* – установочные базы *X*, *Y* для нарезания зубьев на зубчатых колесах; *г* – установочные базы *X*, *Y* для нарезания зубьев на зубчатых колесах-дисках

Рисунок 39 – Установочные базы для нарезания зубьев конических колес

При нарезании зубьев колеса на рисунке 39 за установочные базы приняты поверхности *X* и *Y* (рисунок 39, *в*). Шероховатость поверхности *X* (боковой поверхности обода на рисунке 37) $Ra = 2,5$ мкм.

Шероховатость поверхности *Y* не должна превышать $Ra = 2,5$ мкм.

Позиция 21. Шероховатость поверхности отверстия в ступице.

Назначение технического требования – обеспечение требуемого характера сопряжения посадочного отверстия зубчатого колеса с валом. Назначается в зависимости от диаметра посадочной поверхности.

При диаметре посадочного отверстия в ступице колеса $d = 40$ мм (рисунок 37) значение параметра шероховатости $Ra = 1,25$ мкм (таблица 31).

Позиции 22, 23. Шероховатость конической поверхности вершин зубьев и поверхности внешнего дополнительного конуса.

Назначается в зависимости от принятой точности передачи по таблице 31.

При восьмой степени точности передачи по ГОСТ 1758–81 (рисунок 37) значение параметров шероховатости вышеуказанных поверхностей $Ra = 2,5$ мкм (таблица 31).

Позиция 24. Шероховатость других поверхностей, для которых она на чертеже не указана.

Для конических колес назначается для поверхностей $Ra = 2,5 \dots 10$ мкм (таблица 31) в зависимости от принятой технологии изготовления колес.

У конического колеса, представленного на рисунке 37, шероховатость всех поверхностей, не указанных непосредственно на чертеже, принята $Ra = 6,3$ мкм.

2.4 Червячные передачи

Чертежи металлических механически обработанных цилиндрических червяков (архимедов червяк ZA , эвольвентный червяк $Z1$, конволютный с прямолинейным профилем витка $ZN1$, конволютный с прямолинейным профилем впадины $ZN2$, червяк, образованный конусом, ZK) и сопряженных червячных колос передач с углом скрещивания осей 90° выполняются по ГОСТ 2.406–76* в части указания параметров зубчатого венца.

Примеры условного обозначения червячных передач.

Пример условного обозначения точности червячной передачи или пары со степенью точности 7 по всем трем нормам, с видом сопряжения элементов передачи C и соответствием между видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор:

7–C ГОСТ 3675–81.

Пример условного обозначения точности червячной передачи или пары со степенью точности 8 по нормам кинематической точности, со степенью 7 по нормам плавности, со степенью 6 по нормам контакта зубьев червячного колеса и витков червяка, с видом сопряжения червяка и червячного колеса B и видом допуска на боковой зазор a :

8–7–6–Ba ГОСТ 3675–81.

2.4.1 Червяки

2.4.1.1 Конструирование червяка

Валы, предназначенные для посадки червяков, принципиально не отличаются от валов общего назначения. При разработке рабочих чертежей таких валов могут применяться рекомендации, изложенные в разделе 2.1.1.

Схема простановки размеров и показателей точности червяка представлена на рисунке 40, пример выполнения чертежа червяка – на рисунке 41.

2.4.1.2 Простановка размеров

На рабочих чертежах должны быть указаны: габаритные размеры; размеры, определяющие контур нарезной части червяка, диаметр вершин витка d_{a1} ; длина нарезанной части червяка b_1 и остальные размеры, необходимые для изготовления червяка.

Концевые участки витков имеют заостренную форму. Их необходимо притупить фрезерованием или зашлифовкой. На рабочем чертеже червяка об этом приводят соответствующее указание.

На чертеже червяка (рисунок 40) должна быть помещена таблица параметров зубчатого венца, состоящая из трех частей:

- первая часть – основные данные (позиции 1–5);
- вторая часть – данные для контроля (позиция 6);
- третья часть – справочные данные (позиция 7).

Части отделяются друг от друга сплошными основными линиями.

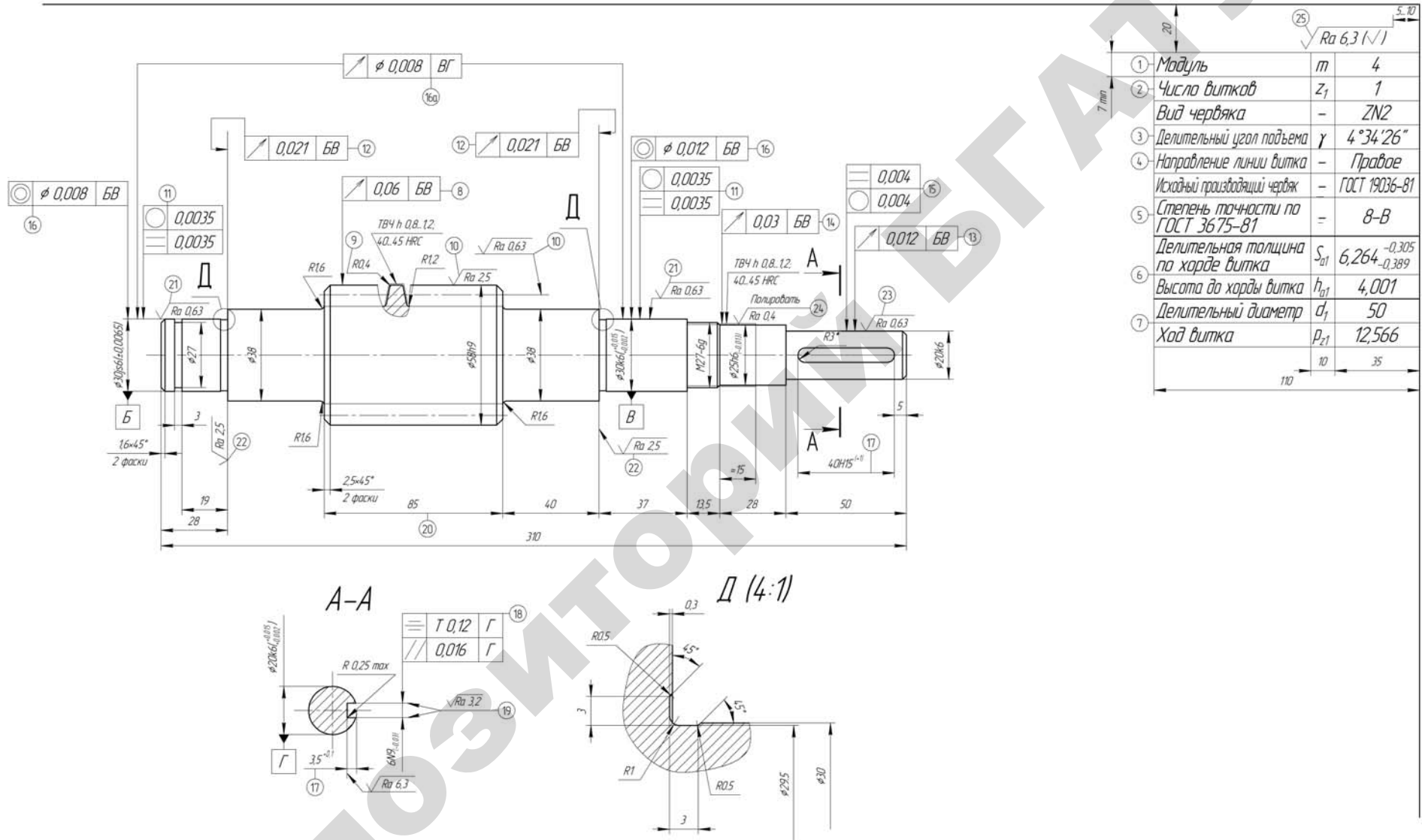


Рисунок 40 – Схема простановки размеров и показателей точности для червяка

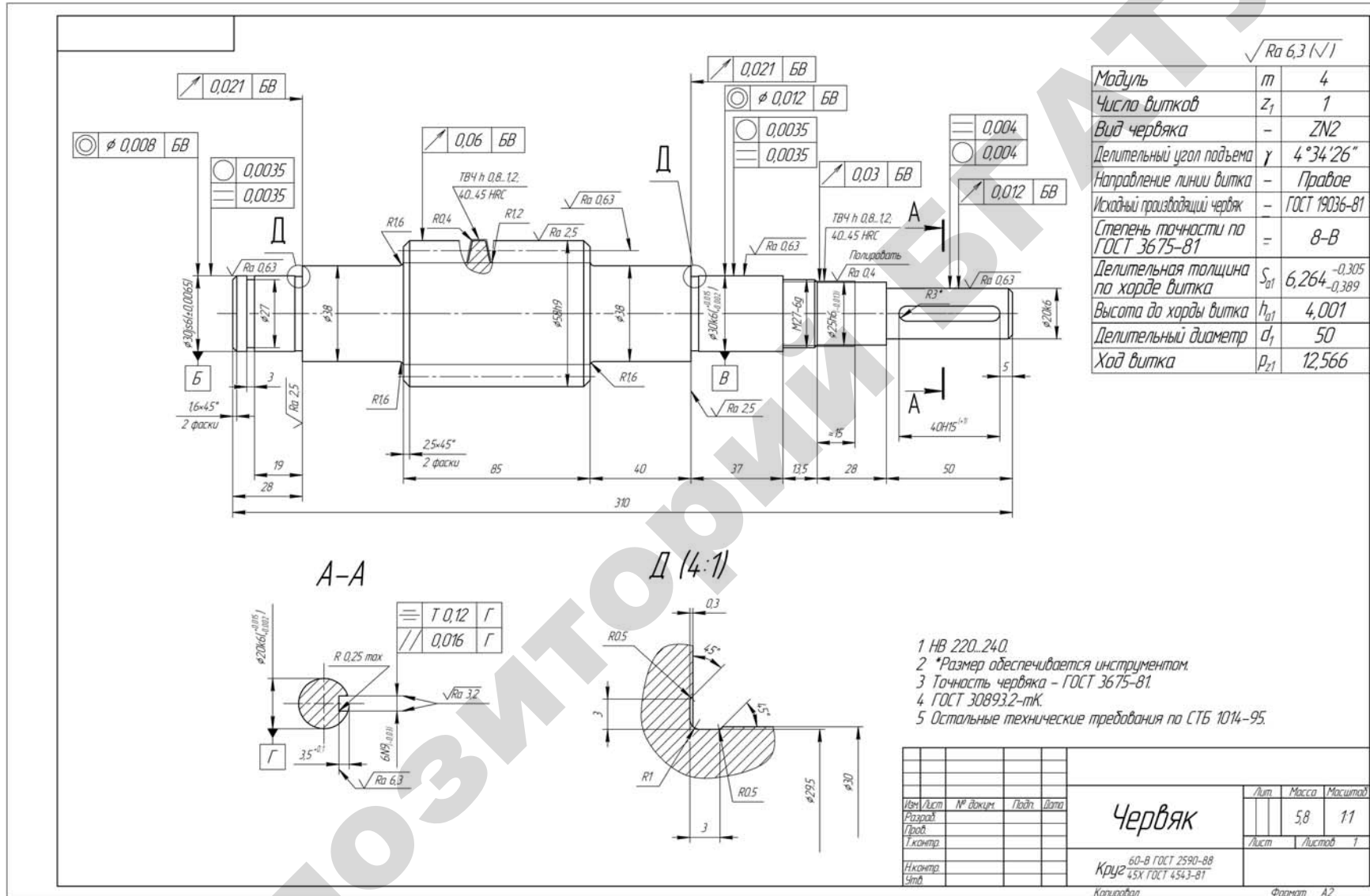


Рисунок 41 – Пример выполнения чертежа червяка

2.4.1.3 Выбор параметров червяка, допусков размеров, формы, взаимного расположения и шероховатости поверхности

Позиции 1–5 заполняются на основании данных, полученных при расчете червячной передачи: модуля m , числа заходов (число витков) z_1 , вида червяка, делительного диаметра d_1 , степени точности по ГОСТ 3675–81.

Например, для передачи, в состав которой входит червяк, изображенный на рисунке 40, в результате расчета были определены параметры, представленные в таблице 32.

Таблица 32 – Результаты проектного расчета червячной передачи

Наименование параметра	Обозначение	Числовое значение
1 Модуль	m	4 мм
2 Коэффициент диаметра червяка	q	12,5
3 Число витков червяка	z_1	1
4 Вид червяка	$ZN2$	
5 Угол профиля	α_n	20°
6 Межосевое расстояние	a_w	125 мм
7 Передаточное число	u	50
8 Направление червяка		Правое
9 Степень точности		8–В ГОСТ 3675–81
Примечание – Червяки, за исключением случаев обусловленных кинематикой привода, должны иметь линию витка правого направления.		

Расчет геометрических параметров червячной передачи, необходимых для построения рабочих чертежей червяка и червячного колеса представлен в таблице 33.

Таблица 33 – Расчет параметров червячной передачи

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы и числовые значения
1 Число зубьев червячного колеса	z_2	$z_2 = u \cdot z_1 = 50 \cdot 1 = 50$
2 Коэффициент смещения червяка	x	$x = a_w / m - 0,5(z_2 + g)$, $x = 125 / 4 - 0,5 \cdot (50 + 12,5) = 0$
3 Делительный диаметр червяка	d_1	$d_1 = qm = 12,5 \cdot 4 = 50$ мм
4 Делительный диаметр колеса	d_2	$d_2 = z_2 m = 50 \cdot 4 = 200$ мм
5 Делительный угол подъема	γ	$\operatorname{tg} \gamma = z_1 / q = 1 / 12,5$, $\gamma = 4^\circ 34' 26''$
6 Диаметр вершин червяка	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m = 50 + 2 \cdot 4 = 58$ мм
7 Диаметр вершин колеса	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m = 200 + 2 \cdot 4$; $d_{a2} = 208$ мм
8 Наибольший диаметр червячного колеса	d_{am2}	$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2)$, $d_{am2} \leq 208 + 6 \cdot 4 / (1 + 2) = 216$ мм
9 Радиус кривизны переходной кривой червяка	ρ_l	$\rho_l = 0,3m = 0,3 \cdot 4 = 1,2$ мм
10 Длина нарезанной части червяка	b_1	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$, $b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot 50) \cdot 4 = 56$ мм
11 Ширина венца червячного колеса	b_2	$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 58 = 43,5$ мм

Если коэффициент смещения червяка $x = 0$, то для расчета длины нарезной части червяка b_1 следует использовать формулы из таблицы 34. При промежуточном значении коэффициента x длину b_1 вычисляют по ближайшему пределу x , который дает большее значение b_1 .

Для шлифуемых и фрезеруемых червяков полученную длину b_1 (таблица 34) следует увеличить: на 25 мм – при $m < 10$ мм; на 30...40 мм – при $m = 10...16$ мм; на 50 мм – при $m > 16$ мм.

Таблица 34 – Расчет длины нарезной части червяка b_1 при различных x

x	Расчетные формулы при z_1	
	1 и 2	4
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2)m$
0,0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1z_2)m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2)m$

Для рассматриваемого червяка (рисунок 40) модуль $m = 4$ мм. Тогда длина нарезной части должна быть

$$b_{1ч} \geq b_1 + 25 = 56 + 25 = 81 \text{ мм.}$$

Принимаем из ряда нормальных линейных размеров (таблица А.1, приложение А) $b_{1ч} = 85$ мм (позиция 20).

Позиция 6. Делительная толщина по хорде витка и высота до хорды витка.

В соответствии с ГОСТ 2.406–76 указываются данные для контроля взаимного положения профилей разноименных витков червяка.

Расчет размеров для контроля взаимного положения профилей витков червяка, представленного на рисунке 40, по данным таблиц 32 и 33 приведен в таблице 35.

В ГОСТ 2.406–76 предусмотрен и второй вариант показателей для контроля взаимного положения профилей витка червяка – размер червяка по роликам M и диаметр измерительного ролика D (рисунок 42, б).

$$M_1 = d_1 - (\pi m - 1,571m) \frac{\cos \gamma}{\operatorname{tg} \alpha} + D \left(\frac{1}{\sin \alpha} + 1 \right), \quad (8)$$

где $\alpha = 20^\circ$ – для червяков Z1, ZN1, ZN2, ZK1;

$\sin \alpha = \sin 20^\circ \cos \gamma$ – для червяка ZA;

D – диаметр измерительного ролика ($D \geq 1,67m$).

Таблица 35 – Расчет делительной толщины по хорде витка червяка и высоты до хорды витка (рисунок 42, а)

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы и числовые значения
1 Расчетный шаг червяка	p_1	$p_1 = \pi m = 3,14164 \cdot 4 = 12,566$ мм
2 Ход витка червяка	p_{z1}	$p_{z1} = p_1 z_1 = 12,566 \cdot 1 = 12,566$ мм
3 Делительная толщина по хорде витка червяка	\bar{S}_{a1}	$\bar{S}_{a1} = 1,571m \cos \gamma,$ $\bar{S}_{a1} = 1,571 \cdot 4 \cdot \cos 4^\circ 34' 26'' = 6,264$ мм
4 Высота до хорды витка	\bar{h}_{a1}	$\bar{h}_{a1} = m + 0,5 \bar{S}_{a1} \operatorname{tg} \left(0,5 \arcsin \frac{\bar{S}_{a1} \sin^2 \gamma}{d_1} \right),$ $\bar{h}_{a1} = 4 + 0,5 \cdot 6,264 \operatorname{tg} \left(0,5 \arcsin \frac{6,264 \sin^2 4^\circ 34' 26''}{50} \right),$ $\bar{h}_a = 4,001$ мм

Второй вариант показателей для контроля взаимного положения витка червяка чаще применяется для червяков с модулем $m < 1$ мм.

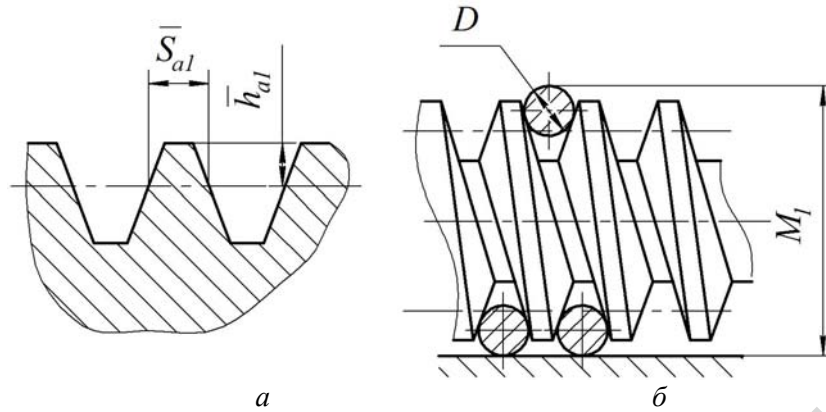


Рисунок 42 – Показатели для контроля взаимного положения разноименных профилей витка червяка

Позиция 7. Относится к третьей части таблицы – справочные данные. В ней должны быть приведены:

- делительный диаметр $d_1 = 50$ мм;
- ход витка червяка $p_{z1} = 12,566$ мм (см. в таблице 35).

При необходимости могут быть приведены иные справочные данные.

Позиция 8. Допуск на радиальное биение вершин зубьев.

Поле допуска на диаметр $d_{a1} = 58$ мм рекомендуется принимать $h9$. Согласно таблице Б.4 приложения Б принимаем 8 степень точности суммарного допуска формы и расположения. Допуск на радиальное биение назначают по таблице Б.5 приложения Б, тогда для $\varnothing 58h9$ допуск на радиальное биение вершин зубьев составит: $T_r = 60$ мкм = 0,06 мм.

Позиция 9. Радиусы кривизны линии притупления витка (рисунок 43):

$$\rho_{k1} = 0,1m = 0,1 \cdot 4 = 0,4 \text{ мм.}$$

Радиус кривизны переходной кривой витка червяка (рисунок 43):

$$\rho_{f1} = 0,3 \cdot m = 0,3 \cdot 4 = 1,2 \text{ мм.}$$

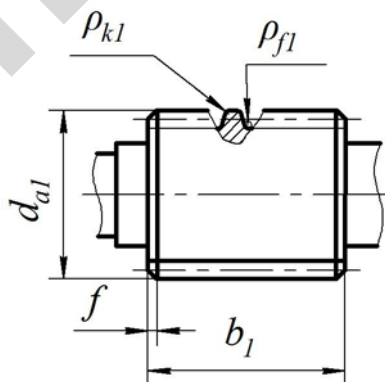


Рисунок 43 – Параметры профиля витка червяка

Позиция 10. Шероховатость профиля витка червяка.

Назначение технического требования – обеспечение необходимых условий работы передачи. Значение параметра Ra выбирается согласно рекомендациям таблицы 36.

Таблица 36 – Шероховатость поверхностей зубьев червяка Ra

В микрометрах

Поверхность	Степень точности червячной передачи*			
	6	7	8	9
1 Боковая поверхность витков	0,32...0,63	0,32...0,63	0,63...1,25	1,25...2,5
2 Диаметр вершин витков	1,25	1,25...2,5	2,5	2,5
3 Поверхности входного участка вала червяка, мест установки подшипников, уплотнений	См. позиции 14–17 раздела 2.1.2.2			
4 Другие необозначенные поверхности	6,3			
* По нормам кинематической точности.				

Позиция 11. Допуски формы посадочных поверхностей для подшипников качения.

При посадке на вал диаметром $d = 30$ мм (рисунок 40) подшипника нулевого класса точности (нулевой или шестой класс подшипников применяется, как правило, в общем машиностроении, тракторостроении и сельхозмашиностроении) допуски круглости и профиля продольного сечения составят (таблица Б.2, приложение Б):

$$T_{\bigcirc} = T_{\text{—}} = 3,5 \text{ мкм} = 0,0035 \text{ мм.}$$

Позиция 12. Допуск торцового биения заплечика вала.

В рассматриваемом валу (рисунок 40) в торец упираются оба подшипника (в соответствии с рисунком 28, а) нулевой степени точности и с номинальным диаметром отверстия внутреннего кольца $d = 30$ мм. Числовое значение допуска торцового биения торца заплечика не должно превышать (таблица Б.3, приложение Б):

$$T_{\text{—}}' = 21 \text{ мкм} = 0,021 \text{ мм.}$$

Позиция 13. Допуск радиального биения посадочных поверхностей для муфт, шкивов. Допуск задается на диаметре посадочной поверхности по таблице 13 и согласуется с ГОСТ 24643–81.

К примеру, если частота вращения вала равна 1450 мин^{-1} , то допуск радиального биения составит:

$$T_{\text{—}}' = 0,012 \text{ мм.}$$

Позиция 14. Допуск радиального биения поверхности вала под манжетное уплотнение. Допуск принимается по данным таблицы 14.

Допуск на радиальное биение $T_{\text{—}}' = 30 \text{ мкм} = 0,03 \text{ мм.}$

Позиция 15. Допуски формы посадочных поверхностей для посадки муфт, шкивов.

В соответствии с рекомендациями таблицы Б.11 приложения Б для цилиндрических поверхностей вала назначается нормальная относительная геометрическая точность формы. Далее при известном качестве допуска диаметра вала по таблице Б.13 приложения Б принимается степень точности формы и затем в зависимости от номинального диаметра вала по таблице Б.14 приложения Б выбираются значения допусков круглости и профиля продольного сечения.

При нормальной относительной точности формы цилиндрической поверхности в месте посадки муфты или шкива и шестом качестве диаметра будет принята пятая степень точности формы. В этом случае при номинальном диаметре вала $d = 20$ мм допуски круглости и профиля продольного сечения составят: $T_{\bigcirc} = T_{\text{—}} = 4 \text{ мкм} = 0,004 \text{ мм.}$

Позиция 16. Допуск соосности посадочных мест вала под подшипники относительно общей оси.

На рассматриваемом валу (рисунок 40) будут устанавливаться слева подшипник радиальный однорядный шариковый № 306 с нормальной группой радиального зазора и шириной внутреннего кольца (шириной посадочного места) $B_2 = 19$ мм; справа – конические радиально-упорные подшипники № 7306 с нормальной группой радиального зазора и шириной внутреннего кольца (шириной посадочного места) $B_2 = 19 \cdot 2 = 38$ мм.

Допуск соосности посадочных мест вала под подшипники относительно общей оси в этом случае не должен превышать:

- для левого подшипника $T_{\odot} = \varnothing T_{pc}^B \cdot B_2/10 = 4 \cdot 19/10 = 7,6 \text{ мкм} = 0,0076 \text{ мм}$;
- для правых подшипников $T_{\odot} = \varnothing T_{pc}^B \cdot B_2/10 = 4 \cdot 38/10 = 15,2 \text{ мкм} = 0,0152 \text{ мм}$.

На рабочем чертеже вала проставляют числовое значение допуска, соответствующее ГОСТ 26643–81 (таблица Б.1, приложение Б):

- для левого подшипника $T_{\odot} = 0,008 \text{ мм}$;
- для правых подшипников $T_{\odot} = 0,012 \text{ мм}$.

В соответствии с п. 6 приложения 7 к ГОСТ 3325–85 допуски соосности можно заменить допусками радиального биения тех же поверхностей относительно их общей оси с учетом того, что на те же поверхности обязательно задаются допуски цилиндричности, которые совместно с допусками радиального биения ограничивают такие же отклонения, которые ограничивают допуски соосности. Тогда $T_{\prime} = 0,008 \text{ мм}$ (позиция 16а).

Позиция 17. Отклонения на глубину паза у вала под призматическую шпонку назначаются в зависимости от высоты шпонки h по таблице 16. Предельные отклонения длины шпоночного паза регламентируются ГОСТ 23360–78 и назначаются по $H15$. Высоту шпонки в зависимости от диаметра вала устанавливает вышеуказанный ГОСТ.

При диаметре вала $d = 20 \text{ мм}$ и $h = 6 \text{ мм}$ назначаем: верхнее отклонение – $+0,1 \text{ мм}$; нижнее отклонение – 0 .

Позиция 18. Допуски симметричности и параллельности расположения шпоночного паза выбираются в соответствии с рекомендациями таблицы 17.

У шпоночного паза (рисунок 40) с шириной $6N9(-0,030)$ допуск на ширину равен $T_{\text{ш}} = 0,030 \text{ мм}$. Допуски симметричности и параллельности будут равны:

$$T_{\equiv} = 4T_{\text{ш}} = 4 \cdot 0,030 = 0,12 \text{ мм};$$
$$T_{//} = 0,6T_{\text{ш}} = 0,6 \cdot 0,030 = 0,018 \text{ мм}.$$

Полученные значения согласовывают с ГОСТ 26643–81 (таблица Б.1, приложение Б) и принимают:

$$T_{\equiv} = 0,12 \text{ мм}; T_{//} = 0,016 \text{ мм}.$$

Позиция 19. Шероховатость поверхностей в шпоночном соединении.

В соответствии с рекомендациями [7] значение параметра Ra следует выбирать не более:

- для рабочих поверхностей пазов и шпонок – $1,6 \dots 3,2 \text{ мкм}$;
- для нерабочих поверхностей – $6,3 \dots 12,5 \text{ мкм}$.

Позиция 21. Шероховатость посадочных поверхностей под подшипники качения.

Назначение технического требования – обеспечение заданного характера сопряжения.

Для посадочных диаметров вала $\varnothing 30js6$ и $\varnothing 30k6$ с допуском $T_p = 0,013 \text{ мм}$ согласно формуле (6) $Ra \leq 0,05 \cdot 13 = 0,65 \text{ мкм}$.

Принимаем $Ra = 0,63 \text{ мкм}$.

Позиция 22. Шероховатость поверхности опорных торцов заплечиков в месте установки подшипников.

Назначение технического требования – равномерное распределение нагрузки по поверхности заплечика и обеспечение необходимой точности положения подшипника.

Величина шероховатости выбирается по таблице В.4 приложения В в зависимости от класса точности подшипника.

При установке на вал подшипников нулевого класса точности принимаем (см. таблицу В.4 приложения В) $Ra = 2,5 \text{ мкм}$.

Позиция 23. Шероховатость посадочной поверхности (под муфту, шкив).

Для посадочного диаметра вала $\varnothing 20k6$ с допуском $T_p = 0,013 \text{ мм}$ согласно формуле (6)

$$Ra \leq 0,05T_p = 0,05 \cdot 0,013 = 0,00065 \text{ мм} = 0,65 \text{ мкм}.$$

Принятые значения Ra должны соответствовать ГОСТ 26643–81 (таблица Б.1, приложение Б). Принимаем $Ra = 0,63 \text{ мкм}$.

Позиция 24. Шероховатость поверхности под манжетное уплотнение.

Назначение технического требования – предохранение манжеты от преждевременного износа.

Рекомендуется принимать $Ra = 0,2 - 0,4$ мкм (поверхность полировать).

Позиция 25. Шероховатость поверхностей, на которых не нанесены обозначения шероховатости.

В соответствии с ГОСТ 2.309–73 обозначение шероховатости, одинаковой для части поверхностей вала, может быть помещено в правом верхнем углу чертежа (рисунок 26) вместе с условным обозначением (\surd). Это означает, что все поверхности, на которых на изображении не нанесены обозначения шероховатости или знак \surd , должны иметь шероховатость, указанную перед условным обозначением (\surd).

Эти поверхности, как правило, не являются сопрягаемыми. Их размеры выполняются с допусками 14 качества полувеличинным обработанием с продольной и поперечной подачей. При этом достигается шероховатость $Ra = 6,3-12,5$ мкм.

2.4.2 Червячные колеса

2.4.2.1 Конструирование червячных колес

Основные параметры червячных колес (диаметр, ширина, модуль, число зубьев и пр.) определяют при проектировании передач. Конструкция колес и червяков зависит, главным образом, от проектных размеров, материала, способа получения заготовки и масштаба производства.

Червячные колеса, как правило, изготавливают составными: центр колеса (ступица с диском) – из стали, реже из серого чугуна, а зубчатый венец (обод) – из антифрикционного материала (серого чугуна, оловянистых и безоловянистых бронз, латуни).

При скорости скольжения $v_{ск} \leq 2$ м/с применяют для изготовления венца серый чугун марок СЧ15 и СЧ18; при скорости скольжения $2 \text{ м/с} < v_{ск} \leq 8$ м/с – безоловянистую бронзу и латунь; при более высокой скорости скольжения – оловянистые бронзы.

При единичном и мелкосерийном производстве зубчатые венцы соединяют с центром колеса посадкой с натягом ($H7/u7$; $H8/u8$). При постоянном направлении вращения червячного колеса на наружной поверхности диска предусматривается буртик (рисунок *a* таблицы 37). Для упрощения процесса изготовления венца и центра колеса буртик не могут не делать, обеспечивая посадку венца на центр с достаточным натягом (рисунок *б* таблицы 37). При небольших скоростях скольжения $v_{ск} \leq 2$ м/с и малых диаметрах колеса его можно изготовить цельнолитым из антифрикционного материала (рисунок *в* таблицы 37).

Таблица 37 – Колеса червячные. Конструкция и размеры

a и *б* – с напрессованным венцом (*б* – с натягом); *в* – цельное колесо из чугуна

Элемент колеса	Размер	Значение
Обод	Диаметр наибольший	$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$
	Диаметр внутренний	$d_b = 0,9d_2 - 2,5m$
	Толщина	$S = 0,05d_2; S_0 \approx S;$ $h = 0,15b_2; t = 0,8h$
	Ширина	При $z_1 = 1$ $b_2 = 0,355a_w$; при $z_1 = 4$ $b_2 = 0,315a_w$
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_3$ (см. конструирование валов)
	Диаметр наружный	Стальная – $d_{ct} = 1,55d$; Чугунная – $d_{ct} = 1,6d$ При соединении шпоночным и с натягом
	Толщина	$\delta_{ct} \approx 0,3d$
	Длина	$l_{ct} = (1,0 \dots 1,5)d$
Диск	Толщина	$C = 0,5(S + \delta_{ct}) \geq 0,25b_2$
	Радиусы закруглений и уклон	$R \geq 10; \gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	$d_o \geq 25$ мм; $n_o = 4 \dots 6$
<p>Примечания</p> <p>1 При определении длины ступицы l_{ct} числовой коэффициент перед d принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и ближе к верхнему пределу – при переходной посадке.</p> <p>2 На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = 0,5m$ с округлением до стандартного значения по таблице 17.</p> <p>3 Угол фаски $\alpha_{\phi} = 45^\circ$.</p>		

2.4.2.2 Простановка размеров

На изображении червячного колеса должны быть указаны: габаритные размеры; размеры, входящие в размерные цепи; диаметр вершин зубьев d_{a2} ; наибольший диаметр d_{am2} ; ширина венца b_2 , данные, определяющие контур венца колеса, например, размеры фаски f или радиус закругления торцовых кромок зубьев, радиус выемки поверхности вершин зубьев колеса R ; расстояние от базового торца до средней торцевой плоскости колеса и, при необходимости, до центра выемки поверхности вершин зубьев колеса; радиус кривизны переходной кривой зуба ρ_{k2} , радиус кривизны линии притупления зуба ρ_{f2} или размеры фаски; шероховатость боковых поверхностей зуба (рисунки 44, 45, 46).

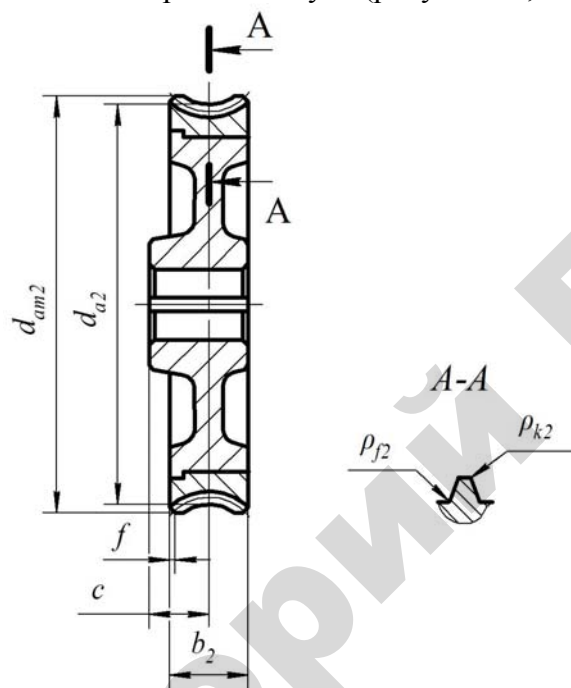


Рисунок 44 – Червячное колесо

Остальные размеры проставляются исходя из технологии изготовления червячного колеса.

На чертеже червячного колеса должна быть помещена таблица параметров зубчатого венца (рисунок 46), состоящая из двух частей:

- первая часть – основные данные (позиция 1);
- вторая часть – справочные данные (позиция 2);

Части отделяются друг от друга сплошными основными линиями.

Данные для контроля в таблице чертежа червячного колеса не приводят [3].

2.4.2.3 Выбор параметров червячного колеса, допусков размеров, формы, взаимного расположения и шероховатости поверхности

Схема простановки размеров и показателей точности червячного колеса представлена на рисунке 45, пример выполнения чертежа червячного колеса – на рисунке 46.

Ниже по порядку номеров позиций (рисунок 45) даны краткие рекомендации по выбору параметров и технических требований к червячным колесам.

Численные значения червячной передачи, колесо которой представлено на рисунке 45, приведены в таблицах 32 и 33.

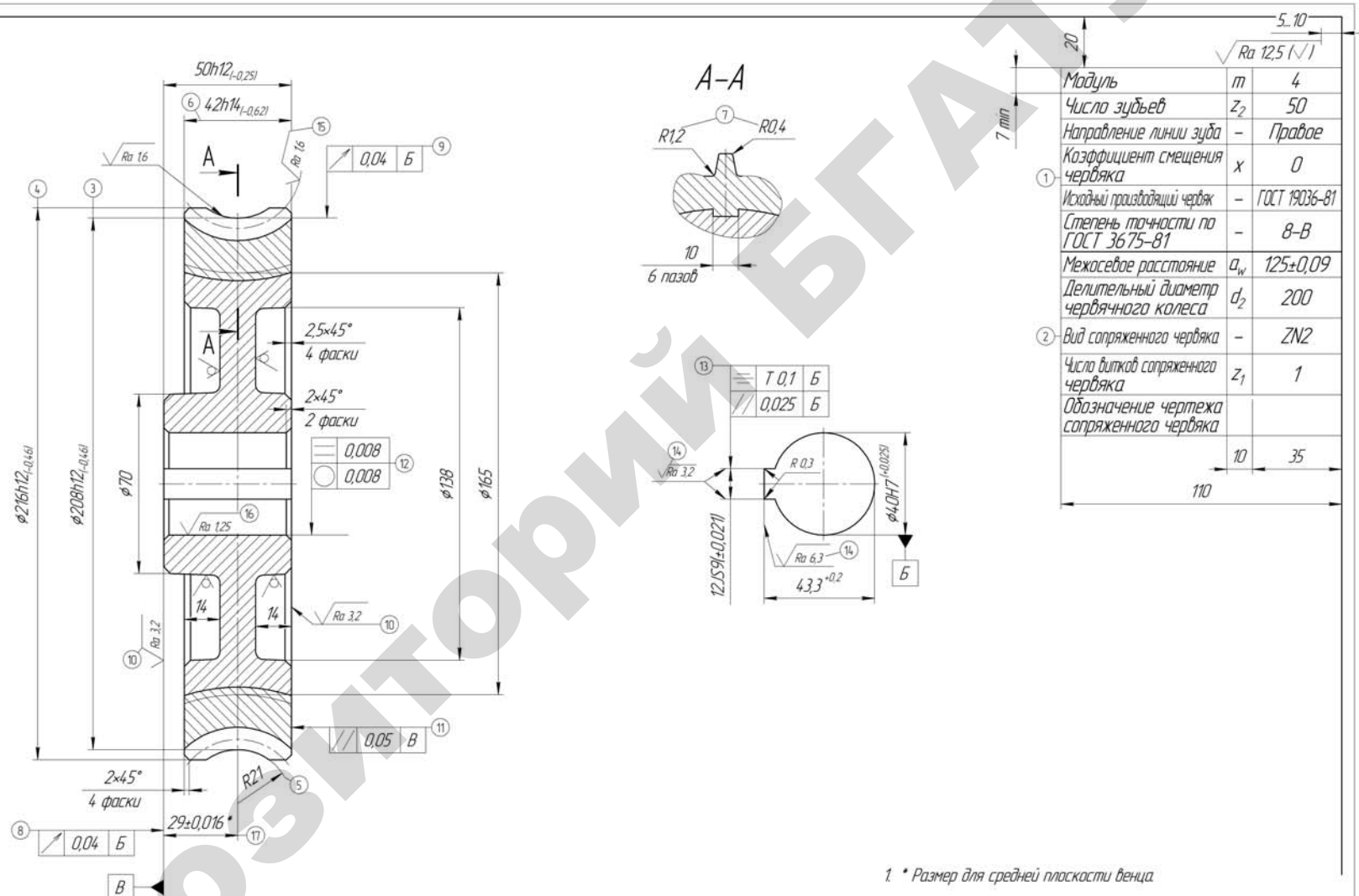


Рисунок 45 – Схема простановки размеров и показателей точности для червячного колеса

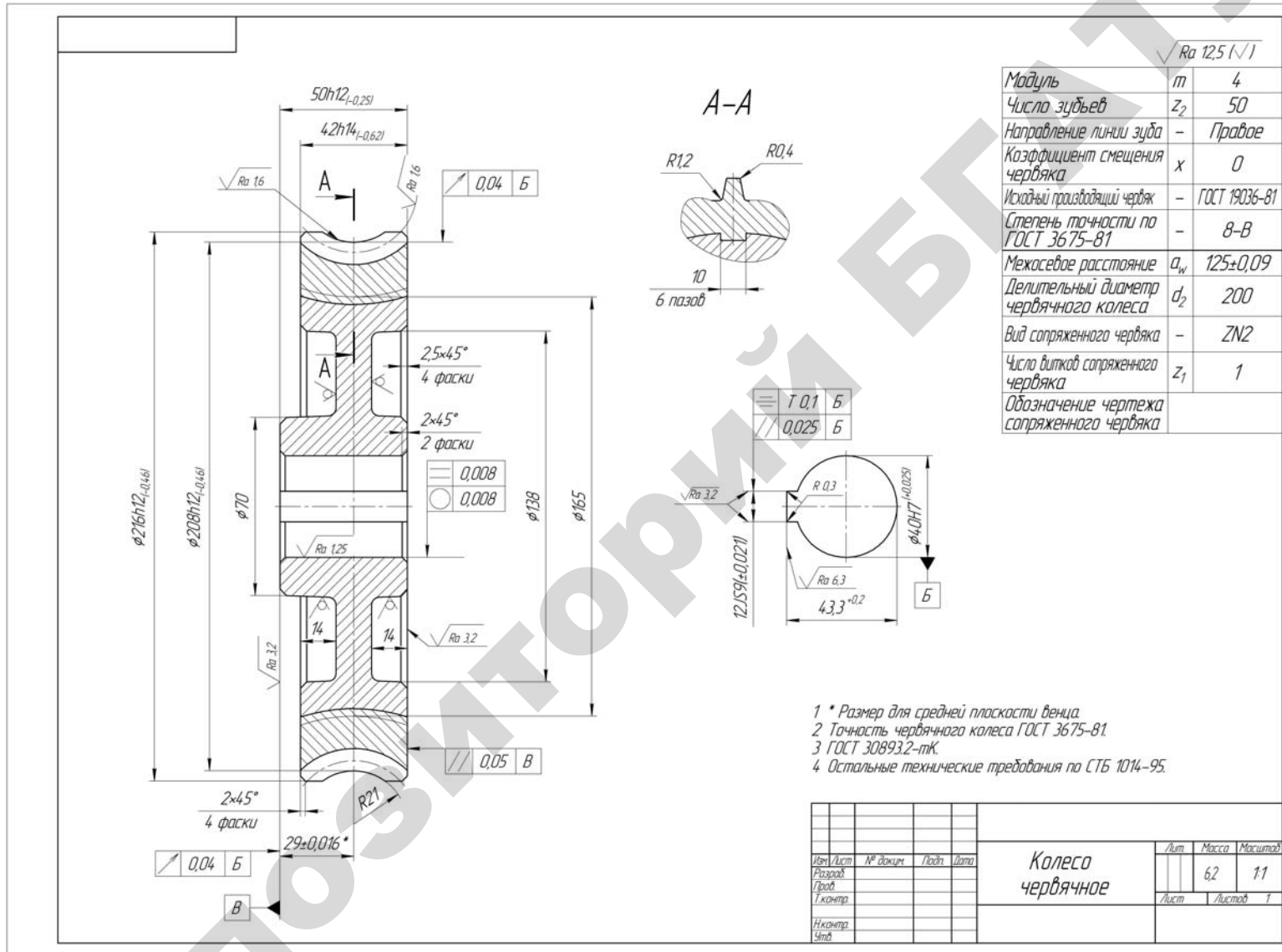


Рисунок 46 – Пример выполнения чертежа червячного колеса

Позиция 1 заполняется на основании данных, полученных при расчете червячной передачи.

Первая часть таблицы параметров зубчатого венца червячного колеса включает:

- модуль $m = 4$ мм;
- число зубьев $z_2 = 50$;
- направление линии зуба – правое;
- коэффициент смещения червяка $x = 0$;
- исходный производящий червяк (по ГОСТ 19036–81);
- степень точности и вид сопряжения по нормам бокового зазора 8–В ГОСТ 3675–81.

Позиция 2. Относится ко второй части таблицы – справочные данные. В ней должны быть приведены:

- межосевое расстояние $a_w = 125$ мм;
- предельные отклонения межосевого расстояния в передаче $f_a = \pm 90$ мкм = 0,09 мм (таблица Е.2, приложение Е) в зависимости от степени точности передачи и межосевого расстояния;
- делительный диаметр $d_2 = 200$ мм;
- вид сопряженного червяка ZN2;
- число витков сопряженного червяка $z_1 = 1$;
- обозначение чертежа сопряженного червяка.

При необходимости могут быть приведены иные справочные данные.

Позиция 3. Диаметр вершин зубьев в среднем сечении $d_{a2} = 208$ мм. Поле допуска на диаметр принимается $h12$ ($\varnothing 208h12_{(-0,46)}$).

Позиция 4. Наибольший диаметр червячного колеса $d_{am2} = 216$ мм. Поле допуска на диаметр принимается $h12$ ($\varnothing 216h12_{(-0,46)}$).

Позиция 5. Радиус выемки поверхности вершин зубьев колеса.

При известных коэффициенте диаметра червяка $q = 12,5$ мм и модуле $m = 4$ мм (таблица 33),

$$R = (0,5q - 1)m = (0,5 \cdot 12,5 - 1) \cdot 4 = 21 \text{ мм.}$$

Позиция 6. Ширина венца червячного колеса. Принимаем $b_2 = 42$ мм (см. таблицу 33). Поле допуска на ширину зубчатого венца назначаем согласно рекомендациям [3].

Принимаем отклонение b по полю допуска $h14$.

Позиция 7. Радиус кривизны линии притупления зуба (рисунок 44)

$$\rho_{k2} = 0,1m = 0,1 \cdot 4 = 0,4 \text{ мм.}$$

Радиус кривизны переходной кривой зуба

$$\rho_{f2} = 0,3m = 0,3 \cdot 4 = 1,2 \text{ мм.}$$

Позиция 8. Допуск торцового биения ступицы.

Биение торца ступицы приводит к погрешностям при обработке и установке червячного колеса в механизме, которые в наибольшей мере отражаются на отклонении направления зубьев.

Допуск на торцовое биение ступицы назначаем согласно рекомендациям таблицы 23.

Для ступицы при диаметре вала 40 мм и отношении $L_{ст}/d_{вал} = 50/40 = 1,25$ по 8 степени точности по нормам кинематической точности согласно таблице 23 увеличиваем табличное значение допуска на 40...50 %.

$$T_{\text{ср}} = 30 + (40...50)/100 \cdot 30 = 42...45 \text{ мкм.}$$

Принимаем $T_{\text{ср}} = 40$ мкм = 0,04 мм.

Позиция 9. Допуск на радиальное биение вершин зубьев червячного колеса в среднем сечении.

Данный допуск назначается, так как диаметр вершин зубьев в среднем сечении является технологической или измерительной базой, и принимается равным $0,6F_r$, где F_r – допуск на радиальное биение зубчатого венца. Для модуля $m = 4$ мм и делительного диаметра 200 мм по таблице Е.1 приложения Е $F_r = 71$ мкм, тогда

$$T_{\neq} = 0,6F_r = 0,6 \cdot 71 = 43 \text{ мкм.}$$

Окончательно $T_{\neq} = 40 \text{ мкм.}$

Позиция 10. Шероховатость торцовых поверхностей червячного колеса.

Назначение технического требования – равномерное распределение нагрузки по поверхности торцов и точность расположения червячного колеса при обработке и в механизме.

В соответствии с рекомендациями Rz назначается не более 0,5...0,4 от допуска на торцовое биение.

Для торцов червячного колеса:

$$Rz = 0,5T_{\neq} = 0,5 \cdot 30 = 15 \text{ мкм}; Ra = 0,25Rz = 0,25 \cdot 15 = 3,75 \text{ мкм.}$$

Принимаем по таблице В.1 приложения В $Ra = 3,2 \text{ мкм.}$

Позиция 11. Допуск параллельности торцовой поверхности червячного колеса назначается в соответствии с таблицами Б.16 и Б.17 приложения Б.

Для 8 степени точности допуска и наибольшем диаметре торцовой поверхности $\varnothing 216 \text{ мм}$ допуск $T_{//} = 50 \text{ мкм} = 0,05 \text{ мм.}$

Позиция 12. Допуски круглости и профиля продольного сечения диаметра отверстия ступицы определяются исходя из уровней относительной геометрической точности и степени точности допуска формы (таблицы Б.13, Б.14, приложение Б).

По таблице Б.13 приложения Б для качества 7 и нормальной геометрической точности назначаем 6 степень точности формы. По таблице Б.14 приложения Б для диаметра 40 мм и 6 степени точности $T_{\bigcirc} = T_{\underline{=}} = 8 \text{ мкм} = 0,008 \text{ мм.}$

Позиция 13. Допуски симметричности и параллельности расположения шпоночного паза выбираются в соответствии с рекомендациями таблицы 17.

Тогда $T_{\equiv} = 0,042 \cdot (2 \dots 4) = 0,084 \dots 0,168 \text{ мм.}$ Принимаем $T_{\equiv} = 0,1 \text{ мм.}$

$T_{//} = 0,6 \cdot 0,042 = 0,0252 \text{ мм.}$ Принимаем $T_{//} = 0,025 \text{ мм.}$

Позиция 14. Шероховатость поверхности шпоночного паза.

В соответствии с рекомендациями [7] значение параметра Ra следует выбирать не более:

- для рабочих поверхностей пазов и шпонок – 1,6...3,2 мкм;
- для нерабочих поверхностей – 6,3...12,5 мкм.

Позиция 15. Шероховатость профилей зубьев червячного колеса.

Назначение технического требования – обеспечение необходимых условий работы передачи.

Таблица 38 – Нормирование шероховатостей профилей зубьев

Поверхности	Степени точности								
	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Профили витков червяков	0,1	0,2	0,2	0,4	0,4–0,8	0,8–1,6	1,6–3,2	–	–
По диаметрам впадин	То же, что и для рабочих поверхностей, или ближайшее более грубое значение								
По диаметрам выступа	3,2–12,5								

Для 8 степени точности $Ra = 1,6 \text{ мкм.}$

Позиция 16. Шероховатость поверхности посадочного отверстия зубчатого колеса.

Назначение технического требования – обеспечение требуемого характера сопряжения.

Шероховатость определяется по формуле (6).

Для диаметра 40H7 с допуском на размер 0,025 мм принимаем $Ra \leq 0,05 \cdot 25 = 1,25 \text{ мкм.}$

Принимаем $Ra = 1,25 \text{ мкм.}$

Позиция 17. Допуск на расстояние от базового торца до средней торцовой плоскости колеса.

Согласно рекомендациям [2] допуск принимается по 8-му или 9-му качеству. Для рассматриваемого колеса назначаем допуск на размер по 8-му качеству. Согласно таблице А.2 приложения А допуск на размер составит $T_p = 0,033$ мм.

2.5 Крышки подшипников

2.5.1 Конструирование крышек

Крышки предназначены для герметизации подшипников качения, осевой фиксации подшипников и восприятия осевых нагрузок.

По конструкции крышки могут быть накладные (привертные) и закладные (врезные). Накладные крышки к корпусу могут приворачиваться болтами или винтами. Закладные крышки применяют в редукторах, имеющих плоскость разъема по осям валов.

В подшипниковых узлах валов, выступающих за пределы корпусов, применяют крышки с отверстием для манжетного уплотнения, в остальных случаях – глухие крышки.

Крышки изготавливают литьем из чугуна СЧ15, СЧ20. При изготовлении корпуса редуктора из алюминиевых сплавов их также могут изготавливать из алюминиевого литейного сплава АЛ11 по ГОСТ 1583–93. Чугун чаще применяют при изготовлении корпусов и крышек редукторов стационарных приводов, агрегатов трансмиссий тракторов, комбайнов, грузовиков среднего и тяжелого классов. В малотоннажных грузовиках и легковых автомобилях для изготовления корпусов и крышек коробок передач, редукторов трансмиссий используют алюминиевые сплавы.

Если к подшипниковым узлам, в состав которых входят крышки, не предъявляется требований наименьшей массы (транспортное машиностроение) или пониженной точности (сельскохозяйственное машиностроение), если крышки не являются специальными (со срезанным фланцем, с унифицированными в пределах сборочной единицы крепежными деталями и др.), тогда применяют стандартные крышки по ГОСТ 18511–73, ГОСТ 18513–73, ГОСТ 13219.1–81, ГОСТ 13219.3–81, ГОСТ 13219.11–81, ГОСТ 13219.15–81.

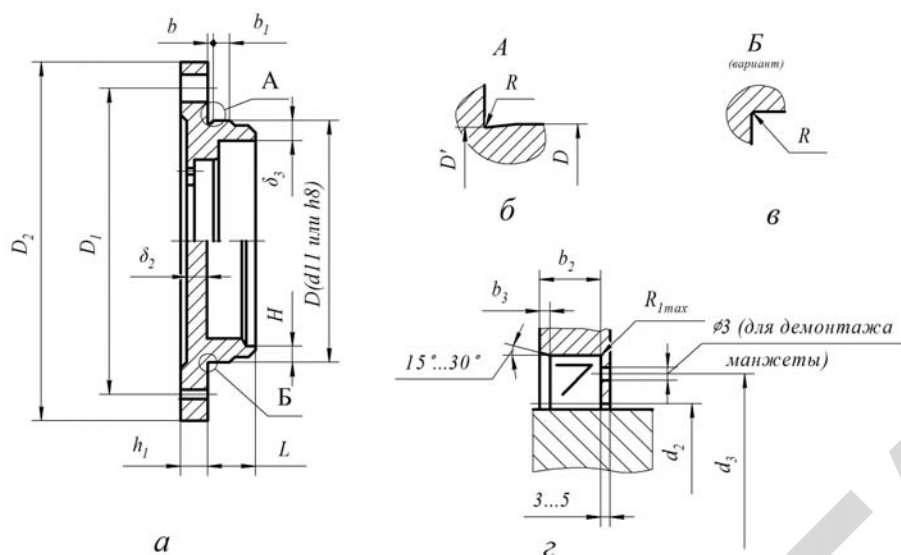
2.5.1.1 Конструирование накладных крышек

Варианты выполнения накладных крышек и их элементов представлены на рисунке 47.

Диаметр болтов d_5 , диаметр отверстий под них $d_{отв}$, размеры зенковок под болты D_3 (при их наличии, рисунок 47), число болтов z_5 , толщину фланца h_1 , толщину крышки δ_2 (рисунок 48) назначают в зависимости от диаметра D (таблица 39).

Таблица 39 – Размеры крышек

D	d_5	$d_{отв}$	z_5	В миллиметрах		
				h_1	δ_2	δ_3
От 40 до 62	M6	6,6	4	6	5	6
От 62 до 95	M8	9,0	4	8	6	9
От 95 до 145	M10	11,0	6	10	7	11
От 145 до 220	M12	14,0	6	12	8	13



a – размеры крышки с отверстием для манжетного уплотнения (выше плоскости симметрии) и глухих; *б* – размеры подточек; *в* – размеры галтели; *г* – размеры места установки манжет

Рисунок 47 – Накладная крышка

Диаметр установки болтов и наружный диаметр фланца крышки (рисунок 47) рассчитывают по следующим формулам, в миллиметрах:

$$D_1 = D + 2,5d_5; \quad (9)$$

$$D_2 = D_1 + 2,0d_5. \quad (10)$$

Толщину H цилиндрической части кромки крышки (рисунок 47), упирающейся в подшипник, принимают не более ширины заплечика H для стакана (рисунок 47).

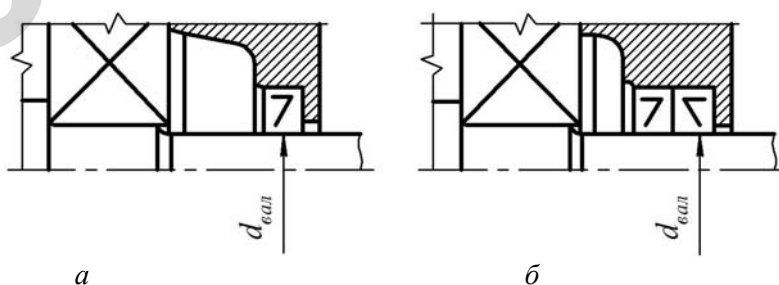
Длина L цилиндрической части крышки (рисунок 47) принимается конструктивно в процессе компоновки редуктора при конструировании бобышек подшипников. Значение L не должно превышать соответствующего размера для стандартных крышек.

Размеры b , R_1 и d_1 подточек (рисунок 48, *a*) или радиусы закруглений R (галтели) зависят от D (таблица 40).

Таблица 40 – Размеры подточек и галтелей

В миллиметрах

D	b	d_1	R_1	R
До 50	3	$D - 0,5$	1,0	2
От 50 до 100	4	$D - 1,0$	1,6	3
Больше 100	5	$D - 1,5$	2,0	4



a – одной; *б* – двух манжет

Рисунок 48 – Схема установки манжеты в крышке

Длина цилиндрического пояса b_1 должна быть $b_1 = (1,2 \dots 2,0)b$.

Размеры мест установки манжет в крышках (рисунок 47, *з*) принимаются в зависимости от ширины манжеты, схемы установки манжет в крышке (рисунок 48) и наружного диаметра манжет (таблица 41). Размеры манжет приведены в ГОСТ 8752–79.

Таблица 41 – Размеры мест установки манжет

В миллиметрах							
b	5,0	7,0	10,0	12,0	15,0	18,0	22,0
b_2	6,5	8,5	12,0	14,5	18,5	22,0	25,5
b_3	1,0	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
$d_3 = d_{\text{вала}} - 3,0$							

На практике иногда наблюдают просачивание смазочного масла через фланцы крышек. Для устранения этого явления уплотняют соединения крышек с корпусом прокладками из технического картона или кольцами круглого сечения из маслобензостойкой резины. На рисунке 49 приведены три исполнения уплотнений, применяемые на практике. Уплотнение по рисунку 49, *а* неудобно тем, что может мешать базированию крышки по плоскости корпуса, лучше кольцо располагать на цилиндрическом участке крышки (рисунок 49, *б*, *в*). Размеры резиновых колец, форма и размеры канавок под них нормированы ГОСТ 9833–73.

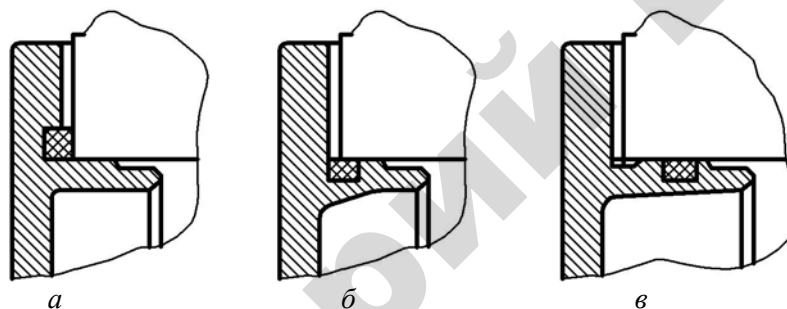


Рисунок 49 – Уплотнение крышек резиновыми кольцами

При небольшом межосевом расстоянии фланцы двух соседних крышек подшипников могут перекрывать друг друга. В этом случае у обеих крышек фланцы срезают, оставляя между срезами зазор 1...2 мм (рисунок 50).

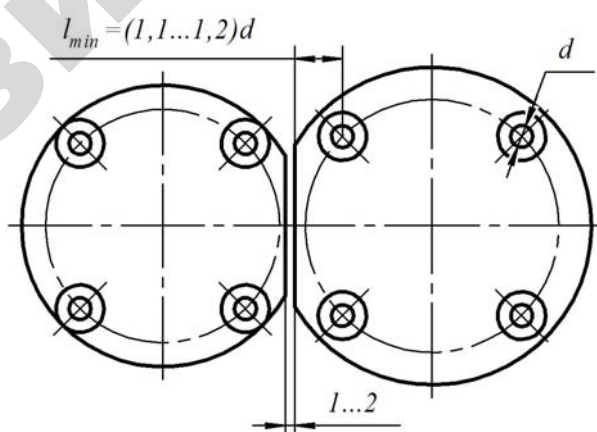


Рисунок 50 – Конструкция крышек при малом межосевом расстоянии

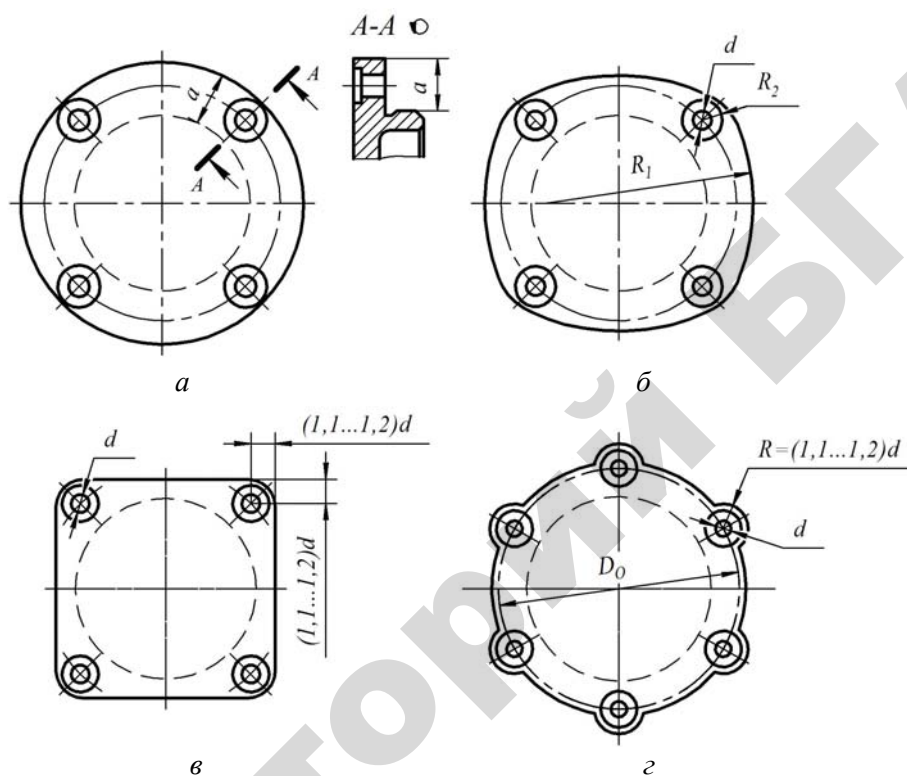
С целью снижения расхода металла фланцы привертных крышек иногда изготавливают *некруглой формы*, сокращая размер a фланца на участках между отверстиями под винты крепления (рисунок 51). На рисунке 51, *б* фланец крышки очерчен дугами радиусов R_1 и R_2 . Радиус выбирают таким, чтобы не происходило значительного снижения жестко-

сти и прочности фланца. Для этого при сокращении размера a не рекомендуют переходить за окружность D_0 центров крепежных отверстий.

Еще большее снижение расхода металла можно получить, если крышку выполнить квадратной (рисунок 51, в).

Фланец крышки с шестью отверстиями можно конструировать по рисунку 51, з.

Исполнение фланцев некруглых крышек целесообразно при крупносерийном и массовом их производстве. Недостатком этих конструкций является прерывистая поверхность фланца, которая создает некоторые неудобства при его токарной обработке. Поэтому размеры δ_2 , δ_3 , b , b_2 , b_3 определяют аналогично.

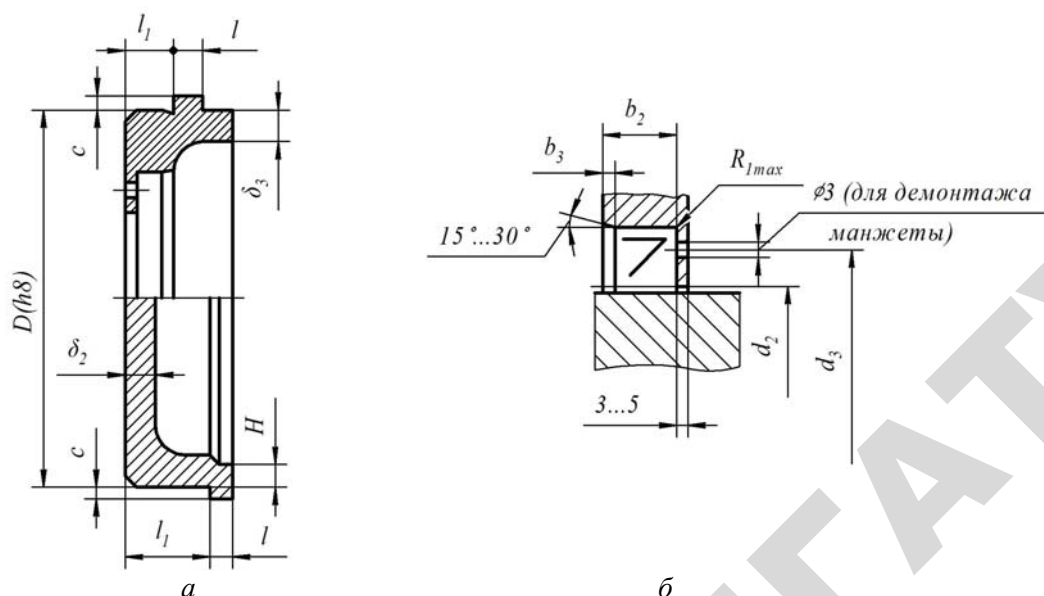


a – круглых; $б, в, г$ – некруглых
Рисунок 51 – Размеры крышек

2.5.1.2 Конструирование закладных крышек

Конструкция цилиндрической части крышек, вставляемой в отверстия корпуса, не отличается от конструкции цилиндрической части закладных крышек, поэтому размеры δ_2 , δ_3 , b , b_2 , b_3 определяют аналогично.

Размеры элементов наружной кромки крышек (рисунок 52) принимают следующие: $l = 6 \dots 8$ мм при $D \leq 100$ мм или $l = 8 \dots 10$ мм при $D > 100$ мм; l_1 принимают конструктивно с учетом условия $l_1 \geq l$; $c = 0,5l$.



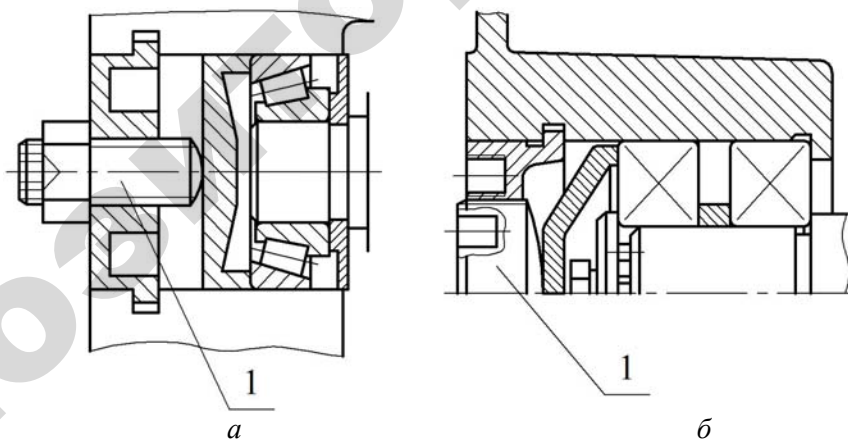
a – размеры крышки с отверстием для манжетного уплотнения (выше плоскости симметрии) и глухих;
б – размеры места установки манжет

Рисунок 52 – Закладная крышка

Для осевой регулировки радиально-упорных подшипников применяют крышки с резьбовым отверстием по оси крышки (центральное отверстие) под нажимной винт или резьбовую втулку с глухими отверстиями на наружной части по окружности (рисунок 53).

Стопорение винта осуществляется контрольной гайкой, стопорение втулок – стопорной пластиной, закрепленной на крышке. Для крепления стопорной пластины в крышке должно быть глухое резьбовое отверстие. Все размеры выбираются конструктивно.

Для предотвращения вырыва винтов или резьбовых втулок из крышки диаметр резьбы центрального отверстия следует принимать максимально большим.



a – крышка с регулировочным винтом *1*; *б* – крышка с регулировочной втулкой *1* (стопорная скоба не показана); *в* – крышка с регулировочной втулкой в сборе

Рисунок 53 – Применение закладных крышек

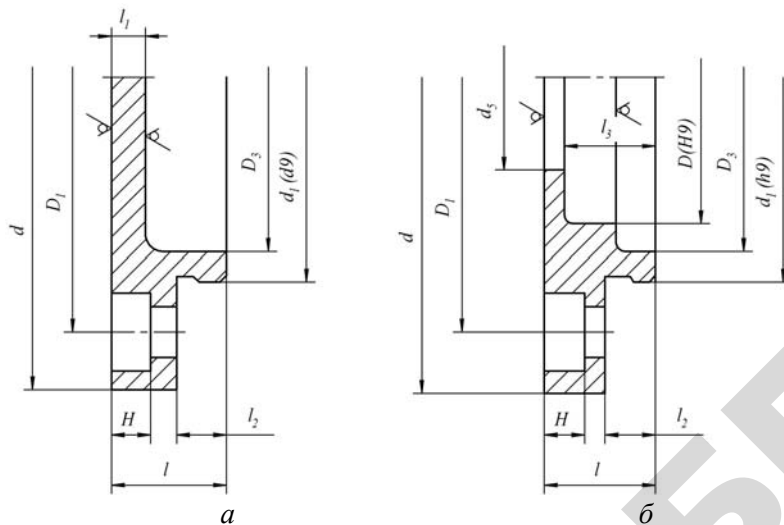
2.5.2 Простановка размеров

На чертежах крышек подшипников наносятся осевые размеры (рисунок 54, *a*): габаритный l ; размер, входящий в размерную цепь, l_2 ; размеры элементов заготовки, полученные в отливке, l_1 ; размеры, полученные при механической обработке, l_2, l_3 .

Наносятся диаметральные размеры: габаритный d (рисунок 54, *б*); сопряженный размер d_1 , выдерживаемый для глухих крышек с отклонениями по d_9 (рисунок 54, *a*), а для

крышек с отверстием под манжету – по $h8$ (рисунок 54, б); диаметр отверстия D под манжету, выдерживаемый с отклонениями по $H8$.

Остальные размеры проставляются исходя из конструктивных особенностей крышки и технологии ее изготовления.



а – глухая; б – сквозная
Рисунок 54 – Крышки

2.5.3 Назначение допусков формы, расположения и шероховатости поверхностей

При назначении допусков взаимного расположения различных элементов крышки прежде всего необходимо выбрать базы, относительно которых они будут задаваться. В качестве баз всегда следует стремиться выбирать конструкторские базы, т. е. те элементы детали, которые определяют положение ее в механизме.

Положение крышки в радиальном направлении определяет цилиндрическая поверхность диаметром d_1 (рисунок 54), а в осевом – ее фланец, который является основной конструкторской базой, т. е. базой, лишаящей деталь наибольшего числа степеней свободы. Поэтому в качестве баз при назначении допусков расположения используются цилиндрическая поверхность и торец фланца.

Схема простановки размеров и показателей точности крышки представлена на рисунке 55, примеры выполнения чертежей крышек – на рисунках 56 и 57.

Ниже в соответствии с позициями, указанными на рисунке 55, даны краткие рекомендации по выбору допусков формы, расположения и шероховатости поверхностей деталей типа крышек подшипников.

Позиция 1. Допуск параллельности торцов крышек.

Назначение технического требования – устранение перекоса наружного кольца подшипника и обеспечение качественной работы подшипника. Допуск задается на диаметре $d_1 = 72$ мм.

В соответствии с примерами применения (таблица Б.16, приложение Б) назначаем для крышки 8 степень точности допуска, для которой (таблица Б.17, приложение Б) для диаметра $d_1 = 72$ мм допуск параллельности $T_{//} = 30$ мкм = 0,03 мм.

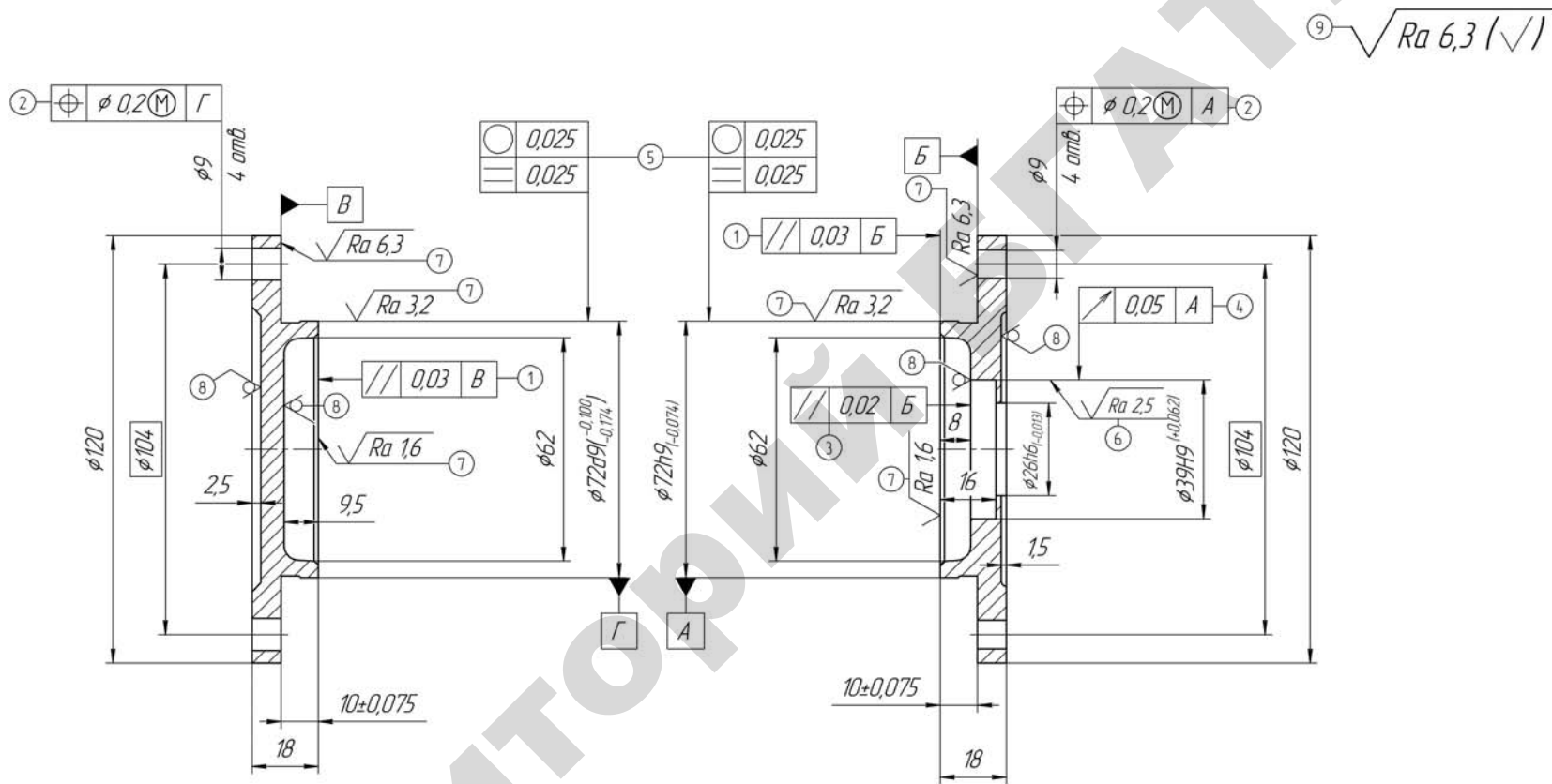


Рисунок 55 – Схема простановки размеров и показателей точности для крышек подшипников

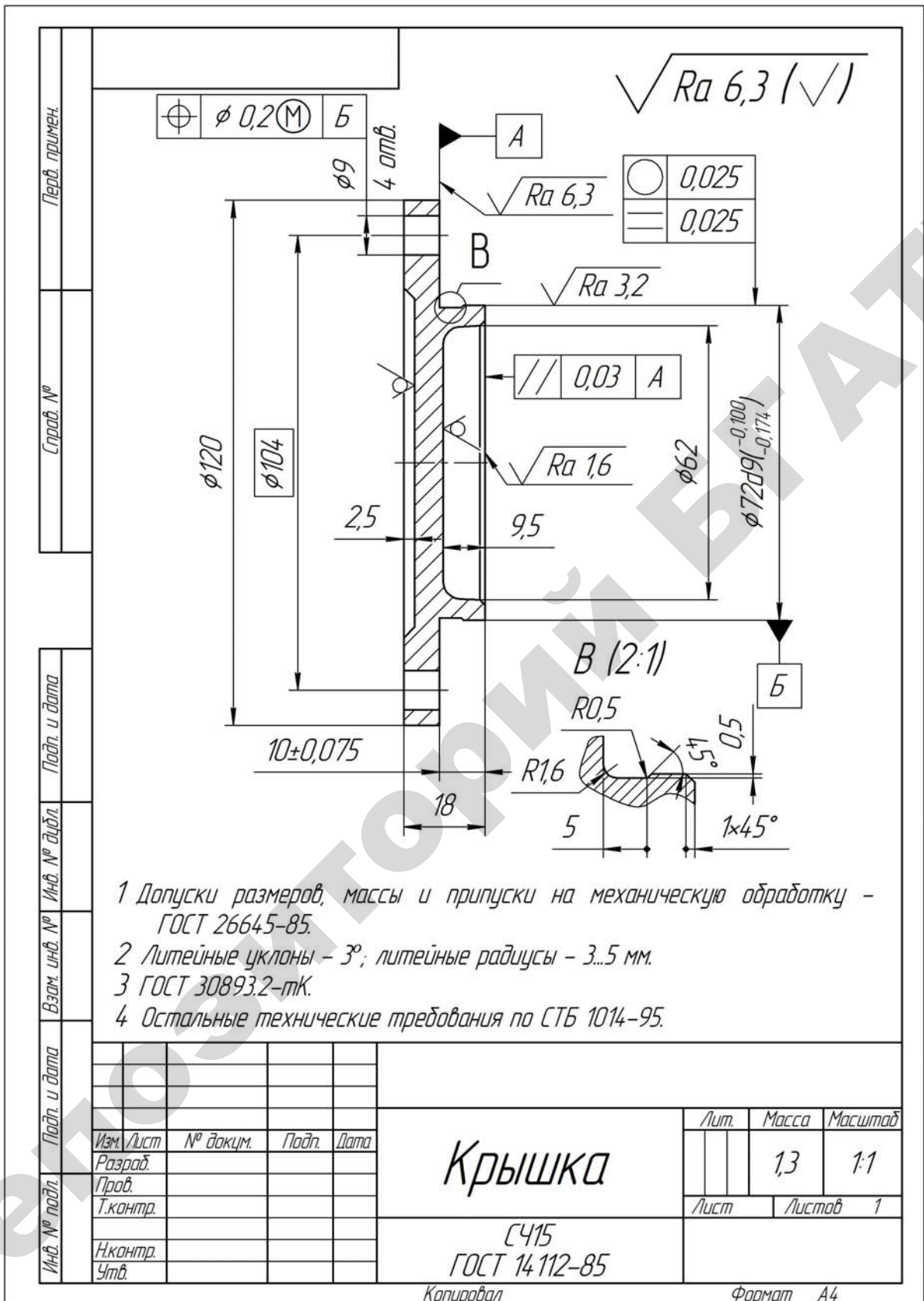


Рисунок 56 – Пример выполнения чертежа глухой крышки подшипника

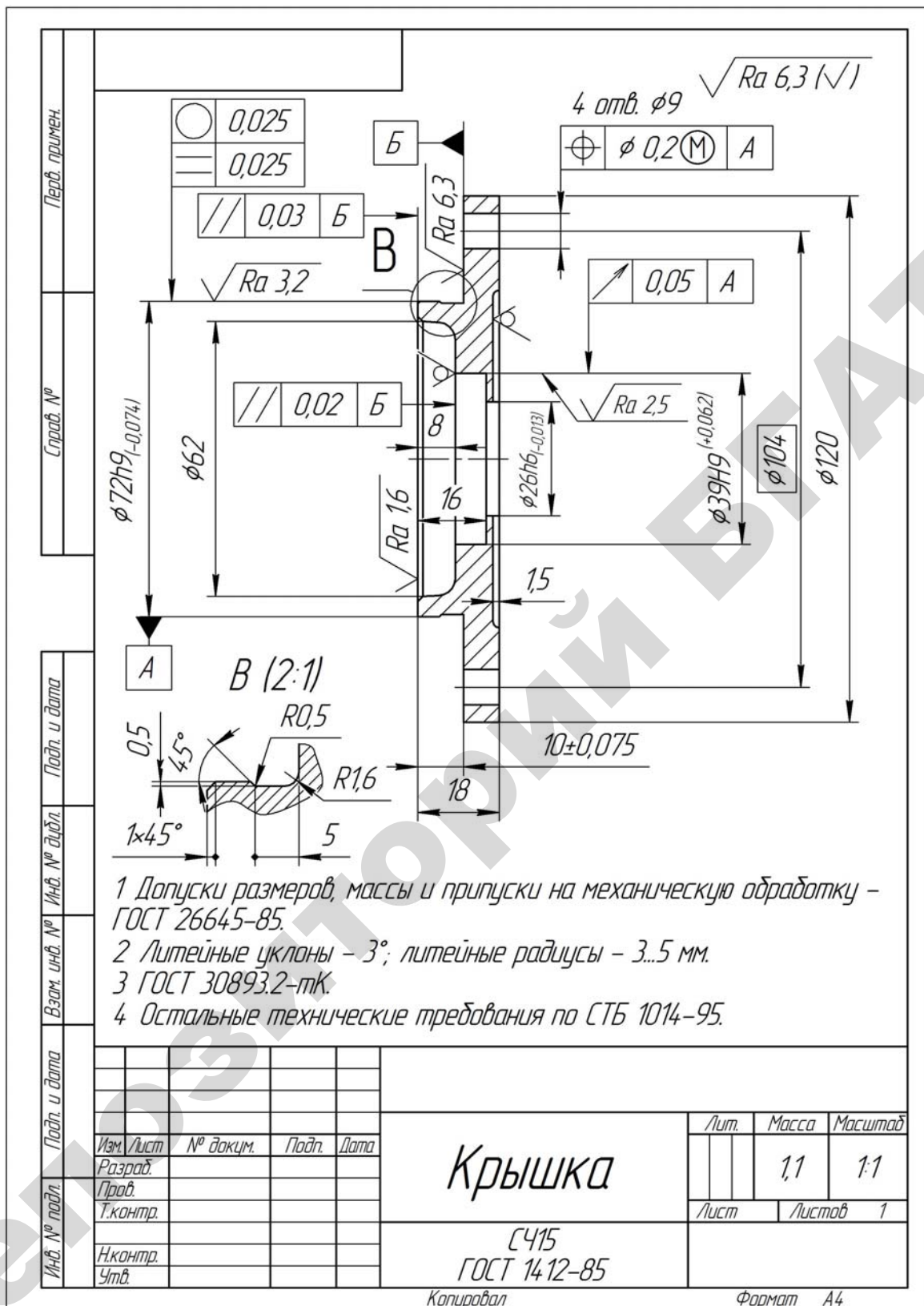


Рисунок 57 – Пример выполнения чертежа сквозной крышки подшипника

Позиция 2. Позиционный допуск на отверстие у крышек под крепежные детали.

Назначение технического требования – обеспечение собираемости деталей.

Позиционный допуск для рассматриваемого типа соединения (зазоры для прохода крепежных деталей предусмотрены лишь в одной из соединяемых деталей – крышке) устанавливается по ГОСТ 14140–81 по наименьшему допускаемому зазору между сквозным отверстием и крепежной деталью:

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} \quad (11)$$

где D_{\min} – наименьший предельный диаметр сквозного отверстия;

d_{\max} – наибольший предельный диаметр стержня крепежной детали.

При этом рекомендуется [7] отводить 60 % S_{\min} на допуск для резьбовых отверстий и 40 % S_{\min} – для сквозных отверстий. Из упрощенной схемы соединения (рисунок 58) видно, что значение позиционного допуска в радиальном выражении на сквозные отверстия в крышке подшипника принимается

$$\frac{T}{2} = 0,2(D - d). \quad (12)$$

В рассматриваемом случае

$$T/2 = 0,2 \cdot (9 - 8) = 0,2 \text{ мм.}$$

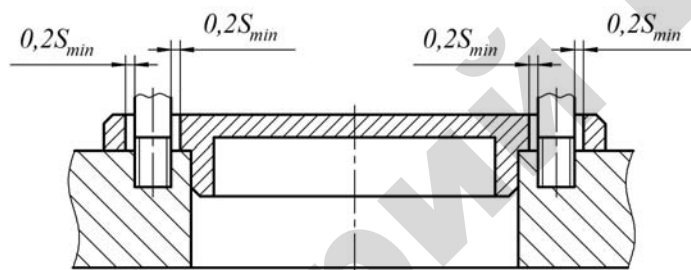


Рисунок 58 – Схема для определения позиционного допуска

В соответствии с ГОСТ 24643–81 принимается допуск в диаметральном выражении (таблица Б.1, приложение Б): $T_{\ominus} = 200 \text{ мкм} = 0,2 \text{ мм}$.

Допуск назначают зависимым, т. е. таким, который можно превышать за счет изменения размеров сопрягаемых деталей в пределах их полей допусков.

Позиция 3. Допуск параллельности торца для базирования манжеты по торцу фланца крышки.

Назначение технического требования – обеспечение качественной работы манжеты.

По таблице Б.16 приложения Б назначаем 8-ю степень точности допуска.

Тогда для $D = 39 \text{ мм}$ согласно ГОСТ 24643–81 принимается (таблица Б.17, приложение Б) $T_{//} = 20 \text{ мкм} = 0,02 \text{ мм}$.

Позиция 4. Допуск радиального биения посадочной поверхности для манжеты.

Назначение технического требования – обеспечение качественной работы манжеты.

По таблице Б.4 приложения Б назначаем 8-ю степень точности допуска.

Для $D = 39 \text{ мм}$ согласно ГОСТ 24643–81 принимается (таблица Б.5, приложение Б) $T_{\nearrow} = 50 \text{ мкм} = 0,05 \text{ мм}$.

Позиция 5. Допуски круглости и профиля продольного сечения определяются исходя из уровней относительной геометрической точности (таблицы Б.13, Б.14, приложение Б). Назначаем допуск на диаметре 72 мм.

Для глухой крышки по таблице Б.13 приложения Б для качества 9 и нормальной геометрической точности назначаем 8 степень точности формы.

По таблице Б.14 приложения Б для диаметра 72 мм и 8 степени точности формы

$$T_{\circ} = T_{\text{—}} = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм.}$$

Для сквозной крышки по таблице Б.13 приложения Б для качества 9 и нормальной геометрической точности назначаем 8 степень точности формы.

По таблице Б.14 приложения Б для диаметра 72 мм и 8 степени точности формы

$$T_{\circ} = T_{\underline{=}} = 25 \text{ мкм} = 0,025 \text{ мм.}$$

Позиция 6. Шероховатость посадочных поверхностей под манжету.

Назначение технического требования – предохранение манжеты от повреждений при монтаже и обеспечение надежной герметичности сопряжения.

Рекомендуется [9] принимать $Ra = 2,5$ мкм.

Позиция 7. Шероховатость базовых поверхностей крышек.

Шероховатость базовых поверхностей крышек рекомендуется принимать согласно данным таблицы 41 [6].

Таблица 41 – Шероховатость поверхностей крышек Ra

Поверхность	В микрометрах Параметр шероховатости
1 Поверхность диаметра d_1 :	
– при $d_1 \leq 80$ мм;	3,2
– при $d_1 > 80$ мм	6,3
2 Опорная поверхность фланца	6,3
3 Торцовая поверхность цилиндрической части крышки, контактирующая с подшипником	1,6

Позиция 8. Шероховатость поверхностей со знаком ∇ (без механической обработки).

К некоторым поверхностям не предъявляются требования по шероховатости. Их оставляют без обработки.

Позиция 9. Шероховатость поверхностей, на которых не нанесены обозначения шероховатости.

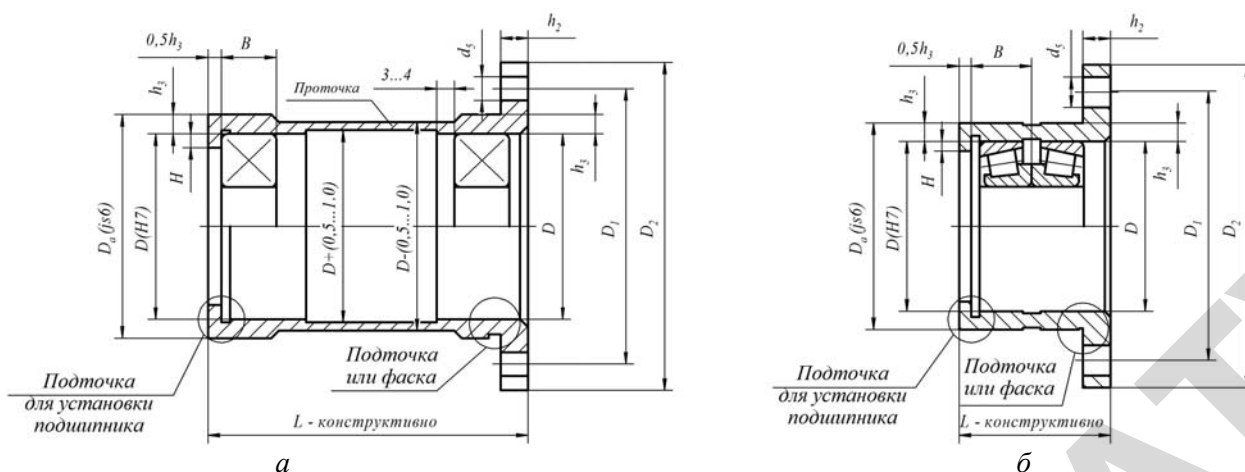
Для крышек шероховатость всех поверхностей, не рассмотренных в позициях 6–8, назначают $Ra = 6,3 \dots 10,0$ мкм.

2.6. Стаканы

2.6.1 Конструирование стаканов

Стаканы – полые детали цилиндрической формы, устанавливаемые в корпуса редукторов и служащие для размещения подшипников. В стаканах обычно размещают подшипники вала конической шестерни и фиксирующей опоры вала-червяка. Реже в стаканах размещают подшипники вала с цилиндрическим колесом. Стаканы для подшипников вала конической шестерни перемещают в корпусе при сборке и регулировке зацепления при сборке или в процессе эксплуатации привода для осевого регулирования положения конической шестерни. В остальных случаях стаканы в корпусе редуктора устанавливаются неподвижно.

Конструкция стаканов зависит от схемы установки и вида фиксации в них подшипников. В конических редукторах наиболее часто применяют стаканы для установки двух подшипников (рисунок 59, а). В червячных редукторах в стаканах фиксирующей опоры рядом устанавливают также два подшипника. стакан, в результате, выполняется меньшей длины и в его внутренней полости между подшипниками не делают проточку для облегчения монтажа подшипников в стакан (рисунок 59, б).



а – для подшипников вала конической шестерни; б – для фиксирующей опоры вала-червяка

Рисунок 59 – Конструкция стаканов

Заготовки для изготовления стаканов в условиях серийного производства, как правило, выполняют литыми из чугуна СЧ15. При малой программе выпуска стаканы могут изготавливаться точением из стального сортового проката.

Исходными данными при разработке конструкции стаканов является наружный диаметр D в мм и ширина B в мм выбранных для редуктора подшипников (рисунок 59).

Толщина стенки стакана h_3 принимается в зависимости от D по таблице 43.

Таблица 43 – Толщина стаканов

В миллиметрах				
D	До 52	От 52 до 80	Свыше 80 до 120	Свыше 120 до 170
h_3	4...5	6...8	8...10	10...12,5

Толщина фланца h_2 , диаметр болтов d_5 крепления стаканов к корпусу, диаметр отверстий под эти болты $d_{отв}$ и количество болтов z_5 зависит от D_a , диаметр установки болтов D_1 зависит от D и d_5 , наружный диаметр фланца D_2 определяется найденными принятыми значениями D_1 и d_5 (таблица 44).

Таблица 44 – Основные размеры стаканов

Размеры в миллиметрах				
D_a	От 40 до 62	От 62 до 95	От 95 до 145	От 145 до 220
d_5	M6	M8	M10	M12
$d_{отв}$	6,6	9,0	11,1	14,0
z_5 , ШТ	4	4	6	6
h_2	6	8	10	12
		$D_1 = D + 2,5d_5$ $D_2 = D_1 + 2,0d_5$		

Высота заплечика H зависит от номера устанавливаемых в стакан подшипников и определяется по ГОСТ 20226–82.

Радиусы закруглений $R_{кор}$ и размеры подточек a и t в местах установки подшипников (рисунок 60) выбирают в зависимости от радиуса закругления подшипника R и приведены в таблице 45. Значение радиуса R выбирают из каталогов подшипников.

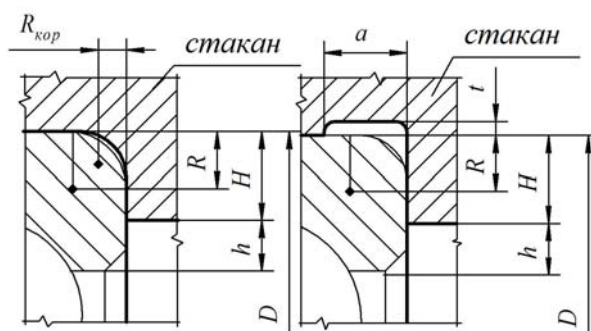


Рисунок 60 – Радиусы закруглений и размеры подточек

Таблица 45 – Величины радиусов закруглений и размеры подточек

В миллиметрах

Радиусы закруглений		Размеры подточек	
Подшипник	Стакан	a	t
R	$R_{кор}$		
0,5	0,3	1,0	-
1,0	0,6	2,0	-
1,5	1,0	2,5	0,2
2,0	1,0	3,0	0,3
2,5	1,5	4,0	0,4
3,0	2,0	4,5	0,5
3,5	2,0	5,0	0,5
4,0	2,5	6,0	0,5
5,0	3,0	8,0	0,5

2.6.2 Простановка размеров

На чертежах стаканов проставляются: габаритные размеры (осевой и диаметральный); размеры, входящие в размерные цепи. Остальные размеры наносятся исходя из конструктивных особенностей и технологии изготовления стакана.

2.6.3 Назначение допусков формы, расположения и шероховатости поверхностей

Положение стакана в радиальном направлении определяет его цилиндрическая поверхность, сопрягаемая с корпусом механизма, а в осевом – его фланец. В связи с тем, что длина посадочного диаметра стакана небольшая ($l/d < 0,8$) и он сопрягается с корпусом по переходной посадке, основной конструкторской базой, лишаящей деталь наибольшего числа степеней свободы, является торец фланца. Поэтому в качестве баз при назначении допусков расположения используются цилиндрическая поверхность и торец фланца стакана.

Схема простановки размеров и показателей точности стакана представлена на рисунке 61, пример выполнения чертежа стакана – на рисунке 62.

Ниже в соответствии с позициями, указанными на рисунке 61, даны краткие рекомендации по выбору допусков формы, расположения и шероховатости поверхностей деталей типа стаканов.

Позиция 1. Допуск формы посадочного отверстия.

Допуски формы посадочных поверхностей для подшипников качения назначаются для обеспечения заданной долговечности подшипников. Для ограничения отклонений формы ГОСТ 3325–85 устанавливает допуски круглости и допуски профиля продольного

сечения. Значение допусков регламентируются указанным стандартом в зависимости от номинального посадочного диаметра отверстия D и класса точности подшипника.

При посадке подшипника в стакан с внутренним диаметром $D = 72$ мм (рисунок 61) подшипника нулевого класса точности (нулевой или шестой класс подшипников применяется, как правило, в общем машиностроении, тракторостроении и сельхозмашиностроении) допуск круглости и допуск профиля продольного сечения составит (таблица Б.2, приложение Б)

$$T_{\circ} = T_{\text{—}} = 7,5 \text{ мкм} = 0,0075 \text{ мм.}$$

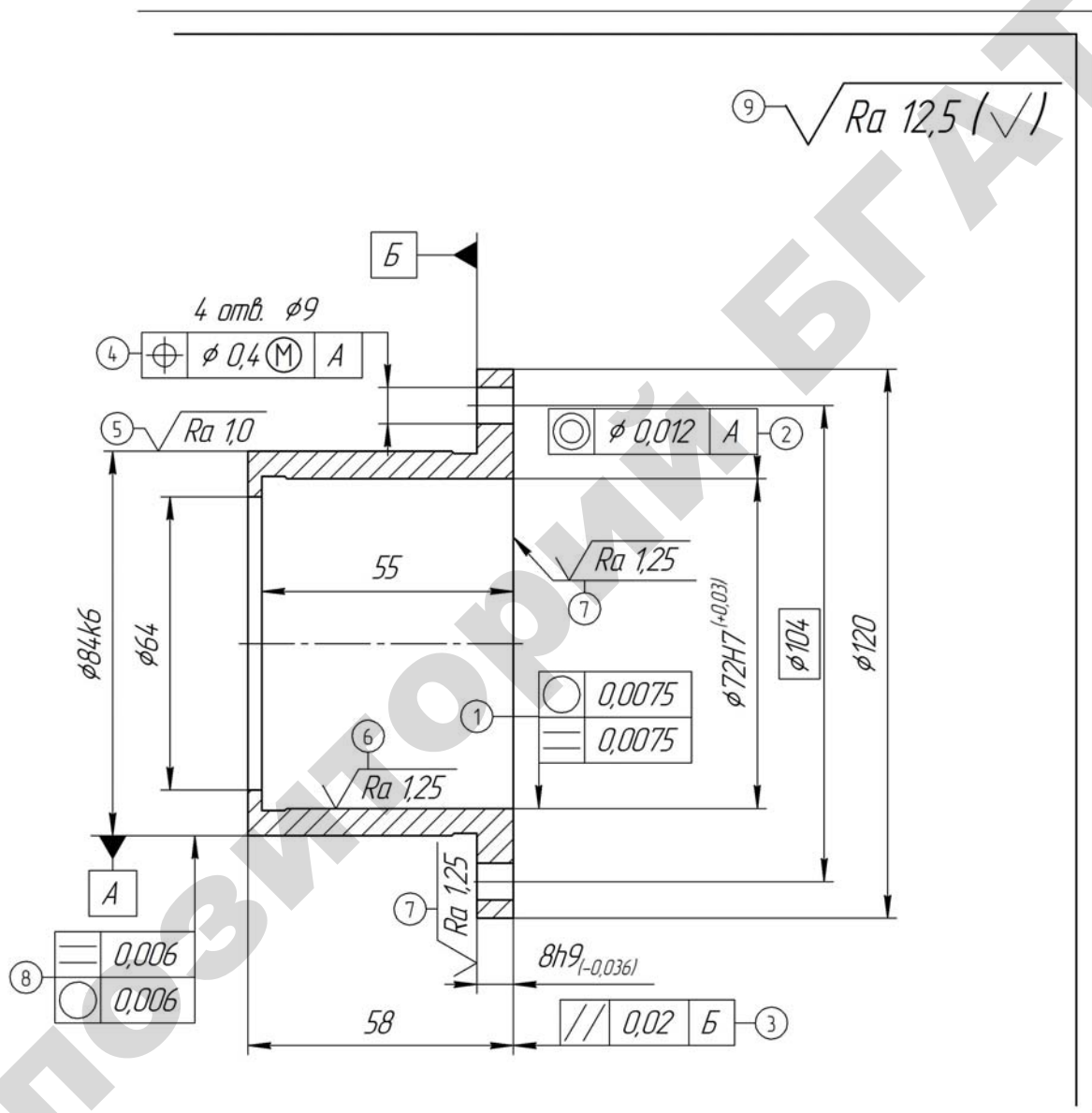


Рисунок 61 – Схема простановки размеров и показателей точности для стакана

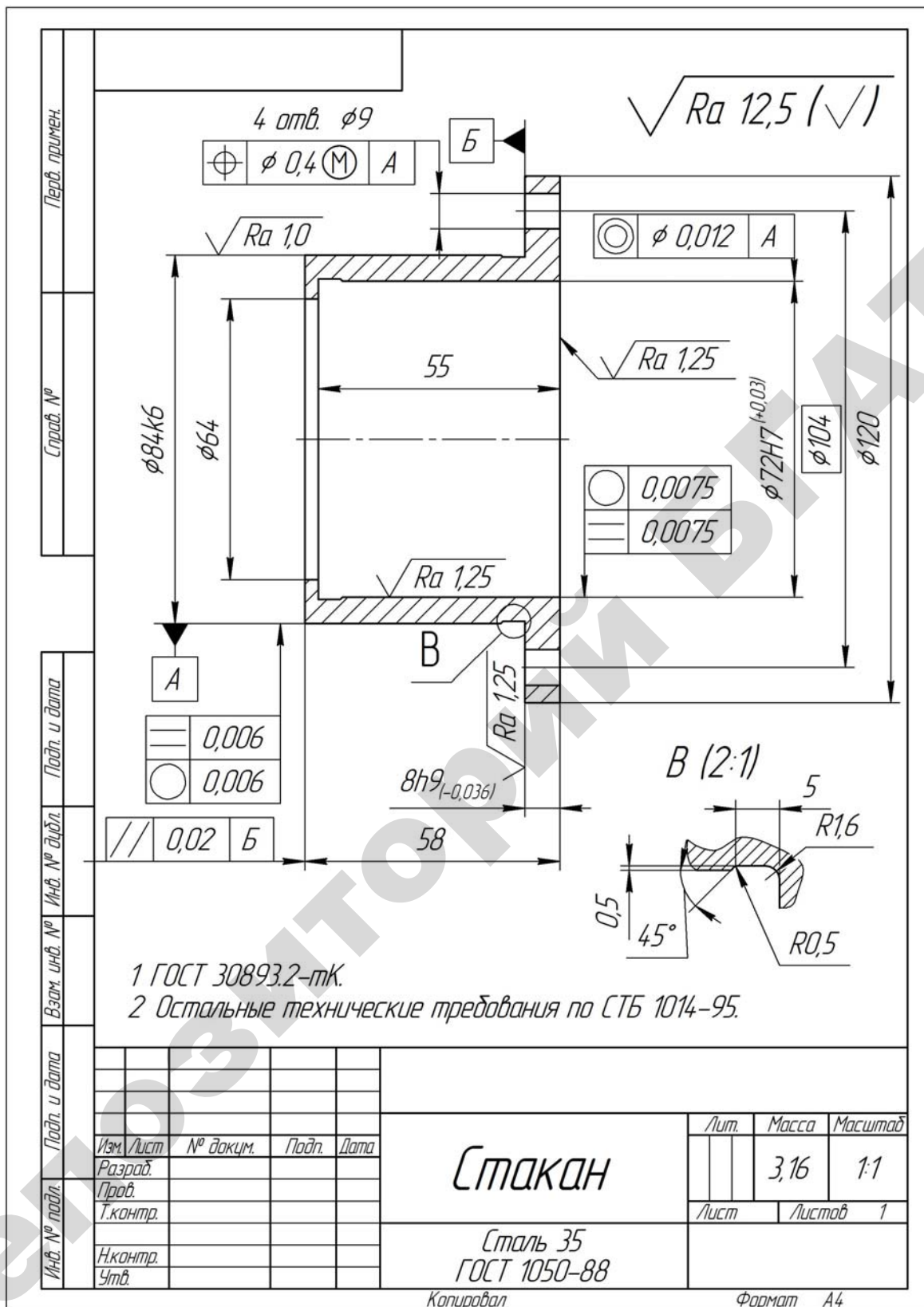


Рисунок 62 – Образец выполнения чертежа стакана

Позиция 2. Допуск соосности посадочных мест под подшипники относительно общей оси назначается для ограничения угла взаимного перекоса колец подшипника и сохранения его долговечности не ниже расчетной.

Допустимые углы взаимного перекоса колец подшипников качения в подшипниковых узлах различных типов регламентируются ГОСТ 3325–85.

Допустимые углы взаимного перекоса колец подшипника по причине погрешности обработки посадочной поверхности отверстия Θ_K приведены в таблице 46.

Таблица 46 – Допустимые углы взаимного перекоса колец подшипника и допуски соосности посадочной поверхности по ГОСТ 3325–85

Тип подшипника	Допуски соосности, мкм, посадочных поверхностей длиной $B = 10$ мм в диаметральном выражении	Допустимые углы взаимного перекоса колец подшипника	Допустимые углы взаимного перекоса колец от технологических погрешностей обработки
	$\Delta T_{pc}^K = B \operatorname{tg} \Theta_K$		
Радиальный однорядный шариковый с радиальным зазором			
нормальным	8,0	8'	2'40"
по 7-му ряду	12,0	12'	4'
по 8-му ряду	16,0	16'	5'20"
Радиально-упорный шариковый однорядный с углом контакта α равным, град			
12	6,0	6'	2'
26	4,8	5'	1'40"
36	4,0	4'	1'20"
Упорно-радиальный шариковый с углом контакта $\alpha = 45-60^\circ$	4,0	4'	1'20"
Упорный шариковый с углом контакта $\alpha = 90^\circ$	2,0	2'	40"
Радиальный с цилиндрическими роликами: с короткими и длинными без модифицированного контакта	2,0	2'	40"
Шариковый радиальный сферический двухрядный (по ГОСТ 5720–75*)	12,0	4°	4'
Конические с роликами			
без модифицированного контакта	2,0	2'	40"
с небольшим модифицированным контактом	4,0	4'	1'20"
Конические с модифицированным контактом на наружном кольце	8,0	8'	2'40"

Допуски соосности в диаметральном выражении (относительно общей оси) посадочной поверхности стакана рассчитываются по формуле

$$\Delta T_{pc}^B = B \operatorname{tg} \Theta_K, \quad (13)$$

где B – ширина посадочного места.

Рассчитанные значения допусков соосности для различных типов подшипников при $B = 10$ мм представлены в таблице 46. Если длина посадочного места иная (например, B_2), то для определения допусков соосности табличные значения следует умножить на $B_2/10$.

В рассматриваемом стакане (рисунки 18, 61) будет устанавливаться радиальный однорядный шариковый подшипник № 306 с нормальной группой радиального зазора и шириной наружного кольца (шириной посадочного места) $B_2 = 19$ мм.

Допуск соосности посадочных мест стакана под подшипники относительно общей оси в этом случае не должен превышать

$$T_{\odot} = \varnothing T_{pc}^B \cdot B_2/10 = 8 \cdot 19/10 = 15,2 \text{ мкм} = 0,0152 \text{ мм}.$$

На рабочем чертеже стакана проставляют числовое значение допуска, соответствующее ГОСТ 26643-81 (таблица Б.1, приложение Б): $T_{\odot} = 12 \text{ мкм} = 0,012 \text{ мм}$.

Позиция 3. Допуск параллельности торцов фланца стакана.

Назначение технического требования – обеспечение качественной работы подшипника.

Допуск параллельности задается на диаметре $D = 72$ мм по примеру применения (таблица Б.16, приложение Б). Принимаем 7 степень точности. В рассматриваемом примере для $D = 72$ мм, согласно ГОСТ 24643–81 определяем (таблица Б.17, приложение Б): $T_{//} = 20 \text{ мкм} = 0,02 \text{ мм}$.

Позиция 4. Позиционный допуск на отверстия у стакана под крепежные детали. Назначение технического требования – обеспечение собираемости деталей.

Позиционный допуск для рассматриваемого типа соединения (зазоры для прохода крепежных деталей предусмотрены лишь в одной из соединяемых деталей – крышке) устанавливается по ГОСТ 14140–81 по наименьшему допускаемому зазору между сквозным отверстием и крепежной деталью:

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}, \quad (14)$$

где D_{\min} – наименьший предельный диаметр сквозного отверстия;

d_{\max} – наибольший предельный диаметр стержня крепежной детали.

При этом рекомендуется [7] отводить 60 % S_{\min} на допуск для резьбовых отверстий и 40 % S_{\min} – для сквозных отверстий. Из упрощенной схемы соединения (рисунок 58) видно, что значение позиционного допуска в радиальном выражении на сквозные отверстия в крышке подшипника принимается:

$$\frac{T}{2} = 0,2(D - d). \quad (16)$$

В рассматриваемом случае

$$T/2 = 0,2 \cdot (9 - 8) = 0,2 \text{ мм}.$$

В соответствии с ГОСТ 24643–81 принимается допуск в диаметральном выражении (таблица Б.1, приложение Б) $T_{\odot} = 200 \text{ мкм} = 0,2 \text{ мм}$.

Допуск назначают зависимым, т. е. таким, который можно превышать за счет изменения размеров сопрягаемых деталей в пределах их полей допусков.

Позиция 5. Шероховатость посадочной поверхности стакана.

Назначение технического требования – обеспечение заданного характера сопряжения.

Шероховатость определяется из условия $Ra \leq 0,05T_p$.

Для поверхности диаметром $84k6$ с допуском на размер $0,022$ мм, шероховатость составит $Ra \leq 0,05 \cdot 22 = 1,1 \text{ мкм}$.

Принимаем (таблица В.1, приложение В) $Ra = 1,0 \text{ мкм}$.

Позиция 6. Шероховатость посадочной поверхности под подшипник качения.

Назначение технического требования – обеспечение заданного характера сопряжения.

Для отверстия диаметром $72H7^{(+0,03)}$ величина шероховатости согласно таблице В.4 приложения В составит: $Ra = 1,25 \text{ мкм}$.

Позиция 7. Шероховатость торцов фланца стакана.

Назначение технического требования – обеспечение требуемой точности положения торцов фланца. Рекомендуется шероховатость торцов фланца принимать [2]

$$Rz = 0,5T_{//}, \quad (17)$$

где $T_{//} = 12 \text{ мкм}$ – допуск параллельности торцов стакана.

$$Rz = 0,5 \cdot 12 = 6 \text{ мкм.}$$

$$Ra = 0,2Rz = 0,2 \cdot 6 = 1,2 \text{ мкм.}$$

Принимаем $Ra = 1,25$ мкм (таблица В.1, приложение В).

Позиция 8. Допуски круглости и профиля продольного сечения наружной поверхности стакана определяются исходя из уровней относительной геометрической точности (таблицы Б.12, Б.13, приложение Б).

Для диаметра 84 мм по 5 степени точности $T_{\bigcirc} = T_{\underline{=}} = 6 \text{ мкм} = 0,006 \text{ мм.}$

Позиция 9. Шероховатость поверхностей, на которых не нанесены обозначения шероховатости.

Для стаканов шероховатость всех поверхностей, не рассмотренных в позициях 6–8, назначается $Ra = 12,5 \dots 25$ мкм.

2.7 Шкивы ременных передач

2.7.1 Материалы шкивов и их конструкция

Шкивы изготавливают из чугуна, легких сплавов, сварными из стали, а также из пластмасс.

Основным критерием выбора материала для изготовления шкивов является скорость ремня (окружная скорость вращения шкива).

При скорости ремня до 35 м/с шкивы могут быть изготовлены из чугуна. Основные используемые марки чугуна: при скорости ремня $v \leq 15$ м/с – СЧ15 (ГОСТ 1412–85); при $v = 15 \dots 30$ м/с – СЧ18 (ГОСТ 1412–85); при $v = 30 \dots 35$ м/с – СЧ20 (ГОСТ 1412–85).

При скорости ремня до $v \leq 25$ м/с возможно использование пластмасс, например, текстолита ПТ, ПТК (ГОСТ 5–78).

При более высоких скоростях с целью исключения разрыва шкивов от действия центробежных сил обязательно применение сталей, сплавов на основе алюминия, высокопрочных пластмасс.

При скорости ремня $v \leq 45$ м/с применяют стали 25Л ГОСТ 977–88. Сталь 3 (для сварных изделий), стали 30, 35, 45 (ГОСТ 1050–88) используют при скорости ремня $v \leq 60$ м/с.

При более высоких скоростях рекомендуется применение более прочных материалов – легированных хромистых сталей. Также в силу меньшей плотности и соответственно меньшей нагрузки на обод от центробежных сил могут использоваться алюминиевые сплавы АЛ3, АЛ5 ГОСТ 1583–93 (до $v = 60$ м/с), Д1, Д16 ГОСТ 4784–97, пластмассы – волокниты АГ–4 ГОСТ 20437–89, фенолиты К–18–12, декоррозиты К–17/18–81 и др. Массы алюминиевых и пластмассовых шкивов примерно в 5 раз меньше чугунных и стальных. Алюминиевые сплавы и пластмассы используют при малых и средних нагрузках на передачу, если требуется снизить вес привода или уменьшить инерционные нагрузки на привод. При применении дуралюминов Д1 и Д16 учитывают низкую коррозионную стойкость материала и предусматривают плакирование поверхности.

Известно применение для изготовления шкивов порошковых материалов в составе порошков легированных сталей и пластификаторов, обеспечивающих прочностные свойства изделий на уровне деталей из высокопрочных конструкционных сталей. Изготовление шкивов из порошковых материалов рассматривается как экономически выгодная замена механической обработки в условиях массового производства.

При единичном производстве шкивов небольшого диаметра их изготавливают точением из стального, алюминиевого или пластмассового кругов.

При массовом производстве в большинстве случаев для изготовления шкивов применяют штучные заготовки-отливки, кованные или штампованные поковки.

Заготовки из чугуна и стали 25Л льют в песчаные формы. При большом объеме партии более эффективным является центробежное литье.

Большинство заготовок из сталей 30, 35, 45 производится штамповкой, которая позволяет получать наиболее благоприятную микроструктуру. Крупные заготовки могут изготавливаться ковкой.

Заготовки из алюминиевых сплавов изготавливают кокильным литьем, литьем в оболочковые формы и литьем под давлением.

Шкивы из волокнитов, фенолитов, декоррозитов изготавливают горячим или литьевым прессованием.

Шкивы изготавливают следующих типов (рисунок 63):

- тип 1 – монолитные с односторонней выступающей ступицей;
- тип 2 – монолитный с односторонней выточкой;
- тип 3 – монолитные с односторонней выточкой и выступающей ступицей;
- тип 4 – с диском и ступицей, выступающей с одного торца обода;
- тип 5 – с диском и ступицей, укороченной с одного торца;
- тип 6 – с диском и ступицей, выступающей с одного и укороченной с другого торца;
- тип 7 – со спицами и ступицей, выступающей с одного торца обода;
- тип 8 – со спицами и ступицей, укороченной с одного торца обода;
- тип 9 – со спицами и ступицей, выступающей с одного и укороченной с другого торца обода.

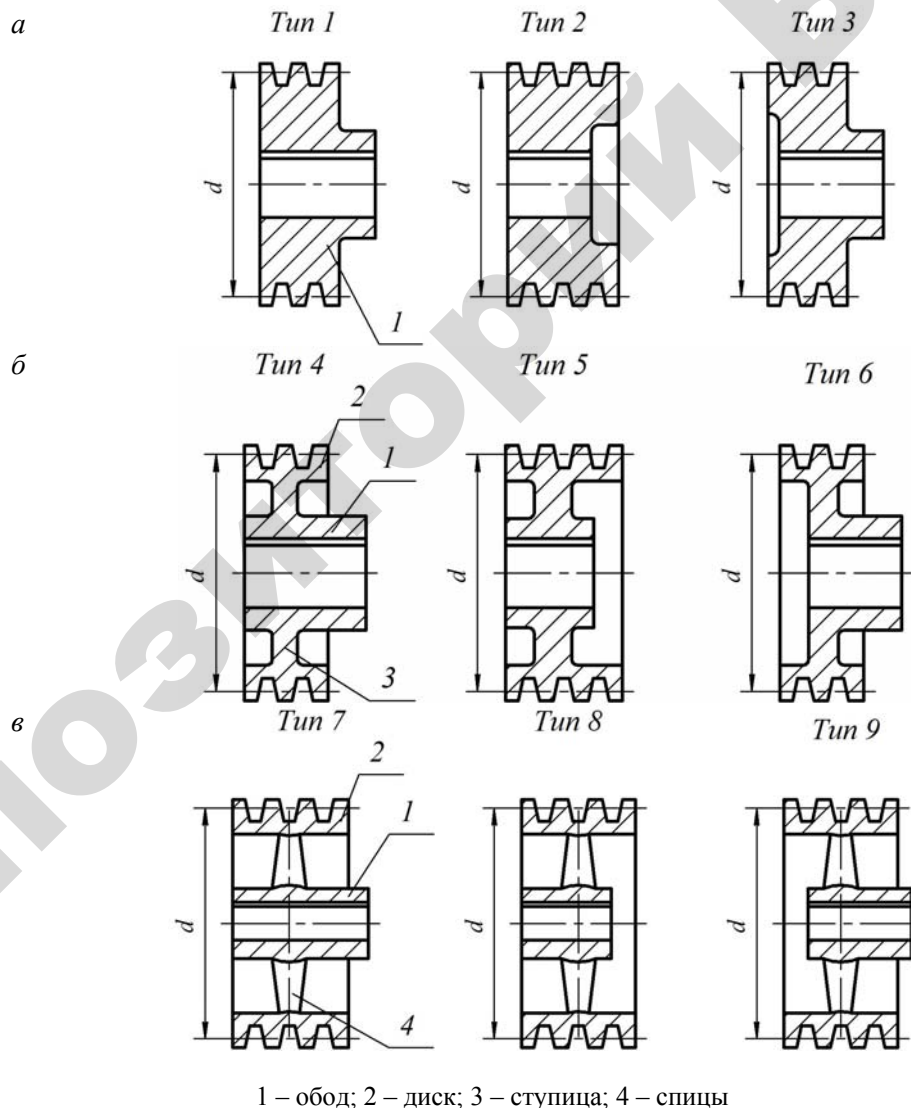


Рисунок 63 – Монолитные шкивы (а); шкивы с дисками (б); шкивы со спицами (в)

Шкивы типа 1–3 изготавливаются при расчетном диаметре шкива $d < 90$ мм, типа 4–6 при расчетном диаметре шкива $d = 90 \dots 200$ мм, типа 7–9 при расчетном диаметре шкива $d > 200$ мм.

Для снижения массы шкива и удобства транспортирования в дисках шкивов типов 4–6 могут быть отверстия. В шкивах с диаметром более 200 мм, изготавливаемых литьем, рекомендуется для улучшения отвода газов при заливке формы металлом конструировать диски в виде конуса (рисунок 64). Конусный диск целесообразен также для более плотной компоновки привода и для уменьшения изгибающего момента на вал.

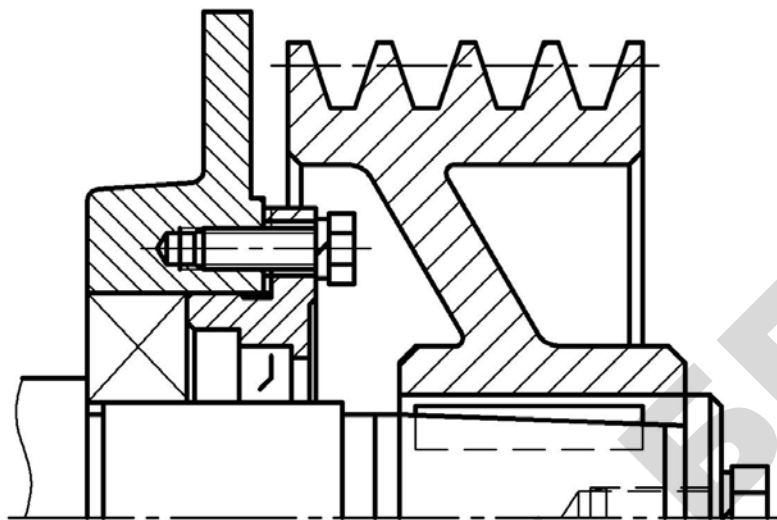
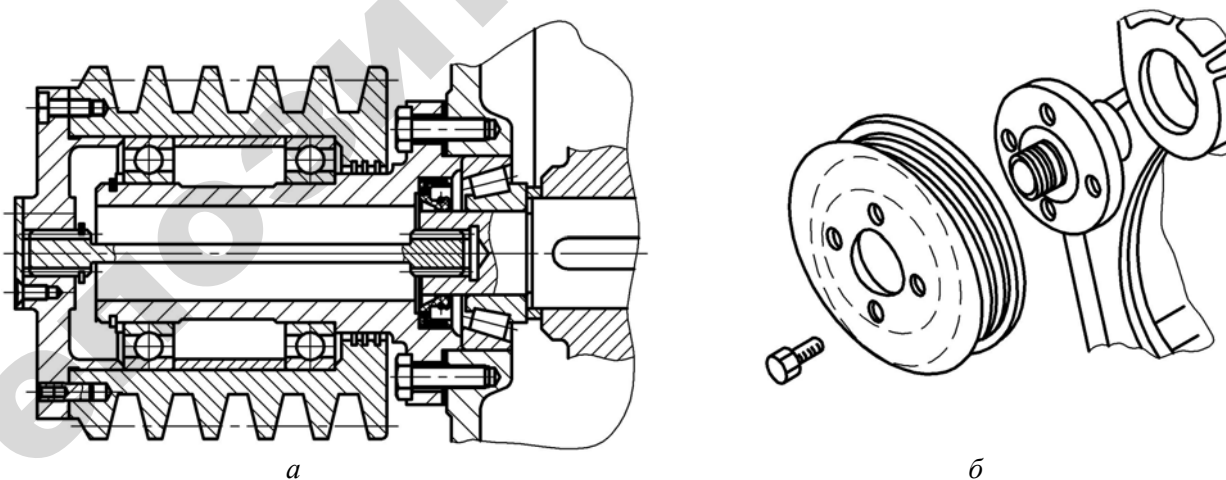


Рисунок 64 – Конусные диски шкивов

В ременных передачах на вал от шкивов передаются значительные изгибающие нагрузки. Когда изгибающие моменты приводят к нежелательным деформациям вала, конструкция шкива может отличаться от базовой, изображенной на рисунке 63. В этом случае шкивы конструируют так, чтобы сила натяжения ремня не передавалась на вал – шкивы не имеют ступицы, они вращаются на собственных подшипниках, а вращающий момент от шкива к валу передается через дополнительный торсионный валик (рисунок 65, *а*).

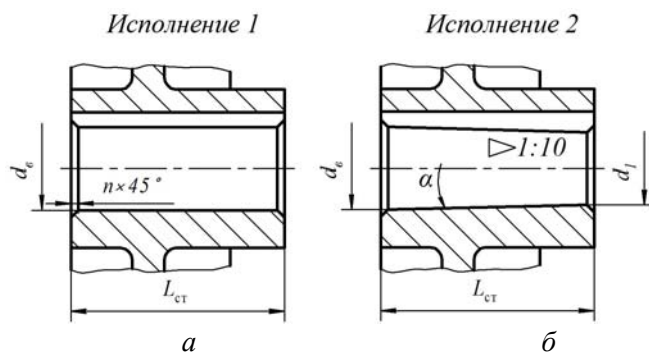
Шкивы могут выполняться составными. У этих шкивов обод шкива с диском соединяется со ступицей посредством болтов (рисунок 65, *б*).



а – с разгрузкой вала; *б* – составной

Рисунок 65 – Шкивы

Посадочные отверстия шкивов могут быть (рисунок 66) двух исполнений: цилиндрические со шпонкой (исполнение 1) и конические со шпонкой (исполнение 2).



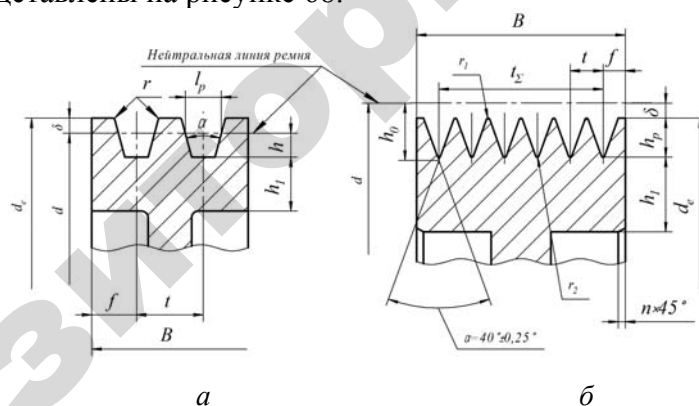
a – цилиндрическое со шпонкой; *б* – коническое со шпонкой
 Рисунок 66 – Варианты исполнения посадочного отверстия шкива

Конические посадочные отверстия более сложны в производстве. Однако коническое сопряжение отверстия и вала обеспечивает более точное центрирование шкива на валу, допускает частый монтаж шкива на вал и его демонтаж, обеспечивает более удобный демонтаж шкива. Рекомендуются при окружной скорости шкива более 5 м/с.

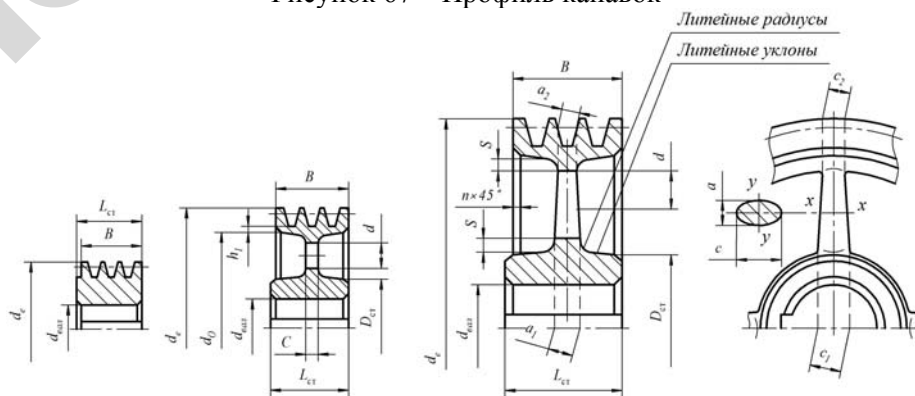
2.7.2 Размеры шкивов

На чертежах шкивов проставляются: габаритные размеры D , d_e , $l_{ст}$; размеры профиля канавок; размеры, входящие в размерные цепи. Остальные размеры проставляются исходя из технологии изготовления шкива.

Шкивы клиноременных (ГОСТ 20889–88, ГОСТ Р 50641–94) и поликлиновых (РТМ 3840528–74) имеют на ободке канавки по числу ремней или клиньев. Профили канавок показаны на рисунке 67. Основные размеры профилей приведены в таблицах 47 и 48. Конструкции шкивов представлены на рисунке 68.



a – для клиновых ремней; *б* – для поликлиновых ремней
 Рисунок 67 – Профиль канавок



a – монолитные; *б* – с диском; *в* – со спицами
 Рисунок 68 – Размеры шкивов

Таблица 47 – Конструкция и размеры профиля канавок для шкивов клиновых передач по ГОСТ 20889–88 и ГОСТ Р 50641–94 (рисунок 67, а)

Сечение нормального ремня (ГОСТ 20889–88)		<i>O (Z)</i>	<i>A (A)</i>	<i>B (B)</i>	<i>B (C)</i>	<i>Г (D)</i>	
Сечение нормального ремня (ГОСТ Р 50641–94)		<i>Z</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	
Диаметр шкива <i>d</i> , мм	моноклитная	63...90	90... 100	–	–	–	
	с диском	80...160	112...200	125...250	200...355	315...400	
	со спицами	≥ 180	≥ 224	≥ 280	≥ 400	≥ 450	
Размеры профиля канавок, мм, для ремней сечения	нормального	δ	2,5 (2,0)	3,3 (2,75)	4,2 (3,5)	5,7 (4,8)	8,1 (8,1)
		<i>h</i>	7,0	8,7	10,8	14,3	19,9
	общие размеры	<i>B_p</i>	8,5	11	14	19	27
		<i>t**</i>	12,0 ± 0,3	15,0 ± 0,3	19,0 ± 0,4	25,5 ± 0,5	37,0 ± 0,6
		<i>f</i>	8 ± 1	10,0 ^(+2,0 -1,0)	12,5 ^(+2,0 -1,0)	17,0 ^(+2,0 -1,0)	24 ^(+3,0 -1,0)
	узкого	δ	2,5 (2,0)	3,0 (2,75)	4,0 (3,5)	5,3 (4,8)	–
		<i>h</i>	10,0	13,0	17,0	19,0	–
	<i>d</i> для угла канавки α°	$\alpha = 34^\circ (34^\circ)$	50...71 (≤ 80)	75...112 (< 118)	125...160 (≤ 190)	(≤ 315)	–
$\alpha = 36^\circ (36^\circ)^*$		80...100	125...160	180...224	200...315	315...450 (≤ 475)	
$\alpha = 38^\circ (38^\circ)$		112...160 (> 80)	180...400 (> 118)	250...500 (> 190)	355...630 (> 315)	500...900 (> 475)	
$\alpha = 40^\circ$		> 180	> 450	> 560	> 710	> 1000	
Другие размеры, мм	$\alpha \pm$	$\alpha \pm 1^\circ$	$\alpha \pm 1^\circ$	$\alpha \pm 1^\circ$	$\alpha \pm 30'$	$\alpha \pm 30'$	
	<i>h₁</i>	6	6	6	10	12	
	<i>r</i>	0,5	1,0	1,0	1,5	2,0	
Сечение узкого ремня (ГОСТ 20889–88)		<i>УO</i>	<i>УA</i>	<i>УB</i>	<i>УB</i>	–	
Сечение узкого ремня (ГОСТ Р 50641–94)		<i>SPZ</i>	<i>SPA</i>	<i>SPB</i>	<i>SPC</i>	–	
Примечания							
1 <i>b</i> и <i>h</i> – минимально допустимое значение.							
2 $\alpha \pm$ – допустимое отклонение угла α .							
3 Размеры в скобках – для ремней сечением по ГОСТ Р 50641–94.							
4 Угол канавки 36°, обозначенный *, предусмотрен ГОСТ Р 50641–94 только для профиля <i>D</i> .							
5 Предельные отклонения размера <i>d</i> – <i>h</i> 11.							
6 Накопленная погрешность размера для всех канавок шкива, обозначенная **, по ГОСТ Р 50641–94 не должна превышать для сечений: <i>Z</i> (<i>SPZ</i>) и <i>A</i> (<i>SPA</i>) – ±0,6 мм; <i>B</i> (<i>SPB</i>) – ±0,8 мм; <i>C</i> (<i>SPC</i>) – ±1,0 мм; <i>P</i> ± 1,2 мм.							

Таблица 48 – Размеры профиля канавок для шкивов поликлиновых передач РТМ 38 40528–74 (рисунок 67, б)

Сечение ремня	Размеры и отклонения размеров, мм								
	<i>t</i>	$\Delta t_{z=10}$	<i>h₀</i>	<i>h_p</i>	<i>h₁</i>	δ	<i>f</i>	<i>r₁</i>	<i>r₂</i>
<i>K</i>	2,4 ± 0,03	± 0,10	3,30	2,35 ^{+0,1}	5,0	1,0	3,5	0,3	0,2
<i>L</i>	4,8 ± 0,04	± 0,15	6,60	4,85 ^{+0,15}	6,0	2,4	5,5	0,5	0,4
<i>M</i>	9,6 ± 0,05	± 0,20	13,05	10,35 ^{+0,2}	7,5	3,5	10,0	0,8	0,6
Примечания									
1 $\Delta t_{z=10}$ – накопленная погрешность по шагу на 10 канавок. Для шкивов с числом канавок $z < 10$ допустимая накопленная погрешность пропорционально уменьшается.									
2 <i>h₁</i> – минимально допустимое значение.									

За расчетный диаметр *d* для поликлиновых ремней принимают диаметр окружности на уровне расположения нейтральной линии ремня при его посадке на шкив, соответствующей расположению центра несущего слоя ремня в виде кордшнура.

Предпочтительные значения расчетного диаметра шкива по ГОСТ 20889–88 представлены в таблице 49. Предпочтительные значения расчетного диаметра шкивов по

ГОСТ Р 50641–94 с учетом сечения ремня приведены в таблице 50. Предпочтительный ряд значений расчетного диаметра поликлиновых шкивов (по РТМ 38 40528–74) даны в таблице 51.

Таблица 49 – Предпочтительный ряд значений расчетного диаметра шкива клиновой передачи (по ГОСТ 20889–88)

В миллиметрах

50; (53); 56; (60); 63; (67); 71; (75); 80; (85); 90; (95); 100; (106); 112; (118); 125; (132); 140; (150); 160; (170); 180; (190); 200; (212); 224; (236); 250; (265); 280; (300); 315; (335); 355; (375); 400; (425); 450; 475; 500; (530); 560; (600); (620); 630; (670); 710; (750); 800; (850); 900; (950); 1000; (1060)
Примечание – Размеры в скобках следует принимать только в технически обоснованных случаях.

Таблица 50 – Предпочтительный ряд значений расчетного диаметра шкива клиновой передачи (по ГОСТ Р 50641–94)

В миллиметрах

<i>d</i>	Степень предпочтительности исходных диаметров для профилей канавок						
	<i>Y</i>	<i>Z</i> <i>SPZ</i>	<i>A</i> <i>SPA</i>	<i>B</i> <i>SPB</i>	<i>C</i> <i>SPC</i>	<i>D</i>	<i>E</i>
50	+	+					
53							
56	+	+					
60	+	*					
67							
71	+	*					
75		*	+				
80	+	*	+				
90	+	*	*				
95			*				
100	+	*	*				
106			*				
112	+	*	*				
118			*				
125	+	*	*	+			
132		*	*	+			
140		*	*	*			
150		*	*	*			
160		*	*	*			
170				*			
180		*	*	*			
190							
200		*	*	*	+		
212					+		
224		*	*	*	*		
236					*		
250		*	*	*	*		
265					*		
280		*		*	*		
300			*		*		
315		*	*	*	*		
335					*		
355		*	*	*	*	+	
375						+	

Окончание таблицы 50

<i>d</i>	Степень предпочтительности исходных диаметров для профилей канавок						
	<i>Y</i>	<i>Z</i> <i>SPZ</i>	<i>A</i> <i>SPA</i>	<i>B</i> <i>SPB</i>	<i>C</i> <i>SPC</i>	<i>D</i>	<i>E</i>
400		*	*	*	*	+	
425						+	
450			*	*	*	+	
475						+	
500		*	*	*	*	+	+
530							+
560			*	*	*	+	+
600				*	*	+	+
630		*	*	*	*	+	+
670							+
710			*	*	*	+	+
750					*	+	
800			*	*	*	+	+
850							
900				*	*	+	+
950							

Примечания
 1 Исходный диаметр, отмеченный знаком +, рекомендуется только для обычных клиновых ремней.
 2 Исходный диаметр, отмеченный знаком *, рекомендуется для узких и обычных клиновых ремней.
 3 Не отмеченные исходные диаметры применять не рекомендуется.

Таблица 51 – Предпочтительный ряд значений расчетного диаметра поликлинового шкива (по РТМ 38 40528–74)

В миллиметрах					
40	71	125	224	400	710
45	80	140	250	450	800
50	90	160	280	500	900
56	100	180	315	560	1000
63	112	200	355	630	

Примечание – В технически обоснованных случаях допускается применение промежуточных значений диаметра из ряда R_{40} линейных диаметров (см. таблицу А.1, приложение А).

Значения расчетного диаметра не должны выходить за пределы значений, рекомендуемых для принятого сечения ремня для клиноременных передач в таблице 47 и для поликлиновых – таблице 52.

Таблица 52 – Предельные значения расчетного диаметра *d*

В миллиметрах			
Сечения ремня	<i>K</i>	<i>L</i>	<i>M</i>
Минимальный расчетный диаметр	40	80	180
Максимальный расчетный диаметр	500	800	1000

Примечание – В технически обоснованных случаях для ремней сечения *K* допускается минимальный расчетный диаметр шкива 25 мм.

Формулы для расчета размеров элементов обода, диска и ступицы шкива представлены в таблице 53.

Посадочные отверстия в ступице могут выполняться цилиндрическими и коническими.

Ступицы соединяются в валах через призматические или сегментные шпонки. Соединения через клиновые шпонки в автотракторостроении и сельхозмашиностроении применяются редко.

Размеры шпоночных пазов в ступице зависят от диаметра отверстия $d_{ст}$ и нормированы для шпонок призматических (ГОСТ 23360–78) и сегментных (ГОСТ 24071–97).

Если посадочное отверстие в ступице выполняется коническим (рисунок 66, б), то в качестве размера $d_{ст}$ принимают диаметр большего основания конуса.

На чертеже диаметр малого основания конуса d_1 , как правило, не указывают. Однако его значение необходимо для построения чертежа и при конусности 1:10 может быть найдено из выражения

$$d_1 = d_{ст} - 0,1l_{ст}. \quad (16)$$

Таблица 53 – Размеры элементов шкивов

Элемент шкива	Размер	Значение
Обод (рисунок 67)	Диаметр шкива наружный: для клиновых ремней для поликлиновых ремней	$d_e = d + 2b$ $d_e = d - 2\delta$
	Ширина шкива для клиноременных (поликлиновых) передач	$B = (z - 1)t + 2f$
	Толщина для чугунных шкивов: клиновых поликлиновых Толщина для стальных шкивов	$h_{1чуг} = (1,1 \dots 1,3)h \geq h_1$ $h_{1чуг} = 1,6h \geq h_1$ $h_{1ст} = 0,8\delta_{чуг} \geq h_1$
Диск (рисунок 68)	Толщина Диаметр отверстий Количество отверстий	$C = (1,2 \dots 1,3)h_1 \geq 6 \dots 8$ мм $d_o \geq 25$ мм $n_o = 4 \dots 6$
Ступица (рисунок 68)	Диаметр отверстия ступицы Диаметр наружный для шкивов: чугунных стальных Длина	$d_{ст} = d_1$ (см. расчет валов) $D_{ст} = 1,6d_{ст}$ $D_{ст} = 1,55d_{ст}$ $l_{ст} = (1,2 \dots 1,5)d_{ст}$
<p>Примечания</p> <p>1 z – число канавок шкива.</p> <p>2 Размеры b, δ, t, f, h, h_1 – см. таблицы 47 и 48.</p> <p>3 Полученные значения размеров округлить до ближайших из ряда предпочтительных чисел (таблица А.1, приложение А).</p> <p>4 Предельные отклонения размеров обрабатываемых поверхностей, не указанные непосредственно на чертеже, принимают: $H14, h14, \pm IT14/2$.</p> <p>5 Допуск торцевого биения обода и ступицы относительно оси посадочного отверстия должны быть не грубее 10-й степени точности по ГОСТ 24643–81.</p>		

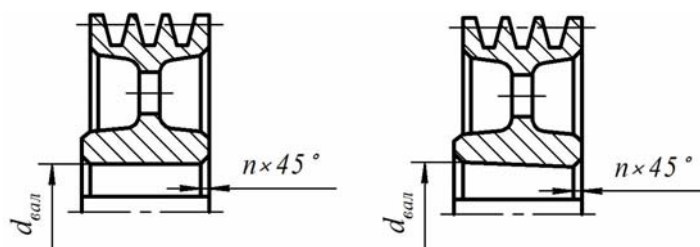
Это значение совместно со значением $l_{ст}$ указывают на чертеже. Кроме того, для обозначения конусности на чертеже применяется соответствующий знак по ГОСТ 2.304–81. Знак наносится перед размерным числом, характеризующим конусность (1:10), острый угол знака должен быть направлен в сторону вершины конуса.

При мелкосерийном и индивидуальном производстве шкивов с целью обеспечения возможности контроля параметров конического отверстия следует указывать значение угла уклона.

Значение угла уклона для конусности 1:10 установлено ГОСТ 8593–81 и равно $\alpha/2 = 2^\circ 51' 44,65''$. На чертеже согласно п. 1.10 ГОСТ 2.307–68 указывают угол $\alpha/2 = 2^\circ 51' 45''$.

В отверстиях ступицы должны быть выполнены входные фаски размером $n \times 45^\circ$ для облегчения монтажа шкива на вал. Величина размера n может быть назначена в зависимости от диаметра отверстия (таблица 54).

Таблица 54 – Размеры фасок в ступице шкива с цилиндрическим и коническим отверстиями



Диаметр отверстия $d_{отв}$, мм		Фаска входная	
1 ряд	2 ряд	Катет фаски n , мм	Угол скоса, град
16	-	0,6	45
18	-	0,6	45
-	19	0,6	45
20	-	1,0	45
22	-	1,0	45
-	24	1,0	45
25	-	1,0	45
28	-	1,0	45
-	30	1,6	45
32	-	1,6	45
-	(35)	1,6	45
36	-	1,6	45
-	38	1,6	45
40	-	1,6	45
-	42	1,6	45
45	-	1,6	45
-	48	1,6	45
50	-	2,0	45
-	(52)	2,0	45
-	53	2,0	45
55	-	2,0	45
-	(56)	2,0	45
60	-	2,0	45
-	63	2,0	45
-	65	2,0	45

Примечания
 1 При выборе диаметров $d_{ст}$ следует предпочитать 1-й ряд 2-ому ряду.
 2 Диаметры в скобках применять только в технически обоснованных случаях.

При выполнении шкивов со спицами, число спиц (рисунок 68, в) рассчитывают в зависимости от наружного диаметра шкива d_e , в мм.

$$n_{сп} = (0,14...0,15) \cdot \sqrt{d_e} \geq 3. \quad (17)$$

Так как жесткость обода по сравнению с жесткостью спиц меньше, то не все спицы принимают одинаковое участие в передаче вращающего момента. При приближенном расчете спиц на изгиб от окружного усилия принимают, что вращающий момент передают не все спицы, а только одна треть из них, а отношение меньшей оси эллипса a (в поперечном сечении спицы) к большей оси эллипса c равно 0,4 (рисунок 68, в). Толщина спицы в ниж-

ней ее части определяется из расчета прочности на изгиб при использовании в качестве расчетной схемы консольной балки, мм,

$$c_1 = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,013 \cdot \frac{n_{\text{сп}}}{3} \cdot [\sigma]_{\text{И}}}}, \quad (18)$$

где T – вращающий момент на шкиве, Н·м;

$[\sigma]_{\text{И}}$ – допускаемое напряжение изгиба, МПа.

Принимают для чугуна $[\sigma]_{\text{И}} = 30$ МПа.

Остальные размеры (рисунок 68, в) принимают равными:

$$a_1 = 0,4c_1; \quad c_2 = 0,8c_1; \quad a_2 = 0,8a_1,$$

где a_1, a_2, c_1, c_2 – целые числа.

По внутренней поверхности обода и ступицы между спицами выполняются ребра высотой

$$S = 0,005d_{\text{ст}} + 3 \text{ мм}. \quad (19)$$

Толщина этих ребер, примыкающих к ступице и к ободу, не превышает соответственно размеров a_1 и a_2 .

С продольной осью одной из спиц должна совпадать ось шпоночного паза.

Шкивы изготавливают в результате обработки штучных заготовок.

Заготовки из чугуна и стали 25Л льют, как правило, в песчаные формы, литье под давлением, в частности, центробежное литье применяется редко и оправдано только при большом объеме партии.

Заготовки из алюминиевых сплавов изготавливают кокильным литьем, литьем в оболочковые формы и литьем под давлением.

Для облегчения выемки модели из формы и исключения повреждения формы при литье заготовок поверхностям отливок, перпендикулярным плоскостям разъема, придают формовочные (литейные) уклоны. Эти уклоны выполняют на необрабатываемых поверхностях – наружных поверхностях ступиц и внутренних поверхностях ободов. Величина уклонов зависит от высоты формообразующих поверхностей. Уклоны выполняют в направлении извлечения модели из формы. Учитывая, что поверхностные слои формы более подвержены разрушению, чем глубинные, при больших значениях высоты формообразующей поверхности назначают меньшие значения уклонов.

Порядок выбора значения угла литейного уклона определяет ГОСТ Р 53465–2009.

1 В зависимости от способов литья заготовок и заливаемого материала назначают класс литейных уклонов (таблица 55).

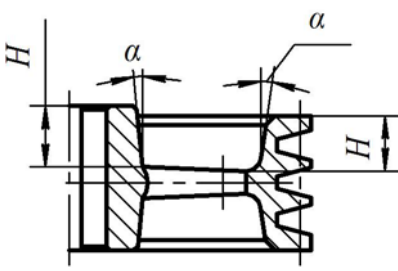
2 По принятому классу уклонов выбирают значения литейных уклонов (таблица 56). Эти значения являются предельными – превышать их не следует.

3 На чертеже проставляют значения литейных уклонов из ряда нормальные угловые размеры по ГОСТ 8908–81 (таблица 57).

Таблица 55 – Выбор классов литейных уклонов по ГОСТ Р 53465–2009

Технология литья		Класс литейных уклонов
Способ литья	Заливаемый сплав	
Литье в песчаные формы, степень механизации:	Чугун, сталь	
– ручное, опочное		20–22
– поточно-механизированное		18–21
– полуавтоматизированное		17–19
– автоматизированное		16–18
Литье в кокиль	Алюминиевые	12–18
Литье в оболочковые формы		13–15
Литье под давлением, в т. ч. центробежное	Алюминиевые	13–15
	Сталь	20–21
<p>Примечания</p> <p>1 При литье в песчаные формы меньшие значения классов относят при использовании маловлажных и высокопрочных формовочных смесей, при высокой чистоте поверхности форм.</p> <p>2 При литье в песчаные формы средние значения классов относят при использовании средневлажных и среднепрочных формовочных смесей, при средней чистоте поверхности форм.</p> <p>3 При литье в песчаные формы большие значения классов относят при использовании формовочных смесей повышенной влажности и пониженной прочности, при высокой чистоте поверхности форм.</p> <p>4 При литье в металлические формы (литье в кокиль, в оболочковые формы, центробежное) меньшие значения классов относят при использовании автоматизированного отслеживания времени нахождения отливки в форме, при высокой чистоте поверхности форм, применении высококачественных разделительных красок и смазок.</p> <p>5 При литье в металлические формы (литье в кокиль, в оболочковые формы, центробежное) средние значения классов относят при использовании полуавтоматизированного отслеживания времени нахождения отливки в форме, при средней чистоте поверхности форм, применении высококачественных разделительных красок и смазок.</p> <p>6 При литье в металлические формы (литье в кокиль, в оболочковые формы, центробежное) большие значения классов относят при использовании ручного отслеживания времени нахождения отливки в форме, при пониженной чистоте поверхности форм, при применении разделительных красок и смазок.</p>		

Таблица 56 – Литейные уклоны при различных классах литейных уклонов по ГОСТ Р 53465–2009



Высота формообразующей поверхности H , мм	Предельный литейный уклон α для класса, не более				
	12	13	14	15	16
До 10 включ.	1°17'	1°42'	2°08'	2°34'	3°25'
От 10 до 18 включ.	52'	1°14'	1°29'	1°58'	2°28'
От 18 до 30 включ.	36'	53'	1°02'	1°20'	1°37'
От 30 до 50 включ.	27'	38'	43'	54'	1°11'
От 50 до 80 включ.	21'	28'	32'	39'	49'
От 80 до 120 включ.	21'	21'	23'	28'	35'

Высота формообразующей поверхности H , мм	Предельный литейный уклон α для класса, не более					
	17	18	19	20	21	22
До 10 включ.	3°50'	4°16'	5°07'	6°48'	8°29'	9°19'
От 10 до 18 включ.	2°57'	3°27'	3°56'	4°55'	5°24'	5°54'
От 18 до 30 включ.	1°55'	1°52'	2°40'	3°15'	3°33'	3°59'
От 30 до 50 включ.	1°22'	1°07'	1°49'	2°10'	2°27'	2°43'
От 50 до 80 включ.	56'	47'	1°17'	1°35'	1°45'	2°06'
От 80 до 120 включ.	42'	44'	56'	1°10'	1°24'	1°34'

Таблица 57 – Нормальные угловые размеры по ГОСТ 8908–81

Ряд 1	0°	-	-	-	-	-	-	-
Ряд 2	0°	-	0°30'	-	1°	-	2°	-
Ряд 3	0°	0°15'	0°30'	0°45'	1°	1°30'	2°	2°30'
Ряд 1	-	-	5°	-	-	-	-	-
Ряд 2	3°	-	5°	-	-	-	9°	10°
Ряд 3	3°	4°	5°	6°	7°	8°	9°	10°

Примечание – При выборе углов 1-й ряд следует предпочитать 2-му, 2-й – 3-му.

При изготовлении заготовок штамповкой (или ковкой в штампах) для облегчения заполнения штампа металлом и освобождения штампа от поковки поверхностям заготовок, перпендикулярным плоскостям разъема, придают штамповочные уклоны. Величина уклонов α зависит от применяемого штамповочного оборудования (таблица 58).

	
Оборудование	Штамповочные уклоны
Штамповочные молоты, прессы без выталкивателей	10
Прессы с выталкивателями, горизонтально-ковочные машины	7
Горячештамповочные автоматы	2

Сопряжение поверхностей обода с внутренней поверхностью обода и поверхностью ступицы выполняют по радиусу закругления R .

При изготовлении заготовок литьем эти радиусы скругления называют литейными. От значения литейного радиуса зависит возможность появления в отливке литейных дефектов: трещин, усадочных раковин и т. п. Значение R зависит от толщины диска C (рисунок 68) и принимается $R \approx 0,5C$.

При изготовлении заготовок штамповкой (или ковкой в штампах) радиусы закругления R назначают для облегчения заполнения металлом формы и свободной выемки заготовок из штампа. Принимают радиусы $R \geq 6$ мм.

Числовые значения радиусов закруглений принимают из ряда нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636–69 в редакции 1990 года (таблица А.1, приложение А).

Величину стандартных уклонов на чертеже можно не изображать. Радиусы скруглений на чертеже показывают. Информация о величине литейных и штамповочных уклонов и радиусов записывается в технических требованиях на чертеже в соответствии с ГОСТ 2.316–68, например:

- «Неуказанные литейные уклоны – 3°»;
- «Неуказанные штамповочные уклоны – 7°»;
- «Литейные радиусы – 4...5 мм».

Значения литейных радиусов и радиусов скругления для шкивов, заготовки для которых изготавливают штамповкой, указывают на чертеже.

Для снижения динамических нагрузок на валы от вращающегося шкива РТМ 38 40528–74 устанавливает требования к балансировке шкива.

Величина дисбаланса шкива после его обработки не должна превышать значений, указанных в таблице 59.

Таблица 59 – Величина допускаемого дисбаланса шкива в зависимости от скорости его вращения

Окружная скорость шкива, м/с	Допускаемый дисбаланс, г · м
От 5 до 10	6
Свыше 10 до 15	6
Свыше 15 до 20	2
Свыше 20	1

Каждый шкив должен подвергаться статической или динамической балансировке. Динамическая балансировка обязательна при окружной скорости вращения шкива более 28 м/с.

Информация о способе балансировки шкива и допускаемому дисбалансу дается в технических требованиях чертежа, например: «Балансировать статически. Допустимый дисбаланс – $6 \text{ г} \cdot \text{м}$ ».

При изготовлении шкивов из отливок из черных и цветных металлов требования к отливкам устанавливаются в соответствии с ГОСТ Р 53464–2009.

Этот нормативный документ устанавливает нормы точности отливок: классы размерной точности, степень коробления, степень точности поверхностей, классы точности масс. В ГОСТ Р 53464–2009 в зависимости от выбранного класса точности отливок установлены ряды припусков на обработку для различных технологических процессов и условий их изготовления и обработки, допуски линейных и угловых размеров, допуски формы поверхностей, допуски неровностей поверхностей, допуски массы.

Требования к отливкам оговариваются в технических требованиях чертежа, например: «Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку отливки – ГОСТ Р 53464–2009».

При изготовлении из кованных или штампованных поковок требования к поковкам устанавливаются в соответствии с ГОСТ 7505–89. Этот документ устанавливает наибольшие величины допуска размеров отклонений формы, припусков, кузнечных напусков и наименьшие радиусы закруглений наружных углов поковок.

Требования к поковкам оговариваются в технических требованиях чертежа, например: «Допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку поковки – ГОСТ 7505–89».

Примеры простановки размеров и иных требований для клиноременных и поликлиновых шкивов представлены на рисунках 69 и 70.

2.7.3 Выбор параметров шкивов, допусков размеров, формы, взаимного расположения и шероховатости поверхностей

Рекомендации по назначению допусков размеров, формы и взаимного расположения и шероховатости поверхностей шкивов приведены в таблицах Ж.1 – Ж.5.

Рассмотрим схему установки шкива в механизме (рисунок 18). Схема простановки размеров и показателей точности шкива представлена на рисунке 69, примеры выполнения чертежа шкива – на рисунке 70.

Рассматриваемый шкив вращается с окружной скоростью $5,6 \text{ м/с}$. Изготавливается по ГОСТ 20889–88 под ремень с сечением A . Материал шкива – чугун СЧ15. Технология изготовления – ручное, опочное литье в песчаные формы.

Позиция 1. Неуказанные литейные уклоны.

С учетом технологии изготовления (литье в песчаные формы, степень механизации – ручное, опочное) по таблице 55 принимаем 21 класс литейных уклонов. Для высоты формообразующей поверхности $H = 20 \text{ мм}$ для 21 класса литейных уклонов по таблице 56 найдем предельный литейный уклон $\alpha < 3^{\circ}15'$. По таблице 57 принимаем $\alpha = 3^{\circ}$.

Позиция 2. Литейные радиусы.

Их рассчитывают в зависимости от толщины диска $R \approx 0,5C$. При толщине диска $C = 10 \text{ мм}$ литейный радиус $R = 0,5 \cdot 10 \approx 5 \text{ мм}$. Принимаем $R = 4 \dots 5 \text{ мм}$.

Позиция 3. Требования к балансировке шкива.

При скорости шкива $5,6 \text{ м/с}$ по таблице 59 определен допускаемый дисбаланс $6 \text{ г} \cdot \text{м}$ и установлен статический способ балансировки.

Позиция 4. Предельное отклонение расчетного диаметра шкива.

Согласно стандарту назначаем поле допуска диаметра шкива $h11$.

На чертеже должно указываться, кроме условного обозначения поля допуска, и числовое значение предельного отклонения – $0,29 \text{ мм}$.

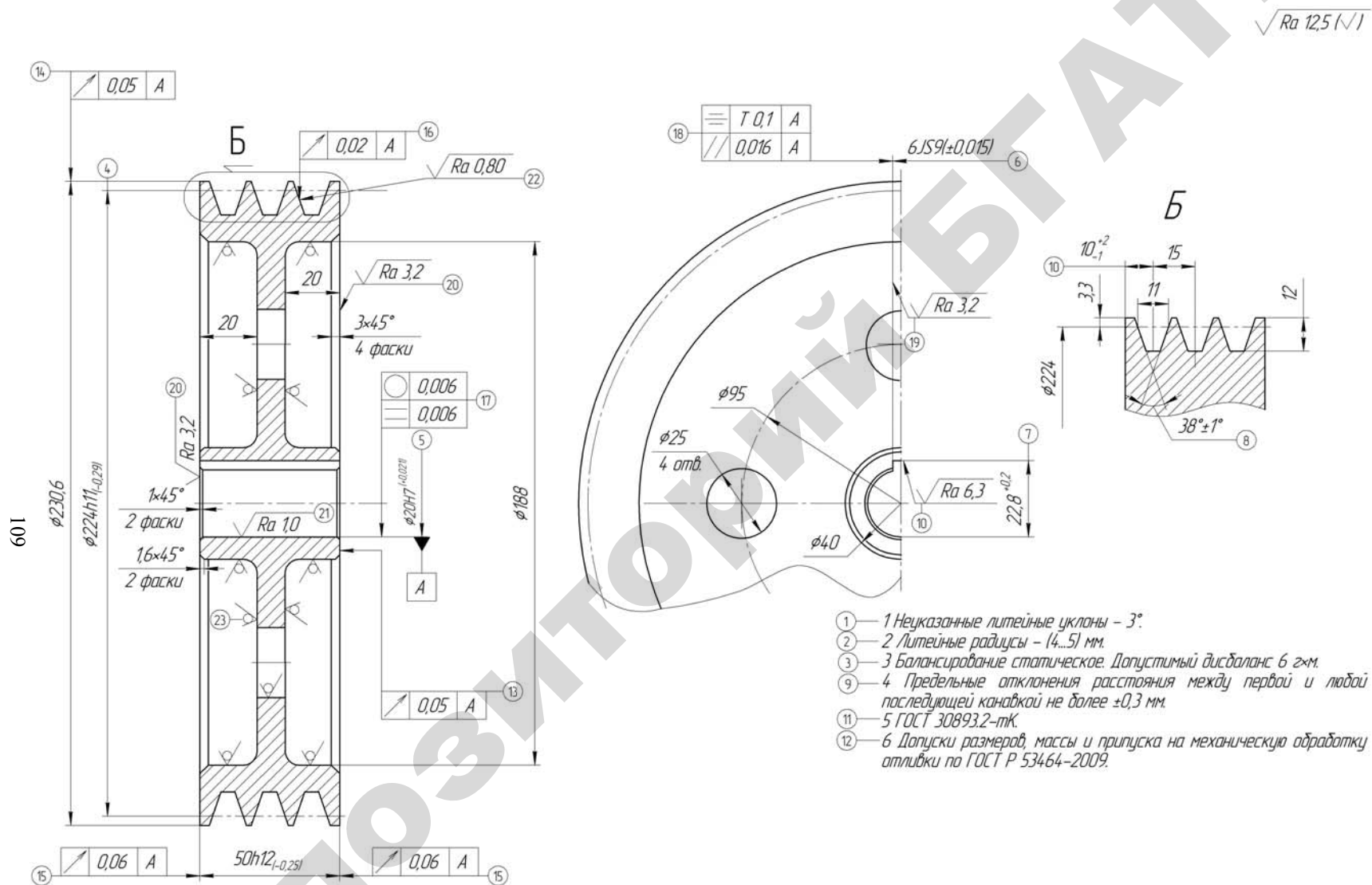


Рисунок 69 – Схема простановки размеров и показателей точности для шкива клиноременной передачи

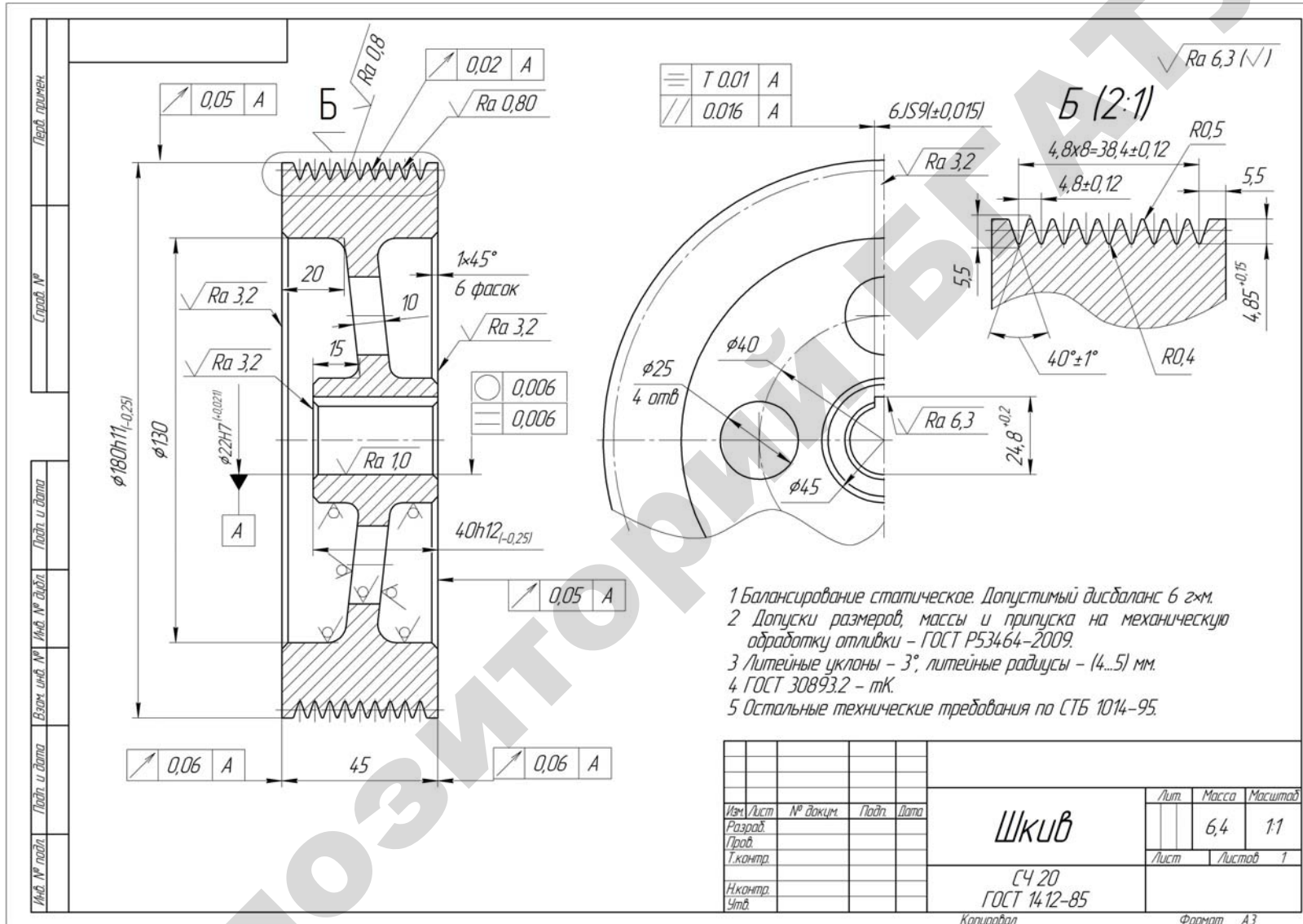


Рисунок 70 – Образец выполнения чертежа шкива поликлиновой передачи

Позиция 5. Предельное отклонение диаметра отверстия в ступице шкива.

В связи с большой частотой вращения шкива требуется его точное центрирование на валу. Соединение ступицы шкива с валом должно быть неподвижным в осевом направлении и разъемным, т.е. допускать возможность снятия шкива для его замены при износе поверхностей канавок. Такой характер соединения обеспечивается при переходных посадках (в совокупности с дополнительной фиксацией шкива на валу) с полем допуска диаметра отверстия $H7$.

Согласно таблице Ж.1 приложения Ж назначаем поле допуска диаметра шкива $H7$.

Позиция 6. Поле допуска ширины паза ступицы.

Соединение ступицы шкива с валом является неподвижным и не передает значительных ударных и реверсивных нагрузок. В этом случае принимают нормальное соединение призматической шпонки со ступицей и назначают по ГОСТ 23360–78 поле допуска ширины паза ступицы $Js9$. Для размера, по которому деталь будет сопрягаться с отдельными стандартными изделиями, требуется указание поля допуска и простановка числовых значений предельных отклонений. Применительно к шкиву это значит, что предельные отклонения размера ширины шпоночного паза на чертеже должны быть обозначены условным обозначением поля допуска ($Js9$) и численными значениями предельных отклонений $\pm 0,015$ мм.

Позиция 7. Предельное отклонение размера $d + t_2$ соединения с призматическими шпонками.

Согласно таблице 16 назначаем отклонение $+0,20$ мм.

Позиция 8. Предельное отклонение угла канавки.

Для шкива с профилем канавки A предельное отклонение угла канавки не должно превышать $\pm 1^\circ$ (таблица 46). Принимаем $\pm 1^\circ$.

Позиция 9¹. Предельное отклонение расстояния между первой и любой последующей канавкой профиля.

Предельное отклонение расстояния между первой и любой последующей канавкой профиля, т. е. размера t зависит от сечения ремня. Для сечения A принимаем по таблице 47 предельное отклонение $\pm 0,3$ мм.

Позиция 10. Предельные отклонения размера середины крайней канавки от торца обода.

Согласно таблице 47 для профиля обода под ремень сечения A предельные отклонения размера f (рисунок 67, a) – $10,0^{+2,0}_{-1,0}$.

Позиция 11. Неуказанные предельные отклонения размеров обрабатываемых поверхностей.

Остальные размеры обрабатываемых поверхностей выполняют с отклонениями: охватывающий – $H14$; охватываемых – по $h14$; остальных (не относящихся к валам и отверстиям) – $\pm IT14 / 2$.

Размеры необрабатываемых поверхностей выполняют с отклонениями по $\pm IT16/2$.

Эти предельные отклонения после номинальных размеров не указываются, их относят к общим допускам и они оговариваются общей записью в технических требованиях чертежа. Вышеуказанные общие допуски относятся к среднему классу точности общих допусков по ГОСТ 30893.1–2002.

Общую запись в технических требованиях чертежа о неуказанных предельных отклонениях размеров, формы и расположения согласно ГОСТ 30893.2–2002 рекомендуется давать условными обозначениями, например:

«Общие допуски по ГОСТ 30893.2– mk » или «ГОСТ 30893.2– mk ».

¹ На чертеже шкива указывают предельные отклонения шага t двух соседних канавок, накопленного шага $\Delta t_{z=10}$ десяти канавок. Предельные отклонения накопленного шага принимают равными значению накопленной погрешности, указанной в таблице 47. При числе канавок $z < 10$ рассчитывают значения предельного отклонения накопленного шага для фактического значения z и принимают ближайшее из ряда линейных размеров по ГОСТ 6636–69 (таблица А.1, приложение А).

Позиция 12. Требования к заготовке (отливке).

Для отливки допуски размеров, массы и припуски на механическую обработку задаются по ГОСТ Р 53464–2009.

Позиция 13. Допуск торцевого биения ступицы.

Биение базового торца приводит к погрешностям при обработке и установке шкива в механизме.

При скорости ремня 5,6 м/с согласно таблице Ж.2 приложения Ж назначаем допуск торцевого биения $T_{\text{т}} = 0,05$ мм.

Позиция 14. Допуск на радиальное биение поверхности обода.

Согласно таблице Ж.3 приложения Ж при диаметре шкива $d_e = 230,6$ мм назначаем $T_{\text{р}} = 0,05$ мм.

Позиция 15. Допуск на торцевое биение поверхности обода.

Согласно таблице Ж.3 приложения Ж при диаметре шкива $d_e = 230,6$ мм назначаем $T_{\text{т}} = 0,06$ мм.

Позиция 16. Допуск биения конусной рабочей поверхности канавки шкива.

Согласно таблице Ж.4 приложения Ж при частоте вращения шкива $n = 477,5$ мин⁻¹ назначаем $T_{\text{к}} = 0,02$ мм.

Позиция 17. Допуски круглости и профиля продольного сечения определяются исходя из уровней относительной геометрической точности (таблицы Б.13, Б.14, приложение Б).

По таблице Б.13 приложения Б для квалитета 7 и нормальной геометрической точности назначаем 6 степень точности формы.

По таблице Б.14 приложения Б для диаметра 20 мм и 6 степени точности

$$T_{\text{O}} = T_{\text{=}} = 6 \text{ мкм.}$$

Позиция 18. Допуски симметричности и параллельности расположения шпоночного паза выбираются в соответствии с рекомендациями таблицы 17.

Тогда $T_{\text{=}} = 0,030 \cdot (2 \dots 4) = 0,06 \dots 0,120$ мм. Принимаем $T_{\text{=}} = 0,01$ мм.

$T_{\text{//}} = 0,6 \cdot 0,030 = 0,018$ мм. Принимаем $T_{\text{//}} = 0,016$ мм.

Позиция 19. Шероховатость поверхности шпоночного паза.

В соответствии с рекомендациями [7] значение параметра Ra следует выбирать не более:

– для рабочих поверхностей пазов и шпонок – 1,6...3,2 мкм;

– для нерабочих поверхностей – 6,3...12,5 мкм.

Позиция 20. Шероховатость торцовых поверхностей шкива.

Назначение технического требования – равномерное распределение нагрузки по поверхностям торцов и точность положения шкива, как при изготовлении, так и во время его работы в механизме.

Согласно таблице Ж.5 приложения Ж:

– для боковой поверхности ступицы назначаем $Ra = 3,2$ мкм.

– для боковой поверхности обода шкива назначаем $Ra = 3,2$ мкм.

Позиция 21. Шероховатость поверхности посадочного отверстия шкива.

Назначение технического требования – обеспечение требуемого характера сопряжения.

Шероховатость определяется из условия $Ra \leq 0,05T_p$.

Для размера $20H7^{+0,021}$ шероховатость составит $Ra \leq 0,05 \cdot 21 = 1,05$ мкм.

Согласно таблице Ж.5 приложения Ж принимаем $Ra = 1,0$ мкм.

Позиция 22. Шероховатость рабочей поверхности канавок шкива.

Согласно таблице Ж.5 приложения Ж принимаем $Ra = 0,8$ мкм.

Позиция 23. Шероховатость рабочей поверхности шкива без обработки.

Данные поверхности шкива не оказывают влияния на эксплуатационные показатели работы. Их оставляют без обработки. На это указывает знак \checkmark по ГОСТ 2.309–73.

2.8 Звездочки цепных передач

2.8.1 Конструирование звездочек

Звездочки изготавливают из сталей 40 и 45 по ГОСТ 1050–88 штамповкой или из литых сталей 40Л и 45Л по ГОСТ 977–88 литьем. Конструкция звездочек разрабатывается с учетом стандарта на профиль зубьев и поперечное сечение венцов по ГОСТ 591–69 и ГОСТ 592–81.

Звездочки с профилем по ГОСТ 591–69 (таблицы 60, 61) используются с приводными втулочными и роликowymi цепями по ГОСТ 13568–97 и ГОСТ 21834–87.

Таблица 60 – Расчет профиля зубьев звездочек роликowych и втулочных цепей

Наименование параметра	Расчетная формула для:
	ГОСТ 591–69
1 Диаметр элемента зацепления цепей, мм: – роликowych – втулочных	$D_{\text{ц}} = d_1$ (рисунок 65) $D_{\text{ц}} = d_2$
2 Геометрическая характеристика зацепления	$\lambda = \frac{t}{D_{\text{ц}}}$
3 Диаметр делительной окружности, мм	$d_{\text{д}} = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}$
4 Коэффициент высоты зуба	k (таблица 61)
5 Диаметр окружности выступов, мм	$D_{\text{е}} = t \cdot \left[k + \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z}\right) \right]$
6 Радиус впадины, мм	$r = 0,525D_{\text{ц}} + 0,05$
7 Диаметр окружности впадин, мм	$D_{\text{і}} = d_{\text{д}} - 2r$
8 Радиус сопряжения, мм	$r_1 = 0,8D_{\text{ц}} + r$
9 Половина угла впадины, град	$\alpha^\circ = 55^\circ - \left(\frac{60^\circ}{z}\right)$
10 Угол сопряжения, град	$\beta^\circ = 18^\circ - \left(\frac{56^\circ}{z}\right)$
11 Половина угла зуба	$\varphi^\circ = 17^\circ - \left(\frac{64^\circ}{z}\right)$
12 Радиус головки зуба, мм	$r_2 = D_{\text{ц}} \cdot (1,24 \cos \varphi + 0,8 \cos \beta - 1,3025 - 0,05)$
13 Прямой участок профиля, мм	$FG = D_{\text{ц}}(1,24 \sin \varphi - 0,8 \sin \beta)$
14 Расстояние от центра дуги впадины до центра дуги головки зуба, мм	$OO_2 = 1,24D_{\text{ц}}$
15 Смещение центра дуг впадин, мм	$e = 0,03t$
16 Координаты точки, мм	$x_1 = 0,08D_{\text{ц}} \sin \alpha$
17 Координаты точки, мм	$x_2 = 1,24D_{\text{ц}} \cos\left(\frac{180^\circ}{z}\right)$

Таблица 61 – Зависимость $k = f(\lambda)$

λ	От 1,4 до 1,5	От 1,5 до 1,6	От 1,6 до 1,7	От 1,7 до 1,8	От 1,8 до 2
k	0,48	0,532	0,555	0,575	0,565

Звездочки с профилем по ГОСТ 592–81 применяют с тяговыми пластинчатыми цепями по ГОСТ 191–82, приводными роликовыми цепями по ГОСТ 13568–97 при скорости цепи до 5 м/с, транспортными цепями на базе цепей типа ПРД по ГОСТ 13568–97.

Звездочки цепных передач состоят из ступицы, диска и зубчатого венца (обода), размеры которых проектируются так же, как для зубчатых колес и шкивов ременных передач. Профили зубьев звездочек должны обеспечивать их износостойкость, технологичность при изготовлении, плавный вход и выход из зацепления приводных цепей.

Профилирование зубьев звездочек роликовых и втулочных цепей, определение размеров зубьев и венцов в поперечном сечении выполняют в соответствии с ГОСТ 591–69 или ГОСТ 592–81 (рисунок 71).

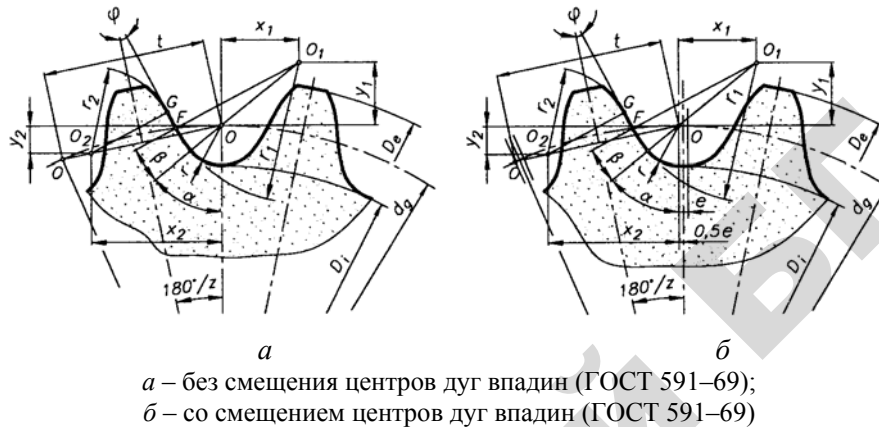


Рисунок 71 – Профили зубьев

Стандарт предусматривает два типа профиля зубьев: со смещением центров дуг впадин (рисунок 71, a) и без смещения (рисунок 71, b , $в$).

Профиль со смещением дуг впадин отличается тем, что впадина между зубьями очерчена из двух центров, смещенных на величину $e = 0,03p_{ц}$. Благодаря такому смещению профиль компенсирует неточности изготовления по шагу цепи и звездочки и применяется в нереверсивных открытых передачах, особенно для ведомых и натяжных звездочек, а также для многорядных цепей.

Звездочки с профилем зубьев без смещения центров дуг впадин применяют для кинематических точных или реверсивных закрытых передач с одно- и двухрядными цепями.

ГОСТ 591–69 устанавливает три группы точности размеров зубьев и венцов звездочек (таблица 62):

группа А предусмотрена для звездочек передач, имеющих скорость цепи $v > 8$ м/с при работе без реверса и $v > 6$ м/с при работе с реверсом и сильными ударами;

группа В – при скорости цепи $v = 6...8$ м/с при работе без реверса и $v = 5...6$ м/с при работе с реверсом и сильными ударами;

группа С – при скорости $v < 6$ м/с для открытых цепных передач общего назначения. Предельные отклонения и допуски на размеры зуба звездочки, выбранные из таблицы 62, указываются на ее рабочем чертеже.

Таблица 62 - Предельные отклонения размеров зубьев и венцов звездочек по группам точности

Наименование параметра	Шаг t , мм	Группа А				Группа В				Группа С			
		Диаметр звездочки, мм											
		До 120	Св. 120 до 260	Св. 260 до 500	Св. 500 до 800	До 120	Св. 120 до 260	Св. 260 до 500	Св. 500 до 800	До 120	Св. 120 до 260	Св. 260 до 500	Св. 500 до 800
Предельные отклонения и допуски, мкм													
Допуск на разность шагов (одной звездочки)	До 20	25	32	40	50	60	80	100	120	160	200	250	320
	Св. 20 до 35	32	40	50	60	80	100	120	160	200	250	320	400
	Св. 35 до 55	40	50	60	80	100	120	160	200	250	320	400	500
	Св. 55	-	60	80	100	-	160	200	250	-	400	500	630
Допуск на диаметр D_e окружности выступов		$h11$				$h12$				$h14$		-2000	
Допуск на диаметр D_i окружности впадин и наибольшая хорда L_x Допуск на диаметр ($2r$) впадины зуба		$h10$				$h11$	$h12$						
Допуск на ширину b_1, b_2 зуба и B_1, B_2 и B_n венца		$h11$				$h12$				$h14$			
Допуск радиального биения окружности впадин и торцового биения зубчатого венца		80	100	120	160	200	250	320	400	200	250	320	400

Особенности конструирования звездочек.

Форму поперечного сечения обода выбирают в зависимости от соотношения толщины диска C и диаметра обода D_e (рисунок 72):

- при большой C и $D_e \leq 200$ мм выгодна форма сплошного диска или диска с отверстиями, позволяющая экономить металл (см. рисунок 72, *а, б*);
- возможность заменить только диск при износе зубьев (рисунок 72, *в*) используется при $D_e > 200$ мм;
- при малой C и большом D_e целесообразно изготовление методом сварки (рисунок 72, *г*).

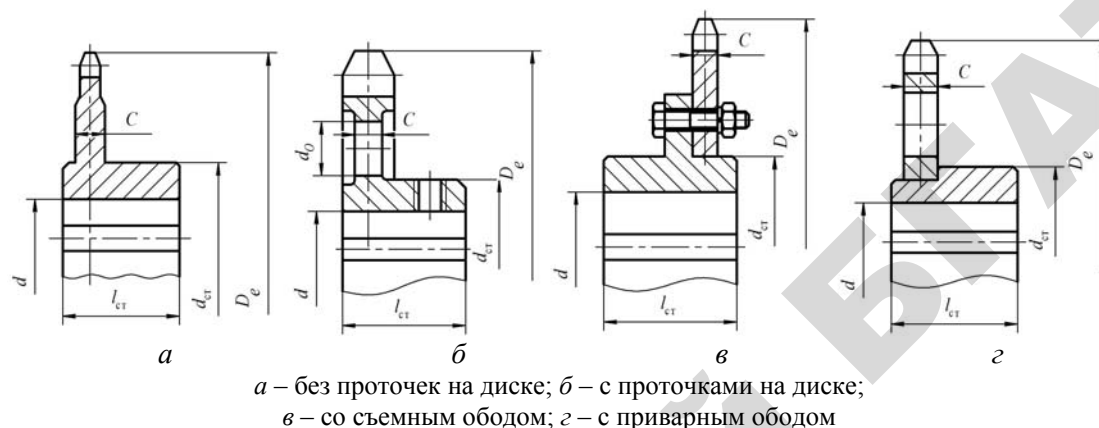


Рисунок 72 – Конструкции звездочек втулочно-роликовых цепей

Положение ступицы относительно диска с ободом принимается по конструктивным соображениям, но при этом следует учесть, что так как звездочка в проектируемых приводах устанавливается на выходной конец тихоходного вала редуктора консольно, то для уменьшения изгибающего момента этого участка вала ее нужно располагать как можно ближе к опоре.

Рекомендации по определению размеров обода, диска и ступицы однорядных и многорядных звездочек представлены в таблице 63.

Таблица 63 – Размеры звездочек

а – в – однорядная звездочка, з – двухрядная звездочка, д – трехрядная звездочка

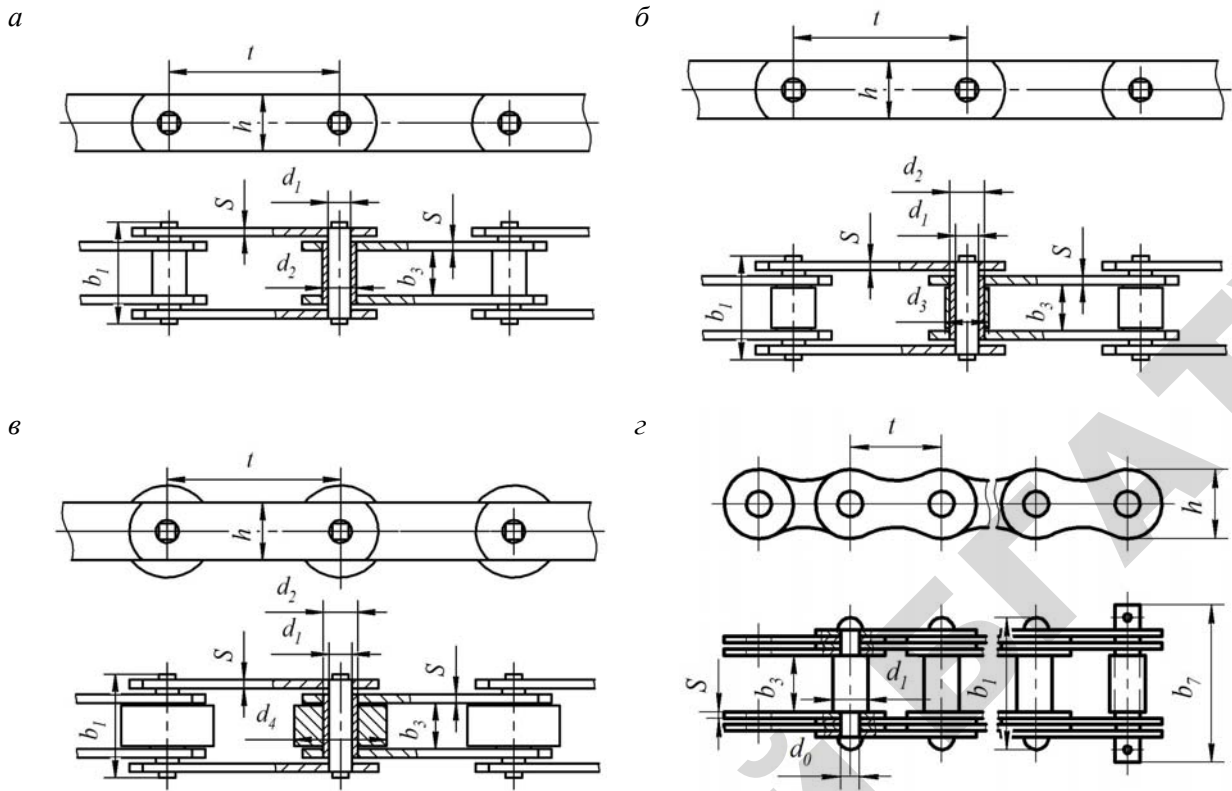
Элемент колеса	Параметр	Значение
Обод	Ширина зуба: однорядной двухрядной многорядной	$b_1 = 0,93b - 0,15$ мм $b_1 = 0,90b - 0,15$ мм $b_n = 0,86b - 0,30$ мм
	Ширина венца многорядной звездочки	$B_n = (n - 1)A + b_n$
	Радиус закругления зуба	$r_3 = 1,7D_{ц}$
	Расстояние от вершин зуба до линии центров дуг закругления	$h_3 = 0,80D_{ц}$
	Радиус закругления при шаге: $t \leq 35$ мм $t > 35$ мм	$r_4 = 1,6$ мм $r_4 = 2,5$ мм
	Угол скоса и фаска зуба	$\gamma = 20^\circ$, $f = 0,2b_1$
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_1$ (см. конструирование валов)
	Диаметр наружный	$d_{ст} = 1,55d$ при соединении шпоночном и с натягом
	Длина	$l_{ст} = (0,8 \dots 1,5)d$
Диск	Толщина	$C = b_1$ – рисунок а $C = b_1 - 2r_4$ – рисунок б $C = b_1 + 2r_4$ – рисунок в
	Диаметр проточки	$D_c = t \cdot \text{ctg}(180^\circ/z) - 1,3h$
	Отверстия	$d_o \geq 25$ мм $n_o = 4 \dots 6$

Примечания

- 1 При определении длины ступицы $l_{ст}$ числовой коэффициент перед d принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и ближе к верхнему пределу – при переходной посадке.
- 2 На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = (0,6 \dots 0,7)t$ с округлением до стандартного значения по таблице 19.
- 3 Угол фаски $\alpha_{ф}$: на прямозубых колесах $\alpha_{ф} = 45^\circ$; на косозубых колесах при твердости рабочих поверхностей $HВ < 350$ $\alpha_{ф} = 45^\circ$, а при $HВ > 350$ $\alpha_{ф} = 15^\circ$.

Звездочки для тяговых пластинчатых цепей (рисунок 73) по ГОСТ 588–81 рассчитываются и проектируются в соответствии с ГОСТ 592–81.

Расчет и построение теоретического профиля зубьев звездочек типов 1 и 2 должны производиться в соответствии с рисунками 74 и 75 и таблицей 64. Допускается выполнение профиля зубьев звездочек типа 1 по рисунку 75 для числа зубьев более 9.



а – втулочная; б – роликовая; в – катковая; г – грузовая
 Рисунок 73 – Исполнение тяговых пластинчатых цепей

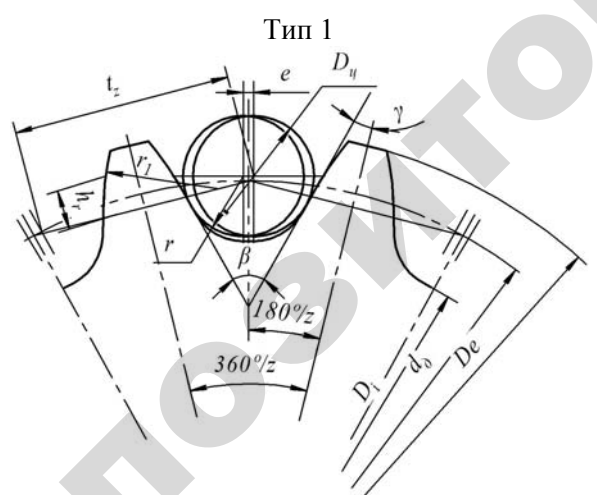


Рисунок 74 – Профиль зубьев звездочек с геометрической характеристикой зацепления $\lambda \leq 2,2$

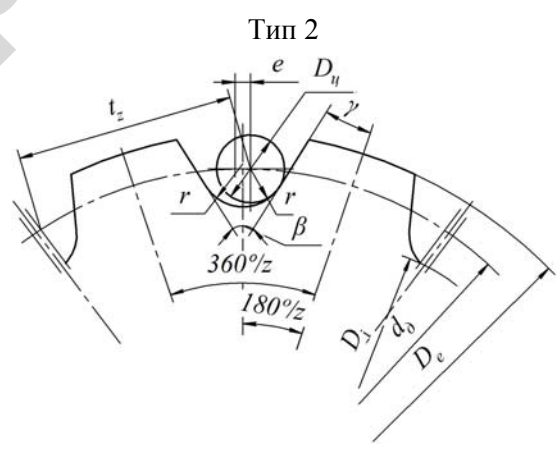


Рисунок 75 – Профиль зубьев звездочек с геометрической характеристикой зацепления $\lambda > 2,2$

Таблица 64 – Основные зависимости для расчета и построения профиля зубьев звездочек типов 1 и 2 (рисунки 74 и 75)

Наименование параметров		Обозначение	Расчетная формула	
Шаг цепи		t	-	
Диаметр элемента зацепления цепей: – втулочных; – роликовых; – катковых; – грузовых		$D_{\text{ц}}$	$D_{\text{ц}}=d_2$ $D_{\text{ц}}=d_3$ $D_{\text{ц}}=d_4$ $D_{\text{ц}}=d_1$	
Геометрическая характеристика зацепления		λ	$\lambda = \frac{t}{D_{\text{ц}}}$	
Шаг зубьев звездочки		t_z	$t_z = t$	
Число зубьев звездочки	для приводных цепей	z	$z \geq 9$	
	для тяговых и транспортных цепей		$z \geq 6$	
	для грузовых цепей		$z \geq 5$	
Диаметр делительной окружности	в шагах	d_t	$d_t = \cos \text{ec} \frac{180^\circ}{z}$	
	в миллиметрах	$d_{\text{д}}$	$d_t = \cos \text{ec} \frac{180^\circ}{z}$	
Диаметр наружной окружности		D_e	$D_e = t \cdot \left(K + K_z - \frac{0,31}{\lambda} \right)$	
Коэффициент высоты зуба	для тяговых и грузовых цепей	K	z	
			$D_{\text{ц}} \leq 80$	$D_{\text{ц}} > 80$
			5-10	0,56
			11-25	0,46
	26-60		0,65	0,50
для приводных и транспортных цепей		0,7		
Коэффициент числа зубьев		K_z	$K_z = \text{ctg} \frac{180^\circ}{z}$	
Диаметр наружности впадин	для приводных и транспортных цепей	D_i	$D_i = d_{\text{д}} - (D_{\text{ц}} + 0,175 \cdot \sqrt{d_{\text{д}}})$	
	для тяговых и грузовых цепей		$D_i = d_{\text{д}} - D_{\text{ц}}$	
Смещение центра дуг впадин		e	$e_{\text{min}} = 0,01t$ $e_{\text{max}} = 0,05t$	
Радиус впадины зубьев	для приводных и транспортных цепей	r	$r = 0,5(D_{\text{ц}} - 0,05t)$	
	для тяговых и грузовых цепей		$r = 0,5D_{\text{ц}}$	
Половина угла заострения зуба	для тяговых, транспортных и приводных цепей	γ	$\gamma = 13-20^\circ$	
	для грузовых цепей		$\gamma = 12-15^\circ$	

Окончание таблицы 64

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная формула
Угол впадины зуба	β	при z от 6 до 8 $\beta = 86^\circ$ при z от 9 до 11 $\beta = 68^\circ$ при z от 12 до 15 $\beta = 60^\circ$ при z от 16 до 22 $\beta = 52^\circ$ при z от 23 до 45 $\beta = 48^\circ$ при z св. 45 $\beta = 42^\circ$
Радиус закругления головки зуба при $\gamma \leq 2,2$	r_1	$r_1 = (t - 0,5D_{\text{ц}} - 0,5e) \cos \gamma$
Высота прямолинейного участка профиля зуба, при $\lambda \leq 2,2$	h_r	$h_r = r_1 \sin \gamma$
Наибольшая хорда для контроля звездочки с нечетным числом зубьев	L_x	$L_x = d_{\text{д}} \cos \left(\frac{90^\circ}{z} + \arcsin \frac{e}{d_{\text{д}}} \right) - 2r$
Предельное допустимое увеличение шага цепи по зацеплению со звездочкой	Δt	$\Delta t \leq 3 \%$

Венец звездочек в поперечном сечении выполняется в соответствии с рисунком 76.

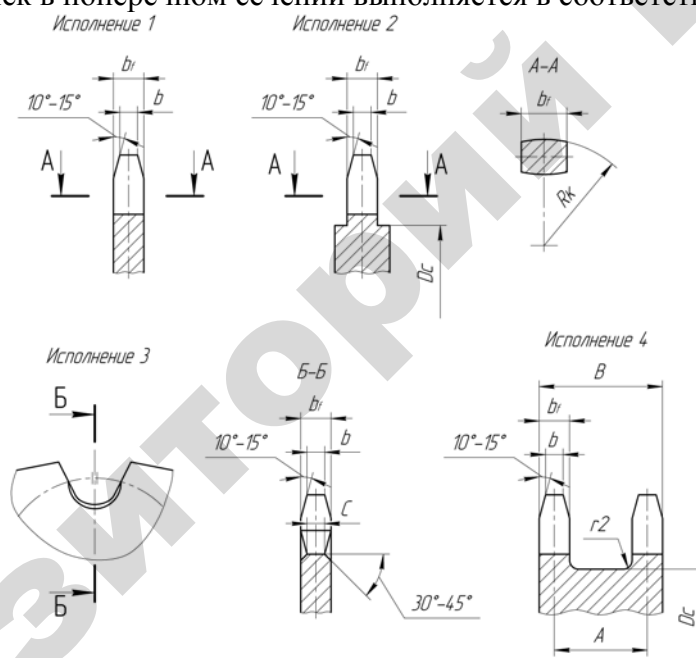


Рисунок 76 – Формы боковой поверхности зубьев

Допускается скругление боковой поверхности зуба радиусом $b_f \leq R \leq 16b_f$ вместо скосов под углом 10–15°.

Для звездочек транспортных цепей допускается скос под углом 10–20°.

Допускается изготовление звездочек с бочкообразным зубом с радиусом R_k при установке звездочек со смещением.

Допускается технологическое скругление вершин зубьев.

Звездочки с формой боковой поверхности зуба исполнения 3 следует применять в передачах, работающих в загрязненных средах.

Таблица 65 – Основные зависимости для расчета и построения боковой поверхности зубьев звездочек тяговых цепей

Наименование параметров		Обозначение	Расчетная формула
Шаг цепи Расстояние между внутренними пластинами Ширина пластины		t b_3 h	Значения по ГОСТ 13568–97, ГОСТ 588–81, ГОСТ 191–82
Диаметр катка Диаметр реборды катка Ширина реборды катка		d_4 d_5 b_2	Значение по ГОСТ 588–81
Ширина зуба звездочки	для цепей типов 1, 2, 3 по ГОСТ 588–81; всех типов по ГОСТ 13568–97 и ГОСТ 191–82	b_f	$b_{f \max} = 0,9b_3 - 1$ $b_{f \min} = 0,87b_3 - 1,7$
	для цепей типа 4 по ГОСТ 588–81		$b_{f \max} = 0,9(b_3 - b_2) - 1$ $b_{f \min} = 0,87(b_3 - b_2) - 1,7$
	для транспортных цепей		$b_{f \max} = 0,9$
Ширина вер- шины зуба	для цепей по ГОСТ 588–81	тип 1	$b = 0,83b_f$
		тип 2	$b = 0,75b_f$
		тип 3	$b = 0,72b_f$
		тип 4	$b = 0,60b_f$
	для цепей по ГОСТ 13568–97 и ГОСТ 191–82		$b = 0,75b_f$
Опорная длина впадины зуба		C	$C = 0,26b_f$
Расстояние между рядами цепи		A	Значение по ГОСТ 13568–97
Радиус сопряжения зуба со ступи- цей	для приводных, тяговых и грузовых цепей	r_2	$r_2 = 1,6$
	для транспортных цепей		$r_2 = 1,6...2,5$
Ширина венца двухрядной звездочки		B	$B = A + b_f$
Диаметр венца	для цепей типов 1, 2 по ГОСТ 588-81; всех типов по ГОСТ 13568–97 и по ГОСТ 191–82	D_c	$D_c = t \cdot K_z - 1,3h$
	для цепей типа 3 по ГОСТ 588–81		$D_c = t \cdot K_z - (d_4 + 0,25h)$
	для цепей типа 4 по ГОСТ 588–81		$D_c = t \cdot K_z - (d_5 + 0,25h)$
Радиус выпуклости		R_k	$R_k = \frac{28,65b_3}{\varphi_c}$
Расчетный угол условного смещения звездо- чек		φ_c	$\varphi_c = 3-10^\circ$

2.8.2 Простановка размеров

На чертежах звездочек проставляются: габаритные размеры d_e , $l_{ст}$ (рисунок 77) размеры, входящие в размерные цепи; ширина обода C ; размеры фасок или радиусы кривизны линий притупления на кромках зубьев звездочки. Остальные размеры проставляются исходя из технологии изготовления звездочки.

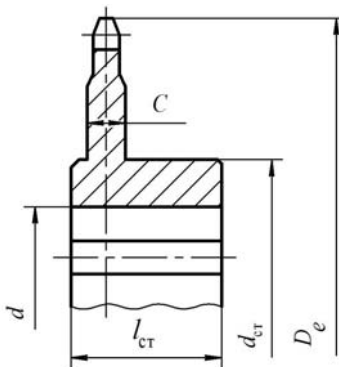


Рисунок 77 – Простановка размеров для звездочки

На чертеже звездочки должна быть таблица параметров (рисунок 78), состоящая из трех частей:

- первая часть – основные данные (позиции 1–4);
- вторая часть – данные для контроля (позиции 5–8);
- третья часть – справочные данные (позиции 9–10).

Части отделяются друг от друга сплошными основными линиями.

2.8.3 Выбор параметров звездочек, допусков размеров, формы, взаимного расположения и шероховатости поверхностей

На рисунке 16 приведена схема установки звездочки в механизме. Схема простановки размеров и показателей точности звездочки представлена на рисунке 78, пример выполнения чертежа звездочки – на рисунке 79.

Ниже в порядке номеров позиций (см. рисунок 78) даны краткие рекомендации по выбору параметров и технических требований к звездочкам.

Позиции 1–10 заполняются на основании данных, полученных при расчете цепной передачи. Например, для приведенной звездочки рассчитанные параметры представлены в таблице 66.

Таблица 66 – Параметры расчета звездочки

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы и числовые значения (позиция на чертеже)
1 Число зубьев	z	25 (позиция 1)
2 Шаг цепи, мм	t	25,4 (позиция 2)
3 Диаметр ролика, мм	$d_1 = D_{ц}$	15,88 (позиция 2)
4 Профиль зуба по ГОСТ 591–69	-	Без смещения (позиция 3)
5 Группа точности по ГОСТ 591–69	-	В (позиция 4)
6 Диаметр делительной окружности	d_d	$d_d = 25,4 / (\sin(180/25)) = 202,66$ мм (позиция 9)
7 Радиус впадин	r	$r = 0,525 \cdot 15,88 + 0,05 = 8,387$ мм
8 Диаметр окружности впадин	D_i	$D_i = d_d - 2r = 202,66 - 2 \cdot 8,387 = 185,89$ мм (позиция 5)

Окончание таблицы 66

Наименование параметра	Обозначение	Расчетные формулы и числовые значения (позиция на чертеже)
9 Предельное отклонение диаметра окружности впадин (таблица 61)	δ_{Di}	$h11$ $\delta_{Di} = -0,29$ мм (позиция 5)
10 Допуск на разность шагов	δ_f	$\delta_f = 0,100$ мм (позиция 6)
11 Допуск радиального биения окружности впадин	E_0	$E_0 = 0,25$ мм (позиция 7)
12 Допуск на торцевое биение зубчатого венца	-	0,25 мм (позиция 8)
13 Средний делительный диаметр колеса	d_2	$d_2 = m_m z_2 = 2,707 \cdot 72 = 194,904$ мм (позиция 9)
14 Ширина внутренней пластины	h	$h = 24,2$ мм (позиция 10)
15 Расстояние между внутренними пластинами	b	$b = 15,88$ мм (позиция 10)

Позиция 11. Допуск для внешнего диаметра вершин зубьев $D_e = 214$ мм.

Поверхность вершин зубьев служит базой при измерении параметров зубчатого венца, поэтому допуск на внешний диаметр рекомендуется назначать по таблице 61.

Учитывая скорость цепи, характер нагрузки и реверсивность передачи, принимаем группу размеров звеньев B .

Для группы точности B , диаметра $D_e = 214$ мм назначаем поле допуска $h12_{(-0,46)}$.

Позиция 12. Допуск на ширину зуба назначается по таблице 62.

Для группы точности B , диаметра $D_e = 214$ мм назначаем поле допуска $h12_{(-0,18)}$.

Позиция 13. Предельное отклонение внутреннего диаметра (отверстия) звездочки.

Согласно таблице Ж.1 приложения Ж (как и для шкива) назначаем поле допуска диаметра звездочки $H7$.

Позиция 14. Допуски симметричности и параллельности расположения шпоночного паза выбираются в соответствии с рекомендациями таблицы 17.

Тогда $T_{\equiv} = 0,036 \cdot (2 \dots 4) = 0,072 \dots 0,144$ мм. Принимаем $T_{\equiv} = 0,12$ мм.

$T_{//} = 0,6 \cdot 0,036 = 0,0216$ мм. Принимаем $T_{//} = 0,020$ мм.

Позиция 15. Допуски круглости и профиля продольного сечения для отверстия в ступице определяются исходя из уровней относительной геометрической точности (таблицы Б.13, Б.14, приложение Б).

По таблице Б.13 приложения Б для качества 7 и нормальной геометрической точности назначаем 6 степень точности формы.

По таблице Б.14 приложения Б для диаметра 25 мм и 6 степени точности

$$T_{\bigcirc} = T_{\equiv} = 6 \text{ мкм.}$$

Позиция 16. Предельное отклонение размера $d + t_2$ соединения с призматическими шпонками.

Согласно таблице 16 назначаем отклонение $+0,2$ мм.

Позиция 17. Допуск торцевого биения ступицы.

Биение базового торца приводит к погрешностям при обработке и установке звездочки в механизме.

При скорости 6,1 м/с согласно таблице Ж.2 приложения Ж назначаем допуск торцевого биения $T_{\prime} = 0,05$ мм.

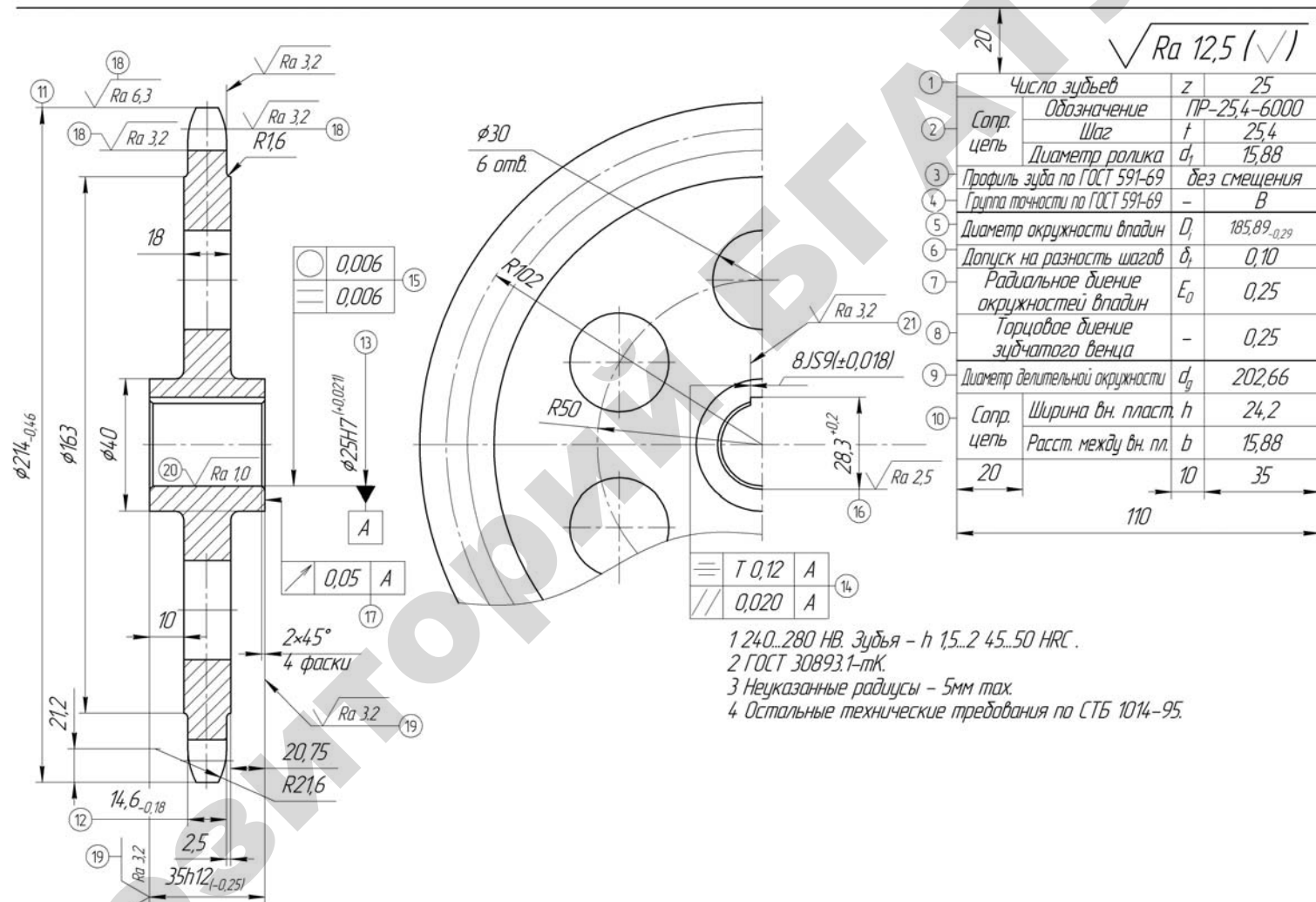


Рисунок 78 – Схема простановки размеров и показателей точности для звездочки

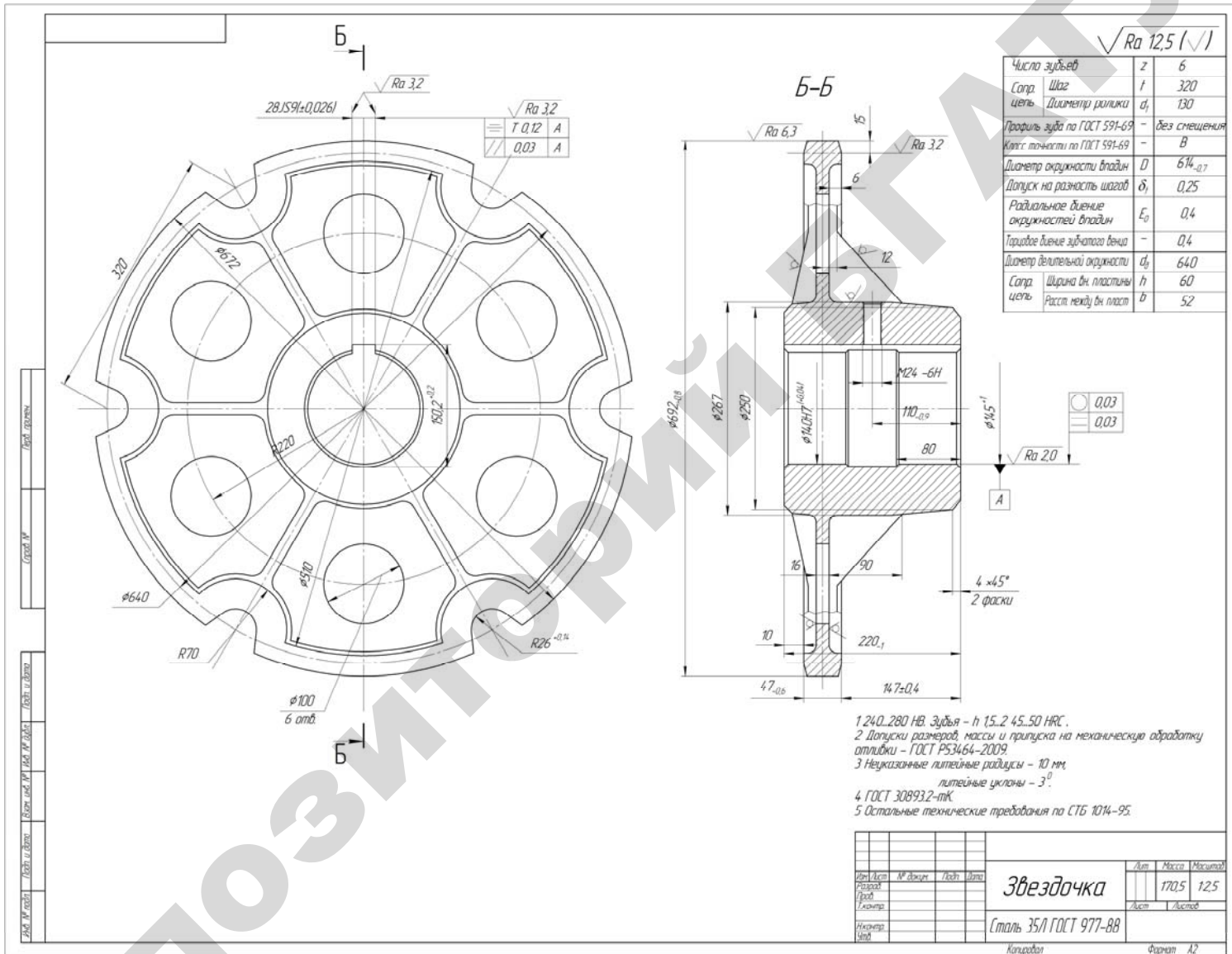


Рисунок 79 – Пример выполнения чертежа пластинчатой звездочки

Позиция 18. Шероховатость поверхностей зубьев звездочки.

Назначение технического требования – обеспечение необходимых условий работы передачи.

Параметры шероховатости зависят от окружной скорости цепной передачи:

- при скорости до 8 м/с – не более 6,3 мкм;
- при скорости свыше 8 м/с – не более 3,2 мкм.

Для нашего случая при скорости 6,1 м/с назначаем для наружного диаметра звездочки шероховатость $Ra = 6,3$ мкм, для всех остальных $Ra = 3,2$ мкм.

Позиция 19. Шероховатость торцовых поверхностей звездочки.

Назначение технического требования – равномерное распределение нагрузки по поверхностям торцов и точность положения шкива как при изготовлении, так и во время его работы в механизме.

Согласно таблице Ж.5 приложения Ж:

- для боковой поверхности ступицы назначаем $Ra = 3,2$ мкм.
- для боковой поверхности обода звездочки назначаем $Ra = 3,2$ мкм.

Позиция 20. Шероховатость поверхности посадочного отверстия звездочки.

Назначение технического требования – обеспечение требуемого характера сопряжения.

Шероховатость определяется из условия $Ra \leq 0,05T_p$.

Для размера $25H7^{+0,021}$ шероховатость составит $Ra \leq 0,05 \cdot 21 = 1,05$ мкм.

Согласно таблице Ж.5 приложения Ж принимаем $Ra = 1,0$ мкм.

Позиция 21. Шероховатость поверхности шпоночного паза.

В соответствии с рекомендациями [7] значение параметра Ra следует выбирать не более:

- для рабочих поверхностей пазов и шпонок – 1,6...3,2 мкм;
- для нерабочих поверхностей – 6,3...12,5 мкм.

Литература

- 1 Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001.
- 2 Анухин, В. И. Допуски и посадки. Выбор и расчет, указание на чертежах : учеб. пособие / В. И. Анухин. – 4-е изд., перераб. и доп. – СПб. : Питер, 2007. – 207 с.
- 3 Допуски и посадки : справочник. В 2 ч. Ч. 2 / В. Д. Мягков и [др.]. – 7-е изд., перераб. и доп. – СПб. : Политехника, 2002. – 446 с.
- 4 Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М. : Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.
- 5 Дунаев, П. Ф. Расчет допусков размеров / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Машиностроение, 2006. – 189 с.
- 6 Курмаз, Л. В. Проектирование : справочное учебно-методическое пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – М. : Высшая школа, 2004. – 309 с.
- 7 Палей, М. А. Допуски и посадки : справочник : в 2 т. / М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. – 8-е изд., перераб. и доп. – СПб. : Политехника, 2001.
- 8 Стандартизация, метрология, взаимозаменяемость : методическое пособие по выполнению курсовой работы для студентов заочной формы обучения специальностей 1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства и 1-74 06 03 Ремонтно-обслуживающее производство в сельском хозяйстве / сост.: К. В. Сашко [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2006. – 165 с.
- 9 Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие / А. Е. Шейнблит. – 2-е изд., перераб. и доп. – Калининград : Янтар. сказ, 2002. – 454 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ А (справочное) ОСНОВНЫЕ НОРМЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

Таблица А.1 – Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636–69

В миллиметрах

Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры
R_a10	R_a20	R_a40		R_a10	R_a20	R_a40		R_a10	R_a20	R_a40	
1,0	1,0	1,0 1,05		10	10	10 10,5	10,2 10,8	100	100	100 105	102 108
	1,1	1,1 1,15			11	11 11,5			11,2 11,8	110	
1,2	1,2	1,2 1,3	1,25 1,35	12	12	12 13	12,5 13,5	125	125	125 130	135
	1,4	1,4 1,5			14	14 15			14,5 15,5	140	
1,6	1,6	1,6 1,7	1,65 1,75	16	16	16 17	16,5 17,5	160	160	160 170	165 175
	1,8	1,8 1,9			18	18 19			18,5 19,5	180	
2,0	2,0	2,0 2,1	2,05 2,15	20	20	20 21	20,5 21,5	200	200	200 210	205
	2,2	2,2 2,4			22	22 24			23,0	220	
2,5	2,5	2,5 2,6	2,7	25	25	25 26	27	250	250	250 260	270
	2,8	2,8 3,0			28	28 30			29 31	280	
3,2	3,2	3,2 3,4	3,3 3,5	32	32	32 34	33	320	320	320 340	330 350
	3,6	3,6 3,8			36	36 38			37 39	360	
4,0	4,0	4,0 4,2	4,1 4,4	40	40	40 42	41 44	400	400	400 420	410 440
	4,5	4,5 4,8			45	45 48			46 49	450	
5,0	5,0	5,0 5,3	5,2 5,5	50	50	50 53	52 55	500	500	500 530	515 545
	5,0	5,6 6,0			56	56 60			58 62	560	
6,3	6,3	6,3 6,7	6,5 7,0	63	63	63 67	65 70	630	630	630 670	650 690
	7,1	7,1 7,5			71	71 75			73 78	710	
8,0	8,0	8,0 8,5	8,2 8,8	80	80	80 85	82	800	800	800 850	825 875
	9,0	9,0 9,5			90	90 95			92 98	900	

Примечание – Ряд R_a40 является предпочтительным.

Таблица А.2 – Числовые значения допусков (ГОСТ 25346–98)

Интервал номинальных размеров, мм		Квалитет																			
		01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Свыше	До	МКМ													ММ						
	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,10	0,14	0,25	0,40	0,60	1,00	1,40
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,30	0,48	0,75	1,20	1,80
6	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,50	2,20
10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,70	1,10	1,80	2,70
18	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,10	3,30
30	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,50	3,90
50	80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,30	0,46	0,74	1,20	1,90	3,00	4,60
80	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,50	5,40
120	180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,40	0,63	1,00	1,60	2,50	4,00	6,30
180	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,90	4,60	7,20
250	315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,30	2,10	3,20	5,20	8,10
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,30	3,60	5,70	8,90
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,30	9,70
500	630	4,5	6	9	11	16	22	30	44	70	110	175	280	440	0,70	1,10	1,75	2,80	4,40	7,00	11,00
630	800	5	7	10	13	18	25	35	50	80	125	200	320	500	0,80	1,25	2,00	3,20	5,00	8,00	12,50

Таблица А.3 – Числовые значения основных отклонений валов

В микрометрах

Интервал размеров, мм		Основные отклонения																
		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>cd</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>ef</i>	<i>f</i>	<i>fg</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>js*</i>					
		для всех квалитетов											для квалитетов					
													5 и 6	7	8	от 4 до 7	до 3 и выше 7	
Свыше	До	Верхнее отклонение <i>es</i>											Нижнее отклонение <i>ei</i>					
-	3	-270	-140	60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	-2	-4	-6	0	0	
3	6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	-2	-4	-	+1	0	
6	10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0	-2	-5	-	+1	0	
10	14	-290	-150	-95	-	-50	-32	-	-16	-	-6	0	-3	-6	-	+1	0	
14	18																	
18	24	-300	-160	-110	-	-65	-40	-	-20	-	-7	0	-4	-8	-	+2	0	
24	30																	
30	40	-310	-170	-120	-	-80	-50	-	-25	-	-9	0	-5	-10	-	+2	0	
40	50	-320	-180	-130														
50	65	-340	-190	-140	-	-100	-60	-	-30	-	-10	0	-7	-12	-	+2	0	
65	80	-360	-200	-150														
80	100	-380	-220	-170	-	-120	-72	-	-36	-	-12	0	-9	-15	-	+3	0	
100	120	-410	-240	-180														
120	140	-460	-260	-200	-	-145	-85	-	-43	-	-14	0	-11	-18	-	+3	0	
140	160	-520	-280	-210														
160	180	-580	-310	-230	-	-170	-100	-	-50	-	-15	0	-13	-21	-	+4	0	
180	200	-660	-340	-240														
200	225	-740	-380	-260	-	-190	-110	-	-56	-	-17	0	-16	-26	-	+4	0	
225	250	-820	-420	-280														
250	280	-920	-480	-300	-	-210	-125	-	-62	-	-18	0	-18	-28	-	+4	0	
280	315	-1050	-540	-330														
315	355	-1200	-600	-360	-	-230	-135	-	-68	-	-20	0	-20	-32	-	+5	0	
355	400	-1350	-680	-400														
400	450	-1500	-760	-440	-	-260	-145	-	-76	-	-22	0	-	-	-	0	0	
450	500	-1650	-840	-480														
500	560	-	-	-520	-370	-290	-160	-	-80	-	-24	0	-	-	-	0	0	
560	630	-		-580	-390													
630	710	-	-	-640	-430	-	-	-	-	-	-	0	-	-	-	0	0	
710	800	-		-700	-450													

Предельные отклонения = $\pm \frac{IT_n}{2}$, где *n* – порядковый номер квалитета

Окончание таблицы А.3

Интервал размеров, мм		Основные отклонения													
		<i>m</i>	<i>n</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>x</i>	<i>y</i>	<i>z</i>	<i>za</i>	<i>zb</i>	<i>zc</i>
		для всех квалитетов													
Свыше	До	Нижнее отклонение <i>ei</i>													
-	3	+2	+4	+6	+10	+14	-	+18	-	+20	-	+26	+32	+40	+60
3	6	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-	+28	-	+35	+42	+50	+80
6	10	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	+34	-	+42	+52	+67	+97
10	14	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	+40	-	+50	+64	+90	+130
14	18								+39	+45	-	+60	+77	+108	+150
18	24	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	+47	+54	+63	+73	+98	+136	+188
24	30						+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118	+160	+218
30	40	+9	+17	+26	+34	+43	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+200	+274
40	50						+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180	+242	+325
50	65	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
65	80				+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
80	100	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
100	120				+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+525	+690
120	140	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
140	160				+65	+100	+134	+190	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
160	180				+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
180	200	+17	+31	+50	+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
200	225				+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
220	250				+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350
250	280	+20	+34	+56	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550
280	315				+98	+170	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700
315	355	+21	+37	+62	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
355	400				+114	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100
400	450	+23	+40	+68	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400
450	500				+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600
500	560	+26	+44	+78	+150	+280	+400	+600	+740	-	-	-	-	-	-
560	630				+155	+310	+4510	+660	+820	-	-	-	-	-	-
630	710	+30	+50	+88	+175	+340	+500	+740	+920	-	-	-	-	-	-
710	800				+185	+380	+560	+840	+1000	-	-	-	-	-	-

*Для полей допусков от *js7* до *js11* (включительно) нечетные числовые значения *IT* могут быть округлены до ближайшего меньшего четного числа, чтобы предельные отклонения $\pm \frac{IT}{2}$ были выражены целым числом микрометров.

Таблица А.4 – Числовые значения основных отклонений отверстий

В микрометрах

Интервал размеров, мм		Основные отклонения											
		<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>CD</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>EF</i>	<i>F</i>	<i>FG</i>	<i>G</i>	<i>H</i>	<i>JS*</i>
		для всех квалитетов											
Свыше	До	Нижнее отклонение <i>EI</i>											
-	3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	Предельные отклонения = $\pm \frac{IT_n}{2}$, где <i>n</i> – порядковый номер квалитета
3	6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0	
6	10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0	
10	14	+290	+150	+95	-	+50	+32	-	+16	-	+6	0	
14	18												
18	24	+300	+160	+110	-	+65	+40	-	+20	-	+7	0	
24	30												
30	40	+310	+170	+120	-	+80	+50	-	+25	-	+9	0	
40	50	+320	+180	+130									
50	65	+340	+190	+140	-	+100	+60	-	+30	-	+10	0	
65	80	+360	+200	+150									
80	100	+380	+220	+170	-	+120	+72	-	+36	-	+12	0	
100	120	+410	+240	+180									
120	140	+460	+260	+200	-	+145	+85	-	+43	-	+14	0	
140	160	+520	+280	+210									
160	180	+580	+310	+230	-	+170	+100	-	+50	-	+15	0	
180	200	+660	+340	+240									
200	225	+740	+380	+260	-	+190	+110	-	+56	-	+17	0	
225	250	+820	+420	+280									
250	280	+920	+480	+300	-	+210	+125	-	+62	-	+18	0	
280	315	+1050	+540	+330									
315	355	+1200	+600	+360	-	+230	+135	-	+68	-	+20	0	
355	400	+1350	+680	+400									
400	450	+1500	+760	+440	-	+260	+145	-	+76	-	+22	0	
450	500	+1650	+840	+480									
500	560	-	-	+520	+370	+260	+145	-	+76	-	+22	0	
560	630			+580	+390								
630	710	-	-	+640	+430	+290	+160	-	+80	-	+24	0	
710	800			+700	+450								

Продолжение таблицы А.4

Интервал размеров, мм		Основные отклонения										P до ZC**	P	R	S	T
		J		K**		M**		M**		P до ZC**						
		для квалитетов														
Свыше	До	6	7	8	до 8	св. 8	до 8	св. 8	до 8	св. 8	до 7					
Верхнее отклонение ES																
-	3	+2	+4	+6	0	0	-2	-2	-4	-4	Отклонения как для квалитетов свыше 7-го, увеличенные на Δ	-6	-10	-14		
3	6	+5	+6	+10	-1 + Δ	-	-4 + Δ	-4	-8 + Δ	0		-12	-15	-19		
6	10	+5	+8	+12	-1 + Δ	-	-6 + Δ	-6	-10 + Δ	0		-15	-19	-23		
10	14	+6	+10	+15	-1 + Δ	-	-7 + Δ	-7	-12 + Δ	0		-18	-23	-28		
14	18															
18	24	+8	+12	+20	-2 + Δ	-	-8 + Δ	-8	-15 + Δ	0		-22	-28	-35	-41	
24	30															
30	40	+10	+14	+24	-2 + Δ	-	-9 + Δ	-9	-17 + Δ	0		-26	-34	-43	-48	
40	50															
50	65	+13	+18	+28	-2 + Δ	-	-11 + Δ	-11	-20 + Δ	0		-32	-41	-53	-66	
65	80															
80	100	+16	+18	+28	-2 + Δ	-	-11 + Δ	-11	-20 + Δ	0		-32	-43	-59	-75	
100	120															
120	140	+18	+26	+41	-3 + Δ	-	-15 + Δ	-15	-27 + Δ	0		-37	-51	-71	-91	
140	160															
160	180	+22	+30	+47	-4 + Δ	-	-17 + Δ	-17	-31 + Δ	0		-50	-77	-122	-166	
180	200															
200	225	+25	+36	+55	-4 + Δ	-	-20 + Δ	-20	-34 + Δ	0		-56	-94	-158	-218	
225	250															
250	280	+29	+39	+60	-4 + Δ	-	-21 + Δ	-21	-37 + Δ	0		-62	-108	-190	-268	
280	315															
315	355	+33	+43	+66	-5 + Δ	-	-23 + Δ	-23	-40 + Δ	0	-68	-126	-232	-330		
355	400															
400	450	-	-	-	0	-	-26	-26	-44	0	-78	-150	-280	-400		
450	500															
500	560	-	-	-	0	-	-30	-30	-50	0	-88	-175	-340	-500		
560	630															
630	710	-	-	-	0	-	-30	-30	-50	0	-88	-185	-380	-560		
710	800															

Окончание таблицы А.4

Интервал размеров, мм		Основные отклонения								Δ, мкм					
		<i>U</i>	<i>V</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>Z</i>	<i>ZA</i>	<i>ZB</i>	<i>XC</i>						
		для квалитетов свыше 7-го								для квалитетов					
Свыше	До	Верхнее отклонение <i>ES</i>								3	4	5	6	7	8
–	3	–18		–20		–26	–32	–40	–60	0	0	0	0	0	0
3	6	–23		–28		–35	–42	–50	–80	1	1,5	1	3	4	6
6	10	–28		–34		–42	–52	–67	–97	1	1,5	2	3	6	7
10	14	–33		–40		–50	–64	–90	–130	1	2	3	3	7	9
14	18		–39	–45		–60	–77	–108	–150						
18	24	–41	–47	–54	–63	–73	–98	–136	–188	1,5	2	3	4	8	12
24	30	–48	–55	–64	–75	–88	–118	–160	–218						
30	40	–60	–68	–80	–94	–112	–148	–200	–274	1,5	3	4	5	9	14
40	50	–70	–81	–97	–114	–136	–180	–242	–325						
50	65	–87	–102	–122	–144	–172	–226	–300	–405	2	3	5	6	11	16
65	80	–102	–120	–146	–174	–210	–274	–360	–480						
80	100	–124	–146	–178	–214	–258	–335	–445	–585	2	4	5	7	13	19
100	120	–144	–172	–210	–254	–310	–400	–525	–690						
120	140	–170	–202	–248	–300	–365	–470	–620	–800	3	4	6	7	15	23
140	160	–190	–228	–280	–340	–415	–535	–700	–900						
160	180	–210	–252	–310	–380	–465	–600	–780	–1000	3	4	6	9	17	26
180	200	–236	–284	–350	–425	–520	–670	–880	–1150						
200	225	–258	–310	–385	–470	–575	–740	–960	–1250	3	4	6	9	17	26
225	250	–284	–340	–425	–520	–640	–820	–1050	–1350						
250	280	–315	–385	–475	–580	–710	–920	–1200	–1550	4	4	7	9	20	29
280	315	–350	–425	–525	–650	–790	–1000	–1300	–1700						
315	355	–390	–475	–590	–730	–900	–1150	–1500	–1900	4	5	7	11	21	32
355	400	–435	–530	–660	–820	–1000	–1300	–1650	–2100						
400	450	–490	–595	–740	–920	–1100	–1450	–1850	–2400	5	5	7	13	23	34
450	500	–540	–660	–820	–1000	–1250	–1600	–2100	–2600						
500	560	–600	–740							–	–	–	–	–	–
560	630	–660	–820	–	–	–	–	–	–						
630	710	–740	–920	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
710	800	–840	–1000	–	–	–	–	–	–						

Примечания

1 Для полей допусков, обозначенных *, от JS7 до JS11 нечетные числовые значения IT могут быть округлены до ближайшего меньшего четного числа, чтобы предельные отклонения $\pm IT/2$ были выражены целым числом микрометров.

2 Для определения значений отклонений *K*, *M* и *N* до 8-го квалитета (вкл.) и отклонений от *P* до *ZC* до 7-го квалитета (вкл.), обозначенных **, следует использовать величины Δ в графах справа.

3 Специальные случаи: для поля допуска *M6* в интервале размеров от 250 до 315 мм *ES* = –9 мкм (вместо –11 мкм); поле допуска *M8* предусмотрено лишь для размеров свыше 3 мм.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б
(справочное)
ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ
(ГОСТ 24643-81)

Таблица Б.1 – Числовые значения допусков формы и расположения поверхностей

В микрометрах									
0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8
1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8
10	12	16	20	25	30	40	50	60	80
100	120	160	200	250	300	400	500	600	800
1 000	1 200	1 600	2 000	2 500	3 000	4 000	5 000	6 000	8 000
10 000	12 000	16 000	-	-	-	-	-	-	-

Таблица Б.2 – Допуски формы посадочных поверхностей под подшипники качения по ГОСТ 3325–85

Номинальный диаметр d или D , мм	Допуски формы посадочных поверхностей, не более											
	валов						отверстий корпусов					
	Допуск круглости или допуск профиля продольного сечения			Допуск непостоянства диаметра в поперечном или продольном сечении			Допуск круглости или допуск профиля продольного сечения			Допуск непостоянства диаметра в поперечном или продольном сечении		
	для класса точности подшипника качения											
	0; 6	5; 4	2	0; 6	5; 4	2	0; 6	5; 4	2	0; 6	5; 4	2
От 2,5 до 3	1,5	0,7	0,4	3	1,4	0,8	2,5	1,0	0,5	5	2,0	1,0
Св. 3 до 6	2,0	0,8	0,5	4	1,6	1,0	3,0	1,3	0,6	6	2,6	1,2
» 6 » 10	2,5	1,0	0,5	5	2,0	1,0	4,0	1,5	0,8	8	3,0	1,6
» 10 » 18	3,0	1,3	0,6	6	2,6	1,2	4,5	2,0	1,0	9	4,0	2,0
» 18 » 30	3,5	1,5	0,8	7	3,0	1,6	5,0	2,0	1,0	10	4,0	2,0
» 30 » 50	4,0	2,0	1,0	8	4,0	2,0	6,0	2,5	1,4	12	5,0	2,8
» 50 » 80	5,0	2,0	1,0	10	4,0	2,0	7,5	3,0	1,6	15	6,0	3,2
» 80 » 120	6,0	2,5	1,2	12	5,0	2,4	9,0	3,5	2,0	18	7,0	4,0
» 120 » 180	6,0	3,0	1,5	12	6,0	3,0	10,0	4,0	2,2	20	8,0	4,4
» 180 » 250	7,0	3,5	1,7	14	7,0	3,4	11,5	5,0	2,5	23	10,0	5,0
» 250 » 315	8,0	4,0	-	16	8,0	-	13,0	5,3	3,0	26	10,6	6,0
<p>Примечания</p> <p>1 В технически обоснованных случаях по согласованию потребителей с изготовителями для номинальных диаметров валов до 10 мм под подшипники класса точности 2 допуски круглости и профиля продольного сечения разрешается выдерживать до 0,6 мкм (или допуски непостоянства диаметра до 1,2 мкм).</p> <p>2 Значения допусков формы посадочных поверхностей для диаметров более 315 мм см. ГОСТ 3325–85.</p>												

Таблица Б.3 – Допуски расположения посадочных поверхностей и заплечиков валов по ГОСТ 3325–85

Номинальный диаметр d , мм	Допуски торцевого биения заплечиков валов, мкм, не более				
	Класс точности подшипников				
	0	6	5	4	2
Св. 10 до 18	18	11	5	3,0	2,0
» 18 » 30	21	13	6	4,0	2,5
» 30 » 50	25	16	7	4,0	2,5
» 50 » 80	30	19	8	5,0	3,0
» 80 » 120	35	22	10	6,0	4,0
» 120 » 180	40	25	12	8,0	5,0
» 180 » 250	46	29	14	10,0	7,0
» 250 » 315	52	32	16	-	-

Примечание – Если по условиям работы в узлах вместо применяемых подшипников классов 5 и 4 могут быть использованы подшипники классов 0 и 6, то технические требования к опорным торцам заплечиков устанавливаются как под посадку подшипников соответственно классов 0 и 6.

Таблица Б.4 – Примеры назначения допусков соосности и радиального биения

Степень точности	Примеры применения	Способ обработки
1–2	Рабочие поверхности шпинделей и планшайб станков высокой точности. Рабочие поверхности колец прецизионных подшипников качения. Шейки вала и отверстия воздушных подшипников высокоскоростных шпинделей	Доводка, тонкое шлифование, хонингование алмазная обработка повышенной точности
3–4	Рабочие поверхности шпинделей и столов станков, повышенной и нормальной точности. Кольца подшипников качения высокой точности. Опорная и посадочная поверхности вкладышей подшипников насосов и гидротурбин. Конец вала электрических машин малой мощности (повышенной и нормальной точности). Посадочные шейки валов под зубчатые колеса высокой точности. Быстроходные валы и оси гидроприборов высокой точности	Тонкое шлифование и точение, внутреннее шлифование с одной установки, хонингование
5–6	Втулки станочные повышенной точности. Отрезные алмазные круги. Кольца подшипников качения нормальной точности. Посадочные поверхности валов под зубчатые колеса повышенной точности. Опорные шейки коленчатого и распределительного валов автомобильных двигателей. Фланцы валов крупных турбин. Быстроходные валы повышенной точности	Шлифование, обтачивание повышенной точности, внутреннее шлифование и растачивание с одной установки
7–8	Рабочие кромки зенкеров, конических разверток, метчиков. Коренные шейки коленчатых валов дизелей и газовых двигателей. Отверстия под торцовые крышки и вкладыши в корпусах подшипников насосов и средних гидротурбин. Быстроходные валы нормальной точности (до 1000 об/мин). Трансмиссионные валы длиной до 1000 мм. Поверхности катания ходовых колес и посадочные поверхности барабанов подъемно-транспортных машин. Зубчатые колеса с обработанными зубьями в сельскохозяйственных машинах	Грубое шлифование; обтачивание и растачивание нормальной точности, протягивание, развертывание
9–10	Режущие кромки плашек, метчиков, сверл, фрез. Посадочные шейки валов под зубчатые колеса пониженной точности. Трансмиссионные валы длиной 1000–4000 мм шейки валов и осей с допусками по 11 и 12 квалитетам в сельскохозяйственных машинах	Обтачивание и растачивание, сверление
11–16	Поверхности низкой точности. Поверхности с неуказанными допусками	Все виды обработки

Таблица Б.5 – Допуски соосности, симметричности, пересечения осей и радиального биения (по ГОСТ 24643–81)

Номинальный диаметр, мм	Степень точности															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	Допуски, мкм															
До 3	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800
Св. 3 до 10	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000
Св. 10 до 18	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200
Св. 18 до 30	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600
Св. 30 до 50	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2000
Св. 50 до 120	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2500
Св. 120 до 250	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2000	3000
Св. 250 до 400	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2500	4000
Св. 400 до 630	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2000	3000	5000
Св. 630 до 1000	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2500	4000	6000
Св. 1000 до 1600	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2000	3000	5000	8000
Св. 1600 до 2500	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2500	4000	6000	10000
Примечания																
1 Допуски, приведенные в данной таблице, распространяются также на концентричность, полное радиальное биение и биение в заданном направлении.																
2 Допуски соосности, симметричности и пересечения осей приведены в таблице в диаметральном выражении. Соответствующие им допуски в радиусном выражении могут быть получены делением их значений пополам.																
3 Выбор допусков при данной степени точности производится по диаметру нормируемой поверхности или размеру между поверхностями, образующими нормируемый симметричный элемент. Если база не указывается, то допуск определяется по элементу с большим размером.																

Таблица Б.6 – Неуказанные допуски соосности, пересечения осей, радиального биения и симметричности (по ГОСТ 25069-81)

Номинальный размер, мм	Квалитет или класс точности определяющего допуска размера							
	12 и точнее	13 и 14	15 и 16	17	12 и точнее	13 и 14	15 и 16	17
	«точный»	«средний»	«грубый»	«очень грубый»	«точный»	«средний»	«грубый»	«очень грубый»
	Допуски соосности, пересечения осей радиального биения				Допуск симметричности			
До 3	0,05	0,12	0,2	0,3	0,2	0,3	0,5	0,8
Св. 3 до 10	0,06	0,16	0,25	0,4	0,25	0,4	0,6	1
Св. 10 до 18	0,08	0,2	0,3	0,5	0,3	0,5	0,8	1,2
Св. 18 до 30	0,10	0,25	0,4	0,6	0,4	0,6	1	1,6
Св. 30 до 50	0,12	0,3	0,5	0,8	0,5	0,8	1,2	2
Св. 50 до 120	0,16	0,4	0,6	1	0,6	1	1,6	2,5
Св. 120 до 250	0,2	0,5	0,8	1,2	0,8	1,2	2	3
Св. 250 до 400	0,25	0,6	1	1,6	1	1,6	2,5	4
Св. 400 до 630	0,3	0,8	1,2	2	1,2	2	3	5
Св. 630 до 1000	0,4	1	1,6	2,5	1,6	2,5	4	6
Св. 1000 до 1600	0,5	1,2	2	3	2	3	5	8
Св. 1600 до 2500	0,6	1,6	3	4	2,5	4	6	10
	Степень точности по таблице Б.4							
	10	12	13	14	13	14	15	16

Таблица Б.7 – Примеры назначения допусков плоскостности и прямолинейности

Степень точности	Примеры применения	Способ обработки
1–2	Измерительные и рабочие поверхности особо точных средств измерения (концевых мер длины, лекальных линеек и т. д.) Направляющие прецизионных координатно-расточных, шлифовальных станков	Доводка, суперфиниширование, тонкое шабрение
3–4	Измерительные и рабочие поверхности средств измерения нормальной точности (поверочных линеек и плит, микрометров и др.). Опорные поверхности уровней. Направляющие станков повышенной точности. Базовые, установочные и измерительные поверхности контрольных приспособлений повышенной точности	Доводка, шлифование и шабрение повышенной точности
5–6	Направляющие и столы станков нормальной точности. Базовые и установочные поверхности технологических приспособлений повышенной точности. Направляющие точных машин и приборов. Поверхности плоских соединений в шестеренчатых и винтовых насосах. Упорные подшипники турбин большой мощности	Шлифование, шабрение, обтачивание повышенной точности
7–8	Разметочные плиты. Направляющие кривошипных и гидравлических прессов. Ползуны. Упорные подшипники машин малой мощности. Базовые поверхности кондукторов и других технологических приспособлений. Опорные поверхности корпусов подшипников, фундаментных рам и станин двигателей и паровых машин. Разъемы турбин и корпусов редукторов, масляных насосов, опорных подшипников валопроводов. Фланцы турбин и турбомеханизмов	Грубое шлифование, фрезерование, строгание, протягивание, обтачивание
9–10	Стыковые поверхности траверс и станин прокатных станов. Кронштейны и основания вспомогательных и ручных механизмов. Опорные поверхности машин, устанавливаемых на клиньях и амортизирующих прокладках. Присоединительные поверхности арматуры, фланцев станков (с использованием мягких прокладок)	Фрезерование, строгание, обтачивание, долбление
11–12	Неответственные рабочие поверхности механизмов пониженной точности. Базовые поверхности столов, рамок, рольгангов, планок в литейных машинах	Грубая механическая обработка всех видов

Таблица Б.8 – Допуски плоскостности и прямолинейности (по ГОСТ 24643–81)

Нормальная длина, мм	Степень точности															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	мкм												мм			
До 10	0,25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	0,06	0,1	0,16	0,25
Св. 10 до 16	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	0,08	0,12	0,2	0,3
Св. 16 до 25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
Св. 25 до 40	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	0,12	0,2	0,3	0,5
Св. 40 до 63	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
Св. 63 до 100	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
Св. 100 до 160	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
Св. 160 до 250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
Св. 250 до 400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
Св. 400 до 630	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
Св. 630 до 1000	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5
Св. 1000 до 1600	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	2	3
Св. 1600 до 2500	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4
Св. 2500 до 4000	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1,2	2	3	5
Св. 4000 до 6300	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1,6	2,5	4	6
Св. 6300 до 10000	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2	3	5	8

Примечания

1 По данной в таблице степени точности допуск определяется в зависимости от длины большей стороны поверхности или длины нормируемого участка. Ширина поверхности учитывается при выборе степени точности.

2 Для шаброванных поверхностей допускается нормирование плоскостности числом пятен на заданной площади при контроле «на краску» (см. таблицу Б.9).

Таблица Б.9 – Допуски плоскостности прямолинейности и параллельности в зависимости от допуска размера между рассматриваемыми поверхностями при различной относительной геометрической точности (по ГОСТ 24643–81)

Допуски в микрометрах

Интервалы номинальных размеров, мм	Квалитет допусков размера														
	8			9			10			11			12		
	Относительная геометрическая точность														
	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
До 3	10	6	4	16	10	6	25	16	10	40	25	16	60	40	25
Св. 3 до 6	12	8	5	20	12	8	30	20	12	50	30	20	80	50	30
Св. 6 до 10	12	8	5	20	12	8	30	20	12	50	30	20	80	50	30
Св. 10 до 18	16	10	6	25	16	10	40	25	16	60	40	25	100	60	40
Св. 18 до 30	20	12	8	30	20	12	50	30	20	80	50	30	120	80	50
Св. 30 до 50	25	16	10	40	25	16	60	40	25	100	60	40	160	100	60
Св. 50 до 80	30	20	12	50	30	20	80	50	30	120	80	50	200	120	80
Св. 80 до 120	30	20	12	50	30	20	80	50	30	120	80	50	200	120	80
Св. 120 до 180	40	25	16	60	40	25	100	60	40	160	100	60	250	160	100
Св. 180 до 250	40	25	16	60	40	25	100	60	40	160	100	60	250	160	100
Св. 250 до 315	50	30	20	80	50	30	120	80	50	200	120	80	300	200	120
Св. 315 до 400	50	30	20	80	50	30	120	80	50	200	120	80	300	200	120
Св. 400 до 500	60	40	25	100	60	40	160	100	60	250	160	100	400	250	160
Св. 500 до 630	60	40	25	100	60	40	160	100	60	250	160	100	400	250	160
Св. 630 до 800	80	50	30	120	80	50	200	120	80	300	200	120	500	300	200
Св. 800 до 1000	80	50	30	120	80	50	200	120	80	300	200	120	500	300	200
Св. 1000 до 1250	100	60	40	160	100	60	250	160	100	400	250	160	600	400	250
Св. 1250 до 1600	120	80	50	200	120	80	300	200	120	500	300	200	800	500	300
Св. 1600 до 2000	160	100	60	250	160	100	400	250	160	600	400	250	1000	600	400
Св. 2000 до 2500	200	120	80	300	200	120	500	300	200	800	500	300	1200	800	500

Примечания

1 Для других квалитетов допуска размера допуски плоскостности, прямолинейности и параллельности по относительной геометрической точности *A*, *B* и *C* определяются как 60, 40 и 25 % соответственно от допуска размера с округлением результата до ближайшего числа по таблице Б.1.

2 В обоснованных случаях при данном допуске размера могут быть назначены допуски плоскостности, прямолинейности и параллельности меньшие, чем 25 % от допуска размера (такие допуски относятся к особо высокой относительной геометрической точности).

Таблица Б.10 – Наибольшие допуски прямолинейности оси и плоскости симметрии для несопрягаемых поверхностей

В миллиметрах

Номинальная длина	Квалитет или класс точности допуска диаметра или толщины элемента			
	12 и точнее «точный»	13 и 14 «средний»	15 и 16 «грубый»	17 «очень гру- бый»
До 10	0,016	0,10	0,16	0,25
Св. 10 до 16	0,020	0,12	0,20	0,30
Св. 16 до 25	0,025	0,16	0,25	0,40
Св. 25 до 40	0,030	0,20	0,30	0,50
Св. 40 до 63	0,040	0,25	0,40	0,60
Св. 63 до 100	0,050	0,30	0,50	0,80
Св. 100 до 160	0,060	0,40	0,60	1,00
Св. 160 до 250	0,080	0,50	0,80	1,20
Св. 250 до 400	0,100	0,60	1,00	1,60
Св. 400 до 630	0,120	0,80	1,20	2,00
Св. 630 до 1000	0,160	1,00	1,60	2,50
Св. 1000 до 1600	0,200	1,20	2,00	3,00
Св. 1600 до 2500	0,250	1,60	2,50	4,00
Св. 2500 до 4000	0,300	2,00	3,00	5,00
Св. 4000 до 6300	0,400	2,50	4,00	6,00
Св. 6300 до 10000	0,500	3,00	5,00	8,00

Примечание – В отдельных случаях, когда это вызвано технологическими условиями и не противоречит требованиям, предъявляемым к изделию, могут быть назначены допуски большие, чем приведенные в таблице.

Таблица Б.11 – Относительная геометрическая точность формы цилиндрических поверхностей (по ГОСТ 24643–81)

Относительная геометрическая точность	Среднее соотношение допусков формы и размера ($2T_{\text{тф}}/Td$)·100 %	Примеры применения
Нормальная (A)	60	Поверхности в подвижных соединениях при небольших скоростях относительных перемещений и нагрузках, если не предъявляется особых требований к плавности хода или минимальному трению. Поверхности в соединениях с натягом или с переходными посадками при необходимости разборки и повторной сборки, повышенных требованиях к точности центрирования и стабильности натяга. Измерительные поверхности калибров. Технологические допуски формы при допусках размеров по 4–12-му квалитетам, если в конструкторской документации допуски формы не указаны
Повышенная (B)	40	Поверхности в подвижных соединениях при средних скоростях относительных перемещений и нагрузках, при повышенных требованиях к плавности хода и герметичности уплотнений. Поверхности в соединениях с натягом или переходными посадками при повышенных требованиях к точности и прочности в условиях больших скоростей и нагрузок, ударов, вибраций. Технологические допуски формы при допусках размеров грубее 12-го квалитета, если в конструкторской документации допуски формы не указаны. Технологические допуски формы для обеспечения точности контроля размеров при упрощенных методах этого контроля, в том числе при активном контроле размеров
Высокая (C)	25	Поверхности в подвижных соединениях при высоких скоростях и нагрузках, высоких требованиях к плавности хода, снижению трения, герметичности уплотнения. Поверхности в соединениях с натягом или с переходными посадками при высоких требованиях к точности и прочности в условиях воздействия больших скоростей и нагрузок, ударов, вибраций
Особо высокая	Менее 25	Поверхности, к которым предъявляются особо высокие требования по обеспечению кинематической точности плотности и герметичности при больших давлениях, минимального трения, бесшумности, максимальной долговечности при тяжелых работах. Детали, сортируемые на размерные группы (при числе групп более пяти). Детали, аттестуемые по размеру с высокой точностью
<p>Примечание – Отклонения формы допустимы в пределах всего поля допуска размера для несопрягаемых поверхностей, к которым не предъявляется особых конструктивных требований; поверхностей в соединениях с зазором, если последний предназначен только для обеспечения собираемости, а взаимное перемещение деталей либо отсутствует, либо носит эпизодический характер; поверхностей в соединениях с натягом, или с переходными посадками, к которым не предъявляются особых требований по точности центрирования или прочности и которые не подвергаются повторным сборкам или тяжелым нагрузкам (ударам, тряске) в процессе эксплуатации.</p>		

Таблица Б.12 – Примеры назначения допусков формы цилиндрических поверхностей

Степень точности по таблице Б.14	Примеры применения	Способ обработки
1–2	Шарики и ролики для подшипников. Дорожки качения и посадочные поверхности подшипников качения особо высокой точности и сопрягаемые с ними посадочные поверхности валов и корпусов. Подшипниковые шейки шпинделей прецизионных станков. Детали особо точных плунжерных и золотниковых пар	Доводка, тонкое шлифование и алмазное растачивание повышенной точности
3–4	Дорожки качения и посадочные поверхности подшипников качения повышенной точности и сопрягаемые с ними посадочные поверхности валов и корпусов. Цапфы осей гидроприборов. Подшипники жидкостного трения при больших нагрузках (прокатные станы). Подшипниковые шейки коленчатых валов, поршневые пальцы и сопрягаемые с ними отверстия в деталях авиационных и автомобильных двигателей. Плунжеры, золотники, поршни, втулки и другие детали гидравлической аппаратуры, работающие при высоких давлениях без уплотнений	Доводка, хонингование, тонкое шлифование, алмазное растачивание; тонкое обтачивание и растачивание повышенной точности
5–6	Посадочные поверхности колец подшипников качения нормальной точности и сопрягаемые с ними посадочные поверхности валов и корпусов. Подшипниковые шейки и вкладыши коленчатых валов тракторных и судовых двигателей, валов редукторов, паровых турбин, крупных насосов. Поршневые пальцы дизелей и газовых двигателей. Поршни, золотники, гильзы, цилиндры и другие детали гидравлической и пневматической аппаратуры при средних и низких давлениях без уплотнений или при высоких и средних давлениях с уплотнениями. Несопрягаемые поверхности вала паровой турбины и оправки для балансировки дисков турбин	Шлифование, хонингование, чистовое обтачивание и растачивание, тонкое развертывание, протягивание
7–8	Подшипники скольжения крупных гидротурбин, тихоходных двигателей, редукторов. Цилиндры, гильзы, поршни и поршневые кольца автомобильных и тракторных двигателей. Отверстия под втулки в шатунах двигателей, в гидравлических устройствах средних давлений. Бочка валков холодной прокатки	Чистовые обтачивание и растачивание, развертывание, протягивание; зенкерование и сверление повышенной точности
9–10	Подшипники скольжения при малых скоростях и давлениях. Поршни и цилиндры насосов низкого давления с мягким уплотнением. Поршневые кольца дизелей и газовых двигателей	Обтачивание и растачивание, сверление, литье под давлением

Таблица Б.13 – Степени точности формы цилиндрических поверхностей в зависимости от качества допуска диаметра и относительной геометрической точности (по ГОСТ 24643–81)

Относительная геометрическая точность (по таблице Б.11)	Квалитет допуска диаметра по ГОСТ 25347-82										
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
	Степень точности формы (по таблице Б.14)										
Нормальная (А)	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Повышенная (В)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Высокая (С)		1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Особо высокая			1	2	3	4	5	6	7	8	
<p>Примечания</p> <p>1 По сравнению с ГОСТ 24643–81 в таблице сделаны дополнения.</p> <p>2 Для особо высокой относительной геометрической точности в отдельных случаях могут выбираться более точные по сравнению с указанными в таблице степени точности формы.</p>											

Таблица Б.14 – Допуски цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения (по ГОСТ 24643-81)

Номинальный диаметр, мм	Степень точности															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	МКМ												ММ			
До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	0,08	0,12	0,2	0,3
Св. 3 до 10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
Св. 10 до 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	0	50	80	0,12	0,2	0,3	0,5
Св. 18 до 30	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
Св. 30 до 50	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
Св. 50 до 120	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
Св. 120 до 250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
Св. 250 до 400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
Св. 400 до 630	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
Св. 630 до 1000	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5
Св. 1000 до 1600	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	2	3
Св. 1600 до 2500	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4
Примечание – Необходимые различия в числовых значениях допусков для различных характеристик точности формы цилиндрических поверхностей должны быть обеспечены при выборе степени точности.																

Таблица Б.15 – Классификация неуказанных допусков формы и расположения (по ГОСТ 25089–81)

Характеристика точности формы и расположения по ГОСТ 24642–81	Способ нормирования неуказанных допусков
Плоскостность Прямолинейность Цилиндричность Круглость Профиль продольного сечения Параллельность	Допускаются любые отклонения в пределах поля допуска размера рассматриваемой поверхности или размера между рассматриваемой поверхностью и базой. Правило действует независимо от ссылок на стандарт
Перпендикулярность Соосность Симметричность Пересечение осей Радиальное биение Торцовое биение	Установлены числовые значения неуказанных допусков, выбор которых производится по определяющему допуску размера. Неуказанные допуски должны соблюдаться при наличии ссылок на стандарт
Наклон Позиционный допуск Полное радиальное биение Полное торцовое биение Форма заданного профиля Форма заданной поверхности	Неуказанные допуски не установлены. Данные характеристики косвенно ограничиваются другими видами указанных или неуказанных допусков размеров, формы и расположения. При необходимости прямого нормирования их допуски всегда указываются в чертежах

Таблица Б.16 – Примеры назначения допусков параллельности

Степень точности (по таблице Б.17)	Примеры применения	Способ обработки
1–2	Направляющие и базовые поверхности прецизионных станков. Направляющие станины оптической делительной головки. Рабочие поверхности синусных линеек и угольников высокой точности	Доводка, суперфиниширование, алмазная обработка повышенной точности, шабрение повышенной точности
3–4	Направляющие поверхности станков высокой и повышенной точности. Особо точные направляющие приборов управления и регулирования. Измерительные и рабочие поверхности поверочных линеек	Доводка, шлифование, шабрение, хонингование
5–6	Рабочие поверхности станков нормальной точности. Измерительные поверхности микрометров и штангенциркулей. Рабочие поверхности технологических приспособлений высокой точности. Направляющие пазы и планки приборов и механизмов высокой точности. Торцы подшипников качения высокой точности. Оси отверстий в корпусах зубчатых передач высокой точности. Оси отверстий и торцы корпусов рабочих шестерен и винтов в насосах. Базовые плоскости блока, рамы и картера двигателей	Шлифование, координатное растачивание, фрезерование повышенной точности
7–8	Рабочие поверхности прессов и молотов. Плоскости плит штампов. Рабочие поверхности кондукторов. Торцы фрез. Опорные торцы крышек и колец для подшипников нормальной точности. Оси отверстий в головках шатуна. Оси расточек под гильзы в блоке цилиндров двигателя. Оси отверстий в корпусах зубчатых передач нормальной точности. Уплотнительные поверхности фланцев вентиляей	Фрезерование, строгание, протягивание, шлифование, растачивание
9–10	Торцы крышек подшипников в тяжелом машиностроении. Шатунные шейки и ось коленчатого вала дизелей и газовых двигателей. Оси передач в лебедках, ручных приводах	Фрезерование и растачивание, сверление и развертывание по кондуктору
11–12	Плоскости разъема и опорная плоскость в корпусах редукторов подъемно-транспортных машин. Оси и поверхности в вилках включения сельскохозяйственных машин	Грубая механическая обработка всех видов
13–16	Поверхности низкой точности	Все виды обработки

Таблица Б.17 – Допуски параллельности, наклона, торцового биения и полного торцового биения (по ГОСТ 24643–81)

Номинальный размер, мм	Степень точности															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
	мкм												мм			
До 10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	0,1	0,16	0,25	0,4
Св. 10 до 16	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	0,12	0,2	0,3	0,5
Св. 16 до 25	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,4	0,6
Св. 25 до 40	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	0,2	0,3	0,5	0,8
Св. 40 до 63	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,4	0,6	1
Св. 63 до 100	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	0,3	0,5	0,8	1,2
Св. 100 до 160	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	0,4	0,6	1	1,6
Св. 160 до 250	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	0,5	0,8	1,2	2
Св. 250 до 400	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,6	1	1,6	2,5
Св. 400 до 630	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,8	1,2	2	3
Св. 630 до 1000	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1	1,6	2,5	4
Св. 1000 до 1600	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1,2	2	3	5
Св. 1600 до 2500	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1,6	2,5	4	6
Св. 2500 до 4000	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2	3	5	8
Св. 4000 до 6300	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2,5	4	6	10
Св. 6300 до 10000	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2000	3	5	8	12

Примечания

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

2 Выбор допуска при данной степени точности производится по длине нормируемой поверхности (если допуск относится ко всей длине) или длине нормируемого участка. Допуски торцового или полного торцового биения определяются по наибольшему диаметру торцовой поверхности или диаметру, на котором задается допуск торцового биения.

Таблица Б.18 – Примеры назначения допусков перпендикулярности и торцового биения

Степень точности (по таблице Б.17)	Примеры применения	Способ обработки
1–2	Основные направляющие и базовые поверхности прецизионных станков. Шпиндели и оправки зубоизмерительных приборов, оптической делительной головки. Кольца прецизионных подшипников качения	Доводка, тонкое шлифование, алмазная обработка повышенной точности
3–4	Основные направляющие и базовые поверхности станков высокой и повышенной точности. Рабочие поверхности угольников (90°). Фланцы крупных турбин и генераторов. Заплевники валов под прецизионные подшипники качения	Доводка, шлифование и шабрение повышенной точности, тонкое точение
5–6	Рабочие поверхности станков нормальной точности. Опорные торцы долбяков и шеверов. Торцы корпусов рабочих шестерен, винтов и роторов насосов высокого давления. Заплевники валов и корпусов под подшипники качения высокой точности. Торцы вкладышей подшипников гидромашин. Фланцы валов и соединительных муфт двигателей. Торцы рам и корпусов гидроприборов. Торцы планшайб и патронов станков	Шлифование, шабрение, хонингование, фрезерование, строгание и растачивание повышенной точности
7–8	Рабочие поверхности прессов. Торцы станочных втулок. Заплевники валов и корпусов под подшипники качения нормальной точности. Торцы ступиц и распорных втулок. Оси отверстий в корпусах конических редукторов. Ось отверстия под палец в автомобильных и тракторных поршнях	Шлифование, фрезерование, строгание, долбление, растачивание
9–10	Торцы подшипников в ручных лебедках и приводах. Оси резьбовых шпилек относительно опорных плоскостей в двигателе. Зубчатые венцы колес с обработанными зубьями в сельскохозяйственных машинах	Обтачивание; грубое фрезерование, строгание и растачивание
11–12	Уплотнительные поверхности присоединительных фланцев угловых вентилях. Зубчатые венцы звездочек с обработанными зубьями в сельскохозяйственных машинах. Оси и поверхности в вилках включения сельскохозяйственных машин. Рабочие поверхности угольников для строительных работ	Грубая механическая обработка всех видов
13–16	Поверхности низкой точности. Поверхности с неуказанными допусками	Все виды обработки

Таблица Б.19 – Неуказанные допуски перпендикулярности (по ГОСТ 25069-81), мм

				
Номинальная длина короткой стороны прямого угла L	Квалитет или класс точности допуска размера, координирующего короткую сторону угла l_0			
	12 и точнее, «точный»	13 и 14, «средний»	15 и 16 «грубый»	17 «очень грубый»
	Допуск перпендикулярности			
До 10	0,06	0,1	0,16	0,25
Св. 10 до 16	0,08	0,12	0,2	0,3
Св. 16 до 25	0,1	0,16	0,25	0,4
Св. 25 до 40	0,12	0,2	0,3	0,5
Св. 40 до 63	0,16	0,25	0,4	0,6
Св. 63 до 100	0,2	0,3	0,5	0,8
Св. 100 до 160	0,25	0,4	0,6	1
Св. 160 до 250	0,3	0,5	0,8	1,2
Св. 250 до 400	0,4	0,6	1	1,6
Св. 400 до 630	0,5	0,8	1,2	2
Св. 630 до 1000	0,6	1	1,6	2,5
Св. 1000 до 1600	0,8	1,2	2	3
Св. 1600 до 2500	1	1,6	2,5	4
Св. 2500 до 4000	1,2	2	3	5
Св. 4000 до 6300	1,6	2,5	4	6
Св. 6300 до 10000	2	3	5	8
Степень точности по таблице Б.17				
	12	13	14	15
<p>Примечания</p> <p>1 За базу, к которой относится неуказанный допуск перпендикулярности, принимается поверхность (или ось поверхности), образующая большую сторону прямого угла, а при одинаковых размерах сторон угла – поверхность, имеющая меньшую шероховатость.</p> <p>2 Если с короткой стороной угла связано несколько координирующих размеров разной точности, то неуказанный допуск перпендикулярности выбирается по более точному квалитету.</p> <p>3 Допуски по таблице Б.19 должны соблюдаться без ссылок на них в чертежах.</p>				

Таблица Б.20 – Неуказанные допуски торцового биения (по ГОСТ 25000–81)

Номинальный диаметр торца	Квалитет или класс точности размера, координирующего торец в осевом направлении			
	12 и точнее, «точный»	13 и 14 «средний»	15 и 16 «грубый»	17, «очень грубый»
	Допуск торцового биения, мм			
До 10	0,025	0,04	0,1	0,16
Св. 10 до 16	0,03	0,05	0,12	0,2
Св. 16 до 25	0,04	0,06	0,16	0,25
Св. 25 до 40	0,05	0,08	0,2	0,3
Св. 40 до 63	0,06	0,1	0,25	0,4
Св. 63 до 100	0,08	0,12	0,3	0,5
Св. 100 до 160	0,1	0,16	0,4	0,6
Св. 160 до 250	0,12	0,2	0,5	0,8
Св. 250 до 400	0,16	0,25	0,6	1
Св. 400 до 630	0,2	0,3	0,8	1,2
Св. 630 до 1000	0,25	0,4	1	1,6
Св. 1000 до 1600	0,3	0,5	1,2	2
Св. 1600 до 2500	0,4	0,6	1,6	2,5
Св. 2500 до 4000	0,5	0,8	2	3
Св. 4000 до 6300	0,6	1	2,5	4
Св. 6300 до 10000	0,8	1,2	3	5
	Степень точности по таблице Б.15			
	10	11	13	14
<p>Примечания</p> <p>1 Если с данным торцом связано несколько осевых размеров разной точности, то неуказанный допуск торцового биения выбирается по более точному квалитету.</p> <p>2 За базу, к которой относится неуказанный допуск торцового биения, принимается ось поверхности, имеющей большую длину, при одинаковых – поверхности с допуском диаметра по более точному квалитету, при одинаковых квалитетах – поверхности с большим диаметром.</p> <p>3 Допуски по таблице действительны при наличии в чертежах ссылок на ГОСТ 25069–81.</p> <p>4 Общие допуски биения, в том числе торцового, берутся по ИСО 2768–2.</p>				

ПРИЛОЖЕНИЕ В
(справочное)
ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ (ГОСТ 2789–73)

Таблица В.1 – Среднее отклонение профиля R_a

В микрометрах						
<u>100</u>	<u>25</u>	<u>6,3</u>	<u>1,60</u>	<u>0,40</u>	<u>0,100</u>	<u>0,025</u>
80	20	6,0	1,25	0,32	0,080	0,020
63	16,0	4,0	1,00	0,25	0,063	0,016
<u>50</u>	<u>12,5</u>	<u>3,2</u>	<u>0,80</u>	<u>0,20</u>	<u>0,050</u>	<u>0,012</u>
40	10,0	2,5	0,63	0,16	0,040	0,010
32	8,0	2,0	0,50	0,125	0,032	0,008
Примечание – Предпочтительные значения параметров подчеркнуты.						

Таблица В.2 – Высота неровностей профиля по десяти точкам R_z и наибольшая высота неровностей профиля R_{max}

В микрометрах						
1600	320	63	<u>12,5</u>	2,5	0,50	<u>0,100</u>
1250	250	<u>50</u>	10,0	2,0	<u>0,40</u>	0,090
1000	<u>200</u>	40	8,0	<u>1,60</u>	0,32	0,063
800	160	32	<u>6,3</u>	1,25	0,25	<u>0,050</u>
630	125	<u>25</u>	5,0	1,00	<u>0,20</u>	0,040
500	<u>100</u>	20	4,0	<u>0,80</u>	0,160	0,032
<u>400</u>	80	16,0	<u>3,2</u>	0,63	0,125	<u>0,025</u>
Примечание – Предпочтительные значения параметров подчеркнуты.						

Таблица В.3 – Рекомендации по выбору параметров шероховатости и направления неровностей поверхностей

Конструктивные особенности условий работы поверхностей	Параметры шероховатости; направление неровностей
Трение, подвержены изнашиванию, не испытывают контактные напряжения	R_a (R_z) и tp ; произвольное
Поверхности герметичных соединений цилиндрической формы плоские, торцовые	R_a (R_z) и tp ; перпендикулярные к оси, произвольные, кругообразные
Неподвижные, нагруженные, например, поверхности прессовых соединений	R_a (R_z); параллельное оси запрессовки; R_a (R_z) и tp ; произвольное
Испытывают циклические нагрузки; работают на изгиб или кручение при переменных нагрузках	R_{max} , $Sm(S)$; произвольное или параллельное нейтральной оси или оси кручения
Примечание – Из параметров высоты неровностей параметр R_a является предпочтительным. Параметры R_z и R_{max} нормируют, если необходимо ограничить высоту неровностей, невозможен контроль параметра R_a с помощью профилометра или образцов сравнения.	

Таблица В.4 – Шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий корпусов под подшипники качения по ГОСТ 3325–85

Посадочные поверхности	Класс точности подшипников	Номинальный диаметр, мм	
		до 80	св. 80 до 500
Шероховатость поверхности Ra по ГОСТ 2789–73, мкм, не более			
Валов	0	1,25	2,5
	6 и 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
	2	0,16	0,32
Отверстий корпусов (стаканов)	0	1,25	2,5
	6; 5 и 4	0,63	1,25
	2	0,32	0,63
Опорных торцов заплечиков и корпусов	0	2,5	2,5
	6; 5 и 4	1,25	2,5
	2	0,63	0,63

Примечания

1 Шероховатость посадочных поверхностей валов для подшипников на закрепительных или стяжных втулках не должна превышать $Ra \leq 2,5$ мкм.

2 Допускается принимать шероховатость посадочных поверхностей и опорных торцов заплечиков в чугунных корпусах для диаметров до 80 мм – $Ra \leq 20$ мкм, для диаметров свыше 80 мм – $Rz \leq 20$ мкм при установке подшипников качения классов точности 0 и 6 и при условии обеспечения заданного ресурса работы.

3 Допускается принимать шероховатость посадочных поверхностей и опорных торцов заплечиков на валах и в корпусах, изготовленных из стали, для диаметров до 80 мм – $Ra \leq 2,5$ мкм, для диаметров свыше 80 мм – $Rz \leq 20$ мкм при установке малонагруженных подшипников класса точности 0.

4 В технически обоснованных случаях по согласованию потребителей с изготовителями для номинальных диаметров валов до 10 мм под подшипники класса точности 2 допускается шероховатость валов $Ra \leq 0,32$ мкм.

5 Для подшипников, фиксируемых в осевом направлении методом вальцовки, а также для подшипников, которые не упираются в торцы заплечиков, шероховатость опорных торцов заплечиков валов и отверстий не устанавливается.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г
(справочное)
КОЛЕСА ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ (ГОСТ 1643–81)

Таблица Г.1 – Нормы контакта зубьев. Допуск на направление зуба F_{β}

Степень точности	Модуль m , мм	F_{β}				
		Ширина зубчатого венца, мм				
		до 40	св. 40 до 100	св. 100 до 160	св. 160 до 250	св. 250 до 400
		мкм				
6	От 1 до 3,5	9	12	16	20	25
	От 3,5 до 6,3					
	От 6,3 до 10					
	От 10 до 16					
7	От 1 до 3,5	11	16	20	25	28
	От 3,5 до 6,3					
	От 6,3 до 10					
	От 10 до 16					
8	От 1 до 3,5	18	25	32	40	45
	От 3,5 до 6,3					
	От 6,3 до 10					
	От 10 до 16					
9	От 1 до 3,5	28	40	50	63	71
	От 3,5 до 6,3					
	От 6,3 до 10					
	От 10 до 16					

Таблица Г.2 – Нормы кинематической точности (показатели F_r , F_{vw})

Степень точности	Модуль m , мм	F_r		F_{vw}	
		Делительный диаметр d , мм			
		до 125	св. 125 до 400	до 125	св. 125 до 400
		МКМ			
6	Св. 1,0 до 3,5	25	36	16	28
	Св. 3,5 до 6,3	28	40		
	Св. 6,3 до 10,0	32	45		
	Св. 10,0 до 16,0	–	50		
7	Св. 1,0 до 3,5	36	50	22	40
	Св. 3,5 до 6,3	40	56		
	Св. 6,3 до 10,0	45	63		
	Св. 10,0 до 16,0	–	71		
8	Св. 1,0 до 3,5	45	63	28	50
	Св. 3,5 до 6,3	50	71		
	Св. 6,3 до 10,0	56	80		
	Св. 10,0 до 16,0	–	90		
9	Св. 1,0 до 3,5	71	80	–	–
	Св. 3,5 до 6,3	80	100		
	Св. 6,3 до 10,0	90	112		
	Св. 10,0 до 16,0	–	125		

Примечание – F_r – допуск на радиальное биение; F_{vw} – допуск на колебание длины общей нормали.

Таблица Г.3 – Нормы бокового зазора (показатель E_{Wms} – слагаемое I)

Вид сопряжения	Степень точности по нормам плавности	Отклонение	Делительный диаметр d , мм					
			до 80	св. 80 до 125	св. 125 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400
			МКМ					
B	3–6	E_{Wms}	–80	–100	–110	–120	–140	–160
	7	E_{Wms}	–100	–110	–120	–140	–180	–180
	8	E_{Wms}	–100	–110	–140	–140	–180	–200
	9	E_{Wms}	–110	–120	–140	–160	–200	–200
A	3–6	E_{Wms}	–120	–140	–180	–200	–220	–250
	7	E_{Wms}	–140	–180	–200	–200	–250	–280
	8	E_{Wms}	–160	–200	–200	–250	–280	–300
	9	E_{Wms}	–180	–200	–250	–280	–280	–350

Примечание – E_{Wms} – наименьшее отклонение средней длины общей нормали (слагаемое I) для зубчатого колеса с внешними зубьями (со знаком «минус»).

Таблица Г.4 – Нормы бокового зазора (показатель E_{Wms} – слагаемое II)

Отклонение	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм (из таблицы Г.1)							
	св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125
	МКМ							
E_{Wms}	5	7	9	11	14	18	22	25

Таблица Г.5 – Нормы бокового зазора (допуск T_{Wm})

Вид сопряжения (вид допуска)	Обозначение	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм (из таблицы Г.2)							
		св. 20 до 25	св. 25 до 32	св. 32 до 40	св. 40 до 50	св. 50 до 60	св. 60 до 80	св. 80 до 100	св. 100 до 125
		МКМ							
$B(b)$	T_{Wm}	50	55	60	70	100	100	120	140
$A(a)$	T_{Wm}	60	80	90	100	110	140	150	180
Примечания									
1 Вид допуска на боковой зазор используется при изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска.									
2 T_{Wm} – допуск на среднюю длину общей нормали.									

ПРИЛОЖЕНИЕ Д
(справочное)
ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ КОНИЧЕСКИЕ, ДОПУСКИ
(ГОСТ 1758–81)

Таблица Д.1 – Нормы кинематической точности (показатель F_r)

Степень точности	Средний нормальный модуль m_n , мм	Средний делительный диаметр d , мм	
		до 125	св. 125 до 400
		мкм	
6	От 1 до 3,5	25	36
	От 3,5 до 6,3	28	40
	От 6,3 до 10	32	45
7	От 1 до 3,5	36	50
	От 3,5 до 6,3	40	56
	От 6,3 до 10	45	63
8	От 1 до 3,5	45	63
	От 3,5 до 6,3	50	71
	От 6,3 до 10	56	80
9	От 3,5 до 6,3	63	90

Примечание – F_r – допуск на биение зубчатого венца.

Таблица Д.2 – Нормы бокового зазора (наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба $E_{\bar{s}_{cs}}$)

Вид сопряжения	Степень точности по плавности	Средний нормальный модуль m_n , мм	Средний делительный диаметр d , мм					
			до 125			св. 125 до 400		
			Угол делительного конуса, град					
			До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45
мкм								
H	7	От 1 до 3,5	-20	-20	-22	-28	-32	-30
		От 3,5 до 6,3	-22	-22	-25	-32	-32	-30
		От 6,3 до 10	-25	-25	-28	-36	-36	-34

Примечания

1 Для определения величины $E_{\bar{s}_{cs}}$ при других степенях точности и видах сопряжения приведенные значения умножаются на коэффициент K_1 , значения которого приведены в таблице Д.3.

2 При измерении толщины зубьев на внешнем торце зубчатых колес наименьшее отклонение средней постоянной хорды зуба $E_{\bar{s}_{cs}}$ и допуск $T_{\bar{s}_c}$ на нее увеличиваются в соотношении R_e/R , где R_e – внешнее конусное расстояние.

Таблица Д.3 – Коэффициенты для определения $E_{\bar{s}_{cs}}$ при степенях точности и видах сопряжений, отличающихся от 7–H

Сопряжение	Коэффициент K_1			
	Степень точности по нормам плавности			
	6	7	8	9
<i>H</i>	0,9	1,0	-	-
<i>E</i>	1,45	1,6	-	-
<i>D</i>	1,8	2,0	2,2	-
<i>C</i>	2,4	2,7	3,0	3,2
<i>B</i>	3,4	3,8	4,2	4,6
<i>A</i>	5,0	5,5	6,0	6,6

Таблица Д.4 – Нормы бокового зазора ($T_{\bar{s}_c}$ – допуск на среднюю постоянную хорду зуба)

Вид допуска бокового зазора	Обозначение	Допуск на биение зубчатого венца F_r , мкм					
		Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100
		мкм					
<i>h</i>	$T_{\bar{s}_c}$	38	42	50	60	70	90
<i>d</i>		48	55	65	75	90	110
<i>c</i>		60	70	80	95	110	140
<i>b</i>		75	85	100	120	140	170
<i>a</i>		95	110	130	150	180	220

ПРИЛОЖЕНИЕ E
(справочное)
ПЕРЕДАЧИ ЧЕРВЯЧНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ, ДОПУСКИ
(ГОСТ 3675–81)

Таблица E.1 – Нормы кинематической точности (показатель F_r)

Степень точности	Обозначение	Модуль m , мм	Делительный диаметр d_2 , мм	
			До 125	Св. 125 до 400
			МКМ	
6	F_r	От 1 до 3,5	25	36
		От 3,5 до 6,3	28	40
		От 6,3 до 10	32	45
7	F_r	От 1 до 3,5	36	52
		От 3,5 до 6,3	40	56
		От 6,3 до 10	45	63
8	F_r	От 1 до 3,5	45	63
		От 3,5 до 6,3	50	71
		От 6,3 до 10	56	80
9	F_r	От 1 до 3,5	56	80
		От 3,5 до 6,3	63	90
		От 6,3 до 10	71	100
		От 3,5 до 6,3	90	125
		От 6,3 до 10	100	140

Примечание – F_r – допуск на радиальное биение венца червячного колеса.

Таблица E.2 – Нормы контакта (показатели f_a, f_x)

Степень точности	Обозначение	Межосевое расстояние a_w , мм					
		До 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
		МКМ					
6	$\pm f_a$	28	32	38	42	45	50
	$\pm f_x$	22	25	28	32	36	40
7	$\pm f_a$	45	50	60	67	75	80
	$\pm f_x$	34	40	45	50	56	60
8	$\pm f_a$	71	80	90	105	110	125
	$\pm f_x$	53	63	71	80	90	100
9	$\pm f_a$	110	130	150	160	180	200
	$\pm f_x$	85	100	110	130	140	150

Примечание – $\pm f_a$ – предельные отклонения межосевого расстояния в передаче; $\pm f_x$ – предельные смещения средней плоскости в передаче.

Таблица Е.3 – Нормы бокового зазора (наименьшее отклонение толщины витка червяка $E_{\bar{s}s}$ – слагаемое I)

Вид сопряжения	Обозначение	Межосевое расстояние a_w , мм					
		До 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
		МКМ					
<i>H</i>	$E_{\bar{s}s}$	0	0	0	0	0	0
<i>E</i>		32	38	42	48	56	60
<i>D</i>		48	56	67	75	85	95
<i>C</i>		80	95	105	120	130	140
<i>B</i>		130	150	170	200	220	240
<i>A</i>		200	220	260	300	340	380

Примечание – Наименьшее отклонение толщины витка $E_{\bar{s}s}$ берется как сумма двух слагаемых I и II, определяемых по таблицам Е.3 и Е.4 соответственно.

Таблица Е.4 – Нормы бокового зазора (наименьшее отклонение толщины витка червяка $E_{\bar{s}s}$ слагаемое II)

Степень точности	Модуль m , мм	Межосевое расстояние a_w , мм					
		До 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
		МКМ					
6	От 1 до 3,5	36	40	45	48	50	53
	Св. 3,5 до 6,3	40	42	45	50	53	56
	Св. 6,3 до 10	–	–	53	56	56	60
7	От 1 до 3,5	60	63	71	75	80	85
	Св. 3,5 до 6,3	63	67	75	80	85	90
	Св. 6,3 до 10	–	–	85	90	95	100
8	От 1 до 3,5	90	100	110	120	130	140
	Св. 3,5 до 6,3	100	110	120	130	140	140
	Св. 6,3 до 10	–	–	130	140	150	160
9	От 1 до 3,5	150	160	180	190	210	220
	Св. 3,5 до 6,3	160	180	190	210	220	240
	Св. 6,3 до 10	–	–	210	220	240	250

Таблица Е.5 – Нормы бокового зазора ($T_{\bar{s}}$ – допуск на толщину витка червяка по хорде)

Вид до- пуска бо- кового за- зора	Обозна- чение	Допуск на радиальное биение витка червяка, мкм					
		Св. 25 до 32	Св. 32 до 40	Св. 40 до 50	Св. 50 до 60	Св. 60 до 80	Св. 80 до 100
		мкм					
h	$T_{\bar{s}}$	38	42	50	60	70	90
d		48	55	65	75	90	110
c		60	70	80	95	110	140
b		75	85	100	120	140	170
a		95	110	130	150	180	220
z		120	130	150	180	220	260
y		150	160	180	220	260	320
x		180	200	220	260	320	400

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж
(справочное)
ПЕРЕДАЧИ РЕМЕННЫЕ

Таблица Ж.1 – Допуски размеров шкивов

Тип передачи	Допуски диаметров											
	отверстия	наружного										
		40	45, 50	56, 63	71, 80	90, 100, 112	125, 140	160, 180, 200	224, 250	280, 315, 355	400, 450, 500	560, 630, 710
Шкивы клиновых передач	H7	<i>h11</i>										
Шкивы поликлиновых передач	H7	<i>h9</i>										
<p>Примечания</p> <p>1 Остальные размеры обрабатываемых поверхностей выполняют с отклонениями: охватываемых – по <i>h14</i>, остальных (не относящихся к валам и отверстиям) – $\pm IT14/2$.</p> <p>2 Размеры необрабатываемых поверхностей выполняют с отклонениями по $\pm IT16/2$.</p>												

Таблица Ж.2 – Допуски торцевого биения ступиц

Скорость ремня (цепи) v , м/с	< 5	5...8	8...12	12...18	18...25	> 25
Допуск торцевого биения T_z , мм	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01
Примечание – При $l_{ст}/d_{ст} > 1$ значение T_z увеличить на 40...50 %; $l_{ст}$ – длина ступицы; $d_{ст}$ – диаметр отверстия ступицы.						

Таблица Ж.3 – Допуски радиального и торцевого биений поверхностей обода

Диаметр шкива d_e , мм	Допуск биения для клино- и поликлиновых передач
радиального, мм	
До 120	0,04
До 260	0,05
До 500	0,06
До 800	0,08
торцевого, мм	
До 160	0,04
До 400	0,06
До 1000	0,10

Таблица Ж.4 – Допуск биения конусной рабочей поверхности канавки шкива на каждые 100 мм расчетного диаметра

Частота вращения шкива, мин ⁻¹	Допуск биения, мм, не более
< 500	0,20
500...1000	0,15
> 1000	0,10

Таблица Ж.5 – Шероховатость поверхностей шкивов (звездочек)

Поверхность	Отверстие	Рабочая поверхность канавок шкива	Боковая поверхность ступицы, обода шкива (звездочки)	Другие обрабатываемые поверхности	Фаски
Шкивы клиновых передач	1,6...3,2	0,8...1,25	3,2...6,3	6,3...12,5	12,5...25
Шкивы поликлиновых передач					

Примечание – Поверхности шкивов, не оказывающие влияния на функционирование поверхности и эксплуатационные показатели работы шкива (внутренние поверхности обода, поверхности диска, наружные поверхности ступицы) оставляют без обработки – на рабочем чертеже применительно к данным поверхностям проставляют знак по ГОСТ 2.309–73, соответствующий конструкторскому требованию, чтобы поверхность была образована без удаления поверхностного слоя металла, например, литьем или штамповкой.

ПРИЛОЖЕНИЕ И
(справочное)
ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица И.1 – Основные размеры соединений с призматическими шпонками
ГОСТ 23360-78

Диаметр вала d	Номинальные размеры шпонки				Номинальные размеры паза				
	$b \times h$	фаска s		интервалы длин l		глубина		радиус закругле- ния $s_1 \times 45^\circ$	
		max	min	от	до	на валу t_1	во втулке t_2	max	min
От 6 до 8	2×2			6	20	1,2	1,0		
Св 8 > 10	3×3	0,25	0,16	6	36	1,8	1,4	0,16	0,08
> 10 > 12	4×4			8	45	2,5	1,8		
Св 12 до 17	5×5			10	56	3,0	2,3		
> 17 > 22	6×6	0,40	0,25	14	70	3,5	2,8	0,25	0,16
> 22 > 30	8×7			18	90	4,0	3,3		
Св 30 до 38	10×8			22	110	5,0	3,3		
> 38 > 44	12×8			28	140	5,0	3,3		
> 44 > 50	14×9	0,60	0,40	36	160	5,5	3,8	0,4	0,25
> 50 > 58	16×10			45	180	6,0	4,3		
> 58 > 65	18×11			50	200	7,0	4,4		
Св 65 до 75	20×12			56	220	7,5	4,9		
> 75 > 85	22×14			63	250	9,0	5,4		
> 85 > 95	25×14	0,80	0,60	70	280	9,0	5,4	0,6	0,4
> 95 > 110	28×16			80	320	10,0	6,4		
> 110 > 130	32×18			90	360	11,0	7,4		

Окончание таблицы И.1

Диаметр вала d	Номинальные размеры шпонки					Номинальные размеры паза			
	$b \times h$	фаска s		интервалы длин l		глубина		радиус закругле- ния $s_1 \times 45^\circ$	
		max	min	от	до	на валу t_1	во втулке t_2	max	min
Св 130 до 150 > 150 > 170 > 170 > 200 > 200 > 230	36×20 40×22 45×25 50×28	1,20	1,00	100	400	12,0	8,4 9,4	1,0	0,7
	100			400	13,0	10,4			
	110			450	15,0	11,4			
	125			500	17,0				
Св 230 до 260 > 260 > 290 > 290 > 330	56×32 63×32 70×36	2,00	1,60	140	500	20,0	12,4	1,6	1,2
	160			20,0		12,4			
	180			22,0		14,4			
Св 330 до 380 > 380 > 440 > 440 > 500	80×40 90×45 100×50	3,00	2,50	200	500	25,0	15,4	2,5	2,0
	220			28,0		17,4			
	250			31,0		19,5			

Примечания

1 ГОСТ 23360–78 не распространяется на шпоночные соединения, применяемые для крепления режущего инструмента.

2 Длины шпонок должны выбираться из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500.

3 Допускается применять шпонки с длиной, выходящей за пределы диапазона длин, указанного в таблице.

4 Материал – сталь чистотянутая для шпонок по ГОСТ 8786–68 или другая с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МН/м².

5 Указания по шероховатости поверхности на рисунке в данной таблице не стандартизированы.

6 На рабочем чертеже проставляется один размер для вала t_1 (предпочтительный вариант) или $d - t_1$ и для втулки $d + t_2$.

7 В ответственных шпоночных соединениях сопряжения дна паза с боковыми сторонами выполняются по радиусу r , значение и предельные отклонения которого указываются на рабочем чертеже.

8 В отдельных обоснованных случаях (пустотелые и ступенчатые валы, передача пониженных крутящих моментов и т. д.) допускается применять меньшие размеры сечений стандартных шпонок на валах больших диаметров, за исключением выходных концов валов.

9 Пример условного обозначения призматической шпонки исполнения 1 с размерами $b = 18$ мм $h = 11$ мм $l = 100$ мм:

Шпонка 18x11x100 ГОСТ 23360–78

Пример условного обозначения такой же шпонки исполнения 2 (3):

Шпонка 2 (3) 18x11x100 ГОСТ 23360–78

Таблица И.2 – Предельные отклонения несопрягаемых размеров соединения с призматическими шпонками

Элемент соединения	Предельные отклонения размера				
	высота h	длина l	глубина (или проставляемый на чертеже размер) на валу t_1 (или $d - t_1$) [*] и на втулке t_2 (или $d + t_2$)		
			при h , мм		
			от 2 до 6	от 6 до 18	св. 18 до 50
Шпонка	$h11, h9^{**}$	$h14$	-	-	-
Паз	-	$H15$	+0,1 0	+0,2 0	+0,3 0

* Для указанного размера те же предельные отклонения назначаются со знаком минус.
** При $h = 2 \div 6$ мм.

Таблица И.3 – Предельные отклонения по ширине b шпоночных соединений с призматическими шпонками (по ГОСТ 26360–78) и ориентировочное назначение посадок

Элемент соединения	Предельные отклонения размера b при соединении						
	любом	свободном		нормальном		плотном	
		на валу	во втулке	на валу	во втулке	на валу	во втулке
Шпонка	$h9$	-	-	-	-	-	-
Паз	-	$H9$	$D10$	$N9$	$Js9$	$P9$	$P9$
Для ширины пазов вала и втулки допускаются любые сочетания указанных выше полей допусков							
Ширина шпонки	$h9$	$h9$		$h9$		$h9$	
Ширина паза на валу	$P9$	$N9$		$N9$		$H9^* ; N9$	
Ширина паза во втулке	$Js9$	$D10^* ; Js9$		$D10^* ; Js9$		$D10$	
Назначение посадок	Для единичного и серийного производства	Для серийного и массового производства		Для серийного и массового производства		Для направляющих шпонок	

* Рекомендуется для соединений с длинными шпонками ($l > 2d$).
Примечания – Для термообработанных деталей допускаются предельные отклонения размера ширины паза вала $H11$, если это не влияет на работоспособность соединения.

Таблица И.4 – Допуски несопрягаемых размеров в соединениях с призматическими шпонками (по ГОСТ 23360–78)

Несопрягаемые размеры	Поля допусков
Высота шпонки	$h11$
Длина шпонки	$h14$
Длина шпоночного паза на валу	$H15$
Длина шпоночного паза во втулке	$H15$

Таблица И.5 – Размеры прямоугольных шлицевых соединений (по ГОСТ 1139–80)

$z \times d \times D$ (z – число зубьев)	b	d_1	a	c		r , не более	S_F , мм ³ /мм
		не менее		номинальный размер	предельное отклонение		
Легкая серия							
6×23×26	6	22,1	3,54	0,3	+0,2	0,2	66
6×26×30	6	24,6	3,85	0,3	+0,2	0,2	118
6×28×32	7	26,7	4,03	0,3	+0,2	0,2	126
8×32×36	6	30,4	2,71	0,4	+0,2	0,3	163
8×36×40	7	34,5	3,46	0,4	+0,2	0,3	182
8×42×46	8	40,4	5,03	0,4	+0,2	0,3	211
8×46×50	9	44,6	5,75	0,4	+0,2	0,3	230
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5	+0,3	0,5	440
8×56×62	10	53,8	6,38	0,5	+0,3	0,5	472
8×62×68	12	59,8	7,31	0,5	+0,3	0,5	520
10×72×78	12	69,6	5,45	0,5	+0,3	0,5	750
10×82×88	12	79,3	8,62	0,5	+0,3	0,5	850
10×92×98	14	89,4	10,08	0,5	+0,3	0,5	950
10×102×108	16	99,9	11,49	0,5	+0,3	0,5	1050
10×112×120	18	108,8	10,72	0,5	+0,3	0,5	1740
Средняя серия							
6×11×14	3,0	9,9	-	0,3	+0,2	0,2	34
6×13×16	3,5	12,0	-	0,3	+0,2	0,2	39
6×16×20	4,0	14,5	-	0,3	+0,2	0,2	76
6×18×22	5,0	16,7	-	0,3	+0,2	0,2	84
6×21×25	5,0	19,5	1,95	0,3	+0,2	0,2	97
6×23×28	6,0	21,3	1,34	0,3	+0,2	0,2	145
6×26×32	6,0	23,4	1,65	0,4	+0,2	0,3	191
6×28×34	7,0	25,9	1,70	0,4	+0,2	0,3	205
8×32×38	6,0	29,4	-	0,4	+0,2	0,3	308
8×36×42	7,0	33,5	1,02	0,4	+0,2	0,3	343
8×42×48	8,0	39,5	257	0,4	+0,2	0,3	396
8×46×54	9,0	42,7	-	0,5	+0,3	0,5	600
8×52×60	10,0	48,7	2,44	0,5	+0,3	0,5	672
8×56×65	10,0	52,2	2,50	0,5	+0,3	0,5	854

Окончание таблицы И.5

$z \times d \times D$ (z – число зубьев)	b	d_1	a	c		r , не более	S_F , мм ³ /мм
		не менее		номинальный размер	предельное отклонение		
8×62×72	12,0	57,8	2,40	0,5	+0,3	0,5	1072
10×72×82	12,0	67,4	-	0,5	+0,3	0,5	1540
10×82×92	12,0	77,1	3,00	0,5	+0,3	0,5	1740
10×92×102	14,0	87,3	4,50	0,5	+0,3	0,5	1940
10×102×112	16,0	97,7	6,30	0,5	+0,3	0,5	2140
10×112×125	16,0	106,3	4,40	0,5	+0,3	0,5	3260
Тяжелая серия							
10×16×20	2,5	14,1		0,3	+0,2	0,2	126
10×18×23	3,0	15,6		0,3	+0,2	0,2	195
10×21×26	3,0	18,5		0,3	+0,2	0,2	223
10×23×29	4,0	20,3		0,3	+0,2	0,2	312
10×26×32	4,0	23,0		0,4	+0,2	0,3	370
10×28×35	4,0	24,4		0,4	+0,2	0,3	426
10×32×40	5,0	28,0		0,4	+0,2	0,3	576
10×36×45	5,0	31,3		0,4	+0,2	0,3	749
10×42×52	6,0	36,9		0,4	+0,2	0,3	978
10×46×56	7,0	40,9		0,5	+0,3	0,5	1020
16×52×60	5,0	47,0		0,5	+0,3	0,5	1340
16×56×65	5,0	50,6		0,5	+0,3	0,5	1690
16×62×72	6,0	56,1		0,5	+0,3	0,5	2140
16×72×82	7,0	65,9		0,5	+0,3	0,5	2460
20×82×92	6,0	75,6		0,5	+0,3	0,5	3480
20×92×102	7,0	85,5		0,5	+0,3	0,5	3880
20×102×115	8,0	94,0		0,5	+0,3	0,5	5970
20×112×125	9,0	104,0		0,5	+0,3	0,5	6520
<p>Примечания</p> <p>1 Боковые стороны зубьев вала должны быть параллельны оси симметрии зуба до пересечения с окружностью диаметра d.</p> <p>2 Фаска у пазов отверстия втулки может быть заменена закруглением радиуса f.</p> <p>3 Размер a в соединениях легкой и средней серий дан для валов исполнения A.</p> <p>4 Валы исполнения A тяжелой серии, как правило, методом обкатывания не изготавливаются.</p> <p>5 При центрировании по внутреннему диаметру валы изготавливаются в исполнениях A и C, при центрировании по наружному диаметру и боковым сторонам – в исполнении B.</p> <p>6 Размеры, приведенные в таблице, не распространяются на специальные шлицевые соединения.</p>							

Таблица И.6 – Рекомендуемые поля допусков и посадки для размеров D и b при центрировании по D (по ГОСТ 1139–80)

Поля допусков		Посадки
Втулки	Вала	
Для размера D		
$H7$	$f7; g6; h7; js6; n6$	$\frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{h7}; \frac{H7}{js6}; \frac{H7}{n6}$
$H8$	$e8$	$\frac{H8}{e8}$
Для размера b		
$F8$	$d9; e8; f7; f8; h8; h9; js7$	$\left(\frac{F8}{d9}\right); \frac{F8}{e8}; \frac{F8}{f7}; \frac{F8}{f8}; \frac{F8}{h8}; \frac{F8}{h9}; \frac{F8}{js7}$
$D9$	$d9; e8; f7; h8; h9; js7$	$\left(\frac{D9}{d9}\right); \frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f7}; \frac{D9}{h8}; \frac{D9}{h9}; \frac{D9}{js7}$
<p>Примечания</p> <p>1 Кроме указанных посадок, допускаются и другие.</p> <p>2 Сочетание посадок по размерам D и b стандартом не регламентировано (устанавливается конструктором).</p> <p>3 Посадки, заключенные в рамку, являются предпочтительными; посадки, указанные в скобках, по возможности не применять.</p> <p>4 Поле допуска $h9$ применяется при чистовом фрезеровании незакаленных шлицевых валов.</p> <p>5 При повышенных требованиях к точности допускается применение соседнего, более точного качества.</p>		

Таблица И.7 – Выбор посадок для различных способов центрирования

Поверхность, по которой производят центрирование	Подвижность соединения	Реверсивность передачи	Посадка		
			по центрирующему диаметру	по нецентрирующему диаметру	по боковым сторонам
d	Подвижное	Нереверсируемая	$H7/f7$	$H12/a11$	$F10/e9$
		Реверсируемая	$H7/g6$		$D9/h9$
D	Неподвижное	Нереверсируемая	$H7/js6$	-	$F8/f8$
		Реверсируемая	$H7/n6$	-	$F8/js7$
b	Неподвижное	-		d	$F8/js7$
				D	
				$-$	$H12/a11$

Таблица И.8 – Рекомендуемые поля допусков и посадки для размеров d и b при центрировании по d (по ГОСТ 1139–80)

Поля допусков		Посадки
Втулки	Вала	
Для размера d		
$H7$	$f7; g6; h7; js6; js7; n6$	$\frac{H7}{f7}; \frac{H7}{g6}; \frac{H7}{h7}; \frac{H7}{js6}; \frac{H7}{js7}; \frac{H7}{n6}$
$H8$	$e8$	$\frac{H8}{e8}$
Для размера b		
$F8$	$f7; f8; h7; js7; k7$	$\frac{F8}{f7}; \frac{F8}{f8}; \frac{F8}{h7}; \frac{F8}{js7}; \frac{F8}{k7}$
$H8$	$h7; h8; js7$	$\frac{H8}{h7}; \frac{H8}{h8}; \frac{H8}{js7}$
$D9$	$e8; f8; e9; h9; k7$	$\frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f8}; \frac{D9}{e9}; \frac{D9}{h9}; \frac{D9}{k7}$
$F10$	$e8; f8; h7; e9; h9; js7; k7$	$\frac{F10}{e8}; \frac{F10}{f8}; \frac{F10}{h7}; \frac{F10}{e9}; \frac{F10}{h9}; \frac{F10}{js7}; \frac{F10}{k7}$
<p>Примечания</p> <p>1 См. примечания к таблице И.6 (кроме пункта 2).</p> <p>2 Сочетание посадок по размерам d и b стандартом не регламентировано (устанавливается конструктором).</p> <p>3 Поле $F10$ рекомендуется только для закаленных нешлифованных втулок.</p>		

Таблица И.9 – Рекомендуемые поля допусков и посадки для размера b при центрировании по b (по ГОСТ 1139–80)

Поля допусков		Посадки
Втулки	Вала	
$F8$	$d9; e8; f8; e9; h9; js7$	$\left(\frac{F8}{d9}\right); \frac{F8}{e8}; \frac{F8}{f8}; \frac{F8}{e9}; \frac{F8}{h9}; \frac{F8}{js7}$
$D9$	$d9; e8; f8; e9; h9; js7; k7$	$\left(\frac{D9}{d9}\right); \frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f8}; \frac{D9}{e9}; \frac{D9}{h9}; \frac{D9}{js7}; \frac{D9}{k7}$
$F10$	$d9; e8; f8; e9; h9; k7$	$\frac{F10}{d9}; \frac{F10}{e8}; \frac{F10}{f8}; \frac{F10}{e9}; \frac{F10}{h9}; \frac{F10}{k7}$
<p>Примечания</p> <p>1 См. примечания к таблице И.6 (кроме пунктов 2, 4).</p> <p>2 Поле $e9$ рекомендуется для незакаленных сталей.</p>		

Таблица И.10 – Поля допусков не центрирующих размеров (по ГОСТ 1139–80)

Не центрирующий диаметр	Вид центрирования	Поле допуска	
		Вала	Втулки
d	По D и b	См. d_1 в таблице И.5	$H11$
D	По d и b	$a11$	$H12$

ДЛЯ ЗАМЕТОК

РЕПОЗИТОРИЙ БГАТУ

Учебное издание

**ТРЕБОВАНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ
ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЧЕРТЕЖЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Пособие

Составители:

Романюк Николай Николаевич,
Сашко Константин Владимирович,
Клавсуть Петр Владимирович,
Сокол Ольга Васильевна

Ответственный за выпуск *В. Н. Основин*
Редактор *Н. А. Антипович*
Компьютерная верстка *О. В. Сокол*

Подписано в печать 14.10.2014 г. Формат 60×84¹/₈.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 19,99. Уч.-изд. л. 15,62. Тираж 150 экз. Заказ 377.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий
№ 1/359 от 09.06.2014.
№ 2/151 от 11.06.2014.
Пр-т Независимости, 99–2, 220023, Минск.