

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ, МЕХАНИКИ И ОПТИКИ

ИНСТИТУТ ХОЛОДА И БИОТЕХНОЛОГИЙ



А.Ф. Иголкин, С.А. Вологжанина, О.А. Федорова

**РАСЧЕТ И ВЫБОР
ПОСАДОК И ПАРАМЕТРОВ
ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ
ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ОБОРУДОВАНИЯ
ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ**

Учебно-методическое пособие



Санкт-Петербург
2013

УДК 621.753

Иголкин А.Ф., Вологжанина С.А., Федорова О.А. Расчет и выбор посадок и параметров геометрической точности деталей и узлов оборудования пищевых производств: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. – 79 с.

Изложены методика, порядок выполнения расчетов и выбора посадок для гладких сопряжений, соединений с подшипниками качения, шпоночных и шлицевых соединений, зубчатых колес, резьбовых соединений, расчет размерных цепей.

Приведены справочные материалы по допускам и посадкам, необходимые для выполнения курсовой работы по дисциплине «Стандартизация и сертификация» для студентов очной и заочной форм обучения направления 151000.

Рецензент: кандидат техн. наук, доц. К.М. Федоров

**Рекомендовано к печати редакционно-издательским советом
Института холода и биотехнологий**



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена программа его развития на 2009–2018 годы. В 2011 году Университет получил наименование «Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики».

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2013

© Иголкин А.Ф., Вологжанина С.А., Федорова О.А., 2013

ВВЕДЕНИЕ

Одним из основных показателей качества машиностроительной продукции является геометрическая точность деталей и соединений. Геометрическая точность деталей машин определяется следующими показателями: допуском на размер, допусками формы и расположения поверхностей, шероховатостью поверхности. Повышение геометрической точности приводит к повышению качества машиностроительной продукции, но повышает стоимость изготовления. Для оптимизации затрат при достижении требуемой точности применяется принцип взаимозаменяемости, позволяющий обеспечить кооперацию, концентрацию и специализацию производства, сократить сроки и повысить качество изготовления и ремонта.

Основой взаимозаменяемости является стандартизация. Стандарты в области геометрической точности деталей машин объединены в «Единую Систему Допусков и Посадок» (ЕСДП). ЕСДП построена на основе стандартов ISO, аккумулирующих международный опыт, что делает ЕСДП доступной для использования в различных странах.

Для выполнения курсовой работы необходимо освоить основные термины и определения, а также принципы построения ЕСДП. Эти вопросы изучаются на лекциях и практических занятиях или самостоятельно по учебной литературе [1, 2].

К основным терминам и определениям относятся: основные понятия о размерах, соединениях, допусках и посадках; номинальный, предельные, действительные размеры, предельные и действительные отклонения, свободные и сопрягаемые размеры, параметрические ряды, нормальные линейные размеры, схемы полей допусков, понятия о соединениях, зазорах и натягах, три группы посадок, схемы полей допусков трех групп посадок, предельные зазоры и натяги, допуск посадки.

Основные принципы построения ЕСДП: система отверстия (СА) и система вала (СВ), единица допуска, квалитеты, интервалы диаметров, нормальная температура измерения, поля допусков, предпочтительные поля допусков, посадки, рекомендуемые посадки, обозначение полей допусков и посадок на чертежах, общие допуски.

Качество поверхности, волнистость и шероховатость, параметры шероховатости, обозначение шероховатости на чертежах.

Отклонения формы и расположения поверхностей, суммарные отклонения формы и расположения, обозначение отклонений на чертежах, зависимые допуски.

В качестве задания на курсовую работу студент получает сборочный чертеж узла механизма в масштабе 1:1 и исходные данные, необходимые для расчетов. В результате выполнения курсовой работы необходимо назначить посадки на указанные на чертеже сопряжения и выполнить детализовку входящих в узел деталей с указанием геометрической точности поверхностей.

Выполнение курсовой работы разбито на несколько этапов:

- расчет и выбор посадок предложенного узла;
- расчет и выбор шероховатости поверхности деталей;
- расчет и выбор отклонений формы и расположения поверхностей;
- выбор параметров точности шлицевых и шпоночных соединений;
- расчет и выбор параметров соединений с подшипниками качения;
- расчет размерной цепи (прямая задача);
- расчет и выбор параметров зубчатых передач и соединений с зубчатыми колесами.

1. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК ПРЕДЛОЖЕННОГО УЗЛА

Методы выбора посадок гладких цилиндрических соединений предусмотренных ГОСТ 25347-82.

Выбор посадок производится одним из трех методов.

1. Метод прецедентов, или аналогов. Посадка выбирается по аналогии с посадкой в надежно работающем узле. В нашем случае метод неприемлем из-за отсутствия опыта эксплуатации подобных механизмов.

2. Метод подобия. Посадки выбираются на основании рекомендаций отраслевых технических документов и литературных источников. Этот метод позволяет довольно точно определить посадку в зависимости от условий работы сопряжения.

3. Расчетный метод является наиболее обоснованным методом выбора посадок. Посадки рассчитываются на основании полуэмпирических зависимостей.

При любом методе новые опытные образцы изделий перед запуском в серийное производство проходят целый ряд испытаний, по результатам которых посадки могут корректироваться.

В данной работе посадки гладких соединений следует выбирать методом подобия. Рекомендуемые посадки в ЕСДП приведены в табл. 1.1 приложения. В первую очередь применяются предпочтительные посадки.

Посадки с натягом

Назначение: создание неподвижного соединения за счет сил упругих деформаций деталей.

Особенности применения: существуют в высоких качествах (до 8-го), неразборные (не предусматривают повторную разборку-сборку), как правило без дополнительного крепежа.

Области применения некоторых рекомендуемых посадок с натягом.

Посадки $H7/p6$; $P7/h6$ – имеют минимальный гарантированный натяг. Обладают хорошим центрированием. Применяются для сопряжения тяжело нагруженных зубчатых колес, втулок, для установки тонкостенных втулок и колец в корпуса.

Посадки $H7/r6$, $R7/h6$ – для соединения деталей, воспринимающих средние крутящие моменты – соединение втулок подшипников скольжения с корпусом, кондукторных втулок.

Посадки $H7/s6$, $S7/h6$, $H8/s7$ применяются для сопряжения деталей, передающих значительные крутящие моменты и осевые нагрузки.

Посадки $H7/t6$, $T7/h6$ применяется для крепления деталей, испытывающих значительные комплексные (изгиб, кручение, осевое нагружение) и динамические нагрузки – например, крепление колонн и стоек.

Посадки $H7/u7$, $H8/u7$, $U8/h7$ применяют в тяжело нагруженных ответственных соединениях, испытывающих динамические нагрузки, в которых смещение деталей относительно друг друга недопустимо.

Примеры применения: вагонные колеса на осях, бронзовые венцы червячных колес на стальных ступицах, пальцы эксцентриков и кривошипов с дисками.

Переходные посадки

Назначение: создание соединения с высоким центрированием деталей.

Особенности применения посадок: существуют в высоких качествах (до 8-го), разборные, применяются в неподвижных соединениях, неподвижность обеспечивается дополнительным крепежом (шпонки, штифты, винты и т.п.)

Области применения переходных посадок

Посадки $H7/js6$; $Js7/h6$; $H8/js7$; $Js8/h7$ – вероятность получения зазора 95–99%. Применяется для часторазбираемых соединений, передающих небольшие нагрузки, например – сменные зубчатые колеса. Кроме того эти посадки применяют при большой длине сопряжения.

Посадки $H7/k6$, $K7/h6$, $H8/k7$, $K8/h7$ – вероятность получения зазора 40...70%. Обладают хорошим центрированием. Сборка и разборка производится без значительных усилий, широко применяется для сопряжения зубчатых колес, шкивов, маховиков, муфт с валами.

Посадки $H7/m6$; $M7/h6$, $H8/m7$; $M8/h7$ – вероятность получения натяга 60...90%. Сборка и разборка осуществляется при значительных усилиях. Разбираются, как правило, только при ремонте. Посадки применяются для сопряжения зубчатых колес, шкивов, маховиков, муфт с валами. Основная посадка для штифтов, фиксирующих взаимное положение деталей. При частой разборке штифтов применяют посадки $G7/m6$, $F7/m6$, а для крепежного соединения – $Js7/m6$, $K7/m6$.

Посадки $H7/n6$, $N7/h6$, $H8/n7$, $N8/h7$ – вероятность получения натяга 90...99%. Сборка и разборка осуществляется при значительных усилиях: для соединения деталей применяются прессы. Разбираются, как правило, только при капитальном ремонте. Применяются для тяжело нагруженных редкоразбираемых соединений (зубчатых колес, муфт, кривошипов).

Посадки с зазором

Назначение: создание подвижного соединения, а также для облегчения сборки.

Особенности: существуют во всех квалитетах.

Посадки H/h – наименьший зазор в посадках равен нулю. Они установлены во всем диапазоне точностей сопрягаемых размеров (4... 12-й квалитеты). Рекомендованными являются посадки $H7/h6$, $H8/h7$, $H8/h8$, $H11/h11$. В точных квалитетах они применяются как центрирующие посадки, т. е. обеспечивают высокую степень совпадения центра вала с центром сопрягаемого с ним отверстия. Допускают медленное вращение и продольное перемещение, чаще всего используемое при настройках и регулировках. Посадки в более грубых квалитетах (с 9-го по 12-й) предназначены для неподвижных и подвижных соединений малой точности. Применяются для посадки неотвественных шарниров, роликов, крышек и т.п.

Посадки $H7/g6$, $G7/h6$ – обладают минимальным по сравнению с другими посадками гарантированным зазором. Применяются для плавных, чаще всего возвратно-поступательных перемещений, допускают медленное вращение при малых нагрузках.

Посадки $H7/f7$, $H7/e8$, $H8/e8$, $H8/d9$, $H9/d9$, $F8/h6$, $E9/h8$ применяются в подшипниках скольжения при малых (f), средних (e), и высоких (d) скоростях вращения, причем в основном в системе вала. Посадки с большими зазорами выбирают при увеличении скорости вращения, длины сопряжения и количества опор.

Посадки $H7/c8$, $H8/c8$ применяют в соединениях, работающих при высокой температуре эксплуатации.

Посадки $H11/d11$ применяют для соединений деталей грубой точности, не влияющих на работу узла – крышки, распорные втулки в корпусах и осях и т.п.

Выбор системы СА или СВ

Система отверстия применяется чаще по экономическим соображениям, поскольку получение точных отверстий дороже из-за уменьшения режимов обработки и применения специальных высокоточных инструментов, а изменение поля допуска отверстия приводит к замене инструмента и оснастки. Валы же независимо от их размера обрабатывают одним и тем же резцом или шлифовальным кругом.

В некоторых случаях по конструктивным соображениям приходится применять систему вала: если вал нельзя обрабатывать (стандартная или покупная деталь), если вал можно не обрабатывать (точность заготовки соответствует точности детали например, холод-

нотянутый прокат), если вал одного номинального размера соединяется с несколькими отверстиями по разным посадкам.

Иногда целесообразно применять посадки, образованные таким сочетанием полей допусков отверстия и вала, когда ни одна из деталей не является основной. Такие посадки называются внесистемными или комбинированными.

Примеры выбора посадок на сборочном чертеже приведены в электронном учебном пособии [3].

Выбранные посадки указываются над соответствующей размерной линией, номинальный размер измеряется на чертеже и округляется до ближайшего нормального линейного размера ряда $Ra40$ (табл. 1.2 приложения).

2. РАСЧЕТ И ВЫБОР ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛЕЙ

Требования к шероховатости поверхности деталей устанавливают исходя из функционального назначения поверхности. Значения параметров шероховатости назначают в зависимости от точности размера, характера соединения. ГОСТ 2789-73 в качестве предпочтительного выбирает параметр Ra , поскольку измерение этого параметра обеспечено надежными и эффективными средствами измерения.

Величина шероховатости определяется различными способами:

- по требованиям ГОСТов, например ГОСТ 3325-85 задает шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий в корпусах под подшипники качения;

- шероховатость выбирается по рекомендации справочников и отраслевых технических документов. Примеры рекомендаций по нормированию шероховатости приведены в табл. 2.1 приложений;

- шероховатость оценивается по ее влиянию на характер соединения. В процессе эксплуатации или сборки величина шероховатости изменяется вследствие износа или деформации, что приводит к изменению величины зазоров и натягов. Влияние изменения шероховатости на параметры соединений рассчитывают по значению параметра Rz и считается что при $Rz < 0,25T_{детали}$ влияние шероховатости на характер соединения незначительно. Величина Ra соответствует

0,2...0,25 величины Rz , следовательно, параметр Ra должен быть не более 5...6 % допуска детали.

Шероховатость несопрягаемых поверхностей, полученной механической обработкой выбирается Ra 6,3...12,5. Шероховатость необрабатываемых поверхностей соответствует шероховатости заготовки.

3. РАСЧЕТ И ВЫБОР ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Отклонения формы и расположения должны обеспечить достижение заданных эксплуатационных параметров, надежность и долговечность работы узлов и механизмов.

Величина и виды отклонений формы и расположения определяется различными способами:

– по требованиям ГОСТов, например ГОСТ 3325-85 задает отклонения формы и расположения посадочных поверхностей валов и отверстий в корпусах под подшипники качения;

– отклонения формы и расположения выбираются по рекомендациям справочников и отраслевых технических документов, например рекомендаций по отклонениям расположения шпоночных и шлицевых соединений;

– величина отклонений формы и расположения определяется расчетом, например отклонения расположения посадочных поверхностей под зубчатые колеса и заготовок зубчатых колес рассчитываются по значению показателей точности работы зубчатой передачи. Расчетные значения допусков должны быть округлены до базовых значений допусков формы и расположения (табл. 3.1 приложений).

Если отклонения формы и расположения не указаны на поверхности детали то отклонение формы и параллельности ограничиваются пределами поля допуска размера, а отклонения прямолинейности, плоскостности и расположения задаются классом точности общих допусков в технических условиях чертежа, например: «Общие допуски ГОСТ 30893.2 – mK », где K – класс точности общих допусков формы и расположения. Выбор класса точности (H, K или L) осуществляется с учетом возможностей производства и функциональных требований к детали.

4. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ТОЧНОСТИ ШЛИЦЕВЫХ И ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шпоночные соединения предназначены для передачи крутящего момента. Размеры шпоночных соединений с призматическими, сегментными и клиновыми шпонками стандартизованы. Призматические шпонки позволяют получать как неподвижные так и скользящие соединения, а сегментные и клиновые – только неподвижные. Наиболее часто применяются призматические шпоночные соединения. Размеры призматических шпоночных соединений приведены в табл. 4.1 приложения.

Сопряжение шпонки с пазом вала и пазом втулки осуществляется по ширине b . Стандартом предусмотрено 3 вида шпоночных соединений: свободное, нормальное и плотное. Поля допусков шпонки, паза вала и паза втулки при этих видах соединений приведены в табл. 4.2 приложений. Посадки назначаются в системе вала поскольку один вал (шпонка) соединяется с двумя отверстиями (паз вала и паз втулки) по разным посадкам. Свободное соединение применяется для направляющих шпонок, когда втулка имеет возможность перемещаться вдоль шпонки. Нормальное соединение применяется в неподвижных соединениях, собирается с небольшими усилиями, что позволяет применять автоматическую сборку и сборку на конвейере. Плотное соединение назначают при ударных и реверсивных нагрузках, в соединении возникают значительные натяги, что предусматривает индивидуальную сборку.

Предельные отклонения параметров шпоночных пазов в соединениях с призматическими шпонками приведены в табл. 4.3 приложений.

Длина шпоночного паза вала выполняется по $H15$, длина шпонки – по $h14$, высота шпонки – по $h11$.

Шероховатость поверхностей шпоночных пазов ГОСТом не нормируется и по рекомендациям справочной литературы назначается следующей: на боковые поверхности пазов $Ra\ 0,8\dots 3,2$, на дно паза вала $Ra\ 12,5$, на дно паза втулки $Ra\ 6,3$.

Выбор отклонений расположения шпоночных пазов определяется конкретными условиями сборки. Характер шпоночного соединения может нарушаться вследствие непараллельности и несиммет-

ричности оси шпоночного паза относительно оси вала или втулки. Для сохранения заданных параметров сопряжения рекомендуется назначать допуск параллельности равный 0,5 допуска шпонки, а допуск симметричности 2 допуска шпонки. Расчетные значения допусков округляют до базовых значений (табл. 3.1 приложений).

Иногда на чертежах шпоночных пазов указывают только допуск симметричности равный 0. Это не означает, что деталь должна быть изготовлена с абсолютной точностью, а лишь отражает суть контроля шпоночного паза комплексным калибром «проходит – не проходит».

При обозначении допусков шпоночных соединений следует помнить, что поля допусков на ширину шпоночных пазов не предусмотрены ГОСТ 25347-82 и на чертеже вала и втулки необходимо указать не только поле допуска, но и числовые значения предельных отклонений.

Примеры обозначения шпоночных соединений приведены на рис.1.

Шлицевые соединения имеют то же назначение, что и шпоночные, но позволяют передавать значительно большие крутящие моменты и получать высокую соосность соединяемых деталей. По форме шлицов соединения делятся на прямобоочные, эвольвентные и треугольные. Наиболее распространенные прямобоочные соединения, эвольвентные передают наибольший крутящий момент и обладают наилучшим центрированием, но наиболее дороги в изготовлении, треугольные обычно применяются в тонкостенных втулках (авиация, космос) и их размеры не гостированы.

Размеры прямобоочных шлицевых соединений приведены в табл. 4.4 приложений.

Стандарты предусматривают 3 вида центрирования шлицевых прямобоочных соединений: по наружному диаметру D , по внутреннему диаметру d , и по боковым сторонам шлица b .

Центрирование по наружному диаметру D применяют для неподвижных соединений, реже для подвижных, сменных деталей. Этот вид центрирования наиболее прост при изготовлении.

Центрирование по внутреннему диаметру d применяют для подвижных соединений деталей подвергаемых термообработке. Этот способ наиболее сложный в изготовлении.

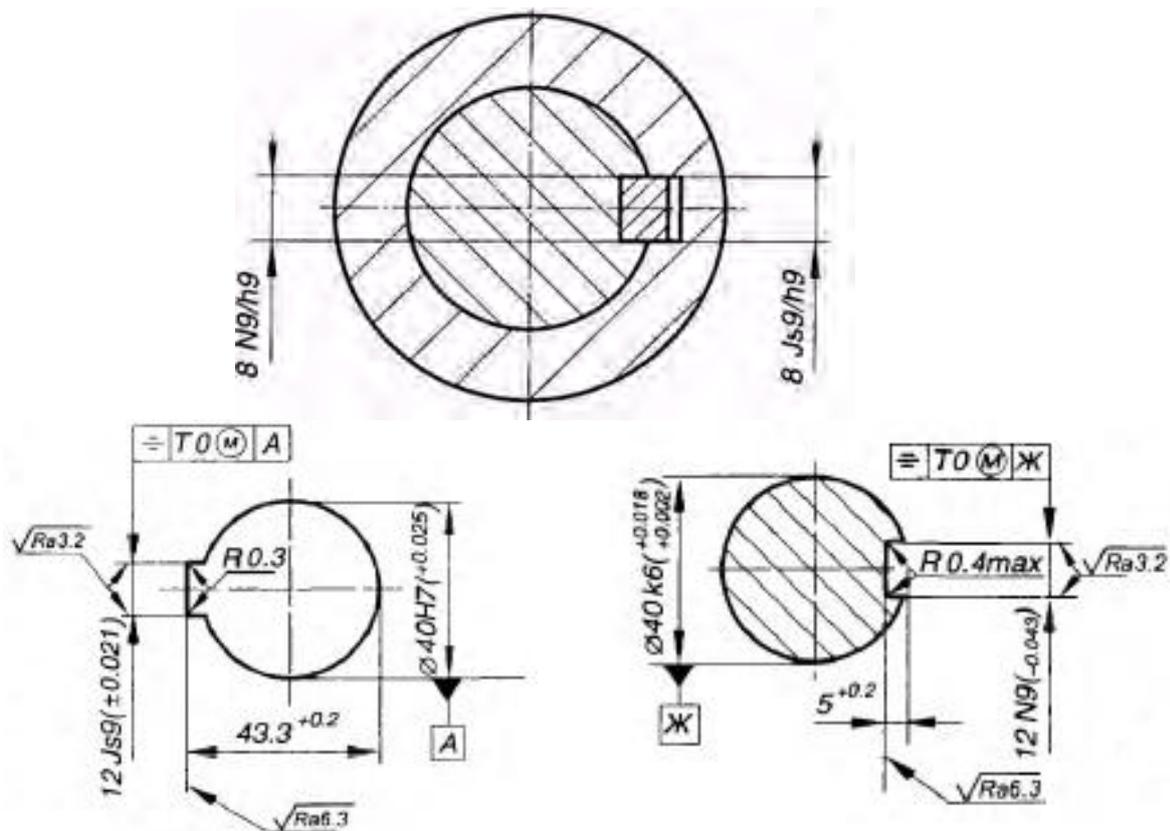


Рис. 1

Центрирование по боковым сторонам шлица b применяют в тихоходных передачах при больших крутящих моментах, а также при реверсивных и ударных нагрузках.

Рекомендуемые поля допусков шлицевых соединений при центрировании по D приведены в табл. 4.5 приложений, при центрировании по d приведены в табл. 4.6 приложений, при центрировании по b приведены в табл. 4.7 приложений, поля допусков нецентрирующих размеров в табл. 4.8 приложений. При центрировании по D посадки для D и b выбирают из таблицы 4.5, а для d из таблицы 4.8; при центрировании по d посадки для d и b выбирают из таблицы 4.6, а для D из таблицы 4.8; при центрировании по b посадки для b выбирают из таблицы 4.7, а для D и d из таблицы 4.8 приложений.

Если размер D нецентрирующий назначается посадка $H12/a11$, если нецентрирующий размер d на сборочном чертеже посадка для d не указывается, на чертеже втулки назначается $H11$, а на чертеже вала предельные отклонения рассчитываются по величине d_1 , например при $d=56$, $d_1=53,6$, поле допуска $56_{(-2,4)}$.

Пример обозначения шлицевого прямобочного соединения приведен на рис.2.

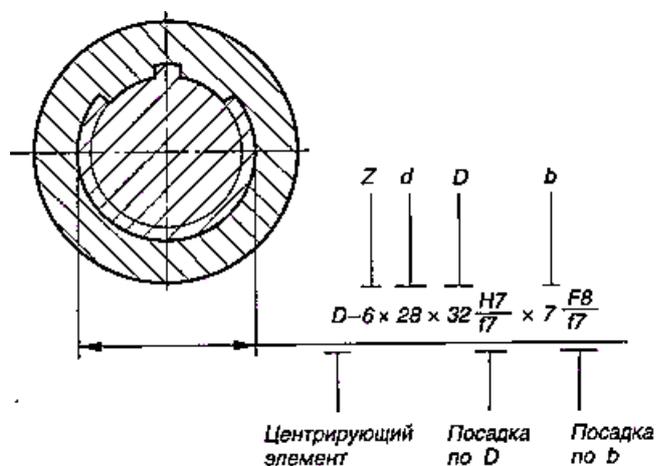


Рис. 2

Обозначение шлицевого соединения с центрированием по D:

для соединения $D-8 \times 36 \times 40 \frac{H7}{f7} \times 7 \frac{F8}{f7}$

для отверстия этого соединения $D-8 \times 36 \times 40 H7 \times 7 F8$

для вала $D-8 \times 36 \times 40 f7 \times 7 f8$

Обозначение шлицевого соединения с центрированием по d:

для соединения $d-8 \times 36 \frac{H7}{f7} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{h9}$

для отверстия этого соединения $d-8 \times 36 H7 \times 40 H12 \times 7 D9$

для вала $d-8 \times 36 f7 \times 40 a11 \times 7 h9$

Обозначение шлицевого соединения с центрированием по b:

для соединения $b-8 \times 36 \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{f8}$

для отверстия этого соединения $b-8 \times 36 \times 40 H12 \times 7 D9$

для вала $b-8 \times 36 \times 40 a11 \times 7 f8$

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев применяются для подвижных и неподвижных соединений.

К основным параметрам относятся:

D – наружный диаметр зубьев, номинальный диаметр соединения;

m – модуль;

z – число зубьев;

$\alpha = 30^\circ$ – угол профиля.

Остальные параметры вычисляются по зависимостям ГОСТ 6033–80 (таблица 1).

Таблица 1

Основные параметры шлицевых эвольвентных соединений

Центрирование по боковым поверхностям зубьев		Центрирование по наружному диаметру	
Номинальный диаметр окружности впадин вала	d_f	$d_{fmax} = D - 2.2m$	
Номинальный диаметр окружности вершин зубьев вала: при центрировании по боковым поверхностям зубьев при центрировании по наружному диаметру	d_a	$d_a = D - 0.2m$ $d_a = D$	

Номинальные значения основных параметров приведены в табл. 4.9 приложений.

В шлицевых соединениях с эвольвентным профилем зубьев применяются следующие способы относительного центрирования вала и втулки: по боковым поверхностям зубьев, по наружному диаметру D и допускается центрирование по внутреннему диаметру.

Наибольшее распространение получил способ центрирования по боковым поверхностям зубьев. Центрирование по внутреннему диаметру не рекомендуется.

ГОСТ 6033-80 установлены допуски и посадки для различных способов центрирования. Примеры выбора посадок приведены в табл. 4.10 приложения.

Обозначения шлицевых эвольвентных соединений должны содержать номинальный диаметр, модуль, обозначение посадки (полей допусков вала и отверстия) и номер стандарта.

Примеры обозначения:

– при центрировании по боковым поверхностям зубьев.

$D = 50$ мм; $m = 2$ мм; посадка по боковым поверхностям $s(e) - \frac{9H}{9g}$:

соединение $50 \times 2 \times \frac{9H}{9g}$ ГОСТ 6033–80

вал $50 \times 2 \times 9g$ ГОСТ 6033–80

отверстие $50 \times 2 \times 9H$ ГОСТ 6033–80

– при центрировании по наружному диаметру. $D = 50$ мм;

$m = 2$ мм; посадка по центрирующему диаметру $D - \frac{H7}{g6}$ и по бо-

вым поверхностям $s(e) - \frac{9H}{9h}$:

соединение $50 \times 7 \frac{H7}{g6} \times 2 \times \frac{9H}{9h}$ ГОСТ 6033–80

вал $50 \times g6 \times 2 \times 9h$ ГОСТ 6033–80

отверстие $50 \times H7 \times 2 \times 9H$ ГОСТ 6033–80

Рекомендованная шероховатость поверхности шлицевых соединений приведена в табл. 2.1 приложений.

Рекомендуемые допуски симметричности боковых сторон шлицев приводятся в табл. 4.11 приложений. Если контроль шлицевых валов и втулок осуществляется комплексным калибром, отклонения расположения не указываются, поскольку комплексный калибр контролирует суммарный допуск, включающий в себя допуск на ширину, отклонение формы и расположения профиля шлицев.

5. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ СОЕДИНЕНИЙ С ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения – самые распространенные стандартные узлы, позволяют значительно снизить трение при вращении деталей. Подшипники состоят из наружного, внутреннего колец и тел враще-

ния-шариковые, роликовые цилиндрические или конические, игольчатые. Подшипники делятся на радиальные – воспринимающие только радиальную нагрузку, радиально-упорные – воспринимающие как радиальную, так и осевую нагрузку, и упорные – воспринимающие только осевую нагрузку.

Каждому типоразмеру подшипника соответствует условное обозначение (номер).

Номинальные размеры радиальных однорядных подшипников приведены в табл. 5.1 приложений, однорядных конических подшипников – в табл. 5.2 приложений.

Точность изготовления шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников определяется классами точности 0, 6, 5, 4, 2, Т (ГОСТ 520-89). Наиболее часто применяются подшипники 0-го и 6-го класса точности, а при большой частоте и высокой точности вращения – 5-го и 4-го класса точности. Невысокая жесткость наружного и внутреннего кольца подшипников и высокие внутренние напряжения после термообработки приводят к деформации колец (овальности). Величина этой деформации регламентируется отклонениями единичного диаметра ds (Ds). После соединения подшипника с деталями (валом и отверстием) кольца подшипников принимают правильную форму, а диаметр колец – среднюю величину $dmp = (ds_{нб} - ds_{нм})/2$. Этот размер определяет зазоры и натяги, возникающие в соединении. Точность среднего диаметра задается отклонениями на dmp .

Отклонения среднего и единичного диаметра внутренних и наружных колец шариковых и роликовых радиальных подшипников, а также роликовых конических подшипников качения приведены в табл. 5.3.....5.6 приложений.

Соединение подшипников качения с валами и корпусами осуществляется в соответствии с ГОСТ 3325-85. Поля допусков присоединяемых деталей выбираются в зависимости от характера нагружения и конструктивных особенностей. Различают 3 вида нагружения – циркуляционное, местное и колебательное. Если радиальная нагрузка постоянна по направлению и величине, то вращающееся кольцо будет циркуляционно-нагруженным (нагрузка в точке контакта кольца с телом качения меняется от max при совпадении с направлением силы, до 0 в противоположном положении), а неподвижное кольцо – местно-нагруженным (нагрузка в точке контакта

кольца с телом качения постоянна: max в точке совпадения с направлением силы, и 0 в противоположном положении). Колебательное нагружение возникает если нагрузка, действующая на подшипник, не постоянна по направлению и величине.

Посадки подшипников качения выбирают так, чтобы вращающееся кольцо подшипника соединялось с контрдеталью по посадке с натягом, а неподвижное кольцо по посадке с зазором. Посадки с натягом обеспечивают хороший контакт сопрягаемых поверхностей, что приводит к уменьшению удельного давления на сопрягаемых поверхностях, предотвращает развальцовку вала и проскальзывание соединяемых деталей. Посадки с зазором позволяют кольцу подшипника понемногу проворачиваться, предотвращая тем самым местный износ неподвижного кольца.

Поля допусков подшипников качения отличаются от полей допусков основного отверстия и вала, поэтому характеристики посадок в СА и СВ отличаются от аналогичных посадок подшипников качения. Поле допуска внутреннего кольца подшипника направлено в минус и для получения натягов применяют поля допусков с основным отклонением j_s, k, m, n , а для получения зазоров g или f .

Для наружного кольца для посадок с натягом применяют отверстия с основными отклонениями P, N, M , а для посадок с зазором G, H, J_s .

Точность присоединительных размеров валов и отверстий под подшипники качения регламентируется ГОСТ 3325-85.

Точность размеров:

для подшипников 0 и 6 класса точности вал должен иметь 6 квалитет, отверстие 7 квалитет.

для подшипников 5 и 4 класса точности вал должен иметь 5 квалитет, отверстие 6 квалитет.

Шероховатость поверхности:

шероховатость валов, отверстий и опорных торцов валов и корпусов приведена в табл. 5.7 приложений.

Отклонения формы и расположения поверхностей:

ГОСТом регламентируется круглость и профиль продольного сечения отверстий и валов (табл. 5.8 приложений) и торцовое биение заплечиков (табл. 5.9 приложений).

Последовательность выбора посадок в соединениях с подшипниками качения.

По согласованию с преподавателем студент выбирает на сборочном чертеже подшипник, измеряет внутренний d и наружный D диаметры колец. По этим двум диаметрам из таблиц 5.1, 5.2 приложений выбирается соответствующий шарико- или роликоподшипник, выписывается его номер, стандартные d, D, B, r .

Принимаем подшипник 0 класса точности.

2. Рассчитывается интенсивность нагрузки поверхности под циркуляционно нагруженное кольцо, Н/м.²

$$P_R = \frac{P}{B - 2r} \cdot k_{\pi} \cdot F \cdot F_A$$

где P – расчетная радиальная реакция опоры, Н; (задается в исходных данных)

B – ширина кольца, м; r – радиус закругления колец подшипника, м;

$(B - 2r)$ – рабочая ширина посадочного места подшипника, м;

k_{π} – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки.

k_{π} изменяется от 1 до 1,8 в зависимости от условий работы. При нормальном режиме работы с умеренными толчками, вибрацией и перегрузкой до 150 % $k_{\pi} = 1$, а при тяжелом режиме работы, т. е. с сильными ударами, вибрацией и перегрузке до 300 % $k_{\pi} = 1,8$;

F – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале и тонкостенном корпусе. Коэффициент F для вала изменяется в пределах от 1 до 3. При сплошном вале $F = 1$. Для корпуса коэффициент F изменяется от 1 до 1,8;

F_A – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки на опору. Коэффициент изменяется в пределах от 1 до 2. Для однорядных подшипников $F_A = 1$.

Из табл. 2 по рассчитанному значению P_R взбирается поле допуска для посадочной поверхности вала.

Таблица 2

Допускаемые интенсивности нагрузок на посадочных поверхностях валов

Диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника, мм		Поля допусков для валов			
		j_6	k_6	m_6	n_6
Свыше	До	Допустимое значение P_R , кН/м			
18	80	до 300	300 – 1400	1400 – 1600	1600 – 3000
80	180	до 600	600 – 2000	2000 – 2500	2500 – 4000
180	360	до 700	700 – 3000	3000 – 3500	3500 – 6000
360	630	до 900	900 – 3500	3500 – 5400	5400 – 8000

Из таблицы 3 выбирается поле допуска для отверстия в корпусе.

Таблица 3

**Поля допусков отверстий корпусов
под подшипники качения с местно-нагруженными кольцами**

Диаметр, мм	Поля допусков отверстий в неразъемных корпусах	Типы подшипников
Нагрузка спокойная или с умеренными толчками и вибрацией, перегрузка до 150 %		
до 80	$H7$	Все типы, кроме штампованных, игольчатых
св. 80 до 260 св. 260 до 500	$G7$	
Нагрузка с ударами и вибрацией, перегрузка до 300 %		
до 80	J_s7	Все типы, кроме штампованных, игольчатых, роликовых двухрядных
св. 80 до 260 св. 260 до 500	$H7$	

3. Выбранные посадки подшипникового соединения проставляются на сборочном чертеже. Поле допуска подшипника качения обозначается буквой L (l) с указанием класса точности подшипника, например, $L0$ – поле допуска внутреннего кольца подшипника 0 класса точности, $l0$ – поле допуска наружного кольца. Посадка на сборочном чертеже обозначается в виде дроби например $L0/k_6$ – для внутреннего кольца, $H7/l0$ – для наружного кольца.

4. Приводятся эскизы присоединительных поверхностей вала и отверстия с указанием размеров, шероховатости и допусков формы и расположения поверхностей.

Примеры обозначений посадок на сборочных чертежах, чертежах вала и отверстия приводятся в [1, 3].

6. РАСЧЕТ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ (ПРЯМАЯ ЗАДАЧА)

Точность взаимного расположения отдельных узлов и деталей в изделии обеспечивается на стадии проектирования. Расположение отдельных деталей в узле определяется их размерными связями. Размерные связи деталей образуют сборочные размерные цепи, представляющие собой расположенные по замкнутому контуру размеры, непосредственно влияющие на точность одного из размеров контура.

Размерная цепь состоит из исходного (замыкающего) звена и составляющих звеньев. Исходным звеном является размер, к которому предъявляется требование по точности, причем эта точность получается в процессе сборки сама собой после соединения всех деталей узла. Составляющие звенья – размеры, отклонения которых вызывают изменения размеров исходного звена. Точность составляющих звеньев получают при обработке деталей, входящих в узел.

Поскольку в каждом изделии существует большое количество исходных звеньев, а значит и множество размерных цепей, звенья одной цепи обозначают одной из букв русского, латинского или греческого алфавита. Например, A_1 , A_2 , A_3 и т. д. Исходный размер обозначают индексом Σ – A_Σ . Составление размерной цепи является нахождением размерных связей деталей, входящих в рассматриваемый узел.

На рис. 3 представлен узел цилиндрического зубчатого редуктора. Исходное звено A_Σ является зазором между правым торцом подшипника качения и крышкой. Величина этого зазора задается конструктором в зависимости от условий эксплуатации.

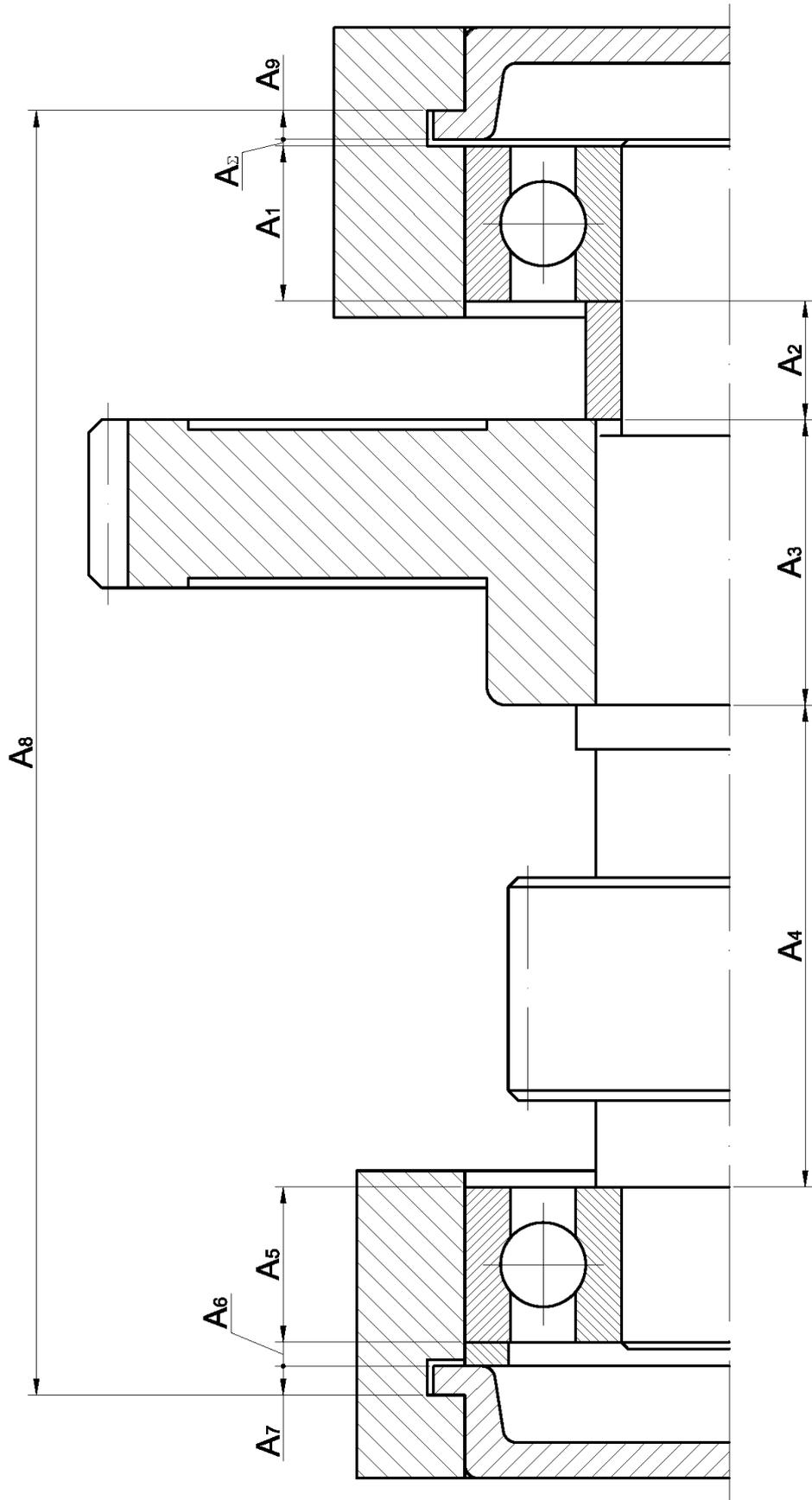


Рис. 3

При составлении размерной цепи следует выполнять два правила. Первое: каждое составляющее звено должно являться размером конкретной детали, т. е. от одной поверхности детали до другой поверхности этой же самой детали. Второе: на каждой детали должен быть задан только один размер.

В данном примере положение правого торца подшипника определяется его шириной A_1 от поверхности, положение которой задано исходным звеном, до поверхности, которой подшипник упирается в следующую деталь. На втулке составляющим звеном будет размер A_2 от поверхности, в которую упирается подшипник до поверхности, которой сама втулка упирается в следующую деталь. На зубчатом колесе составляющим будет размер A_3 , на валу A_4 , на левом подшипнике A_5 , на распорном кольце A_6 и на левой крышке A_7 .

Левая крышка своим торцом прижата к корпусу редуктора и изменять свое положение не может.

Второй поверхностью размера A_Σ является левый торец правой крышки. Его положение определяется размером A_9 . Таким образом, размер A_7 оканчивается на левом торце корпуса редуктора, а размер A_9 – на правом торце этого же корпуса. Поскольку эти две поверхности принадлежат одной и той же детали, их можно связать размером A_8 , получив тем самым замкнутый контур, состоящий из звеньев $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8, A_9$ и A_Σ . При увеличении размеров $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7, A_9$ размер A_Σ будет уменьшаться, следовательно, эти звенья уменьшающие, а при увеличении размера A_8 – увеличиваться, следовательно, это звено – увеличивающее.

Схема размерной цепи представлена на рис. 4.

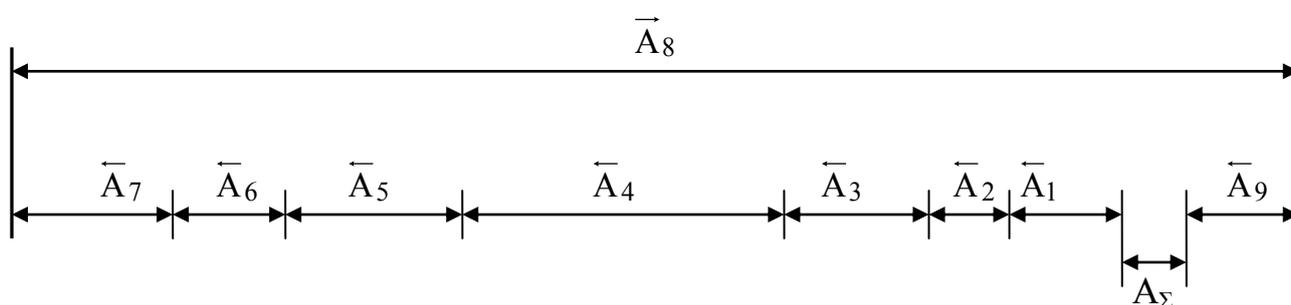


Рис. 4

Для любой размерной цепи должно соблюдаться условие

$$A_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \vec{A}_i - \sum_{n+1}^m \overleftarrow{A}_i ,$$

где $\sum_{i=1}^n \vec{A}_i$ – сумма номинальных размеров увеличивающих звеньев;

ньев;

$\sum_{n+1}^m \overleftarrow{A}_i$ – сумма номинальных размеров уменьшающих звеньев;

n – число увеличивающих звеньев;

m – общее число составляющих звеньев;

A_{Σ} – номинальный размер замыкающего звена рассчитывается как разность суммы увеличивающих размеров и суммы уменьшающих размеров. Номинальный размер замыкающего звена может быть равен 0.

$$A_{\Sigma} = A_8 - (A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 + A_7 + A_9)$$

Решение размерной цепи (прямая задача) сводится к следующему: по заданному исходному звену и его предельным отклонениям необходимо определить величины допусков и предельные отклонения всех звеньев, составляющих размерную цепь.

Метод решения размерной цепи – расчет на максимум-минимум с использованием способов назначения допусков одного качества. Методом достижения точности замыкающего звена принимается метод полной взаимозаменяемости.

Решение задачи заключается в определении качества, по которому следует выбирать допуски на составляющие звенья. Для выбора качества вычисляется коэффициент точности размерной цепи k_c

$$k_c = \frac{TA_{\Delta} - \sum_1^r TA_{\text{изв } j}}{\sum_1^{m-r} i_j} ,$$

где TA_{Σ} – допуск исходного звена;

$$\sum_1^r TA_{\text{изв } j} - \text{сумма допусков известных составляющих звеньев};$$

$$\sum_1^{m-r} i_j - \text{сумма единиц допуска всех остальных (определяемых)}$$

составляющих звеньев ;

r – число составляющих звеньев, допуски которых известны ;

$m - r$ – число составляющих звеньев, допуски которых определяются.

Для рассмотренной размерной цепи подшипники качения являются покупными изделиями, допуски на ширину подшипника известны и определяются по ГОСТу 520-89 [табл. 6.1 приложений].

$$k_c = \frac{TA_{\Sigma} - (TA_1 + TA_5)}{i_2 + i_3 + i_4 + i_6 + i_7 + i_8 + i_9}$$

По рассчитанному среднему коэффициенту точности a_c выбирается квалитет, для которого стандартный коэффициент точности $k_{\text{ГОСТ}}$ близок к расчетному. По выбранному квалитету назначаются допуски на все составляющие звенья размерной цепи.

Последовательность расчета.

1. По заданному значению исходного звена составить размерную цепь, выявляя размерные связи предложенного узла. Снять с чертежа размеры составляющих звеньев. Изобразить схему размерной цепи с указанием увеличивающих и уменьшающих звеньев.

Проверить правильность составления размерной цепи по равенству

$$A_{\Sigma} = \sum_1^n \vec{A}_i - \sum_{n+1}^m \overleftarrow{A}_i$$

2. По табл. 6.2 приложений выбрать значение единицы допуска i для всех, кроме известных составляющих звеньев.

3. Вычисляется допуск исходного (замыкающего) звена

$$TA_{\Sigma} = ES A_{\Sigma} - EI A_{\Sigma},$$

где $ES A_{\Sigma}$, $EI A_{\Sigma}$ – заданные значения верхнего и нижнего предельных отклонений исходного звена.

4. Определяется коэффициент точности размерной цепи k_c .

5. По вычисленному коэффициенту точности выбирается квалитет (табл. 6.3 приложений), по которому следует назначать допуски на составляющие звенья.

6. По выбранному квалитету назначаются предельные отклонения для всех составляющих звеньев, исходя из общего правила: для охватывающих размеров – как для основного отверстия – нижнее отклонение равно нулю, а верхнее – величине допуска со знаком плюс; для охватываемых – как для основного вала – верхнее отклонение равно нулю, а нижнее – величине допуска со знаком минус. В тех случаях, когда размер не относится ни к валу, ни к отверстию, то устанавливаются симметричные отклонения по соответствующему квалитету (табл. 6.4 приложений).

Для рассмотренной размерной цепи размеры $A_2, A_3, A_4, A_6, A_7, A_9$ являются охватываемыми размерами, т. е. для них верхнее отклонение равно нулю, а нижнее – величине допуска по вычисленному квалитету со знаком минус. Размер A_8 является отверстием и его допуск располагается от нуля в плюс.

7. Так как вычисленный коэффициент точности a_c в общем случае не будет равняться какому-либо значению $k_{ГОСТ}$, определяющему квалитет, для того, чтобы обеспечить условие $\sum_1^m TA_i \leq TA_\Sigma$ и получить заданные предельные отклонения исходного звена одно из звеньев выбирают в качестве увязочного. Если $k_c > k_{ГОСТ}$, в качестве увязочного выбирается технологически более сложное звено. Если $k_c < k_{ГОСТ}$, то выбирается более простое звено.

Отклонения увязочного звена определяют по формулам:

– для увязочного звена увеличивающего

$$ES \bar{A}_{увяз} = \sum_{n+1}^m EI \bar{A}_i + ES A_\Sigma - \sum_1^{n-1} ES \bar{A}_i$$

$$EI \bar{A}_{увяз} = \sum_{n+1}^m ES \bar{A}_i + EI A_\Sigma - \sum_1^{n-1} EI \bar{A}_i$$

– для увязочного уменьшающего звена

$$ES \bar{A}_{увяз} = \sum_{n+1}^m EI \bar{A}_i - EI A_\Sigma - \sum_1^{n-1} ES \bar{A}_i$$

$$EI \bar{A}_{увяз} = \sum_{n+1}^m ES \bar{A}_i - ES A_\Sigma - \sum_1^{n-1} EI \bar{A}_i$$

где $\sum_1^n ES \bar{A}_i$ и $\sum_1^n EI \bar{A}_i$ – сумма верхних и сумма нижних отклонений увеличивающих звеньев;

$\sum_{n+1}^m ES \bar{A}_i$ и $\sum_{n+1}^m EI \bar{A}_i$ – сумма верхних и нижних отклонений уменьшающих звеньев.

При расчете новых предельных отклонений для увязочного звена его ранее полученные предельные отклонения не учитываются.

8. Проверить правильность назначения допусков и отклонений по формулам:

1. $\sum_1^m TA_i = TA_\Sigma$
2. $\sum_1^n ES \bar{A}_i - \sum_{n+1}^m EI \bar{A}_i = ES A_\Sigma$
3. $\sum_1^n EI \bar{A}_i - \sum_{n+1}^m ES \bar{A}_i = EI A_\Sigma$

7. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ И СОЕДИНЕНИЙ С ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

По назначению зубчатые передачи делят на 4 основные группы: отсчетные, скоростные, силовые и общего назначения.

Основным показателем отсчетных передач является высокая кинематическая точность т.е. точность угла поворота ведомого колеса, например в делительных механизмах.

Основным показателем скоростных передач является плавность входа зубьев в зацепление. Невозможность получения абсолютно одинаковых размеров приводит к тому, что не бывает абсолютно одинаковых размеров шага зубьев, поэтому зуб ведомого колеса входит в зацепление с зубом ведущего колеса с ударом, что вызывает вибрации и шум при работе зацепления и ухудшает показатели долговечности работы передачи.

Силовые передачи передают значительные крутящие моменты и основным показателем работы этих передач является хороший контакт по боковым поверхностям зубьев.

В передачах общего назначения нет высоких требований по отдельным показателям точности.

Кроме перечисленных показателей в зубчатых передачах должен быть выдержан определенный боковой зазор между нерабочими поверхностями зубьев. Боковой зазор в зубчатой передаче должен гарантировать компенсацию погрешностей изготовления, монтажа, тепловых деформаций, а также размещение смазки.

Точность изготовления цилиндрических зубчатых колес и передач задается степенью точности. Стандартом установлено 12 степеней точности – 1, 2, 3..., 12 в порядке убывания точности. Боковой зазор задается видом сопряжения зубчатых колес (*A, B, C, D, E, H*) и видом допуска на боковой зазор (*x, y, z, a, b, c, d, h*), например: 7-*Db* – зубчатая передача 7-й степени точности по всем трем нормам, с видом сопряжения *D* и видом допуска на боковой зазор *b*. Предусмотрена возможность комбинирования точности различных показателей в зависимости от эксплуатационных характеристик передачи. В этом случае на первом месте указывается степень точности по нормам кинематической точности, на втором – по нормам плавности, на третьем – по нормам контакта, на четвертом – нормы бокового зазора. Например: 8–7–6–*C* – зубчатая передача 8-й степени точности по нормам кинематической точности, 7-й степени точности по нормам плавности, 6-й степени точности по нормам контакта, с видом сопряжения *C* и видом допуска на боковой зазор *c*.

Для оценки точности работы зубчатых передач стандартами предлагаются показатели точности, позволяющие оценить точность собранной передачи или отдельных зубчатых колес. Показатели могут быть комплексные, достаточные для оценки проверяемой нормы точности, или поэлементные – в этом случае приходится измерять комплекс, состоящий из двух или нескольких показателей.

Для цилиндрических зубчатых колес и передач стандартом предусмотрено по 7.11 вариантов контроля точности по каждой норме точности и боковому зазору. Выбор контролируемых параметров зависит от степени точности, условий производства и применяемых измерительных средств.

Показатели точности, приведенные в стандарте должны быть выдержаны на рабочей оси зубчатых колес т.е. содержат в себе не только погрешность нарезания зубьев, но и погрешности посадочной поверхности вала, взаимного положения отверстий корпуса, заготов-

ки зубчатого колеса, настройки станка. В задачу конструктора входит правильное распределение допуска между составляющими погрешностями.

Погрешностями посадочной поверхности вала, вызывающими изменение положения оси зубчатого колеса являются радиальное биение цилиндрической поверхности и торцевое биение опорного буртика.

Одним из показателей кинематической точности является допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r (табл. 7.1 приложений). Это биение является суммой радиального биения зубчатого венца колеса и посадочной поверхности вала. Поскольку получить высокую точность на гладкой поверхности вала легче, чем на поверхности зубьев, 25 – 30 % F_r назначают на радиальное биение поверхности вала, а 70 – 75 % F_r на нарезание зубьев.

При напрессовке колеса на вал колесо прижимается к упорному буртику и если поверхность буртика неперпендикулярна оси вала происходит перекося зубчатого колеса. Как правило перекося возникает только у узких колес, когда отношение длины отверстия к его диаметру меньше 0,8. Перекося зубчатого колеса приводит к погрешности направления зуба, ограниченной допуском F_β (табл. 7.2 приложений). Перекося может быть вызван также неперпендикулярностью базового торца колеса, упирающегося в буртик вала. Допуск F_β для узких колес делят на 3 части: ~ 25 % на торцевое биение вала, ~ 25 % на торцевое биение базового торца колеса, ~ 50 % на погрешность нарезания зубьев. Поскольку допуск на погрешность направления зуба задается на ширине зубчатого венца l , а допуск торцевого биения на диаметре буртика d_δ , рассчитанное значение торцевого биения вала умножают на отношение d_δ/l (для зубчатого колеса на $d_{зк}/l$).

Для широких колес 100 % F_β отдается на нарезание зубьев.

Боковой зазор в зубчатой передаче получают за счет радиального смещения исходного контура (режущего инструмента) в процессе нарезания зубьев. Смещение исходного контура приводит к утонению зуба, а значит к увеличению бокового зазора. Для получения требуемого бокового зазора необходимо сместить исходный контур на заданную величину. Точность смещения задается допуском на смещение исходного контура T_H (табл. 7.3 приложений).

Настраивать инструмент и измерять смещение исходного контура удобнее всего от наружного диаметра заготовки. Неточность

наружной поверхности заготовки вызывает дополнительную погрешность настройки, которую приходится компенсировать уменьшением допуска на смещение исходного контура. Дополнительная погрешность вызвана радиальным биением наружной поверхности заготовки и непостоянством радиуса заготовки. При базированию по наружному диаметру допуск T_H как правило распределяется следующим образом: $\sim 50\% T_H$ отдается на нарезание зубьев, $\sim 25\% T_H$ на радиальное биение наружной поверхности заготовки, $\sim 25\% T_H$ на радиус заготовки, но поскольку на чертеже допуск указан на наружном диаметре, на него приходится $\sim 50\% T_H$.

Если перед нарезанием зубьев измерить действительный размер наружного диаметра и настройку производить по известному размеру, точность наружного диаметра не будет влиять на точность настройки и допуск на нарезание можно увеличить до $\sim 75\% T_H$, $\sim 25\% T_H$ на радиальное биение наружного диаметра, а допуск на наружный диаметр по 12...14 квалитету.

Если настройка станка и контроль осуществляется относительно оси заготовки неточность наружной поверхности заготовки не вызывает дополнительную погрешность, 100% допуска T_H идет на нарезание, допуск на наружный диаметр назначается по 12...14 квалитету, а радиальное биение $0,1m$.

При простановке допусков на чертежах необходимо расчетные значения допусков округлять до ближайшего квалитета, а расчетные значения допусков расположения – до базовых значений допусков формы и расположения (табл. 3.1 приложений).

8. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

В качестве крепежной резьбы главным образом применяется метрическая резьба с углом при вершине 60° . Наружные диаметры и шаги метрических резьб приведены в табл. 8.1 приложений. Резьбы с мелким шагом применяют при малой длине свинчивания, на тонкостенных деталях, переменной нагрузке, толчках и вибрациях.

В обозначении резьб на чертежах указывают наружный диаметр, а для резьб с мелким шагом – величину шага. Например: М 16 – метрическая резьба с наружным диаметром 16 мм и крупным шагом 2 мм; М 16 \times 1 – метрическая резьба с наружным диаметром 16 мм и мелким шагом 1 мм.

Точность резьб задается при помощи степеней точности 1, 2...10 в порядке убывания точности. Для получения разных групп посадок предусмотрены различные типы основных отклонений, обозначаемых буквами латинского алфавита, аналогично гладким сопряжениям. Поле допуска резьбы обозначается сочетанием степени точности и типа основного отклонения, например $7H$; $6f$. Предпочтительными полями допусков являются $6H$ и $6g$, поэтому самым распространенным резьбовым сопряжением является $6H/6g$.

Пример обозначения резьбы на чертеже: $M16 \times 1 - 6H/6g$.

9. УКАЗАНИЯ ДЛЯ СТУДЕНТОВ ЗАОЧНОЙ ФОРМЫ ОБУЧЕНИЯ

Исходные данные для выполнения курсовой работы приведены в табл. 9.1 приложения. Номер варианта соответствует двум последним цифрам номера зачетной книжки.

В качестве задания на курсовую работу студент получает на кафедре технологии металлов и металловедения сборочный чертеж узла механизма в масштабе 1:1 (номер чертежа и исходные данные, необходимые для расчетов указаны в табл. 9.1 приложений). В результате выполнения курсовой работы необходимо назначить посадки на указанные на чертеже сопряжения и выполнить детализовку двух указанных деталей с указанием геометрической точности поверхностей деталей. Примеры оформления чертежей приведены в [1, 3]. Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах писчей бумаги стандартного формата (297×210 мм), содержит расчеты и обоснование посадок и назначенных параметров точности в той последовательности, которая приведена в методических указаниях.

При защите работы студент должен уметь обосновать выбранные посадки, назначенные параметры геометрической точности и их величину.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основной

1. Анухин В.И. Допуски и посадки: Учеб. пособие. – СПб.: Питер, 2008.
2. Иголкин А.Ф., Терехин Г.В., Федорова О.А. Основы взаимозаменяемости (краткий курс): электронное учеб. пособие.
3. Иголкин А.Ф., Терехин Г.В., Федорова О.А. Курсовая работа по дисциплине «Основы взаимозаменяемости» (сборочный чертеж): электронное учеб. пособие.

Дополнительный

4. Палей М.А., Романов А.Б., Брагинский В.А. Допуски и посадки: Справ. В 2 ч. – М.: Политехника, 1991.
5. Кутай А.К., Романов А.Б., Рубинов А.Д. Справочник контрольного мастера. – Л.: Лениздат, 1990.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1.1

Рекомендуемые посадки в системе отверстия при номинальных размерах от 1 до 500 мм
СТ СЭВ 144-75

Основные отверстия	Основные отклонения валов																			
	a	b	c	d	e	f	g	h	j_s	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z
	Посадки																			
H5							$\frac{H5}{g4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{H5}{j_s 4}$	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H5}{n4}$									
H6						$\frac{H6}{f5}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H6}{j_s 5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$					
H7			$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H7}{d8}$	$\frac{H7}{e7}$, $\frac{H7}{e8}$	$\frac{H7}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{j_s 6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p8}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$, $\frac{H7}{s7}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u7}$			
H8			$\frac{H8}{c8}$	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{f7}$, $\frac{H8}{f8}$		$\frac{H8}{h7}$, $\frac{H8}{h8}$	$\frac{H8}{j_s 7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$			$\frac{H8}{s7}$		$\frac{H8}{u8}$			$\frac{H8}{z8}$
				$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H8}{e9}$	$\frac{H8}{f9}$		$\frac{H8}{h9}$											$\frac{H8}{x8}$	

Основные отверстия	Основные отклонения валов																			
	a	b	c	d	e	f	g	h	j_s	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z
	Посадки																			
H9				$\frac{H9}{d9}$	$\frac{H9}{e8}, \frac{H9}{e9}$	$\frac{H9}{f8}, \frac{H9}{f9}$		$\frac{H9}{h8}, \frac{H9}{h9}$												
H10				$\frac{H10}{d10}$				$\frac{H10}{h9}, \frac{H10}{h10}$												
H11	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{d11}$				$\frac{H11}{h11}$												
H12		$\frac{H12}{b12}$						$\frac{H12}{h12}$												

Примечание: – предпочтительная посадка.

Таблица 1.2

**Ряды линейных (диаметров, длин, высот, глубин и др.) размеров, мм
(по ГОСТ 6636-69*)**

Ra5 (R5)	Ra10 (R'10)	Ra20 (R'20)	Ra40 (R'40)	Ra5 (R5)	Ra10 (R'10)	Ra20 (R'20)	Ra40 (R'40)
0,010	0,010 0,012*	0,010 0,011 0,012** 0,014	0,012 0,013 0,014 0,015	0,100	0,100	0,100 0,110	0,100 0,105 0,110 0,115
				0,100			0,120*
0,016	0,016 0,020	0,016 0,018 0,020 0,022	0,016 0,017 0,018 0,019 0,020 0,021 0,022 0,024	0,160	0,160	0,160 0,180	0,160 0,170 0,180 0,190 0,200 0,210 0,220 0,240
							0,200
0,025	0,025 0,32	0,025 0,028 0,032 0,036	0,025 0,026 0,028 0,030 0,032 0,034 0,036 0,038	0,250	0,250	0,250 0,280	
							0,320
0,040	0,040 0,050	0,040 0,045 0,050 0,056	0,040 0,042 0,045 0,048 0,050 0,053 0,056 0,060	0,400	0,400	0,400 0,450	
							0,500
0,063	0,063 0,080	0,063 0,071 0,080 0,090	0,063 0,067 0,071 0,075 0,080 0,085 0,090 0,095	0,630	0,630	0,630 0,710	
							0,800

Окончание табл. 1.2

Ra5 (R5)	Ra10 (R'10)	Ra20 (R'20)	Ra40 (R'40)	Ra5 (R5)	Ra10 (R'10)	Ra20 (R'20)	Ra40 (R'40)
1,0	1,0 1,2*	1,0	1,0	16	20	20	20
		1,1	1,05			22	21
		1,2**	1,1	25	25	25	22
		1,3	1,15			28	24
		1,4	1,2	32	32	32	25
		1,5	1,3			36	26
1,6	1,6 2,0	1,6	1,4	40	40	40	28
		1,8	1,5			45	30
		2,0	1,6	50	50	50	32
		2,2	1,7			56	34
2,5	2,5 3,2	2,5	1,8	63	63	63	36
		2,8	1,9			71	38
		3,2	2,0	80	80	80	40
		3,6	2,1			90	42
4,0	4,0 5,0	4,0	2,2	100	100	100	44
		4,5	2,4			110	45
		5,0	2,5	125	125	125	48
		5,6	2,6			140	50
10	10 12*	10	2,8	160	160	160	53
		11	3,0			180	56
		12**	3,2	200	200	200	60
		14	3,4			220	63
		16	3,6			220	67
		18	3,8				71
16	16	16	4,0				75
		18	4,2				80
		18	4,5				85
		19	4,8				90
			5,0				95
			5,3				105
			5,6				110
			6,0				120
							125
							130
							140
							150
							160
							170
							180
							180
							190
							200
							210
							220
							220
							240

Таблица 2.1

Примеры нормирования шероховатости деталей

Характеристика поверхности		Значение параметра R_a , мкм, не более	
Квалитет	Поверхность	Номинальные размеры, мм	
		До 50	Св. 50 до 500
Посадочные поверхности сменных деталей	5 Вал	0,2	0,4
	5 Отверстие	0,4	0,8
	6 Вал	0,4	0,8
	6 Отверстие	0,4 – 0,8	0,8 – 1,6
	7 Вал	0,4–0,8	0,8 – 1,6
	7 Отверстие	0,8	1,6
	8 Вал	0,8	1,6
	8 Отверстие	0,8 – 1,6	1,6 – 3,2
Поверхности деталей в посадках с натягом: а) собираемых под прессом; б) собираемых способом термиче- ских деформаций	Квалитет	Номинальные размеры, мм	
		До 50	Св. 50 до 120 Св. 120 до 500
	5 Поверхность	0,1 – 0,2	0,4
	5 Вал	0,2 – 0,4	0,8
	6 – 7 Поверхность	0,4	0,8
	6 – 7 Вал	0,8	1,6
	8 Поверхность	0,8	0,8 – 1,6
	8 Вал	1,6	1,6 – 3,2
	– Поверхность	1,6	
	– Вал	1,6 – 3,2	

Характеристика поверхности		Значение параметра R_a , мкм, не более						
Поверхности деталей при селективной сборке	Поверхность	Допуск сортировочной группы, мкм						
	Вал Отверстие	< 2,5 0,05 0,1	2,5 0,1 0,2	5 0,2 0,4	10 0,4 0,8	20 0,8 1,6		
Поверхности деталей для посадок с точным центрированием	Поверхность	Допуск радиального биения, мкм						
	Вал Отверстие	2,5 0,05 0,1	4 0,1 0,2	6 0,1 0,2	10 0,2 0,4	16 0,2 0,8	25 0,8 1,6	
Посадочные поверхности подшипников скольжения	Поверхность	Квалитеты					Жидкостной режим трения	
	Вал Отверстие	6 – 9 0,4 – 0,8 0,8 – 1,6	10 – 12 0,8 – 3,2 1,6 – 3,2			0,1 – 0,4 0,2 – 0,8		
Поверхности под подшипники качения		См. в табл.						
Поверхности цилиндров, поршей, золотников гидравлических систем	Поверхность	Высокое давление			Обычное исполнение		Низкое исполнение	
	Вал Отверстие	0,025 0,05	0,05 0,1		0,1 0,2		0,2 0,4	

Характеристика поверхности		Значение параметра R_a , мкм, не более				
Уплотнение	Скорость, м/с	Скорость, м/с			св. 5	
		до 3	5	св. 5		
Поверхности осей и валов под уплотнения	Резиновое	0,8 – 1,6; полировать	0,4 – 0,8; полировать	0,2 – 0,4; полировать		
	Войлочное	0,8 – 1,6; полировать –				
	Лабиринтное	3,2 – 6,3 –				
	Жировые канавки	3,2 – 6,3 –				
	Скорость, м/с	Допуск плоскости, мкм (на 100 мм)				
скольжения	До 0,5	до 6	10	25	60	св. 60
	Св. 0,5	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2
качения	До 0,5	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6
	Св. 0,5	0,05	0,1	0,2	0,4	0,8
Поверхности торцовых опор (пят и подпятников)	Скорость, м/с	Допуск торцового биения, мкм				
	До 0,5	до 6	16	25	св. 25	
		0,1	0,4	0,8 – 1,6	3,2	
Св. 0,5	0,1	0,2	0,8	1,6		

Характеристика поверхности		Значение параметра R_a , мкм, не более										
		Степень точности									10	11
Поверхности		3	4	5	6	7	8	9	10	11		
Зубчатые и червячные передачи	Профили зубьев прямозубых, косозубых и шевронных цилиндрических и червячных колес	0,1 – 0,2	0,2 – 0,4	0,4	0,4 – 0,8	1,6	3,2	6,3	6,3	6,3		
	Профили зубьев конических колес	–	–	0,2 – 0,4	0,4 – 0,8	0,8 – 1,6	1,6 – 3,2	3,2 – 6,3	6,3	6,3		
	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 предпочтительное значение										
По диаметрам выступов		3,2 – 12,5										
Звездочки для приводных цепей	Поверхности	Точность исполнения									Повышенная	
	Рабочие	Нормальная									1,6 – 3,2	
	Впадин	3,2 – 6,3									3,2	
	Выступов	6,3									3,2 – 12,5	

Продолжение табл. 2.1

Характеристики поверхности	Значение параметра R_a , мкм, не более		
Поверхности сферических опор	Допуск формы профиля, мкм		
	до 30	св. 30	
	0,8	1,6	
Торцовые опорные поверхности неподвижных стыков (фланцевые соединения и т. п.)	Допуск перпендикулярности, мкм (на длине 100 мм)		
	до 25	60	св. 60
	1,6	3,2	6,3
Поверхности разъема корпусов (редукторов, подшипников и т. п.)	С прокладкой		Без прокладки
	Герметичное		0,8—1,6
	Негерметичное		6,3—12,5
Поверхности кронштейнов, втулок, поводков, колес, ступиц, крышек и аналогичных деталей, прилегающих к другим по- верхностям, но не являющиеся посадочными			
3,2—6,3			
Рабочие поверхности кулачков и копиров	Допуск формы профиля, мкм		
	до 6	30	50
	0,4	0,8	1,6
С роликками	0,8	1,6	3,2
С роликками	0,8	1,6	3,2
С роликками	0,8	1,6	3,2

Характеристика поверхности	Значение параметра R_a , мкм, не более					
	Точность фиксации, мкм					
	до 4	6	10	25	63	св. 63
Индексирующие поверхности делительных и установочных устройств, например, поверхности делительных дисков, фиксаторов, упоров и т. п.	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2
Нерабочие торцовые поверхности зубчатых и червячных колес и звездочек	3,2 – 12,5					
Нерабочие поверхности осей и валов	6,3 – 12,5					
Канавки, фаски, выточки, зенковки, закругления и т. п.	3,2 – 12,5					
Проходные отверстия под болты, винты, заклепки и т. п.	25					
Болты и гайки чистые (кругом)	3,2 – 12,5					
Болты и гайки получистые (в местах обработки)	25					
Поверхности головок винтов	3,2 – 12,5					
Опорные поверхности пружин сжатия	12,5 – 25					

Окончание табл. 2.1

Характеристика поверхности		Значение параметра R_a , мкм, не более					
		Впадина отвер- стия	Зуб вала	Центрирующие поверхности		Нецентрирующие поверхности	
Соединение				Отвер- стие	Вал	Отвер- стие	Вал
Зубчатые (шлице- вые) соединения	Неподвижное	1,6 – 3,2	1,6 – 3,2	0,8 – 1,6	0,4 – 0,8	3,2 – 3,6	1,6 – 6,3
	Подвижное	0,8 – 1,6	0,4 – 0,8	0,8 – 1,6	0,4 – 0,8	3,2	1,6 – 3,2
Резьбовые сое- динения	Рабочие поверхности резьбы		Степень точности резьбы				
			4; 5		6; 7		7 – 9
	Крепежная резьба на болтах, винтах и гайках		1,6		3,2		3,2 – 6,3
	Резьба на валах, штоках, втулках и т. д., а также на конусах (коническая)		0,8 – 1,6		1,6		3,2
	Резьба ходовых и грузовых винтов		–		0,4		0,8
	Резьба гаек ходовых и грузовых винтов		–		0,8		1,6

Таблица 3.1

**Базовый ряд числовых значений допусков формы и расположения
поверхностей, мкм (по ГОСТ 24643–81)**

0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,4	0,5	0,6	0,8
1	1,2	1,6	2	2,5	4	5	6	8
10	12	16	20	25	40	50	60	80
100	120	160	200	250	400	500	600	800
1000	1200	1600	2000	2500	4000	5000	6000	8000
10000	12000	16000						

Таблица 4.1

Размеры призматических шпоночных соединений

Диаметр вала d, мм	Номинальный размер шпонки, мм		Номинальный размер паза, мм				
	b x n	Фаска S		Глубина		Радиус r	
		max	min	На валу t ₁	На втулке t ₂	max	min
От 6 до 8	2x2			1.2	1.0		
Св. 8 до 10	3x3	0.25	0.16	1.8	1.4	0.16	0.08
Св. 10 до 12	4x4			2.5	1.8		
Св. 12 до 17	5x5			3.0	2.3		
Св. 17 до 22	6x6			3.5	2.8		
Св. 22 до 30	7x7	0.40	0.25	4.0	3.3	0.25	0.16
Св. 22 до 30	8x7			4.0	3.3		
Св.30 до 38	10x8			5.0	3.3		
Св.38 до 44	12x8	0.6	0.4	5.0	3.3	0.4	
Св.44 до 50	14x9	0	0	5.5	3.8	0	0.25
Св.50 до 58	16x10			6.0	4.3		
Св.58 до 65	18x11			7.0	4.4		
Св.65 до 75	20 x12			7.5	4.9		
Св.75 до 85	22x14	0.8	0.6	9.0	5.4	0.6	
Св.85 до 95	25x14	0	0	9.0	5.4	0	0.40
Св.95 до 110	28x16			10.0	6.4		
Св.110 до 130	32x18			11.0	7.4		
Св.130 до 150	36x20			12.0	8.4		
Св.150 до 170	40x22			13.0	9.4		
Св.170 до 200	45x25	1.2	1.00	15.0	10.4	1.0	0.7
Св.200 до 230	50x28			17.0	11.4		

Примечания.

1. На рабочем чертеже проставляется один размер для вала t_1 (предпочтительный вариант) и для втулки $d + t_2$.

Таблица 4.2

Поля допусков шпонок и пазов при различных соединениях

Элемент соединения	Поля допусков размера b при соединении						
	любом	свободном		нормальном		плотном	
		на валу	во втулке	на валу	во втулке	на валу	во втулке
Шпонка	$h9$	–	–	–	–	–	–
Паз	–	$H9$	$D10$	$N9$	J_s9	$P9$	$P9$

Таблица 4.3

**Предельные отклонения параметров шпоночных пазов в соединениях
с призматическими и клиновыми шпонками, мм**

Размеры сечения шпонки $b \times h$	Предельные отклонения размеров по ширине b при шпоночных соединениях				Отклонения по глубине паза				Радиус закругления r или фаска $s_f \times 45^\circ$	
	с клиновыми шпонками и свободных с призматическими		с призматическими шпонками		на валу t_1		по втулке t_2			
	на валу H_9	на втулке $D10$	на валу N_9	на втулке J_9	на валу и во втулке P_9	номинальная	предельные отклонения	предельные отклонения		
2×2	+0,025	+0,060	-0,004	±0,012	-0,006	1,2	1,0	0,5		
3×3		+0,020	-0,029		-0,031	1,8	1,4	0,9		
4×4		+0,078				2,5	1,8	1,2	+0,1	
5×5	+0,030	+0,030	-0,030	±0,015	-0,012	3,0	2,3	1,7		
6×6					-0,042	3,5	2,8	2,2		
8×7		+0,098	-0,036	±0,018	-0,015	4,0	3,3	2,4		
10×8	+0,036	+0,040			-0,051	5,0	3,3	2,4		0,08
12×8		+0,120			-0,018					
14×9										
16×10	+0,042	+0,050	-0,043	±0,021	-0,061					
18×11						7,0	4,4	3,4	+0,2	0,25
										0,16
										0,25
										0,16
										0,25

Продолжение табл. 4.3

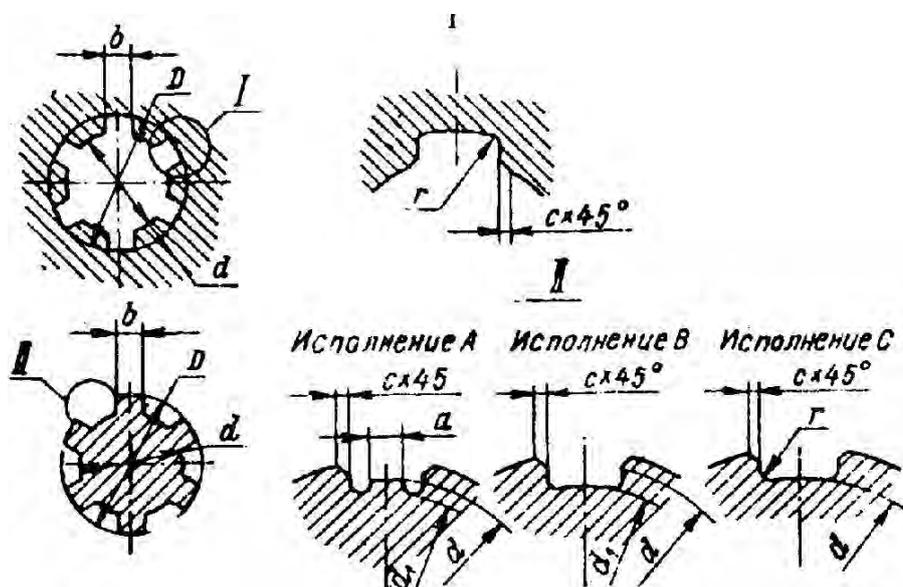
Размеры сечения шпонки $b \times h$	Предельные отклонения размеров по ширине b при шпоночных соединениях				Отклонения по глубине паза				Радиус закругления r или фаска $s_1 \times 45^\circ$		
	с клиновыми шпонками и свободных с призматическими		с призматическими шпонками		на валу t_1		по втулке t_2		предельные отклонения	наим. наиб.	
	на валу H_9	на втулке D_{10}	нормальных		предельные отклонения	номинальная		предельные отклонения			
			на валу N_9	на втулке J_9		на валу и во втулке P_9	призматические		клиновые		
20×12	+ 0,052	+ 0,149	- 0,052	- 0,022	7,5	+ 0,2	4,9	3,9	+ 0,2	0,40	0,60
22×14					9,0		5,4	4,4			
25×14					9,0		5,4	4,4			
28×16					10,0		6,4	5,4			
32×8					11,0		7,4	6,4			
36×20					12,0		8,4	7,1			
40×22					13,0		9,4	8,1			
45×25	+ 0,062	+ 0,080	- 0,062	- 0,088	15,0		10,4	9,1		0,70	1,00
50×28					17,0	+ 0,3	11,1	10,1	+ 0,3		
56×32		+ 0,220		- 0,032	20,0		12,4	11,1		1,2	1,6
63×32	+ 0,074	+ 0,100	- 0,071	- 0,106	20,0		12,4	11,1			
70×36					22,0		14,4	13,1			
80×40					25,0		15,4	14,1		2,0	2,5

Окончание табл. 4.3

Размеры сечения шпонки $b \times h$	Предельные отклонения размеров по ширине b при шпоночных соединениях				Отклонения по глубине паза				Радиус закругления r или фаска $s_f \times 45^\circ$
	с клиновыми шпонками и свободных с призматическими		с призматическими шпонками		на валу t_1		по втулке t_2		
	нормальных		плотных		номинальная	предельные отклонения	предельные отклонения	предельные отклонения	
90×45 100×50	на валу $H9$	на втулке $D10$	на валу $N9$	на втулке $J_s 9$	на валу и во втулке $P9$	номинальная	предельные отклонения	предельные отклонения	наим. наиб.
	+ 0,087	+0,260 + 0,120	- 0,087	± 0,043	- 0,037 - 0,124	17,4 19,5	+ 0,3	16,1 18,1	2,0
									2,5

Таблица 4.4

Размеры прямобоковых шлицевых соединений, мм (по ГОСТ 1139 – 80*)



$z \times d \times D$ (z – число зубьев)	b	d_1	a	c		r , не бо- лее
		не менее	Номинальный размер	Предельное отклонение		

Легкая серия

6×23×26	6	22,1	3,54	0,3	+ 0,2	0,2
6×26×30	6	24,6	3,85	0,3	+ 0,2	0,2
6×28×32	7	26,7	4,03	0,3	+ 0,2	0,2
8×32×36	6	30,4	2,71	0,4	+ 0,2	0,3
8×36×40	7	34,5	3,46	0,4	+ 0,2	0,3
8×42× 46	8	40,4	5,03	0,4	+ 0,2	0,3
8×46× 50	9	44,6	5,75	0,4	+ 0,2	0,3
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5	+ 0,3	0,5
8×56×62	10	53,6	6,38	0,5	+ 0,3	0,5
8×62×68	12	59,8	7,31	0,5	+ 0,3	0,5
10×72×78	12	69,6	5,45	0,5	+ 0,3	0,5
10×82×88	12	79,3	8,62	0,5	+ 0,3	0,5
10×92×98	14	89,4	10,08	0,5	+ 0,3	0,5
10×102×108	16	99,9	11,49	0,5	+ 0,3	0,5
10×112×120	18	108,8	10,72	0,5	+ 0,3	0,5

$z \times d \times D$ (z – число зубьев)	b	d_1	a	c		r , не бо- лее
		не менее		Номинальный размер	Предельное отклонение	
Средняя серия						
6×11×14	3,0	9,9	–	0,3	+ 0,2	0,2
6×13×16	3,5	12,0	–	0,3	+ 0,2	0,2
6×16×20	4,0	14,5	–	0,3	+ 0,2	0,2
6×18×22	5,0	16,7	–	0,3	+ 0,2	0,2
6×21×25	5,0	19,5	1,95	0,3	+ 0,2	0,2
6×23×28	6,0	21,3	1,34	0,3	+ 0,2	0,2
6×26×32	6,0	23,4	1,65	0,4	+ 0,2	0,3
6×28×34	7,0	25,9	1,70	0,4	+ 0,2	0,3
8×32×38	6,0	29,4	–	0,4	+ 0,2	0,3
8×36×42	7,0	33,5	1,02	0,4	+ 0,2	0,3
8×42×48	8,0	39,5	2,57	0,4	+ 0,2	0,3
8×46×54	9,0	42,7	–	0,5	+ 0,3	0,5
8×52×60	10,0	48,7	2,44	0,5	+ 0,3	0,5
8×56×65	10,0	52,2	2,50	0,5	+ 0,3	0,5
8×62×72	12,0	57,8	2,40	0,5	+ 0,3	0,5
10×72×82	12,0	67,4	–	0,5	+ 0,3	0,5
10×82×92	12,6	77,1	3,00	0,5	+ 0,3	0,5
10×92×102	14,0	87,3	4,50	0,5	+ 0,3	0,5
10×102×112	16,0	97,7	6,30	0,5	+ 0,3	0,5
10×112×125	18,0	106,3	4,40	0,5	+ 0,3	0,5
Тяжелая серия						
10×16×20	2,5	14,1		0,3	+ 0,2	0,2
10×18×23	3,0	15,6		0,3	+ 0,2	0,2
10×21×26	3,0	18,5		0,3	+ 0,2	0,2
10×23×29	4,0	20,3		0,3	+ 0,2	0,2
10×26×32	4,0	23,0		0,4	+ 0,2	0,3
10×28×35	4,0	24,4		0,4	+ 0,2	0,3
10×32×40	5,0	28,0		0,4	+ 0,2	0,3
10×36×45	5,0	31,3		0,4	+ 0,2	0,3
10×42×52	6,0	36,9		0,4	+ 0,2	0,3
10×46×56	7,0	40,9		0,5	+ 0,3	0,5
16×52×60	5,0	47,0		0,5	+ 0,3	0,5
16×56×65	5,0	50,6		0,5	+ 0,3	0,5
16×62×72	6,0	56,1		0,5	+ 0,3	0,5
16×72×82	7,0	65,9		0,5	+ 0,3	0,5
20×82× 92	6,0	75,6		0,5	+ 0,3	0,5
20×92×102	7,0	85,5		0,5	+ 0,3	0,5
20×102×115	8,0	94,0		0,5	+ 0,3	0,5

Таблица 4.5

**Рекомендуемые поля допусков прямобочных шлицевых соединений
и посадки для размеров D и b при центрировании по D (по ГОСТ 1139-80*)**

Поле допуска		Посадка
втулки	вала	
Для размера D		
H7	f7; g6; h7; j _s 6; n6	$\frac{H7}{f7}$; $\frac{H7}{g6}$; $\frac{H7}{h7}$; $\frac{H7}{j_s6}$; $\frac{H7}{n7}$
H8	e8	$\frac{H8}{e8}$
Для размера b		
F8	d9; e8; f7; f8; h9; h9; j _s 7	$\left(\frac{F8}{d9}\right)$; $\frac{F8}{e8}$; $\frac{F8}{f7}$; $\frac{F8}{f8}$; $\frac{F8}{h8}$; $\frac{F8}{h9}$; $\frac{F8}{j_s7}$
D9	d9; e8; f7; h8; h9; j _s 7	$\left(\frac{D9}{d9}\right)$; $\frac{D9}{e8}$; $\frac{D9}{f7}$; $\frac{D9}{h8}$; $\frac{D9}{h9}$; $\frac{D9}{e8}$; $\frac{D9}{j_s7}$

Примечания:

1. Кроме указанных посадок допускаются и другие (см. ГОСТ 1139 – 80*).
2. Сочетание посадок по размерам D и b стандартом не регламентировано.
3. Посадки, заключенные в рамку, являются предпочтительными; посадки, указанные в скобках, по возможности не применять.
4. Допуски и основные отклонения размеров – по ГОСТ 25346–82.
5. Отклонения нецентрирующих диаметров.
6. Поле допуска h9 применяют при чистовом фрезеровании незакаленных шлицевых валов.
7. При повышенных требованиях к точности допускается применение соседнего, более точного, качества.

Таблица 4.6

**Рекомендуемые поля допусков прямобочных шлицевых соединений
и посадки для размеров d и b при центрировании по d (по ГОСТ 1139–80*)**

Поле допуска		Посадка
втулки	вала	
Для размера d		
H7	f7; g6; h7; j _s 6; j _s 7; n6	$\frac{H7}{f7}$; $\frac{H7}{g6}$; $\frac{H7}{h7}$; $\frac{H7}{j_s6}$; $\frac{H7}{j_s7}$; $\frac{H7}{n7}$
H8	e8	$\frac{H8}{e8}$
Для размера b		
F8	f7; f8; h7; j _s 7; k7	$\frac{F8}{f7}$; $\frac{F8}{f8}$; $\frac{F8}{h7}$; $\frac{F8}{j_s7}$; $\frac{F8}{k7}$
H8	h7; h8; j _s 7	$\frac{H8}{h7}$; $\frac{H8}{h8}$; $\frac{H8}{j_s7}$
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; j _s 7; k7	$\frac{F10}{e8}$; $\frac{F10}{f8}$; $\frac{F10}{h7}$; $\frac{F10}{e9}$; $\frac{F10}{h9}$; $\frac{F10}{j_s7}$; $\frac{F10}{k7}$

Примечания:

1. Сочетание посадок по размерам d и b стандартом не регламентировано.
2. Поле F10 рекомендуется только для закаленных нешлифованных втулок.

**Рекомендуемые поля допусков прямобочных шлицевых соединений и посадки
для размеров b при центрировании по b (по ГОСТ 1139 – 80*)**

Поле допуска		Посадка
втулки	вала	
F8	d9; e8; f8; e9; j _s 7; h9	$\left(\frac{F8}{d9} \right); \frac{F8}{e7}; \frac{F8}{f8}; \frac{F8}{e9}; \frac{F8}{j_s7}; \frac{F8}{h9}$
D9	d9; e8; f8; e9; h9; j _s 7; k7	$\left(\frac{D9}{d9} \right); \frac{D9}{e8}; \frac{D9}{f8}; \frac{D9}{e9}; \frac{D9}{h9}; \frac{D9}{j_s7}; \frac{D9}{k7}$
F10	e8; f8; h7; e9; h9; j _s 7; k7	$\frac{F10}{d9}; \frac{F10}{e8}; \frac{F10}{f8}; \frac{F10}{e9}; \frac{F10}{h9}; \frac{F10}{k7}$

Таблица 4.8
Поля допусков нецентрирующих размеров (по ГОСТ 1139–80*)

Нецентрирующий диаметр	Поверхность, по которой производят центрирование	Поле допуска	
		вала	втулки
d D	D или b d или b	См. d_1 в табл. 4.71 a11	H 11 H 12

Таблица 4.9

Номинальные значения основных параметров эвольвентных шлицевых соединений

Модуль, мм	Номинальный диаметр D, мм														
	17	20	23	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
Число зубьев z															
0,8	20	23	30	30	36	42	48	55	60	66	74				
1,25	12	14	18	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	58	62
2	7	8	11	13	16	18	21	24	24	26	28	31	34	36	38
3			7	8	10	12	13	15	15	17	18	20	22	24	25
5							6	7	8	9	10	11	12	13	14

Посадки шлицевых эвольвентных соединений

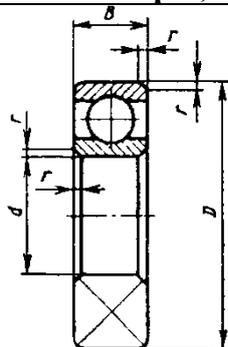
Чертеж сопряжения						
	Центрирующий элемент $s(e)$			D		
Посадки	По D (d_a, D_f)	По $s(e)$	По D_a, d_f	По D	По $s(e)$	По D_a, d_f
Подвижное сопряжение	$D_f - H16$	$\frac{9H}{9g}, \frac{9H}{9h}$	$D_a - H11$	$\frac{H7}{f7}, \frac{H7}{g6}$	$\frac{9H}{9g}, \frac{9H}{9h}$	$D_a - H11$
Неподвижное сопряжение	$d_a - h12$	$\frac{7H}{8k}, \frac{7H}{7n}$	$d_{f \max} - h16$	$\frac{H7}{js6}, \frac{H7}{n6}$		$d_{f \max} - h16$

Таблица 4.11

Рекомендуемые допуски симметричности боковых сторон шлицев в диаметральном выражении

b, мм	2,5; 3	3,5; 4; 5; 6	7; 8; 9; 10	12; 14; 16; 18
Допуск симметричности, мм	0,01	0,012	0,015	0,018

Шарикоподшипники радиальные однорядные
Размеры, мм



(по ГОСТ 8338 – 75)
100 – 200 – 300 – 400

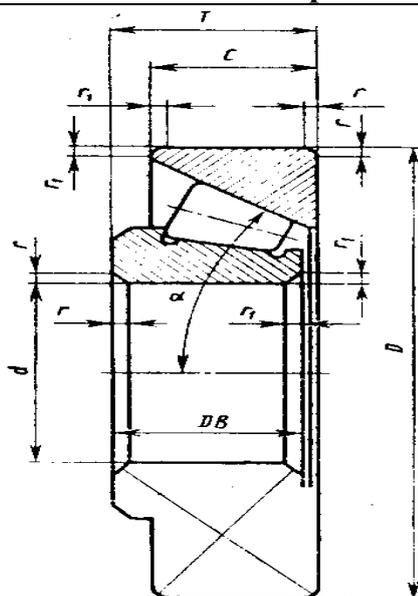
Условное обозначение	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	Условное обозначение	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>
Особолегкая серия					Легкая серия				
100	10	26	8	0,5	200	10	30	9	1
101	12	28	8	0,5	201	12	32	10	1
104	20	42	12	1	202	15	35	11	1
105	25	47	12	1	203	17	40	12	1
106	30	55	13	1,5	204	20	47	14	1,5
107	35	62	14	1,5	205	25	52	15	1,5
108	40	68	15	1,5	206	30	62	16	1,5
109	45	75	16	1,5	207	35	72	17	2
110	50	80	16	1,5	208	40	80	18	2
111	55	90	18	2	209	45	85	19	2
112	60	95	18	2	209A	45	85	19	2
113	65	100	18	2	210	50	90	20	2
114	70	110	20	2	211	55	100	21	2,5
115	75	115	20	2	212	60	110	22	2,5
116	80	125	22	2	213	65	120	23	2,5
117	85	130	22	2	214	70	125	24	2,5
118	90	140	24	2,5	215	75	130	25	2,5
119	95	145	24	2,5	216	80	140	26	3
120	100	150	24	2,5	217	85	150	28	3
					217A	85	150	28	3
					218	90	160	30	3
					219	95	170	32	3,5
					219A	95	170	32	3,5
					220	100	180	34	3,5

Окончание табл. 5.1

Условное обозначение	d	D	B	r	Условное обозначение	d	D	B	r
Средняя серия					Тяжелая серия				
300	10	35	11	1	403	17	62	17	2
301	12	37	12	1,5	405	25	80	21	2,5
302	15	42	13	1,5	406	30	90	23	2,5
303	17	47	14	1,5	407	35	100	25	2,5
304	20	52	15	2	408	40	110	27	3
305	25	62	17	2	409	45	120	29	3
306	30	72	19	2	410	50	130	31	3,5
307	35	80	21	2,5	411	55	140	33	3,5
308	40	90	23	2,5	412	60	150	35	3,5
309	45	100	25	2,5					
310	50	110	27	3					
311	55	120	29	3					
312	60	130	31	3,5					
313	65	140	33	3,5					
314	70	150	35	3,5					
315	75	160	37	3,5					
316	80	170	39	3,5					
316K5	80	170	39	3,5					
317	85	180	41	4					
318	90	190	43	4					
319	95	200	45	4					
319K5	95	200	45	4					
320	100	215	47	4					

Таблица 5.2

Роликоподшипники конические однорядные (по ГОСТ 333 – 79)



Размеры, мм

Условное обозначение	d	D	T	B	C	r	r_1
Особолегкая серия, $\alpha = 11-15^\circ$							
2007106	30	55	17	16	14	1,5	0,5
2007107	35	62	18	17	15	1,5	0,5
2007108	40	68	19	18	16	1,5	0,5
2007109	45	75	20	19	16	1,5	0,5
2007111	55	90	23	22	19	2	0,8
2007113	65	100	23	22	19	2	0,8
2007114	70	110	25	24	20	2	0,8
2007115	75	115	25	24	20	2	0,8
2007116	80	125	29	27	23	2	0,8
2007118	90	140	32	30	26	2,5	0,8
2007119	95	145	32	30	26	2,5	0,8
2007120	100	150	32	30	26	2,5	0,8
Легкая серия, $\alpha = 12-18^\circ$							
7202	15	35	1,75	11	9	1,0	0,3
7203	17	40	13,25	12	11	1,5	0,5
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5
7205	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8
7208	40	80	19,25	19	16	2,0	0,8

Продолжение табл. 5.2

Условное обозначение	d	D	T	B	c	r	r_1
7209	45	85	20,75	20	16	2,0	0,8
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8
7214	70	125	25,25	26	21	2,5	0,8
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8
7216	80	140	28,25	26	22	3,0	0,8
7217	85	150	30,50	28	24	3,0	1,0
7218	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0
7219	95	170	34,50	32	27	3,5	1,0
7220	100	180	37,00	34	29	3,5	1,2

Средняя серия, $\alpha = 10-14^\circ$

7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8
7305	25	62	18,25	17	15	2,0	0,8
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0
7311	55	120	31,5	29	25	3,0	1,0
7312	60	130	33,5	31	27	3,5	1,2
7313	65	140	36,0	33	28	3,5	1,2
7314	70	150	38,0	37	30	3,5	1,2
7315	75	160	40,0	37	31	3,5	1,2
7317	85	180	44,5	41	35	4,0	1,5
7318	90	190	46,5	43	36	4,0	1,5

Средняя широкая серия, $\alpha = 11-16^\circ$

7604	20	52	22,25	21,0	18,5	2	0,8
7605	25	62	25,25	24,0	21,0	2	0,8
7606	30	72	28,75	29,0	23,0	2	0,8
7607	35	80	32,75	31,0	27,0	2,5	0,8
7608	40	90	35,25	33,0	28,5	2,5	0,8
7609	45	100	38,25	36,0	31,0	2,5	0,8
7611	55	120	45,5	44,5	36,5	3,0	1,0
7612	60	130	48,5	47,5	39,0	3,5	1,2
7613	65	140	51,0	48,0	41,0	3,5	1,2
7614	70	150	54,0	51,0	43,0	3,5	1,2
7615	75	160	58,0	55,0	46,5	3,5	1,2
7616	80	170	61,5	59,5	49,0	3,5	1,2

Окончание табл. 5.2

Условное обозначение	d	D	T	B	c	r	$r1$
Легкая широкая серия, $\alpha = 12-16^\circ$							
7618	90	180	67,5	66,5	53,5	4,0	1,5
7620	100	215	77,5	730	615	40	1,5
7506	30	62	21,35	20,5	17	1,5	0,5
7507	35	72	24,25	23	20	2,0	0,8
7508	40	80	24,75	23,5	20	2,0	0,8
7509	45	85	24,75	23,5	20	2,0	0,8
7510	50	90	24,75	23,5	20	2,0	0,8
7511	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8
7512	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8
7513	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8
7514	70	125	33,25	31	27	2,5	0,8
7515	75	130	33,25	31	27	2,5	0,8
7516	80	140	35,25	33	28	3,0	1,0
7517	85	150	38,50	36	30	3,0	1,0
7518	90	160	42,5	40	34	3,0	1,0
7519	95	170	45,5	45,5	37	3,5	1,2
7520	100	180	49,0	46,0	39	3,5	1,2
Легкая широкая серия, $\alpha = 12-16^\circ$							
7506 А	30	62	21,25	20	17	1,5	0,5
7509 А	45	85	24,75	23	19	2,0	0,8
7510 А	50	90	24,75	23	19	2,0	0,8
7511 А	55	100	26,75	25	21	2,5	0,8
7512 А	60	110	29,75	28	24	2,5	0,8
7513 А	65	120	32,75	31	27	2,5	0,8

Таблица 5.3

**Точность размеров, формы и взаимного расположения поверхностей.
Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые
радиально-упорные. Кольца внутренние (по ГОСТ 520-89)**

Номинальный диаметр отверстия d , мм	Диаметр отверстия				Ширина кольца B_s , единичная		
	средний d_{mp}		единичный d_s				
	Отклонения, мкм						
	$\Delta_{d_{mp}}$		Δ_{d_s}		Δ_{B_s}		
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее	нижнее
Класс точности 0							
От 0,6 до 2,5	0	- 8	+ 1	- 9	0	- 40	-
Св. 2,5 до 10	0	- 8	+ 2	- 10	0	- 120	- 250
Св. 10 до 18	0	- 8	+ 3	- 11	0	- 120	- 250
Св. 18 до 30	0	- 10	+ 3	- 13	0	- 120	- 250
Св. 30 до 50	0	- 12	+ 3	- 15	0	- 120	- 250
Св. 50 до 80	0	- 15	+ 4	- 19	0	- 150	- 380
Св. 80 до 120	0	- 20	+ 5	- 25	0	- 200	- 380
Св. 120 до 180	0	- 25	+ 6	- 31	0	- 250	- 500
Св. 180 до 250	0	- 30	+ 8	- 38	0	- 300	- 500

Таблица 5.4

**Точность размеров, формы и взаимного расположения поверхностей. Подшипники роликовые конические.
Кольца внутренние (по ГОСТ 520–89)**

Номинальный диаметр отверстия d , мм	Диаметр отверстия		Ширина кольца B_s единичная		Монтажная высота T_s подшипника	
	средний d_{mp}		средний d_{mp}			
	Отклонения, мкм					
	Δd_{mp}	Δd_s	ΔB_s	ΔT_s		
	верхнее	верхнее	верхнее	верхнее	верхнее	нижнее
	нижнее	нижнее	нижнее	нижнее	нижнее	нижнее

Класс точности 0

Категория С и подшипники, не отнесенные к категориям

Нормальная точность

От 10 до 18	0	-12	+3	-15	0	-200	+250	-250
От 18 до 30	0	-12	+3	-15	0	-200	+250	-250
От 30 до 50	0	-12	+3	-15	0	-240	+250	-250
От 50 до 80	0	-15	+4	-19	0	-300	+250	-250
От 80 до 120	0	-20	+5	-25	0	-400	+500	-500
От 120 до 180	0	-25	+6	-31	0	-500	+750	-750
От 180 до 250	0	-30	+8	-38	0	-600	+750	-750

Таблица 5.5

**Точность размеров, формы и взаимного расположения поверхностей.
Подшипники шариковые и роликовые радиальные и шариковые
радиально-упорные. Кольца наружные (по ГОСТ 520-89)**

Номинальный диаметр отверстия d , мм	Диаметр отверстия			
	средний D_{mp}		единичный D_s	
	Отклонения, мкм			
	$\Delta_{D_{mp}}$		Δ_{D_s}	
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
Класс точности 0				
Св. 6 до 18	0	- 8	+ 2	- 10
Св. 18 до 30	0	- 9	+ 2	- 11
Св. 30 до 50	0	- 11	+ 3	- 14
Св. 50 до 80	0	- 13	+ 4	- 17
Св. 80 до 120	0	- 15	+ 5	- 20
Св. 120 до 150	0	- 18	+ 6	- 24
Св. 150 до 180	0	- 25	+ 7	- 32

Таблица 5.6

**Точность размеров, формы и взаимного расположения поверхностей.
Подшипники роликовые конические.
Кольца наружные (по ГОСТ 520–89)**

Номинальный диаметр отверстия d , мм	Диаметр отверстия			
	средний D_{mp}		средний D_{mp}	
	Отклонения, мкм			
	$\Delta_{D_{mp}}$		Δ_{D_s}	
	верхнее	нижнее	верхнее	нижнее
Класс точности 0				
Категория С и подшипники, не отнесенные к категориям				
Нормальная точность				
От 18 до 30	0	– 12	+ 2	– 14
Св. 30 до 50	0	– 14	+ 3	– 17
Св. 50 до 80	0	– 16	+ 4	– 20
Св. 80 до 120	0	– 18	+ 5	– 23
Св. 120 до 150	0	– 20	+ 6	– 26
Св. 150 до 180	0	– 25	+ 7	– 32

Таблица 5.7

Шероховатость поверхностей валов и отверстий в соединении с подшипниками качения

Посадочная поверхность	Класс точности подшипников	Номинальный диаметр, мм	
		До 80	Св. 80 до 500
		Шероховатость поверхности R_a мкм, не более	
Вал	0 6 и 5 4 2	1,25	2,5
		0,63	1,25
		0,32	0,63
		0,16	0,32
Отверстие корпуса	0 6; 5 и 4 2	1,25	2,5
		0,63	1,25
		0,32	0,63
Опорный торец запяточиков вала и корпуса	0 6; 5 и 4 2	2,5	2,5
		1,25	2,5
		0,63	0,63

Таблица 5.8

Допуски формы валов и отверстий, соединяемых с подшипниками качения										
Допуски формы посадочных поверхностей, мкм, не более										
валов										
отверстий корпусов										
Допуски круглости или допуск профиля продольного сечения для классов точности подшипника качения										
Номинальный диаметр d или D , мм	0; 6		5; 4		2		0; 6		5; 4	
	От 0,6 до 2,5	1,5	0,7	0,4	0,4	0,4	0,4	—	—	—
Св. 2,5 до 3	1,5	0,7	0,4	0,4	0,4	0,4	2,5	1,0	1,0	0,5
Св. 3 до 6	2,0	0,8	0,5	0,5	0,5	0,5	3,0	1,3	1,3	0,6
Св. 6 до 10	2,5	1,0	0,5	0,5	0,5	0,5	4,0	1,5	1,5	0,8
Св. 10 до 18	3,0	1,3	0,6	0,6	0,6	0,6	4,5	2,0	2,0	1,0
Св. 18 до 30	3,5	1,5	0,8	0,8	0,8	0,8	5,0	2,0	2,0	1,0
Св. 30 до 50	4,0	2,0	1,0	1,0	1,0	1,0	6,0	2,5	2,5	1,4
Св. 50 до 80	5,0	2,0	1,0	1,0	1,0	1,0	7,5	3,0	3,0	1,6
Св. 80 до 120	6,0	2,5	1,2	1,2	1,2	1,2	9,0	3,5	3,5	2,0
Св. 120 до 180	6,0	3,0	1,5	1,5	1,5	1,5	10,0	4,0	4,0	2,2
Св. 180 до 250	7,0	3,5	1,7	1,7	1,7	1,7	11,5	5,0	5,0	2,5
Св. 250 до 315	8,0	4,0	—	—	—	—	13,0	5,3	5,3	3,0

Таблица 5.9

Торцевое биение заплечиков валов и отверстий, с которыми соединяются подшипники качения

Номинальный диаметр d или D , мм	Допуски торцевого биения, мкм, не более														
	Заплечики валов							Заплечики отверстий корпусов							
	Класс точности подшипников														
	0	6	5	4	2	0	6	5	4	2	0	6	5	4	2
От 1 до 3	10	6	3	2,0	1,2	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Св. 3 до 6	12	8	4	2,5	1,5	18	12	5	4	2,5					
Св. 6 до 10	15	9	4	2,5	1,5	22	15	6	4	2,5					
Св. 10 до 18	18	11	5	3,0	2,0	27	18	8	5	3,0					
Св. 18 до 30	21	13	6	4,0	2,5	33	21	9	6	4,0					
Св. 30 до 50	25	16	7	4,0	2,5	39	25	11	7	4,0					
Св. 50 до 80	30	19	8	5,0	3,0	46	30	13	8	5,0					
Св. 80 до 120	35	22	10	6,0	4,0	54	35	15	10	6,0					
Св. 120 до 180	40	25	12	8,0	5,0	63	40	18	12	8,0					
Св. 180 до 250	46	29	14	10,0	7,0	72	46	20	14	10,0					
Св. 250 до 315	52	32	16	–	–	81	52	23	16	–					

Таблица 6.1

**Предельные отклонения ширины внутренних колец
роликовых конических подшипников B , мкм**

Номинальный внутренний диаметр d , мм	Класс точности	
	0	
	верхнее отклонение	нижнее отклонение
Св. 10 до 30	0	- 200
Св. 30 до 50	0	- 240
Св. 50 до 80	0	- 300
Св. 80 до 120	0	- 400

Предельные отклонения ширины колец шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников B , мкм

Номинальный внутренний диаметр d , мм	Класс точности	
	0	
	верхнее отклонение	нижнее отклонение
Св. 10 до 18	0	- 120
Св. 18 до 30	0	- 120
Св. 30 до 50	0	- 120
Св. 50 до 80	0	- 150
Св. 80 до 120	0	- 200

Таблица 6.2

**Значения единицы допуска $i = 0,45 \sqrt[3]{D} + 0,001 D$
(для интервалов размеров)**

Интервалы размеров, мм	до 3	св. 3 до 6	св. 6 до 10	св. 10 до 18	св. 18 до 30	св. 30 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120	св. 120 до 180	св. 180 до 250	св. 250 до 315	св. 315 до 400	св. 400 до 500
i , мкм	0,55	0,73	0,90	1,08	1,31	1,56	1,86	2,17	2,52	2,89	3,22	3,54	3,89

Таблица 6.3

Значения коэффициента точности k для различных квалитетов

Коэффициент k	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600
Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

Таблица 6.4

Допуски размеров по квалитетам

Интервалы размеров, мм	Квалитеты																																	
	Допуски																																	
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17															
До 3	МКМ																	ММ																
	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	1,0															
Св. 3 до 6	0,4	0,6	1,0	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,2	0,18	0,30	0,48	0,75	1,2															
Св. 6 до 10	0,4	0,6	1,0	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,90	1,5															
Св. 10 до 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	1,8															
Св. 18 до 30	0,6	1,0	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,30	2,1															
Св. 30 до 50	0,6	1,0	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1,00	1,60	2,5															
Св. 50 до 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	3,0															
Св. 80 до 120	1,0	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,40	2,20	3,5															
Св. 120 до 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	4,0															
Св. 180 до 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	4,6															
Св. 250 до 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	5,2															
Св. 315 до 400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,40	2,30	3,60	5,7															
Св. 400 до 500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,50	4,00	6,3															

Примечание. Для размеров до 1 мм квалитеты от 14-го до 17-го не применяются

Таблица 7.1

Нормы кинематической точности (показатели F'_i , F_r , F_c , F''_i)

Степень точности	Обозначение	Модуль m , мм	Делительный диаметр d_2 , мм	
			До 125	Св. 125 до 400
			мкм	
6	F'_i	От 1 до 16	$F_p + f_{f2}$ (см. примечание)	
	F_r	От 1 до 3,5	25	36
		От 3,5 до 6,3	28	40
		От 6,3 до 10	32	45
F_c	От 1 до 16	14	28	
7	F'_i	От 1 до 16	$F_p + f_{f2}$ (см. примечание)	
	F_r	От 1 до 3,5	36	52
		От 3,5 до 6,3	40	56
		От 6,3 до 10	45	63
F_c	От 1 до 16	20	40	
8	F'_i	От 1 до 16	$F_p + f_{f2}$ (см. примечание)	
	F_r	От 1 до 3,5	45	63
		От 3,5 до 6,3	50	71
		От 6,3 до 10	56	80
F_c	От 1 до 16	28	50	
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
	F''_i	От 1 до 3,5	80	112
		От 3,5 до 6,3	90	125
		От 6,3 до 10	100	140

F'_i – допуск на наибольшую кинематическую погрешность червячного колеса;
 F_r – допуск на радиальное биение венца червячного колеса;
 F_c – допуск на погрешность обката;
 F''_i – допуск на колебание измерительного межосевого расстояния за оборот червячного колеса.

П р и м е ч а н и е . Для определения F'_i принимается $F_p = F_{pk}$ и назначается в соответствии со степенью кинематической точности по табл. П.5.2 при длине дуги, соответствующей числу зубьев червячного колеса, равному $k = z_2/2$ (или длине дуги соответствующей ближайшему большему целому числу зубьев);
 f_{f2} – назначается в соответствии со степенью плавности работы по табл. П.5.3

Нормы контакта зубьев

Степень точности	Модуль m , мм	F_k										F_β				
		Ширина зубчатого венца, мм														
		До 40	Св. 40 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160 до 250	Св. 250 до 400	До 40	Св. 40 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160 до 250	Св. 250 до 400	До 40	Св. 40 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160 до 250	Св. 250 до 400
6	От 1 до 3,5	18	20	22	25	28	МКМ	9	12	16	20	25				
	Св, 3,5 до 6,3	22	22	25	25	30		11	16	20	25	28				
	Св, 6,3 до 10	28	25	28	30	32										
	Св, 10 до 16	–	30	32	36	40										
7	От 1 до 3,5	22	25	28	30	32		18	25	32	40	45	50	56	63	80
	Св, 3,5 до 6,3	25	28	30	32	36										
	Св, 6,3 до 10	30	32	36	40	45										
	Св, 10 до 16	–	40	40	45	50										
8	От 1 до 3,5	36	40	40	45	50		28	40	50	63	80	90	100	112	125
	Св, 3,5 до 6,3	40	45	50	50	56										
	Св, 6,3 до 10	45	50	56	60	63										
	Св, 10 до 16	–	60	63	71	80										
9	От 1 до 3,5	56	60	60	71	80		28	40	50	63	71	80	90	100	125
	Св, 3,5 до 6,3	63	71	80	80	90										
	Св, 6,3 до 10	80	80	90	90	100										
	Св, 10 до 16	–	100	100	112	125										

F_k — допуск на суммарную погрешность контактной линии;

F_β — допуск на направление зуба.

Нормы бокового зазора (допуски T_H , T_{Wm} , T_C)

Вид сопряжения (вид допуска)*	Обозначение	Допуск на радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм (из табл. 7.1 прил.)									
		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		
<i>H, E, (h)</i>	T_H	45	55	60	70	80	110	120	160		
	T_{Wm}	20	22	25	25	28	30	40	55		
	T_C	35	40	45	50	70	70	90	120		
<i>D (d)</i>	T_H	60	70	80	90	100	140	160	200		
	T_{Wm}	30	35	40	40	40	60	70	80		
	T_C	45	50	60	70	70	100	120	140		
<i>C (c)</i>	T_H	80	90	100	120	140	180	200	250		
	T_{Wm}	45	45	50	60	70	90	110	120		
	T_C	60	70	70	90	100	140	160	180		
<i>B (b)</i>	T_H	90	100	120	140	180	200	250	300		
	T_{Wm}	50	55	60	70	100	100	120	140		
	T_C	70	70	90	100	140	140	300	350		
<i>A (a)</i>	T_H	110	140	160	180	200	250	300	350		
	T_{Wm}	60	80	90	100	110	140	150	180		
	T_C	80	100	120	140	140	180	220	250		

* Вид допуска на боковой зазор используется при изменении соответствия между видом сопряжения и видом допуска.

T_H – допуск на смещение исходного контура;

T_{Wm} – допуск на среднюю длину общей нормали;

T_C – допуск на толщину зуба.

Таблица 8.1

Диаметры и шаги метрических резьб

Диаметр, мм			Шаг, мм	
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	крупный	мелкий
1; 1,2	1,1		0,25	0,2
	1,4		0,3	0,2
1,6	1,8		0,35	0,2
2			0,4	0,25
	2,2		0,45	0,25
2,5			0,45	0,35
3			0,5	0,35
	3,5		(0,6)	0,35
4			0,7	0,5
	4,5		(0,75)	0,5
5			0,8	0,5
		(5,5)		0,5
6			1	0,75; 0,5
8		(9)	1,25	1; 0,75; 0,5
10			1,5	1,25; 1; 0,75; 0,5
		11	(1,5)	1; 0,75; 0,5
12			1,75	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5
	14		2	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5
		15; 17		1,5; (1)
16			2	1,5; 1; 0,75; 0,5
	18; 22		2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 1,5
24	27		3	2; 1,5; 1; 0,75
		25		2; 1,5; (1)
		(26)*		1,5
		(28)		2; 1,5; 1
30			3,5	(3); 2; 1,5; 1; 0,75
		(32)		2; 1,5
	33		3,5	(3); 2; 1,5; 1; 0,75
		35**, (38)*		1,5
36	39		4	3; 2; 1,5; 1
		40		(3); (2); 1,5
42	45		4,5	(4); 3; 2; 1,5; 1
		50		(3); (2); 1,5
48	52		5	(4); 3; 2; 1,5; 1
		55		(4); (3); 2; 1,5
56			5,5	4; 3; 2; 1,5; 1
		58		(4); (3); 2; 1,5

Таблица 9.1

**Исходные данные для расчета посадок подшипников качения,
размерных цепей, выполнения чертежей**

№ варианта	№ чертежа	Подшипники качения			Обозначение и размер замыкающего звена размерной цепи	Выполнить чертежи деталей №		Требования к точности зубчатого колеса
		№ по чертежу	<i>P/H</i>	режим работы				
00, 20, 40, 60, 80	1	10	900	нормальный	$A_{\Sigma}^{II} = 1 \pm 0,5$	15	11	8-В
01, 21, 41, 61, 81		9	1300	тяжелый	$A_{\Sigma}^{III} = 4 \pm 0,4$	1	14	8-8-9-С
02, 22, 42, 62, 82	2	9	800	нормальный	$A_{\Sigma}^{II} = 2 \pm 0,45$	1	11	7-8-9-Д
03, 23, 43, 63, 83		10	1500	тяжелый	$A_{\Sigma}^{IV} = 2^{+0,7}_{-0,3}$	13	12	6-7-8-Н
04, 24, 44, 64, 84	3	8	1600	нормальный	$A_{\Sigma}^I = 2^{+0,4}_{-0,8}$	10	14	9-8-8-С
05, 25, 45, 65, 85		9	1250	тяжелый	$A_{\Sigma}^{II} = 3^{+0,7}_{-0,5}$	1	12	9-В
06, 26, 46, 66, 86	4	7	1800	нормальный	$A_{\Sigma}^I = 2^{+0,6}$	11	14	7-8-7-Д
07, 27, 47, 67, 87		8	1450	тяжелый	$A_{\Sigma}^{III} = 2^{+0,3}_{-0,8}$	1	10	7-Н
08, 28, 48, 68, 88	5	6	950	нормальный	$A_{\Sigma}^{III} = 2_{-0,7}$	11	12	9-8-8-С
09, 29, 49, 69, 89		7	1300	тяжелый	$A_{\Sigma}^{IV} = 2 \pm 0,4$	1	9	6-Е
10, 30, 50, 70, 90	6	7	1100	нормальный	$A_{\Sigma}^I = 2 \pm 0,6$	4	13	7-8-9-Д
11, 31, 51, 71, 91		8	1450	тяжелый	$A_{\Sigma}^{II} = 1 \pm 0,5$	6	5	8-9-9-А
12, 32, 52, 72, 92	7	8	800	нормальный	$A_{\Sigma}^I = 5^{+0,3}_{-0,6}$	3	17	7-8-7-В
13, 33, 53, 73, 93		8	1350	тяжелый	$A_{\Sigma}^{III} = 2^{+0,4}_{-0,9}$	5	7	8-С
14, 34, 54, 74, 94	8	2	1750	нормальный	$A_{\Sigma}^I = 2 \pm 0,6$	5	6	7-8-9-А
15, 35, 55, 75, 95		13	1200	тяжелый	$A_{\Sigma}^{IV} = 3_{-1,1}$	3	4	9-С
16, 36, 56, 76, 96	9	5	950	нормальный	$A_{\Sigma}^{II} = 2 \pm 0,7$	8	9	7-7-8-Д
17, 37, 57, 77, 97		4	1400	тяжелый	$A_{\Sigma}^{III} = 2^{+0,3}_{-0,9}$	6	12	8-7-6-Е
18, 38, 58, 78, 98	10	3	1500	нормальный	$A_{\Sigma}^{III} = 1 \pm 0,55$	8	9	9-9-8-В
19, 39, 59, 79, 99		14	1850	тяжелый	$A_{\Sigma}^{IV} = 3^{+0,3}_{-0,9}$	5	8	9-А

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Расчет и выбор посадок предложенного узла.....	4
2. Расчет и выбор шероховатости поверхности деталей	8
3. Расчет и выбор отклонений формы и расположения поверхностей.....	9
4. Выбор параметров точности шлицевых и шпоночных соединений	10
5. Расчет и выбор параметров соединений с подшипниками качения	15
6. Расчет размерной цепи (прямая задача)	20
7. Расчет и выбор параметров зубчатых передач и соединений с зубчатыми колесами	26
8. Резьбовые соединения.....	29
9. Указания для студентов заочной формы обучения	30
Список литературы.....	31
Приложение	32



В 2009 году Университет стал победителем многоэтапного конкурса, в результате которого определены 12 ведущих университетов России, которым присвоена категория «Национальный исследовательский университет». Министерством образования и науки Российской Федерации была утверждена программа его развития на 2009–2018 годы. В 2011 году Университет получил наименование «Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики».

ИНСТИТУТ ХОЛОДА И БИОТЕХНОЛОГИЙ



Институт холода и биотехнологий является преемником Санкт-Петербургского государственного университета низкотемпературных и пищевых технологий (СПбГУНиПТ), который в ходе реорганизации (приказ Министерства образования и науки Российской Федерации № 2209 от 17 августа 2011г.) в январе 2012 года был присоединен к Санкт-Петербургскому национальному исследовательскому университету информационных технологий, механики и оптики.

Созданный 31 мая 1931года институт стал крупнейшим образовательным и научным центром, одним из ведущих вузов страны в области холодильной, криогенной техники, технологий и в экономике пищевых производств.

В институте обучается более 6500 студентов и аспирантов. Коллектив преподавателей и сотрудников составляет около 900 человек, из них 82 доктора наук, профессора; реализуется более 40 образовательных программ.

Действуют 6 факультетов:

- холодильной техники;
- пищевой инженерии и автоматизации;
- пищевых технологий;
- криогенной техники и кондиционирования;
- экономики и экологического менеджмента;
- заочного обучения.

За годы существования вуза сформировались известные во всем мире научные и педагогические школы. В настоящее время фундаментальные и прикладные исследования проводятся по 20 основным научным направлениям: научные основы холодильных машин и термотрансформаторов; повышение эффективности холодильных установок; газодинамика и компрессоростроение; совершенствование процессов, машин и аппаратов криогенной техники; теплофизика; теплофизическое приборостроение; машины, аппараты и системы кондиционирования; хладостойкие стали; проблемы прочности при низких температурах; твердотельные преобразователи энергии; холодильная обработка и хранение пищевых продуктов; тепломассоперенос в пищевой промышленности; технология молока и молочных продуктов; физико-химические, биохимические и микробиологические основы переработки пищевого сырья; пищевая технология продуктов из растительного сырья; физико-химическая механика и тепло-и массообмен; методы управления технологическими процессами; техника пищевых производств и торговли; промышленная экология; от экологической теории к практике инновационного управления предприятием.

В институте создан информационно-технологический комплекс, включающий в себя технопарк, инжиниринговый центр, проектно-конструкторское бюро, центр компетенции «Холодильщик», научно-образовательную лабораторию инновационных технологий. На предприятиях холодильной, пищевых отраслей реализовано около тысячи крупных проектов, разработанных учеными и преподавателями института.

Ежегодно проводятся международные научные конференции, семинары, конференции научно-технического творчества молодежи.

Издаются журнал «Вестник Международной академии холода» и электронные научные журналы «Холодильная техника и кондиционирование», «Процессы и аппараты пищевых производств», «Экономика и экологический менеджмент».

В вузе ведется подготовка кадров высшей квалификации в аспирантуре и докторантуре по 11 специальностям.

Действуют два диссертационных совета, которые принимают к защите докторские и кандидатские диссертации.

Вуз является активным участником мирового рынка образовательных и научных услуг.

www.ihbt.edu.ru
www.gunipt.edu.ru

Иголкин Алексей Федорович
Вологжанина Светлана Антониновна
Федорова Ольга Александровна

**РАСЧЕТ И ВЫБОР
ПОСАДОК И ПАРАМЕТРОВ
ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ
ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ОБОРУДОВАНИЯ
ПИЩЕВЫХ ПРОИЗВОДСТВ**

Учебно-методическое пособие

Ответственный редактор

Т.Г. Смирнова

Титульный редактор

Т.В. Белянкина

Компьютерная верстка

Д.Е. Мышковский

Дизайн обложки

Н.А. Потехина

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 12.12.2013. Формат 60×84 1/16

Усл. печ. л. 4,65. Печ. л. 5,0. Уч.-изд. л. 4,81

Тираж 40 экз. Заказ № С 88

НИУ ИТМО. 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49
ИИК ИХиБТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Санкт-Петербургский национальный исследова-
тельный университет
информационных технологий,
механики и оптики
197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49
Институт холода и биотехнологий
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

