

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Г. Р. Муслина

Ю. М. Правиков

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

Учебное пособие по курсовой работе

Под общей редакцией д-ра техн. наук, проф. Л.В. Худобина

Ульяновск
УлГТУ
2012

УДК 621.7/9 (075)

ББК 34.5я7

М 91

Рецензенты:

Кафедра «Технология машиностроения» Самарского государственного
технического университета;

президент Ульяновского государственного технического университета,
профессор, д-р техн. наук Ю. В. Полянков.

*Утверждено редакционно-издательским советом УлГТУ
в качестве учебного пособия*

Муслина, Г. Р.

М 91

Нормирование точности и технические измерения: учебное пособие
по курсовой работе / Г. Р. Муслина, Ю. М. Правиков; под общ. ред.
проф., д.т.н. Л. В. Худобина. – Ульяновск : УлГТУ, 2012. – 234 с.

ISBN 978-5-9795-1084-2

Приведены теоретические положения, справочные материалы и исходные дан-
ные к курсовой работе по основным разделам дисциплины «Нормирование точности
и технические измерения», порядок и примеры выполнения заданий курсовой рабо-
ты, правила оформления пояснительной записки и графических разработок.

Содержание учебного пособия соответствует требованиям федерального госу-
дарственного образовательного стандарта и рабочей программе названной дисцип-
лины для студентов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и маги-
стров 151900 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных
производств» всех форм обучения. Пособие будет полезно также студентам, обу-
чающимся по направлениям (150700, 190109, 190100, 190600 и др.), изучающим
дисциплину «Метрология, стандартизация и сертификация».

УДК 621.7/9 (075)

ББК 34.5я7

ISBN 978-5-9795-1084-2

© Муслина Г. Р., Правиков Ю. М., 2012.

© Оформление. УлГТУ, 2012.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И АББРЕВИАТУРЫ	5
ПРЕДИСЛОВИЕ	6
1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	7
1.1. Задачи нормирования точности и технических измерений	7
1.2. Цель и задачи курсового проектирования	8
1.3. Структура курсовой работы	9
1.4. Общие правила оформления курсовой работы	11
1.4.1. Оформление пояснительной записки.....	11
1.4.2. Оформление графических разработок	15
2. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК ГЛАДКИХ СОЕДИНЕНИЙ	16
2.1. Выбор посадок методами аналогии и подобия	16
2.2. Расчет и выбор посадок с зазором в подшипниках скольжения	20
2.2.1. Основные положения.....	20
2.2.2. Порядок выполнения задания.....	27
2.3. Расчет и выбор посадок с натягом	32
2.3.1. Основные положения.....	32
2.3.2. Порядок расчета и выбора посадок с натягом	38
2.4. Расчет и выбор посадок подшипников качения	44
2.4.1. Основные положения.....	44
2.4.2. Порядок выполнения задания.....	54
3. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛЕЙ	58
3.1. Нормирование точности размеров, формы, расположения и шероховатости поверхностей деталей	58
3.1.1. Нормирование точности размеров	58
3.1.2. Нормирование точности формы и расположения поверхностей деталей.....	58
3.1.3. Нормирование шероховатости поверхностей деталей.....	65
3.1.4. Нормирование точности формы, расположения и шероховатости поверхностей типовых деталей	68
3.1.5. Выполнение рабочего чертежа детали.....	82
3.2. Расчет зависимых допусков формы, расположения и координирующих размеров	89
3.2.1. Общие положения	89
3.2.2. Порядок выполнения задания.....	92
4. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ СЛОЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ	96
4.1. Выбор посадок и нормирование точности деталей шпоночных соединений	96

4.1.1. Основные положения.....	96
4.1.2. Порядок выполнения задания.....	100
4.2. Выбор посадок и нормирование точности деталей шлицевых соединений.....	101
4.2.1. Основные положения.....	101
4.2.2. Порядок выполнения задания.....	104
4.3. Построение схемы полей допусков резьбового соединения.....	105
4.3.1. Параметры метрической резьбы.....	105
4.3.2. Нормирование точности метрических резьб.....	107
4.3.3. Обозначение резьбы.....	110
5. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ.....	116
5.1. Система точности цилиндрических зубчатых колес и передач.....	116
5.2. Обозначение точности зубчатых колес и передач.....	118
5.3. Выбор степени точности зубчатых колес и передач.....	118
5.4. Показатели точности зубчатых колес и передач.....	120
5.5. Порядок выполнения задания.....	124
6. РАСЧЕТ И ВЫБОР СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЯ И КОНТРОЛЯ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРОВ.....	126
6.1. Выбор универсальных средств измерения линейных размеров деталей.....	126
6.1.1. Общие положения.....	126
6.1.2. Порядок выполнения задания.....	132
6.2. Выбор схемы и средств измерения отклонений формы и расположения поверхностей.....	134
6.2.1. Общие положения.....	134
6.2.2. Рекомендации по выбору методов измерения отклонений формы и расположения поверхностей.....	138
6.2.3. Допускаемые погрешности измерений отклонений формы и расположения поверхностей.....	150
6.3. Расчет и выбор размеров калибров для контроля деталей гладких соединений.....	154
6.3.1. Основные положения.....	154
6.3.2. Расчет предельных и исполнительных размеров калибров.....	157
6.3.3. Технические требования к калибрам.....	160
ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ.....	165
ОСНОВНЫЕ ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ПОНЯТИЯ (ГЛОССАРИЙ).....	167
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	169
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	170
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	172

ОСНОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ И АББРЕВИАТУРЫ

ЕСДП	– Единая система допусков и посадок;
ЕСКД	– Единая система конструкторской документации;
ЗК	– зубчатое колесо;
ЗП	– зубчатая передача;
ОНВ	– основные нормы взаимозаменяемости;
ПЗ	– пояснительная записка;
СИ	– средство измерения;
A ... ZC	– основные отклонения отверстий* ;
a ... zc	– основные отклонения валов;
ES, es	– верхнее предельное отклонение соответственно отверстия и вала;
EI, ei	– нижнее предельное отклонение соответственно отверстия и вала;
L	– длина нормируемого участка;
L0 ... L2	– поле допуска внутреннего кольца подшипника;
ℓ0 ... ℓ2	– поле допуска наружного кольца подшипника;
N	– натяг;
N_m	– средний натяг;
N_{max}	– наибольший натяг;
N_{min}	– наименьший натяг;
P/C	– интенсивность нагружения подшипникового узла;
Ra	– среднее арифметическое отклонение профиля;
Rz	– высота неровностей профиля по десяти точкам;
S	– зазор;
S_m	– средний зазор;
S_{max}	– наибольший зазор;
S_{min}	– наименьший зазор;
T	– допуск;
T_M	– полное значение зависимого допуска;
T_{min}	– минимальное значение зависимого допуска, указанное на чертеже;
T_{дон}	– допускаемое превышение минимального значения зависимого допуска;
δ	– допускаемая погрешность измерения;
Δ	– отклонение формы или расположения поверхности;
Δ_{lim}	– допускаемая погрешность средства измерения

* Здесь и далее все размеры величин в мм.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее учебное пособие предназначено для методического обеспечения подготовки бакалавров по дисциплине «Нормирование точности и технические измерения» в соответствии с требованиями федерального государственного образовательного стандарта высшего профессионального образования по направлению подготовки 151900 – Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств.

Изучение дисциплины «Нормирование точности и технические измерения», в том числе и курсовое проектирование, направлено на приобретение знаний и навыков, необходимых для проектно-конструкторской, производственно-технологической и некоторых других видов профессиональной деятельности бакалавров по указанному выше направлению.

В результате изучения дисциплины студент (выпускник) должен обладать компетенциями, приведенными в табл. 1.

1. Компетенции, формируемые при изучении дисциплины «Нормирование точности и технические измерения»

Код компетенции	Содержание компетенции
ПК – 8	Способность участвовать в разработке проектов изделий машиностроения с учетом технологических, конструкторских, эксплуатационных, эстетических, экономических и управленческих параметров
ПК – 14	Способность разрабатывать проектную и рабочую техническую документацию машиностроительных производств, оформлять законченные проектно-конструкторские работы
ПК – 24	Способность участвовать в организации эффективного контроля качества материалов, технологических процессов, готовой машиностроительной продукции

Учебное пособие содержит основные положения и методику выполнения соответствующих заданий курсовой работы по наиболее важным разделам дисциплины «Нормирование точности и технические измерения».

В первом разделе учебного пособия показано значение дисциплины, цель и задачи курсового проектирования, а также структура и общие правила выполнения курсовой работы.

Второй раздел содержит основную информацию, необходимую для выполнения заданий курсовой работы, посвященных выбору посадок методами аналогии и подобия, расчету посадок с зазором и натягом в ответственных соединениях машин, расчету и выбору посадок подшипников качения.

Перечень стандартов, необходимых для нормирования точности формы, расположения и шероховатости поверхностей деталей, а также рекомендации по их использованию при выполнении рабочих чертежей деталей содержит третий раздел.

В четвертом разделе приведена информация, необходимая для назначения требований к точности шпоночных, шлицевых соединений и их деталей. Дана

система условных обозначений геометрических параметров и точности метрических резьб и методические указания по построению схем полей допусков и расчету основных параметров резьбовых соединений.

В пятый раздел включены методические указания и практические рекомендации по назначению точности и выбору системы контролируемых показателей точности цилиндрических зубчатых колес и передач.

Шестой раздел посвящен техническим измерениям в машиностроении. В нем приведены методические указания и практические рекомендации по выбору универсальных средств измерений линейных размеров, данные, необходимые для выбора принципиальных схем и универсальных средств измерений отклонений формы и расположения поверхностей изделий машиностроения, а также сведения, позволяющие выбирать конструктивные и рассчитывать предельные и исполнительные размеры калибров для контроля размеров деталей гладких цилиндрических соединений.

Завершают учебное пособие приложения, содержащие исходные данные для выполнения курсовой работы (прил. 1), сведения об оформлении материалов пояснительной записки и графической части этой работы, алгоритмы программ расчета на ЭВМ зазоров и натягов в ответственных соединениях деталей, выбора конструктивных и расчета предельных и исполнительных размеров гладких калибров; справочные данные, необходимые для нормирования точности соединений и их деталей.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Задачи нормирования точности и технических измерений

Необходимым условием обеспечения и повышения эффективности машиностроения при современном уровне развития науки и техники является взаимозаменяемость изделий (машин, механизмов, сборочных единиц и их деталей). При этом на принципах взаимозаменяемости основано не только производство (проектирование и изготовление) машин, но и их эксплуатация и ремонт.

Взаимозаменяемость изделий обеспечивается комплексом мероприятий, важнейшим из которых является стандартизация норм точности геометрических параметров изделий. Нормирование точности изделий машиностроения осуществляется по двум системам стандартов: ЕСДП – «Единая система допусков и посадок» и ОНВ – «Основные нормы взаимозаменяемости». Стандарты ЕСДП регламентируют точность размеров гладких соединений и их деталей, а стандарты ОНВ – посадки шпоночных, шлицевых, резьбовых, конических соединений и допуски их деталей, а также точность зубчатых передач и колес.

Другим важнейшим условием обеспечения взаимозаменяемости изделий является комплекс мероприятий, направленных на обеспечение единства измерений и единообразия средств измерений, т. е. метрологическое обеспечение

производства и ремонта машин. Основанное на практическом использовании положений метрологии (науки об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства и требуемой точности) метрологическое обеспечение производства – одна из основных предпосылок обеспечения требуемого качества изделий.

Измерения геометрических параметров изделия можно производить лишь при наличии соответствующих технических средств и установленных методов их использования. Выбор средств измерений, удовлетворяющих метрологическим и экономическим требованиям, – одна из важных задач метрологического обеспечения производства, решаемая совместно основными техническими службами предприятия – конструкторской, технологической и метрологической.

Таким образом, дисциплина «Нормирование точности и технические измерения» позволяет приобрести знания, необходимые для профессиональной деятельности бакалавров и магистров в области машиностроения. Подготовка по дисциплине включает изучение теоретических положений нормирования точности изделий и некоторых вопросов метрологического обеспечения производства, выполнение лабораторных работ, решение практических задач. Одним из основных этапов подготовки является выполнение курсовой работы.

1.2. Цель и задачи курсового проектирования

Цель курсового проектирования по дисциплине «Нормирование точности и технические измерения» как одного из этапов обучения в вузе, научить студентов правильно применять теоретические знания, полученные в процессе учебы, для решения практических задач, связанных с обеспечением взаимозаменяемости в машиностроении, что необходимо для дальнейшей успешной профессиональной деятельности конструктора и технолога, а также для выполнения разделов курсовых и дипломных работ и проектов, посвященных нормированию, расчету и контролю точности изделий, сборочных единиц и деталей. В соответствии с этой целью при выполнении курсовой работы решают следующие задачи:

- расширение, углубление, систематизация и закрепление теоретических знаний студентов;
- привитие практических навыков и умений решения задач, связанных с обеспечением точности изделий и их составных частей;
- привитие практических навыков и умений решения задач метрологического обеспечения производства и ремонта машин;
- привитие практических навыков работы со стандартами в области машиностроения, справочной литературой и чертежами изделий машиностроения;
- развитие и закрепление навыков ведения самостоятельной профессиональной работы.

Вопросы, рассматриваемые в курсовой работе, являются типовыми для машиностроения, а навыки и умения их решения помогут студентам:

– при выполнении конструкторских разработок в курсовых работах и проектах по дисциплинам «Детали машин и основы проектирования», «Автоматизация производственных процессов в машиностроении», «Технология машиностроения», «Металлорежущие станки интегрированного производства», «Режущий инструмент», «Проектирование инструментальной техники», «Производство инструментальной техники», а также при дипломном и курсовом проектировании: при выборе характера соединений и назначении посадок методами аналогии и подобия, расчете посадок с зазором и натягом в ответственных соединениях деталей, где назначение посадок методами аналогии и подобия недопустимо, расчете и выборе посадок подшипников качения и сложных соединений, нормировании точности геометрических параметров деталей машин, являющемся одним из ответственных этапов конструирования изделий машиностроения;

– при проработке в курсовых работах и проектах по технологии машиностроения, а также в дипломных работах и проектах вопросов метрологического обеспечения производства – выборе универсальных средств измерений линейных размеров, назначении производственных допусков, выборе методов и разработке схем измерения и контроля отклонений формы и расположения поверхностей изделий, расчете и выборе предельных калибров для контроля деталей гладких соединений и др.

Приобретенный в процессе выполнения курсовой работы опыт нормирования и контроля точности в машиностроении позволит студентам успешно решить аналогичные задачи при сдаче государственного экзамена на заключительном этапе обучения в вузе.

1.3. Структура курсовой работы

Курсовая работа по дисциплине «Нормирование точности и технические измерения» состоит из пояснительной записки (ПЗ) и графической части.

Структурными элементами ПЗ являются: титульный лист; задание; аннотация; содержание; введение; основная часть; библиографический список; приложения.

Титульный лист является первой страницей ПЗ и содержит наименование министерства, университета и кафедры, фамилию, имя и отчество студента и руководителя, год выполнения работы.

Задание содержит перечень индивидуальных заданий с указанием номеров чертежей и вариантов исходных данных, необходимых для выполнения работы.

Аннотация кратко отражает основное содержание и результаты выполнения всех заданий.

Содержание включает введение, наименование всех разделов, подразделов и пунктов, библиографический список, номера и наименования приложений с указанием страниц, с которых начинаются элементы ПЗ.

Введение отражает значение нормирования и контроля точности изделий для современного машиностроения. Во введении должны быть также отражены цель и задачи курсовой работы, основные разработки студента.

Основная часть ПЗ содержит исходные данные и результаты выполнения всех заданий курсовой работы, в том числе обоснование выбора посадок, точности размеров, формы, расположения и шероховатости поверхностей деталей, обоснование выбора универсальных средств измерений линейных размеров, схем измерений отклонений формы и расположения поверхностей деталей, а также необходимые расчеты и иллюстрации.

Основную часть ПЗ делят на разделы, а разделы на подразделы и пункты.

Библиографический список использованных источников при выполнении курсовой работы составляют в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5.

Приложения содержат материалы, связанные с выполнением курсовой работы, которые нецелесообразно включать в ее основную часть, например:

- описания алгоритмов и программ, разработанных студентом;
- распечатки с ЭВМ;
- иллюстрации вспомогательного характера.

Графическая часть курсовой работы состоит из 1,5 – 2 листов формата А1, с чертежами и схемами, отражающими результаты выполнения заданий работы.

Курсовая работа включает обычно от 8 до 12 заданий, количество и содержание которых зависят от назначения и конструкции изделия, чертеж которого выдает преподаватель.

Так, например, при выполнении работ, связанных с обеспечением точности технологической оснастки, в задание часто включают расчет и выбор посадки с натягом. Студенты, выполняющие работы, посвященные нормированию точности узлов автомобилей, рассчитывают и выбирают посадки с зазором в гидродинамических подшипниках скольжения, достаточно широко используемых в конструкциях автомобилей. Задание на расчет размеров калибров для контроля деталей гладких соединений получают, как правило, студенты заочной формы обучения, не выполняющие соответствующую лабораторную работу. Зависимые допуски формы, расположения и координирующих размеров рассчитывают студенты, выполняющие рабочий чертеж детали достаточно простой конструкции.

1.4. Общие правила оформления курсовой работы

1.4.1. Оформление пояснительной записки

Общие требования

Правила оформления ПЗ должны соответствовать требованиям ГОСТ 2.105 «Общие требования к текстовым документам», а также общим правилам оформления курсовых проектов, изложенных в учебном пособии [16].

ПЗ должна отвечать следующим требованиям: логическая последовательность изложения материалов; убедительность аргументации; краткость и точность формулировок, исключающие возможность субъективного и неоднозначного толкования; конкретность изложения результатов работы; недопустимость включения в ПЗ (без необходимости) дословных формулировок, заимствованных из литературных источников.

Страницы текста ПЗ, иллюстрации и распечатки с ЭВМ должны соответствовать формату А4 по ГОСТ 2.301.

ПЗ должна быть выполнена в виде распечатки компьютерного набора на одной стороне белой бумаги через полтора интервала (42 строки на странице, 62 – 66 знаков в строке, включая пробелы между словами). Допускается, в виде исключения, оформление ПЗ от руки, при этом высота букв и цифр должна быть не менее 2,5 мм, они должны быть написаны четко, желательнее черными чернилами или пастой. Поля оставляют со всех четырех сторон листа: размер левого поля не менее 30 мм, правого – не менее 10 мм, верхнего – не менее 15 мм, нижнего – не менее 20 мм.

Опечатки, описки и графические неточности исправляют подчисткой или подкрашиванием белой краской и нанесением на том же месте правильного символа.

Заголовки разделов ПЗ располагают в середине строки без точки в конце и выполняют прописными (заглавными) буквами, не подчеркивая.

Заголовки подразделов, пунктов и подпунктов выполняют с прописной буквы.

Если заголовок включает несколько предложений, их разделяют точками. Переносы слов в заголовках не допускаются.

Расстояние между заголовками и текстом должно быть равно трем межстрочным интервалам.

Нумерация страниц ПЗ

Нумерация страниц ПЗ должна быть сквозной: первой страницей является титульный лист, второй – задание на проектирование, третьей – аннотация, четвертой – содержание и т. д. Номер страницы проставляют арабской цифрой в правом верхнем углу без точки в конце. На титульном листе и задании номер страницы не ставится. Иллюстрации и таблицы, расположенные на отдельных листах, включают в сквозную нумерацию страниц.

Нумерация разделов, подразделов, пунктов и подпунктов

Текст ПЗ делят на разделы, которые нумеруют арабскими цифрами; после номера раздела ставят точку. Введение и заключение не нумеруют.

Тексты разделов делят на подразделы, которые нумеруют арабскими цифрами в пределах каждого раздела. Номер подраздела должен состоять из номера раздела и номера подраздела, разделенных точкой. В конце номера подраздела ставят точку, например «2.1.» (первый подраздел второго раздела).

Тексты подразделов делят на пункты, которые нумеруют арабскими цифрами. Номер пункта состоит из номеров раздела, подраздела и пункта, разделенных точками, например «2.1.3.» (третий пункт первого подраздела второго раздела).

Иллюстрации

Иллюстрации (чертежи, графики, схемы) располагают непосредственно после текста, в котором они упоминаются впервые, или на следующей странице. На все иллюстрации в тексте должны быть ссылки.

Иллюстрации нумеруют последовательно в пределах всей ПЗ. Каждая иллюстрация должна иметь подрисуночную подпись, включающую название и при необходимости, поясняющие данные, например «Рис. 4. Схема полей допусков посадки $\varnothing 40H7/k6$ » или «Рис. 5. Схема полей допусков посадок: a – с зазором – $\varnothing 40H7/g6$; b – с натягом – $\varnothing 40H7/r6$ ». Подрисуночную подпись помещают под иллюстрацией или справа от нее. После подрисуночной надписи точка не ставится.

Таблицы

Цифровой материал, как правило, оформляют в виде таблиц. Таблицу располагают непосредственно после текста, в котором она упоминается впервые, или на следующей странице. На все таблицы в тексте ПЗ должны быть ссылки.

Таблицы нумеруют последовательно в пределах всей ПЗ. Номер таблицы указывают перед ее названием, размещаемым по центру над таблицей, например «4. Исходные данные».

Формулы

Формулы следует выделять из текста в отдельную строку. Выше и ниже формулы оставляют не менее одной свободной строки. Формулы в ПЗ нумеруют порядковой нумерацией в пределах всей ПЗ арабскими цифрами в круглых скобках в крайнем правом положении на строке, например, (13).

Пояснения значений символов и числовых коэффициентов приводят в аппликации непосредственно под формулой в той же последовательности, в какой они даны в формуле. Первую строку начинают со слова «где» без двоеточия, например:

$$\langle T = a \times i, \rangle$$

где T – допуск размера, мкм; a – число единиц допуска; i – единица допуска, мкм».

Ссылки

Ссылки в тексте ПЗ на литературные источники обозначают порядковым номером библиографического списка, выделенным квадратными скобками, например: [27], [51] и т.п.

Ссылки на иллюстрации и таблицы указывают их порядковым номером, например «... на рис. 5», «... в табл. 16». В повторных ссылках на таблицы и иллюстрации следует указывать сокращенно слово «смотри», например «см. табл. 4».

Титульный лист

Титульный лист ПЗ курсовой работы оформляют, как показано в приложении 2.

Аннотация

Аннотация оформляется по следующей схеме (прил. 3):

- фамилия исполнителя работы;
- сведения об объеме ПЗ и числе иллюстраций в ней;
- число чертежей формата А1 в графической части работы;
- наименование вуза, год выполнения;
- текст аннотации (объемом 0,5 ... 0,8 страницы), отражающий сущность выполненных разработок.

Слово «АННОТАЦИЯ» пишут прописными буквами. Вся аннотация располагается на одной странице.

Библиографический список

Библиографический список должен включать все использованные источники, которые следует располагать в алфавитном порядке.

Ниже приведены примеры наиболее часто встречающихся в работах библиографических описаний (по ГОСТ Р 7.0.5):

1. Однотомное издание

1.1. Книги одного – трех авторов

Крылова Г.Д. Основы стандартизации, сертификации и метрологии : учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : ЮНИТИ-ДАНА, 2007. – 671 с.

Сергеев А.Г., Латышев М.В., Терегеря В.В. Метрология, стандартизация, сертификация. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Логос, 2005. – 560 с.

1.2. Четырех и более авторов

Активный контроль размеров / С.С. Волосов, М.Л. Шлейфер, В.Е. Рюмкин [и др.] / под ред. С.С. Волосова. – М. : Машиностроение, 1984. – 224 с.

2. Многотомное издание

2.1. Издание в целом

Палей М.А., Романов А.Б., Брагинский В.А. Допуски и посадки: справочник : в 2 ч. – 8-е изд., перераб. и доп. – СПб. : Политехника, 2001. – Ч. 1 – 576 с., Ч. 2 – 608 с.

2.2. Отдельный том

Палей М.А., Романов А.Б., Брагинский В.А. Допуски и посадки: справочник : в 2 ч. – 8-е изд., перераб. и доп. – СПб. : Политехника, 2001. – Ч. 1. – 576 с.

Приложения

Приложения оформляют как продолжение ПЗ на ее последующих страницах, располагая приложения в порядке появления на них ссылок в тексте основной части ПЗ.

Каждое приложение должно начинаться с новой страницы и иметь содержательный заголовок, напечатанный прописными буквами. В правом верхнем углу над заголовком прописными буквами печатают слово «ПРИЛОЖЕНИЕ».

Если приложений в ПЗ более одного, их следует нумеровать арабскими цифрами порядковой нумерацией.

Имеющиеся в тексте приложения иллюстрации и таблицы нумеруют в пределах каждого приложения.

Единицы физических величин

Размерность одного и того же параметра в пределах ПЗ должна быть постоянной. Непременным требованием является строгое соблюдение во всех материалах курсовой работы ГОСТ 8.417 «Единицы физических величин». Этот стандарт регламентирует и правила написания обозначений единиц, некоторые из которых приведены ниже.

В обозначения единицы точку как знак сокращения не ставят. Обозначения единиц следует применять после числовых значений величин и помещать в строку с ними (без переноса на следующую строку). Между последней цифрой числа и обозначением единицы следует оставлять пробел, например: 100 кВт; 80 %; 20 °С. Исключение составляют обозначения в виде знака, поднятого над строкой (...°, ...', ..."), перед которым пробел не ставится, например 15°.

При наличии десятичной дроби в числовом значении величины обозначение единицы следует помещать после всех цифр, например: 432,06 м; 5,758° или 5°45'28".

При указании значений величин с предельными отклонениями следует заключать числовые значения с предельными отклонениями в скобки и обозначение единицы помещать после скобок или проставлять обозначения единиц после числового значения величины и после ее предельных отклонений, например: (100 ± 0,1) кг; 50 Н ± 1 Н.

Допускается применять обозначения единиц в заголовках граф и в наименовании строк (боковиках) таблиц, например:

Расчетная стойкость T_p , мин	Скорость V , м/с	Подача S_0 , мм/об	Температура резания θ , К
7,5	2,46	0,6	1320
25	2,92	0,03	1070

Буквенные обозначения единиц, входящих в произведение, следует отделять точками на средней линии, как знаками умножения, например: Н·м; А·м; Па·с.

В буквенных обозначениях отношений единиц в качестве знака деления должна применяться только одна черта: косая или горизонтальная. Допускается применять обозначения единиц в виде произведения обозначений единиц, возведенных в степень (положительную или отрицательную). При применении косой черты обозначения единиц в числителе и знаменателе следует заключать в скобки. Примеры: Вт·м⁻²; К⁻¹; Вт/(м²·К).

1.4.2. Оформление графических разработок

Графическую часть курсовой работы выполняют в соответствии со стандартами ЕСКД.

Исключение составляют схемы полей допусков посадок и калибров, а также график изменения зависимого допуска формы, расположения или координирующего размера поверхностей, их осей или плоскостей симметрии, которые выполняют в условных масштабах, обеспечивающих наглядность выполненных разработок.

Графическую часть курсовой работы выполняют с применением графических средств ЭВМ на листах чертежной бумаги: 1 лист формата А1 (594 × 841 мм) и 1 лист формата А2 (420 × 594 мм).

При необходимости допускается выполнение отдельных заданий на листах формата А3 (420 × 297 мм).

В виде исключения графическая часть работы может быть выполнена «от руки» карандашом или тушью (только на форматах А1 и А2).

Пример компоновки листов показан в приложении 4, образец выполнения углового штампа – в приложении 5.

2. РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК ГЛАДКИХ СОЕДИНЕНИЙ

2.1. Выбор посадок методами аналогии и подобия

Гладкие соединения – наиболее распространенные соединения деталей машин и приборов самого разнообразного назначения. Посадки в таких соединениях, в зависимости от назначения машины и степени ответственности соединений, назначают различными методами: аналогии, подобия или расчетным, умение пользоваться которыми – неперемнное требование к выпускнику машиностроительных направлений вузов.

При конструировании изделий (машин, приборов и др.) для большинства соединений деталей посадки назначают методами аналогии и подобия [1, 2, 7, 8, 13].

При назначении посадок следует помнить, что ГОСТ 25347 «ЕСКД. Поля допусков и рекомендуемые посадки» предусматривает посадки в системе отверстия и системе вала, причем система отверстия является предпочтительной. Посадки в системе вала используют достаточно редко, так как это приводит к увеличению затрат на производство деталей и машин в целом. Основания к применению системы вала приведены в [2, 7, 8, 13].

При назначении посадок методами аналогии и подобия следует в первую очередь использовать предпочтительные поля допусков и посадки, выделенные в стандарте и в справочной литературе рамкой (квадратными скобками) $\left[\frac{H7}{f7}\right]$, звездочкой $\frac{H7^*}{f7}$ или шрифтом $\frac{H7}{f7}$.

При необходимости можно использовать посадки, не являющиеся предпочтительными, а относящиеся к группе рекомендуемых (например, посадка с зазором $H9/f8$ в подшипнике скольжения многоопорной конструкции коробки передач, посадка с натягом $H8/u8$ для запрессовки втулки в ступицу свободно вращающегося зубчатого колеса).

В исключительных случаях для обозначения посадок используют дополнительные поля допусков, предусмотренные ГОСТ 25347 (например, поле допуска $R8$ в посадке $\varnothing 10R8/h8$, применяемой для установки штифта 2.10×60).

Кроме того, можно назначать комбинированные посадки, в которых поля допусков отверстия и вала выполнены в различных системах или (и) отличаются точностью более чем на два качества (например, посадка $D9/k6$ для установки на вал распорной втулки между двумя подшипниками качения).

При выполнении соответствующего задания курсовой работы в соединениях деталей назначают посадки методами аналогии или подобия, приводят краткое обоснование их выбора, рассчитывают количественные характеристики этих посадок.

Исходными данными для выполнения задания являются выдаваемые преподавателем чертеж изделия или его составной части, описание устройства изделия и условия его эксплуатации.

Задание выполняют в приведенной ниже последовательности.

- Изучают служебное назначение изделия и его конструкцию.
- Определяют характер заданных соединений (соединение – подвижное или неподвижное), требуемую точность центрирования, наличие или отсутствие дополнительного крепления деталей или шпонки, передающей крутящий момент. Используя схему на рис. 1 дают качественную оценку требуемых зазоров или натягов (например, «соединение с большим зазором», «соединение по переходной посадке с преимущественным зазором», «соединение с небольшим натягом» и т. п.).

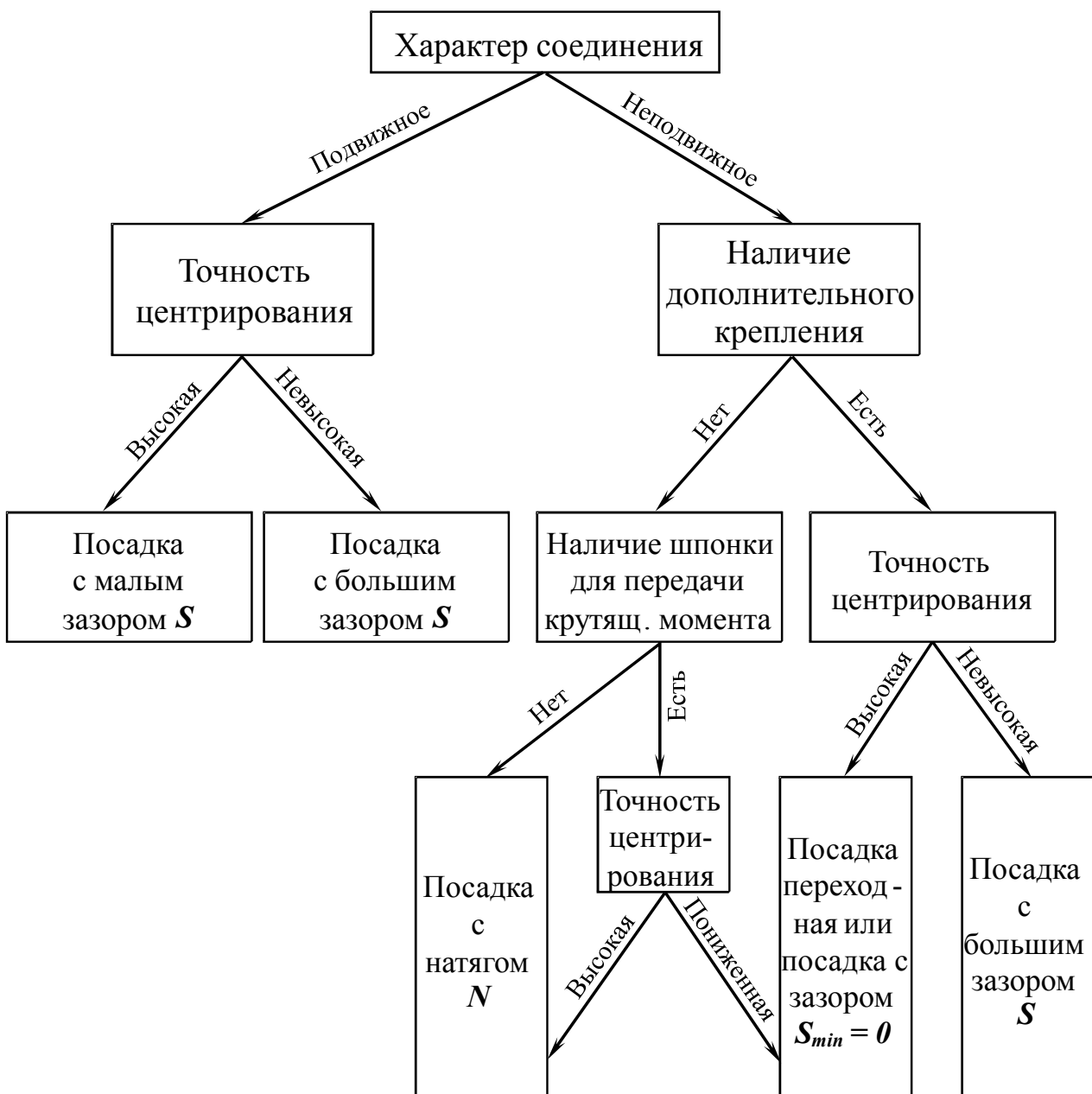


Рис. 1. Схема к выбору посадок методами аналогов и подобия

– Находят описания посадок, отвечающих установленным требованиям в учебном пособии [7], либо в справочной или другой научно-технической литературе [3, 8 и др.], изучают характеристики и области использования этих посадок, используя метод подобия, выбирают посадки для соединений деталей в заданном изделии. Для назначения посадок можно использовать и метод аналогии, если в методической или научно-технической литературе будут найдены примеры конструкций, аналогичные конструкции заданного изделия. Если одна из деталей соединения – стандартная (кольцо подшипника, штифт, ось), посадки назначают, используя рекомендации, приведенные в разделах 4, 7 учебного пособия [7].

– Правильность назначения посадок в заданном изделии согласовывают с преподавателем, после чего на листах формата А4 или А3 вычерчивают изделие или его часть и проставляют условные обозначения посадок по ГОСТ 2.307.

– В ПЗ приводят обоснования выбранных посадок, например:

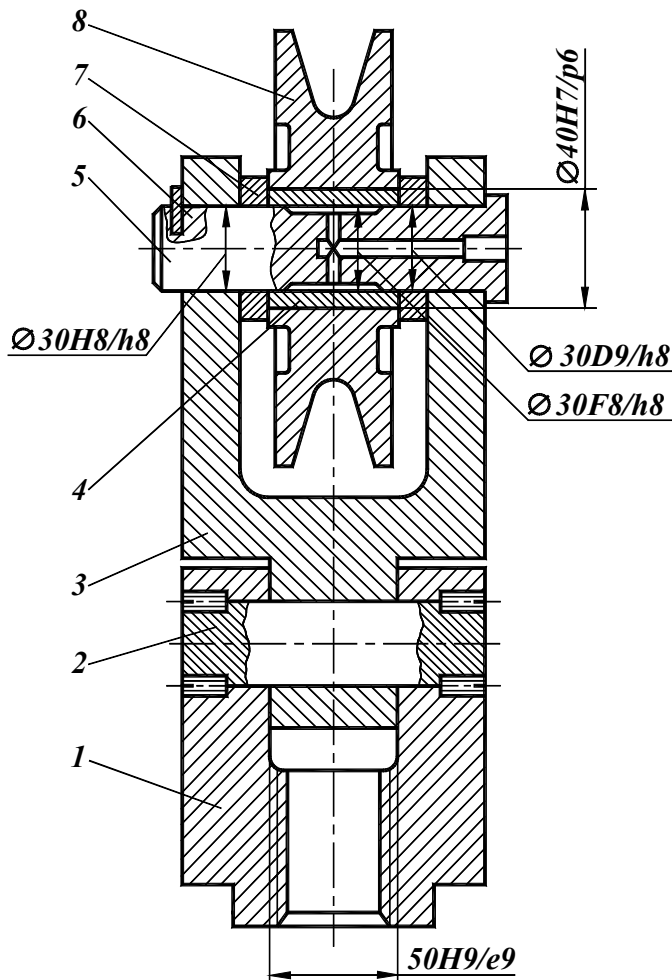


Рис. 2. Примеры посадок в соединениях деталей обоймы грузоподъемного механизма:

1 – подвеска; 2, 5 – ось; 3 – вилка;
4 – втулка; 6 – планка; 7 – кольцо; 8 – ролик

«Соединение штока 7 и направляющей втулки 8 – подвижное, точность центрирования деталей – высокая. Назначаем посадку с зазором в системе отверстия $\text{Ø}40\text{H}7/\text{p}6$ » или «Соединение втулки 4 (рис. 2) с осью 5 – подвижное. Ось 5 – стандартное изделие с полем допуска $h8$. Назначаем посадку с зазором $\text{Ø}30\text{F}8/\text{h}8$. Посадка назначена в системе вала, так как гладкая ось сопрягается с втулкой 4 и вилкой 3 по двум разным посадкам, соответственно с зазором и натягом».

– Строят схему полей допусков этих посадок; рассчитывают предельные размеры деталей соединений (отверстий и валов), их допуски, предельные зазоры или (и) натяги, допуски посадок. Для переходных посадок определяют преимущество появления в посадке зазора или натяга, пред-

полагая, что распределение размеров деталей при их изготовлении подчиняется нормальному закону [8].

Пример 1

Необходимо назначить посадку в соединении втулки 4 и ролика 8 обоймы грузоподъемного механизма (см. рис. 2).

Втулка 4 является вкладышем подшипника скольжения и неподвижно, без дополнительного крепления установлена в ролик 8. Точность центрирования деталей – высокая.

Для исключения нежелательных деформаций тонкостенной втулки 4 и соответствующего уменьшения зазора в подшипнике скольжения назначаем посадку с минимальным гарантированным натягом в системе отверстия $\text{Ø}40\text{H}7/\text{p}6$ (рис. 3).

Предельные размеры отверстия:

$$D_{max} = 40,0 + 0,025 = 40,025 \text{ мм};$$

$$D_{min} = 40,0 + 0 = 40,0 \text{ мм}.$$

Допуск отверстия:

$$TD = D_{max} - D_{min} = 40,025 - 40,0 = 0,025 \text{ мм}.$$

Предельные размеры вала:

$$d_{max} = 40,0 + 0,042 = 40,042 \text{ мм};$$

$$d_{min} = 40,0 + 0,026 = 40,026 \text{ мм}.$$

Допуск вала:

$$Td = d_{max} - d_{min} = 40,042 - 40,026 = 0,016 \text{ мм}.$$

Максимальный натяг:

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 40,042 - 40,0 = 0,042 \text{ мм}.$$

Минимальный натяг:

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = 40,026 - 40,025 = 0,001 \text{ мм}.$$

Допуск посадки:

$$T(S, N) = N_{max} - N_{min} = TD + Td = 0,042 - 0,001 = 0,025 + 0,016 = 0,041 \text{ мм}.$$

Средний натяг:

$$N_m = (N_{min} + N_{max})/2 = (0,042 + 0,001)/2 = 0,0215 \text{ мм}.$$

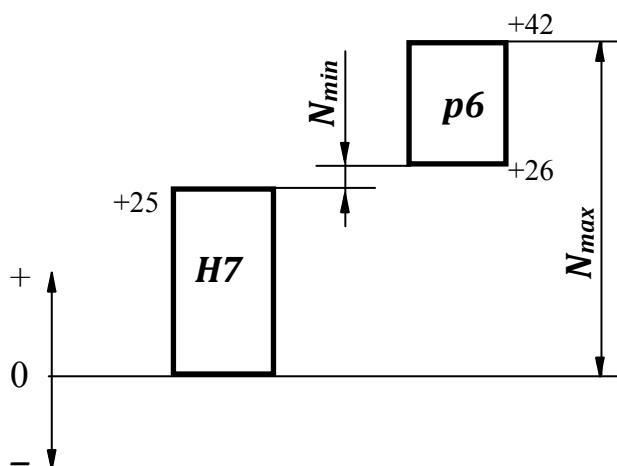


Рис. 3. Схема полей допусков посадки
 $\text{Ø}40\text{H}7/\text{p}6$

2.2. Расчет и выбор посадок с зазором в подшипниках скольжения

2.2.1. Основные положения

Одним из наиболее распространенных типов ответственных соединений являются соединения с зазором в подшипниках скольжения. Подшипники скольжения достаточно широко используются в конструкциях машин и механизмов, так как они в ряде случаев обеспечивают большую точность, виброустойчивость и долговечность по сравнению с подшипниками качения.

Простейший подшипник скольжения местного нагружения представляет собой втулку (вкладыш) 1 (рис. 4), выполненную из антифрикционного материала, например, бронзы, в которую с зазором устанавливают цапфу вала 2. Втулку закрепляют в корпусе подшипника 3 или, чаще всего, непосредственно в корпусе, раме или станине изделия.

Различают гидродинамические, гидростатические, аэростатические подшипники скольжения. Методики расчета и назначения зазоров в таких подшипниках различны. Ниже рассмотрена методика расчета зазоров и выбора посадок для гидродинамических подшипников местного нагружения, наиболее широко используемых в машиностроении.

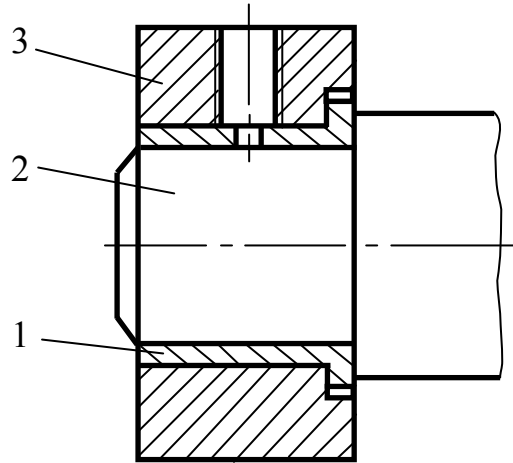


Рис. 4. Подшипник скольжения

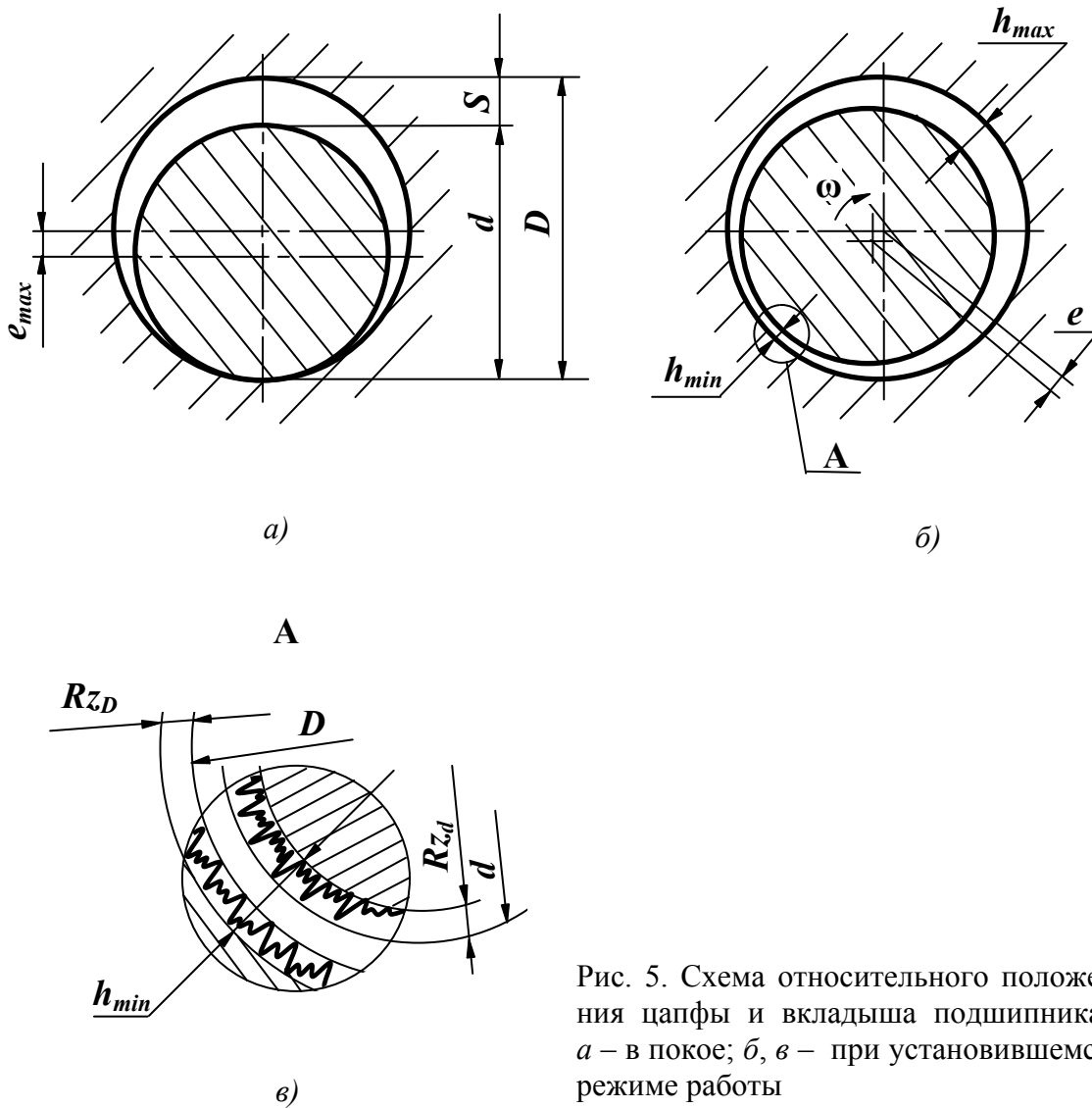


Рис. 5. Схема относительного положения цапфы и вкладыша подшипника: а – в покое; б, в – при установившемся режиме работы

Расчет зазоров в гидродинамических подшипниках основан на использовании гидродинамической теории смазки [1]. В соответствии с этой теорией наличие в соединении цапфы вала и вкладыша определенного зазора приводит при вращении вала к образованию масляного клина, создающего давление, превышающее нагрузку, и обеспечению жидкостного трения (трения с наличием слоя жидкой смазки) между трущимися поверхностями цапфы и вкладыша.

В состоянии покоя цапфа вала под действием собственного веса и внешней нагрузки лежит на нижней образующей вкладыша (рис. 5, а), практически полностью вытесняя масло в зоне максимального сближения поверхностей. Соединение имеет максимальный эксцентриситет e_{max} и односторонне расположенный сверху диаметральный зазор S .

При вращении вала в подшипнике цапфа увлекает вязкое масло, нагнетает его в суживающуюся клиновую полость. Возникает гидродинамическое давление, под действием которого цапфа вала несколько приподнимается и смещается в сторону вращения, т. е. «всплывает». С увеличением частоты вращения вала расклинивающее действие масляного слоя увеличивается, создается гидродинамическое давление, превышающее действующую на подшипник внешнюю нагрузку и заставляющее цапфу вала принять положение, показанное на рис. 5, б. При установившемся режиме работы нагнетающее действие масляного клина продолжается и вал «плавает» в смазочном материале, практически не изнашиваясь.

Масляный клин в гидродинамическом подшипнике в каждом конкретном случае (размеры и материалы сопрягаемых деталей, величины внешней нагрузки и частоты вращения, вязкость масла, рабочая температура и др.) образуется в области определенных зазоров между цапфой вала и вкладышем.

Целью расчета является определение величины зазора и выбора посадки в соединении цапфы и вкладыша гидродинамического подшипника скольжения, обеспечивающих надежное жидкостное трение в заданных условиях работы.

Методика расчета гидродинамического подшипника скольжения местного нагружения приведена ниже в соответствии с рекомендациями [8].

Положение цапфы во вкладыше подшипника определяется при установившемся режиме работы в состоянии равновесия абсолютным e и относительным $\chi = 2e/S$ эксцентриситетами (см. рис. 5, б). Цапфа и вкладыш разделены переменным зазором: в месте их наибольшего сближения зазор равен h_{min} , на диаметрально противоположной стороне зазор $h_{max} = S - h_{min}$ ($S = D - d$, где D и d соответственно диаметр отверстия вкладыша и цапфы вала).

Для гарантированного образования зазора h_{min} необходимо обеспечить требуемую несущую способность подшипника, т. е. его способность создать в заданных условиях гидродинамическое давление, препятствующее разрыву масляного слоя под действием внешней нагрузки.

Согласно гидродинамической теории смазки, несущая способность подшипника обеспечивается, если выполняется условие

$$R \approx 10^{-6} \cdot \frac{\eta \cdot \omega}{\psi^2} \cdot \ell \cdot d \cdot C_R, \quad (1)$$

где R – радиальная нагрузка, действующая на подшипник, Н; η – динамическая вязкость используемого для смазки масла, Па·с (рис. 6, 7); $\omega = \pi \cdot n/30$, где n – частота вращения цапфы, мин⁻¹; ℓ – длина подшипника, мм; d – диаметр вала, мм; C_R – коэффициент нагруженности подшипника; ψ – относительный зазор $\psi = S/d$.

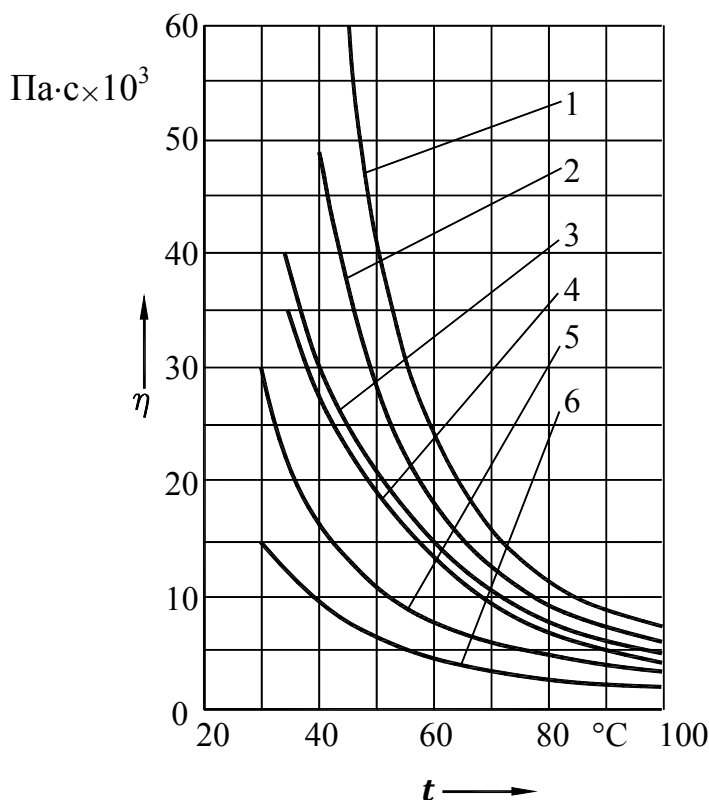


Рис. 6. Зависимость динамической вязкости η промышленных и турбинных масел от температуры t [1]: 1 – Т-46; 2 – Т-30; 3 – Т-22; 4 – И-20; 5 – И-12; 6 – И-8

Из зависимости (1) следует, что для обеспечения жидкостного трения коэффициент нагруженности должен быть равен

$$C_R = \frac{10^6 \cdot R \cdot \psi}{\eta \cdot \omega \cdot \ell \cdot d} = p \cdot \frac{\psi^2}{\eta \cdot \omega}, \quad (2)$$

где p – среднее давление: $p = 10^6 \cdot R/(\ell \cdot d)$, Па.

При постоянном отношении ℓ/d коэффициент нагруженности C_R зависит от величины относительного эксцентриситета χ . Эта зависимость имеет вид [8]

$$C_R = \frac{m_1}{1 - \chi} - m_2, \quad (3)$$

где m_1 и m_2 – коэффициенты, постоянные для данного отношения ℓ/d (табл. 2).

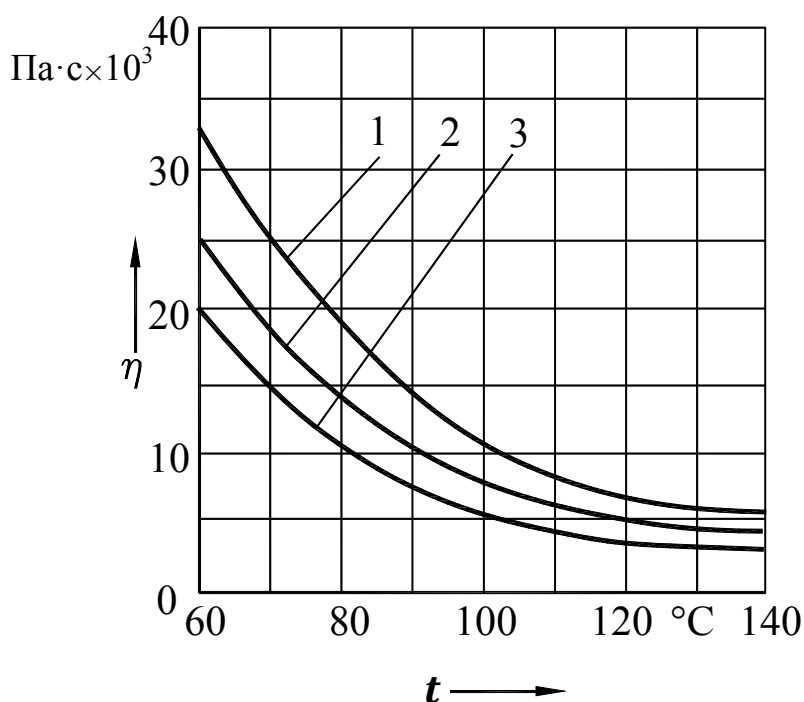


Рис. 7. Зависимость динамической вязкости η моторных масел от температуры t [1]: 1 – М-12; 2 – М-8; 3 – М-6

2. Значение коэффициентов m_1 и m_2 [8]

ℓ/d	m_1	m_2	ℓ/d	m_1	m_2
0,4	0,255	0,356	0,9	0,690	0,705
0,5	0,355	0,472	1,0	0,760	0,760
0,6	0,452	0,568	1,1	0,823	0,823
0,7	0,539	0,634	1,2	0,880	0,880
0,8	0,623	0,698			

Зависимости (2), (3) позволяют найти величину относительного эксцентриситета χ , определяющего толщину масляного слоя h_{min} (мм) (см. рис. 5, б):

$$h_{min} = \frac{S}{2} - e = \frac{S}{2} \cdot (1 - \chi). \quad (4)$$

При $S = S_{onm}$ толщина масляного слоя h_{min} имеет наибольшее значение, обеспечивающее надежную работу подшипника (рис. 8).

Оптимальное значение диаметрального зазора S_{opt} (мм) можно рассчитать по зависимости

$$S_{onm} \approx d \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot \omega}{p} \cdot m_2}, \quad (5)$$

полученной исследованием на экстремум зависимости (4), в которой величина χ найдена по зависимостям (2), (3).

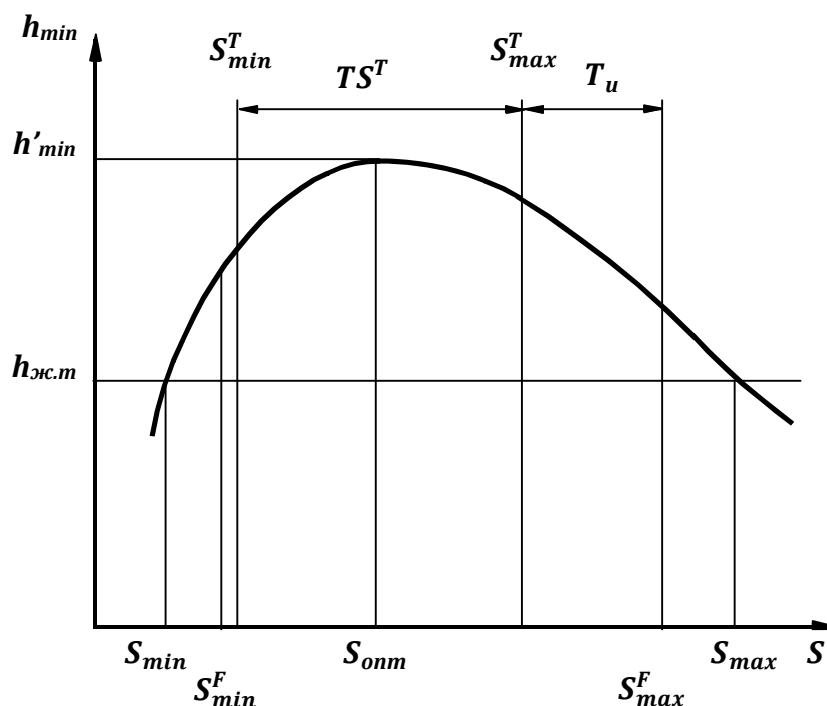


Рис. 8. Зависимость толщины масляного слоя h_{min} от диаметрального зазора S [4]

Для обеспечения жидкостного трения в подшипнике масляный слой в самом узком месте не должен быть разорван неровностями цапфы и вкладыша (см. рис. 5, в), для чего необходимо выполнить условие

$$h_{min} \geq h_{жс.т} \geq (Rz_d + Rz_D + \Delta_{\phi} + \Delta_p + \Delta_{изг} + \Delta_{\delta}) \cdot 10^{-3}, \quad (6)$$

где $h_{жс.т}$ – толщина масляного слоя, при котором обеспечивается жидкостное трение, мм; Rz_d , Rz_D – высота неровностей по десяти точкам соответственно цапфы и вкладыша, мкм; Δ_{ϕ} , Δ_p – поправки, учитывающие соответственно влияние погрешности формы и расположения цапфы и вкладыша, мкм; $\Delta_{изг}$ – поправка, учитывающая влияние изгиба вала, мкм; Δ_{δ} – поправка, учитывающая отклонения действительных значений нагрузки, скорости, вязкости масла, рабочей температуры от расчетных значений, мкм.

Для упрощения расчета принимают

$$h_{жс.т} = k_{жс.т} \cdot (Rz_d + Rz_D + \Delta_{\delta}) \cdot 10^{-3}, \quad (7)$$

где $k_{жс.т}$ – коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя; $k_{жс.т} \geq 2$.

Толщине масляного слоя $h_{жс.т}$ соответствуют два значения диаметрального зазора S (см. рис. 8): минимально допускаемый зазор S_{min} и максимально допускаемый зазор S_{max} . При зазорах $S < S_{min}$ или $S > S_{max}$ условие жидкостного трения $h_{min} \geq h_{жс.т}$ не выполняется.

Значения S_{min} и S_{max} (мм) определяют из зависимости (4), приняв $h_{min} = h_{жс.т}$:

$$S = \frac{m_1 \cdot \eta_1 \cdot \omega \cdot d^2 - \sqrt{(m_1 \cdot \eta_1 \cdot \omega \cdot d^2)^2 - 16p \cdot h_{\text{ж.м}}^2 \cdot m_2 \cdot \eta_1 \cdot \omega \cdot d^2}}{4p \cdot h_{\text{ж.м}}}; \quad (8)$$

$$S_{\text{max}} = \frac{m_2 \cdot \eta_1 \cdot \omega \cdot d^2 + \sqrt{(m_1 \cdot \eta_2 \cdot \omega \cdot d^2)^2 - 16p \cdot h_{\text{ж.м}}^2 \cdot m_2 \cdot \eta_2 \cdot \omega \cdot d^2}}{4p \cdot h_{\text{ж.м}}}, \quad (9)$$

где η_1, η_2 – динамическая вязкость масла, соответствующая средним температурам смазочного слоя при $S = S_{\text{min}}$ и $S = S_{\text{max}}$.

Посадку в подшипнике скольжения выбирают с учетом условий его эксплуатации, для чего рассчитывают функциональные зазоры $S_{\text{min}}^F, S_{\text{max}}^F$ (мм):

$$S_{\text{min}}^F = S_{\text{min}} - \Delta_t; \quad (10)$$

$$S_{\text{max}}^F = S_{\text{max}} - \Delta_t - \Delta_{\text{изн}}, \quad (11)$$

где Δ_t – поправка (мм), учитывающая изменение зазора в результате температурных деформаций цапфы и вкладыша:

$$\Delta_t = d \cdot (\alpha_D \cdot \Delta t_D - \alpha_d \cdot \Delta t_d), \quad (12)$$

где α_D, α_d – коэффициенты линейного расширения материалов вкладыша и цапфы $^{\circ}\text{C}^{-1}$ (табл. 3); $\Delta t_D, \Delta t_d$ – разность между рабочей температурой t и температурой рабочего пространства при сборке $t_{\text{сб}}$ соответственно для вкладыша и цапфы подшипника, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta_{\text{изн}}$ – поправка, учитывающая увеличение зазора при износе поверхностей вкладыша и цапфы:

$$\Delta_{\text{изн}} = 2 \cdot (Rz_d + Rz_D) \cdot 10^{-3}, \quad (13)$$

где Rz_d, Rz_D – значения параметра шероховатости поверхностей Rz_2 соответственно для цапфы и вкладыша, мкм.

Кроме того, необходимо учитывать, что при малых зазорах ($\chi < 0,3$) могут возникнуть самовозбуждающиеся колебания вала в подшипниках.

Тогда, с учетом сказанного, условия подбора посадки в гидродинамическом подшипнике скольжения представляют в следующем виде:

$$S_{\text{min}}^T \geq S_{\text{min}}^F; \quad \chi_{\text{min}} \geq 0,3; \quad S_{\text{max}}^T < S_{\text{max}}^F. \quad (14)$$

Разность $S_{\text{max}}^F - S_{\text{max}}^T$ называют запасом на износ подшипника $T_{\text{и}}$ (см. рис. 8), определяющим его долговечность. Увеличение этого запаса приводит к соответствующему увеличению долговечности подшипника скольжения.

В курсовой работе рассчитывают предельно допустимые зазоры и выбирают соответствующую им стандартную посадку для гидродинамического подшипника скольжения, используя исходные данные (геометрические характеристики и условия его эксплуатации) по варианту, указанному в задании.

3. Физико-механические характеристики материалов [1]

Материал	Модуль упругости E	Коэффициент Пуассона μ	Коэффициент линейного расширения α
Сталь углеродистая	2,0 – 2,1	0,24 – 0,28	11 – 12
Сталь легированная	2,1	0,25 – 0,30	11 – 12
Чугун серый	0,8 – 1,5	0,23 – 0,27	9 – 11
Чугун высокопрочный	1,2 – 1,6	0,23 – 0,27	10 – 12
Бронза оловянная	0,75 – 1,24	0,32 – 0,35	17 – 18
Бронза безоловянная	1,05 – 1,2	0,32 – 0,35	16 – 18
Латунь марганцовая	1,1	0,36	17 – 22
Латунь алюминиевая	1,0 – 1,05	0,32 – 0,34	17 – 22
Алюминиевые сплавы	0,70 – 0,72	0,32	20 – 26
Магниеые сплавы	0,40 – 0,45	0,34	24 – 27
Титановые сплавы	1,05 – 1,25	0,30	8 – 10

2.2.2. Порядок выполнения задания

– Определяют величину среднего давления $p = \frac{10^6 \cdot R}{\ell \cdot d}$.

– Рассчитывают по зависимости (5) оптимальное значение диаметрального зазора S_{onm} .

– Определяют по зависимостям (8), (9) предельные значения диаметральных зазоров S_{min} , S_{max} .

– Определяют по зависимостям (10), (11) предельные значения функциональных диаметральных зазоров S_{min}^F , S_{max}^F .

– Выбирают стандартную посадку с зазором так, чтобы средний зазор $S_m^T = (S_{min}^T + S_{max}^T)/2$ был близок к оптимальному.

– Проверяют выполнение условий (14). В случае невыполнения одного или нескольких условий посадку изменяют. Предпочтительной считают посадку, обеспечивающую бóльший запас на износ T_u .

Если нет возможности выбрать стандартную посадку, удовлетворяющую условиям (14), корректируют размеры подшипника скольжения, увеличивая его диаметр или длину. Повторные расчеты P , S_{onm} , S_{min} , S_{max} , S_{min}^F , S_{max}^F выполняются с помощью ЭВМ по программе «ZAZOR», блок-схема алгоритма которой приведена в приложении 6.

– Проверяют условия создания жидкостного трения при $S = S_{min}^T$ и $S = S_{max}^T$, для чего рассчитывают значения толщины масляного слоя h_{min_1} и h_{min_2} :

$$h_{min_1} = \frac{(S_{min}^T + \Delta t) \cdot (1 - \chi_1)}{2}; \quad (15)$$

$$h_{min_2} = \frac{(S_{min}^T + \Delta t + \Delta_{узм}) \cdot (1 - \chi_2)}{2}. \quad (16)$$

Значения относительного эксцентриситета χ_1 и χ_2 определяют из зависимости (3) или по табл. 4 в зависимости от величины коэффициента нагруженности C_R (коэффициенты нагруженности C_{R_1} и C_{R_2} рассчитывают по зависимости (2), принимая соответственно $\psi_1 = S_{min}^T/d$ и $\psi_2 = S_{max}^T/d$).

Жидкостное трение обеспечивается при $S = S_{min}^T$, если $h_{min_1} \geq h_{ж.м}$, и при $S = S_{max}^T$, если $h_{min_2} \geq h_{ж.м}$ (величину $h_{ж.м}$ определяют по зависимости (7)).

При отрицательном результате проверки условий жидкостного трения выполняют контрольный расчет допускаемых зазоров и предельных значений толщины масляного слоя на ЭВМ по программе «ZAZOR», выявляя и устраняя допущенные ранее ошибки.

Пример 2

Подшипник скольжения диаметром цапфы $d = 50$ мм и длиной $l = 50$ мм предназначен для работы с частотой вращения $n = 1200$ мин⁻¹ при радиальной нагрузке $R = 2$ кН. Материал цапфы – сталь 45, вкладыша – бронза оловянная Бр. О10Ф1. Высота неровностей профиля по десяти точкам цапфы и вкладыша соответственно равна $Rz_d = 1,6$ мкм и $Rz_D = 3,2$ мкм. Подшипник скольжения работает при температуре $t = 30 \dots 35$ °С, в качестве смазки используется масло промышленное 12 (И-12). Температура рабочего пространства при сборке $t = 20$ °С.

– Определяем величину среднего давления:

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 10^6}{50 \cdot 50} = 8 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

– Рассчитываем угловую скорость:

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 1200}{30} = 125,6 \text{ рад/с.}$$

4. Коэффициент нагруженности C_R для половинных* подшипников [8]

Относительный эксцентриситет χ	Коэффициент нагруженности C_R при l/d															
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0				
0,3	0,089	0,133	0,182	0,234	0,287	0,339	0,391	0,440	0,487	0,529	0,610	0,763				
0,4	0,141	0,209	0,283	0,361	0,439	0,515	0,589	0,658	0,723	0,784	0,891	1,091				
0,5	0,216	0,317	0,427	0,538	0,647	0,754	0,853	0,947	1,033	1,111	1,248	1,483				
0,6	0,339	0,493	0,655	0,816	0,972	1,118	1,253	1,377	1,489	1,590	1,763	2,070				
0,65	0,431	0,622	0,819	1,014	1,199	1,371	1,528	1,669	1,796	1,912	2,099	2,446				
0,7	0,573	0,819	1,070	1,312	1,538	1,745	1,929	2,097	2,247	2,379	2,600	2,981				
0,75	0,776	1,098	1,418	1,720	1,965	2,248	2,469	2,664	2,838	2,990	3,242	3,671				
0,8	1,079	1,572	2,001	2,399	2,754	3,067	3,372	3,580	3,787	3,968	4,266	4,778				
0,85	1,775	2,428	3,036	3,580	4,053	4,459	4,808	5,106	5,364	5,586	5,947	6,545				
0,9	3,195	4,261	5,214	6,029	6,721	7,294	7,772	8,186	8,533	8,831	9,304	10,091				
0,925	5,055	6,615	7,956	9,072	9,992	10,753	11,380	11,910	12,350	12,730	13,340	14,340				
0,95	8,393	10,706	12,640	14,140	15,370	16,370	17,180	17,860	18,430	18,910	19,680	20,970				
0,975	21,00	25,62	29,17	31,88	33,99	35,66	37,00	38,12	39,04	39,81	41,07	43,11				
0,99	65,26	75,86	83,21	88,90	92,89	96,35	98,95	101,20	102,90	104,40	106,80	110,80				

Определение толщины масляного слоя h при заданном зазоре S : относительный зазор $\psi = S/d$; коэффициент нагруженности $C_R = \frac{p\psi^2}{\mu\omega}$; из таблицы по C_R определяется χ ; толщина масляного слоя $h = S/2(1 - \chi)$.

Примечание. Промежуточные значения следует получать интерполяцией табличных данных.

* – у половинных подшипников (с углом захвата 180°) масляный слой создается на половине длины окружности диаметра $d(D)$.

– По зависимости (5) рассчитываем оптимальные значения диаметрального зазора S_{opt} . Для этого по табл. 2 определяем значение коэффициента $m_2 = 0,76$. По рис. 6 для бóльшей температуры работы соединения из указанного в исходных данных диапазона $t = 50$ °С находим динамическую вязкость масла И-12 $\eta_1 = 0,011$ Па·с.

$$S_{opt} = 50 \cdot \sqrt{\frac{0,011 \cdot 125,6}{8 \cdot 10^5}} \cdot 0,76 = 0,057 \text{ мм.}$$

– По зависимости (7) определяем толщину масляного слоя, при которой обеспечивается жидкостное трение. Принимаем $k_{ж.м} = 2$, $\Delta_d = 2$ мкм.

$$h_{ж.м} = 2 \cdot (1,6 + 3,2 + 2) \cdot 10^{-3} = 0,014 \text{ мм.}$$

– Рассчитываем по зависимости (8) и (9) предельные значения диаметральных зазоров. Для выполнения вычислений по табл. 2 определяем коэффициент $m_1 = 0,76$; по рис. 6 для меньшей температуры работы соединения из указанного в исходных данных диапазона $t = 35$ °С находим динамическую вязкость масла И-12 $\eta_2 = 0,022$ Па·с.

$$S_{min} = \frac{0,76 \cdot 0,011 \cdot 125,6 \cdot 50^2}{4 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot 0,014} -$$

$$\frac{\sqrt{(0,76 \cdot 0,011 \cdot 125,6 \cdot 50^2)^2 - 16 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot 0,014^2 \cdot 0,011 \cdot 0,76 \cdot 125,6 \cdot 50^2}}{4 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot 0,014} = 0,046 \text{ мм;}$$

$$S_{max} = \frac{0,76 \cdot 0,022 \cdot 125,6 \cdot 50^2}{4 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot 0,014} +$$

$$+ \frac{\sqrt{(0,76 \cdot 0,022 \cdot 125,6 \cdot 50^2)^2 - 16 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot 0,014^2 \cdot 0,022 \cdot 0,76 \cdot 125,6 \cdot 50^2}}{4 \cdot 8 \cdot 10^5 \cdot 0,014} = 0,202 \text{ мм.}$$

– По зависимостям (10) и (11) определяем предельные значения функциональных диаметральных зазоров. Для этого по зависимостям (12) и (13) определяем поправки $\Delta_{изн}$ и Δ_t . Учитывая, что температура рабочего пространства при сборке $t_{сб} = 20$ °С, находим разность между наибольшей рабочей температурой соединения и температурой сборки $\Delta t_D = \Delta t_d = 50 - 20 = 30$ °С. По табл. 3 для вкладыша из оловянистой бронзы находим коэффициент линейного расширения $\alpha_D = 17,5 \cdot 10^{-6}$ °С⁻¹, для цапфы из углеродистой стали – $\alpha_d = 11,5 \cdot 10^{-6}$ °С⁻¹.

Тогда

$$\Delta_t = 50 \cdot (17,5 \cdot 10^{-6} \cdot 30 - 11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 30) = 0,009 \text{ мм};$$

$$\Delta_{\text{изн}} = 2 \cdot (3,2 + 1,6) \cdot 10^{-3} = 0,01 \text{ мм}.$$

Учитывая рассчитанные поправки, определяем предельные значения функциональных диаметральных зазоров:

$$S_{\min}^F = 0,046 - 0,009 = 0,037 \text{ мм}; \quad S_{\max}^F = 0,020 - 0,009 = 0,183 \text{ мм}.$$

– По ГОСТ 25347 выбираем стандартную посадку, у которой $S_{\min}^T \geq S_{\min}^F$, $S_{\max}^T \leq S_{\max}^F$, а средний зазор S_m^T близок к $S_{\text{онм}}$. Этим условиям удовлетворяет посадка $\varnothing 50H7/e8$, у которой $S_{\min}^T = 0,05$ мм, $S_{\max}^T = 0,114$ мм, $S_m^T = 0,082$ мм.

$$0,050 > 0,037 (S_{\min}^T > S_{\min}^F); \quad 0,114 < 0,183 (S_{\max}^T < S_{\max}^F).$$

Эта посадка обеспечивает достаточный запас на износ подшипника:

$$T_u = 0,183 - 0,114 = 0,069 \text{ мм}.$$

– Проверяем условие устойчивой работы подшипника. Для этого определяем относительный зазор ψ_1 и коэффициент нагруженности подшипника C_{R1} для наименьшего зазора выбранной посадки:

$$\psi_1 = \frac{0,050}{50} = 0,001 \text{ мм};$$

$$C_{R1} = \frac{8 \cdot 10^5 \cdot 0,001^2}{0,011 \cdot 125,6} = 0,579.$$

По табл. 4 находим $\chi_1 \approx 0,4$. Следовательно, условие $\chi_1 = \chi_{\min} \geq 0,3$ ($0,4 > 0,3$) выполняется.

– Проверяем выполнение условий жидкостного трения, для чего рассчитываем значения толщины масляного слоя h_{\min_1} и h_{\min_2} по зависимости (15) и (16). Для этого определяем значения относительного эксцентриситета для наименьшего и наибольшего зазоров выбранной посадки.

$$\chi_1 = 0,4 \text{ (см. расчет выше);}$$

$$\text{при} \quad \psi_2 = \frac{0,114}{50} = 0,0023 \text{ мм},$$

$$C_{R2} = \frac{8 \cdot 10^5 \cdot 0,0023^2}{0,022 \cdot 125,6} = 1,53.$$

$$\chi_2 = 0,65 \text{ (см. табл. 3);}$$

$$h_{\min_1} = \frac{(0,050 + 0,009) (1 - 0,4)}{2} = 0,018 \text{ мм};$$

$$h_{min_2} = \frac{(0,114 + 0,009 + 0,010) (1 - 0,65)}{2} = 0,023 \text{ мм.}$$

Жидкостное трение обеспечивается, так как

$$0,018 > 0,014 \cdot (h_{min_1} > h_{жс.м}); \quad 0,023 > 0,014 \cdot (h_{min_2} > h_{жс.м}).$$

Следовательно, выбранная посадка $\varnothing 50H7/e8$ обеспечивает жидкостное трение в подшипнике скольжения при заданных условиях его эксплуатации.

– Строим схему полей допусков выбранной посадки (рис. 9). На схеме условно показываем оптимальный зазор S_{onm} и запас на износ цапфы T_{ud} и вкладыша T_{uD} (принимаем $T_{ud} = T_{uD} = T_u/2$).

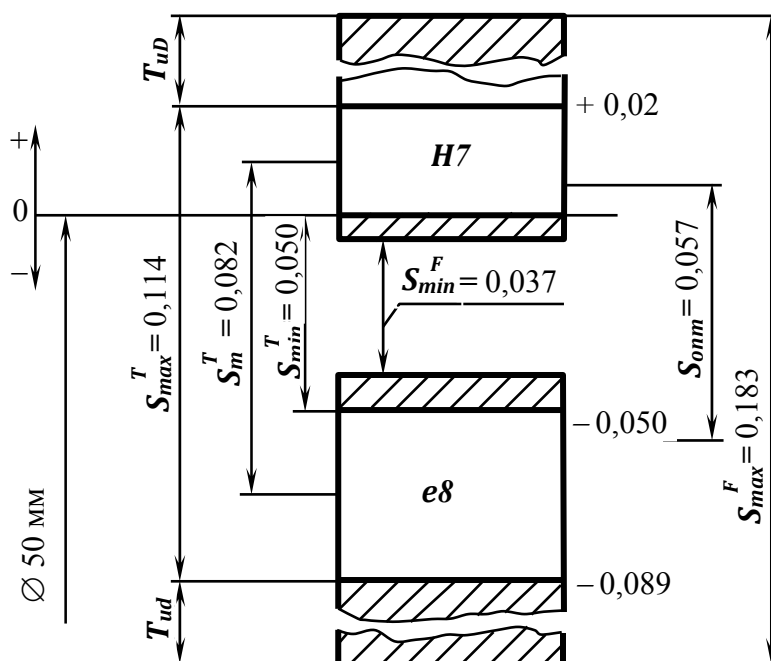


Рис. 9. Схема полей допусков к расчету посадки с зазором

2.3. Расчет и выбор посадок с натягом

2.3.1. Основные положения

Посадки с натягом предназначены в основном для получения неподвижных неразъемных соединений, как правило, без дополнительного крепления соединяемых деталей. Дополнительное крепление соединенных с натягом деталей используют в исключительных случаях для повышения надежности неподвижных соединений. Относительная неподвижность деталей в соединениях с гарантированным натягом обеспечивается силами трения, возникающими на кон-

тактирующих поверхностях соединяемых деталей вследствие их деформации при сборке соединения.

Соединения с натягом получают при сборке деталей под прессом, с нагревом охватывающей детали (втулки) или охлаждением охватываемой детали (вала).

Посадки с натягом назначают методами аналогии и подобия, в соответственных соединениях – рассчитывают [2, 7, 8, 13 и др.].

Расчет посадки с натягом сводится к определению:

– минимально допускаемого натяга, обеспечивающего прочность соединения, т. е. относительную неподвижность деталей соединения при действии внешней нагрузки – осевой силы P_o , крутящего момента M_k , или их совместном действии;

– максимально допускаемого натяга, определяемого прочностью соединяемых деталей, т. е. создающего в материалах соединяемых деталей напряжения, не превышающие допускаемые.

Расчет выполняют в приведенной ниже последовательности.

– Определяют значение минимального расчетного натяга N_{min}^P , мм: при действии осевой силы P_o

$$N_{min}^P = \frac{P_o}{\pi \cdot \ell \cdot f} \cdot \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right); \quad (17)$$

при действии крутящего момента M_k

$$N_{min}^P = \frac{2 \cdot M_k}{\pi \cdot d \cdot \ell \cdot f} \cdot \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right); \quad (18)$$

при одновременном действии P_o и M_k

$$N_{min}^P = \frac{\sqrt{\frac{(2 M_k)^2}{d^2} + P_o^2}}{\pi \cdot \ell \cdot f} \cdot \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right), \quad (19)$$

где P_o – осевая сила, Н; M_k – крутящий момент, Н·мм; d и D – номинальный диаметр сопрягаемых поверхностей соответственно вала и втулки, мм (рис. 10); ℓ – длина соединения, мм; f – коэффициент трения при распрессовке (табл. 5); E_d и E_D – модули упругости материала соответственно вала и втулки, МПа (см. табл. 3); C_d и C_D – коэффициенты Ляме:

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{D_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_1}{d}\right)^2} - \mu_d; \quad (20)$$

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2}\right)^2} + \mu_D; \quad (21)$$

где D_1 и d_2 – диаметр соответственно отверстия полого вала и наружной поверхности втулки (см. рис. 10), мм; μ_d и μ_D – коэффициенты Пуассона материалов соответственно вала и втулки (см. табл. 3).

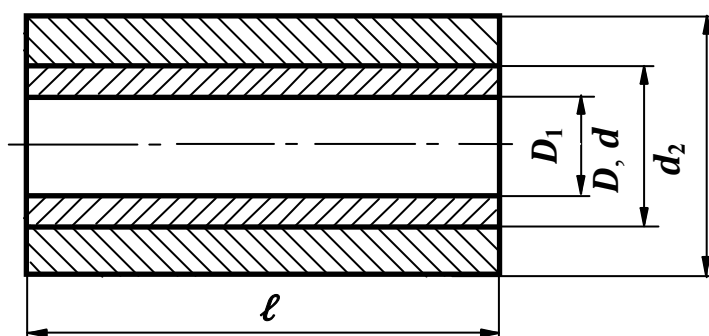


Рис. 10. Эскиз соединения

– Определяют значение максимального расчетного натяга N_{max}^P , мм:

$$N_{max}^P = [p_{max}] \cdot d \cdot \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right). \quad (22)$$

В качестве $[p_{max}]$ принимают наименьшее из значений $[p_d]$ и $[p_D]$.
Допускаемое давление (МПа) на контактной поверхности вала

$$[p_d] = 0,58 \cdot \sigma_{Td} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{d} \right)^2 \right]. \quad (23)$$

Допускаемое давление (МПа) на контактной поверхности втулки

$$[p_D] = 0,58 \cdot \sigma_{TD} \cdot \left[1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2 \right], \quad (24)$$

где σ_{Td} и σ_{TD} – предел текучести материала соответственно вала и втулки, МПа (табл. 6).

5. Средние значения коэффициентов трения покоя при распрессовке [1]

Материал		Коэффициент трения при сборке			
втулки	вала	под прессом со смазкой	под прессом без смазки	с нагревом втулки без смазки	с охлаждением вала без смазки
При действии продольной осевой силы					
Сталь	Сталь	0,2	–	0,4	0,4
Сталь	Чугун	0,14	–	0,28	0,21
Сталь	Бронза	0,11	–	–	0,27
Чугун	Сталь	0,17	–	0,18	0,18
Бронза	Сталь	–	0,07	–	–
Латунь	Сталь	–	0,1	0,25	0,25
Магниево-алюминиевые сплавы	Сталь	–	0,09	0,15	0,15
При действии крутящего момента					
Сталь	Сталь	0,08	–	0,35	0,16
Чугун	Сталь	0,09	–	0,13	0,13
Бронза	Сталь	–	0,04	–	–
Латунь	Сталь	–	0,04	0,25	0,17
Магниево-алюминиевые сплавы	Сталь	–	0,03	0,1	0,1

– Определяют значения функциональных натягов N_{min}^F , N_{max}^F , применяемых в качестве предельно допускаемых (мм):

$$N_{min}^F = N_{max}^P + U_1 + U_2; \quad (25)$$

$$N_{max}^F = N_{min}^P \cdot U_3 + U_1 + U_2, \quad (26)$$

где U_1 – поправка, учитывающая смятие неровностей контактных поверхностей деталей при образовании соединения:

$$U_1 = 1,2 \cdot (Rz_d + Rz_D) \cdot 10^{-3} \approx 4,8 \cdot (Ra_d + Ra_D) \cdot 10^{-3}, \quad (27)$$

где $Rz_d(Ra_d)$, $Rz_D(Ra_D)$ – параметры шероховатости: с индексом d – вала, с индексом D – втулки, мкм; U_2 – поправка, учитывающая различие рабочей температуры деталей t_d и t_D и температуры помещения при сборке $t_{сб}$, различие коэффициентов линейного расширения материалов соединяемых деталей, мм:

$$U_2 = d \cdot (\alpha_D \cdot \Delta t_D - \alpha_d \cdot \Delta t_d), \quad (28)$$

где α_d и α_D – коэффициенты линейного расширения материалов соответственно вала и втулки, $^{\circ}\text{C}^{-1}$ (см. табл. 3); Δt_d и Δt_D – разность между рабочей температурой соответственно вала t_d и втулки t_D и температурой рабочего пространства при сборке $t_{сб}$, $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t_d = t_d - t_{сб} ; \quad \Delta t_D = t_D - t_{сб} ; \quad (29)$$

положительную поправку U_2 учитывают при расчете N_{min}^F , а отрицательную – при расчете N_{max}^F ; U_3 – коэффициент увеличения давления у торцов втулки; величину U_3 можно определить по графику на рис. 11 (при $l/d > 1,1$ значение коэффициента U_3 принимают равным значению, соответствующему $l/d = 1,1$, или рассчитывают по методике [8]).

6. Значения предела текучести σ_T некоторых материалов [1]

Наименование материала	Термообработка	σ_T , МПа
Сталь Ст.5	-	290
Сталь 15	Нормализация	230
Сталь 20	Нормализация	250
Сталь 25	Нормализация	280
Сталь 30	Нормализация	300
Сталь 35	Нормализация	320
	Закалка	650
Сталь 40	Нормализация	340
	Закалка	650
Сталь 45	Нормализация	360
	Закалка	650
Сталь 20X	Нормализация	300
	Цементация, закалка	630
Сталь 40X	Нормализация	330
	Закалка	900
Сталь 18ХГТ	Нормализация	430
	Цементация, закалка	800
Чугун СЧ 28	–	274
Чугун ВЧ 45	–	330
Бронза Бр.ОФ10-1	–	196
Бронза Бр. АЖН10-4-4	–	392
Латунь ЛМц ОС58-2-2	–	343
Латунь ЛАЖ 60-1-1Л	–	250
Титановый сплав ВТ3-1	–	860

- Выбирают стандартную посадку, удовлетворяющую следующим условиям:
- прочности соединения, определяемой неравенством

$$N_{min}^T > N_{min}^F ; \quad (30)$$

- прочности деталей соединения, определяемой неравенством

$$N_{max}^T < N_{max}^F ; \quad (31)$$

- надежности соединения, определяемой необходимой величиной запаса прочности на эксплуатацию $N_{зэ}$, мм:

$$N_{33} = N_{min}^T - N_{min}^F \geq 0,2 TN^F ; \quad (32)$$

$$TN^F = N_{max}^F - N_{min}^F ;$$

– наличия запаса прочности на сборку N_{33} , мм

$$N_{3c} = N_{max}^F - N_{max}^T , \quad (33)$$

который может быть меньше запаса прочности на эксплуатацию N_{33} .

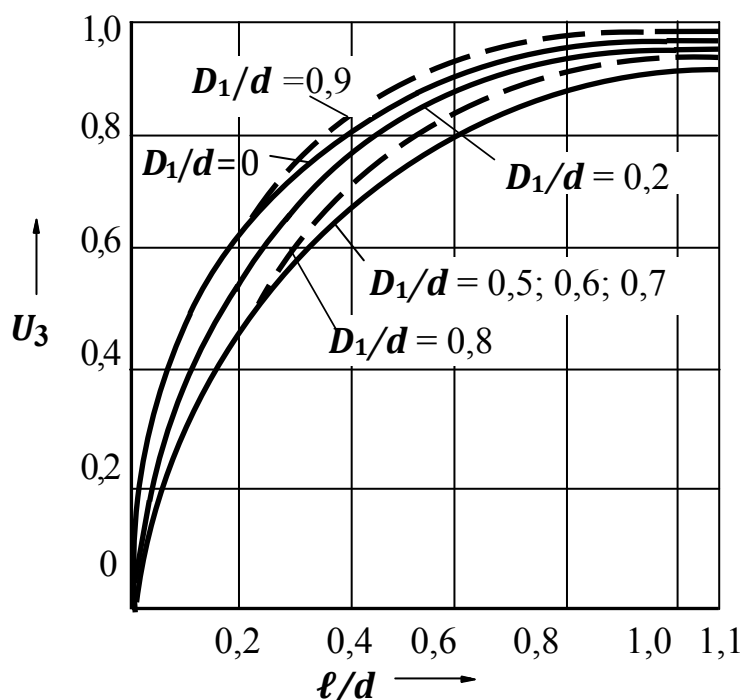


Рис. 11. График зависимости коэффициента U_3 от размеров соединения [8]

Расчет посадки с натягом включает в себя и расчет основного режимного параметра процесса сборки – усилия запрессовки $P_{зап}$ (Н) при механической запрессовке, температуры нагрева втулки t_H (°C) или температуры охлаждения вала $t_{охл}$ (°C) при сборке с термовоздействием [8].

$$P_{зап} = f' \cdot p_{max} \cdot \pi \cdot d \cdot \ell , \quad (34)$$

где f' – коэффициент трения при запрессовке, $f' = (1,15 \dots 2) \cdot f$ [8]; p_{max} , МПа – давление при максимальном натяге N_{max}^T :

$$p_{max} = \frac{N_{max}^T - U_1}{d \cdot \left(\frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right)} . \quad (35)$$

$$t_n \approx \frac{N_{max}^T \cdot S_{сб}}{\alpha_D \cdot D} \cdot t_{сб}, \quad (36)$$

где $S_{сб}$, мм – минимальный необходимый зазор при сборке (часто $S_{сб}$ принимают равным S_{min} в посадках H/g).

Температура нагрева втулки колеблется в диапазоне (75 – 450) °С [8].

$$t_{охл} = t_{сб} \cdot \frac{N_{max}^T \cdot S_{сб}}{\alpha_d \cdot d}. \quad (37)$$

Величину зазора $S_{сб}$ назначают так же, как и в предыдущем случае.

Температуру охлаждения вала назначают $t_{охл} = -75$ °С (охлаждение в спирте или ацетоне, предварительно остуженных твердой углекислотой), $t_{охл} = -120$ °С (охлаждение в аммиачном рефрижераторе), $t_{охл} = -195$ °С (охлаждение жидким азотом) [8].

В курсовой работе рассчитывают предельно допускаемые натяги и выбирают соответствующую им стандартную посадку с натягом, обеспечивающую надежность сборки и эксплуатации соединения. Размеры и условия эксплуатации соединения принимают соответствующими исходным данным по варианту, указанному в задании.

2.3.2. Порядок расчета и выбора посадок с натягом

– Определяют по зависимостям (17), (18) или (19) значение минимального расчетного натяга N_{min}^P .

– Определяют по зависимости (22) значение максимального расчетного натяга N_{max}^P .

– Определяют по зависимостям (25), (26) значения функциональных натягов N_{min}^F , N_{max}^F .

– Определяют допуск функционального натяга

$$TN^F = N_{max}^F - N_{min}^F \quad (38)$$

и оценивают возможность назначения стандартной посадки с таким значением допуска натяга при заданном размере соединения. При этом учитывают, что посадки с натягом существуют в квалитетах 4 – 8, а допуск натяга стандартной посадки $TN^T = TD + Td$ должен быть меньше допуска TN^F (см. условия (30), (31)). Если выбрать стандартную посадку невозможно, то изменяют размеры соединения, увеличивая длину соединения l и (или) диаметр наружной поверхности втулки d_2 ; при полом вале можно уменьшить диаметр отверстия вала D . Небольшие изменения функциональных натягов возможны при изменении шероховатости сопрягаемых поверхностей, что приводит к изменению величины поправки U_1 (см. зависимость (27)). Повторные расчеты значе-

ний N_{min}^P , N_{max}^P , N_{min}^F , N_{max}^F выполняют с помощью ЭВМ по программе «NATYAG», блок-схема алгоритма которой приведена в приложении 7.

– Выбирают по ГОСТ 25347 посадку, у которой табличные значения натягов N_{max}^T , N_{min}^T удовлетворяют условиям (30), (31).

Посадку подбирают, используя таблицы предельных натягов в справочнике [8] или предельных отклонений по ГОСТ 25347 [2, 8 и др.]. Предпочтение отдают посадкам в системе отверстия. При необходимости можно назначить комбинированную посадку (например, $\varnothing 40K7/x6$).

– Проверяют надежность соединения, определяемую величиной запаса прочности на эксплуатацию $N_{зэ}$ (см. зависимость (32)).

Соединение считают надежным, если величина $N_{зэ}$ составляет не менее 20 % допуска натяга TN^F . В противном случае посадку корректируют, увеличивая $N_{зэ}$.

– Определяют по зависимости (33) запас прочности на сборку $N_{зс}$.

– Строят схему полей допусков выбранной стандартной посадки и посадки, обеспечивающей натяги, равные N_{min}^F и N_{max}^P , как показано на рис. 12. Для построения такой схемы условно принимают $EI' = EI$, $ei' = ei$. На схеме показывают величины натягов N_{min}^T , N_{max}^T , N_{min}^F , N_{max}^F и запасов прочности $N_{зэ}$ и $N_{зс}$.

– В зависимости от заданного условия сборки (механическая запрессовка, нагрев втулки, охлаждение вала) рассчитывают усилие запрессовки $p_{зап}$, температуру нагрева втулки t_n или температуру охлаждения вала $t_{охл}$, используя для этого зависимости (34) – (37).

Пример 3

Соединение (см. рис. 10) с размерами $d(D) = 120$ мм, $D_1 = 50$ мм, $d_2 = 200$ мм, $l = 150$ мм предназначено для передачи крутящего момента $M_k = 14$ кН·м.

Материал деталей соединения – сталь 35 ($E_d = E_D = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\sigma_{Td} = \sigma_{TD} = 320$ МПа; $\mu_d = \mu_D = 0,3$). Шероховатость контактирующих поверхностей: $Rz_1 = 5$ мкм, $Rz_2 = 9$ мкм. Сборку осуществляют механической запрессовкой со смазкой; температура рабочего пространства при сборке $t_{сб} = 20$ °С; рабочая температура деталей $t_d = t_D = 20$ °С.

Необходимо рассчитать допускаемые натяги и выбрать соответствующую им стандартную посадку.

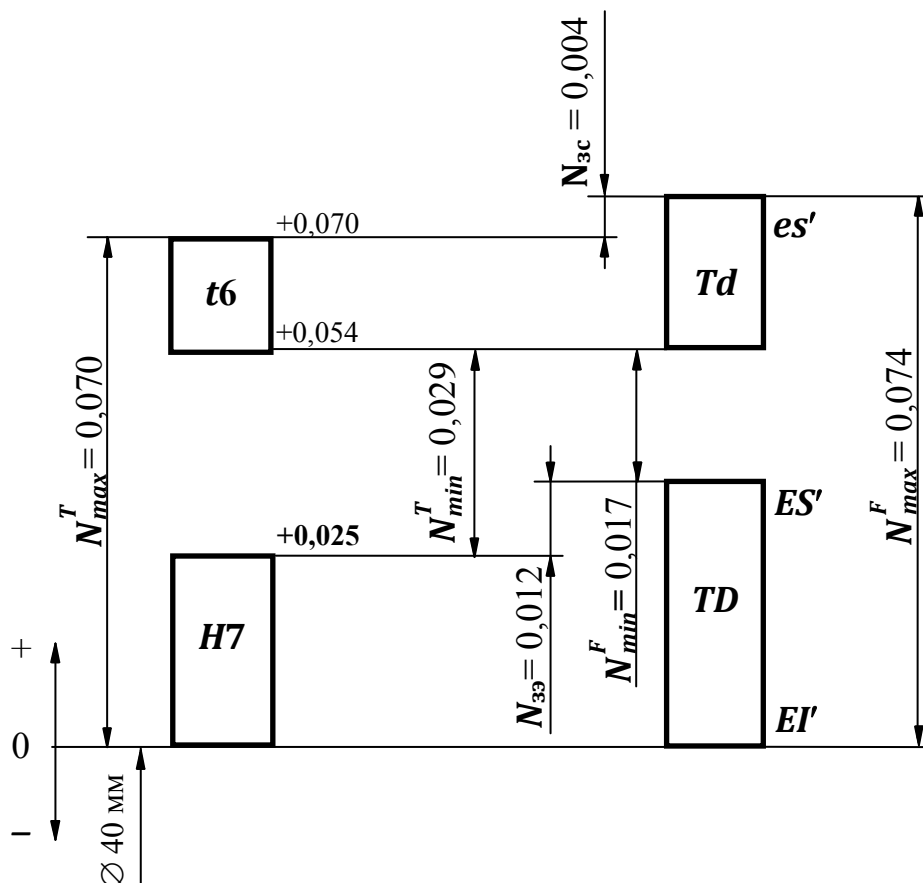


Рис. 12. Схема полей допусков посадок с натягом

– Определяем минимальный расчетный натяг по зависимости (18). Для этого принимаем коэффициент трения $f = 0,08$ (см. табл. 5) и рассчитываем коэффициенты C_d и C_D по зависимостям (20) и (21):

$$C_d = \frac{1 + \left(\frac{50}{120}\right)^2}{1 - \left(\frac{50}{120}\right)^2} - 0,3 = 1,12; \quad C_D = \frac{1 + \left(\frac{120}{200}\right)^2}{1 - \left(\frac{120}{200}\right)^2} + 0,3 = 2,42.$$

Тогда, по зависимости (18)

$$N_{min}^P = \frac{2 \cdot 14 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 120 \cdot 150 \cdot 0,08} \left(\frac{1,12}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,42}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 0,104 \text{ мм.}$$

– Определяем максимальный расчетный натяг по зависимости (22). Для этого определяем значения $[p_d]$ и $[p_D]$ по зависимостям (23) и (24):

$$[p_d] = 0,58 \cdot 320 \cdot \left[1 - \left(\frac{50}{120}\right)^2 \right] = 152 \text{ МПа;}$$

$$[p_D] = 0,58 \cdot 320 \cdot \left[1 - \left(\frac{120}{200} \right)^2 \right] = 119 \text{ МПа}.$$

Так как допускаемое давление на контактной поверхности втулки $[p_D]$ меньше допускаемого давления на контактной поверхности вала $[p_d]$, принимаем

$$[p_{max}] = [p_D] = 119 \text{ МПа}.$$

Тогда

$$N_{max}^P = 119 \cdot 120 \cdot \left(\frac{1,12}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,42}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 0,241 \text{ мм}.$$

– Определяем функциональные натяги по зависимостям (25), (26); для этого определяем поправки U_1, U_2, U_3 (см. зависимости (27, 28), рис. 9).

$$U_1 = 1,2 \cdot (5 + 9) \cdot 10^{-3} = 0,017 \text{ мм}.$$

Так как температура рабочего пространства при сборке $t_{сб}$ и рабочая температура деталей равны ($t_{сб} = \Delta t_D = t_d = 20 \text{ }^\circ\text{C}$), поправка $U_2 = 0$.

При $l/D = 150/120 \approx 1,25$ и $D_1/d = 50/120 \approx 0,4$ $U_3 = 0,92$.

Тогда

$$N_{min}^F = 0,104 + 0,017 + 0 = 0,121 \text{ мм}; \quad N_{max}^F = 0,241 \cdot 0,92 + 0,017 + 0 = 0,239 \text{ мм}.$$

– Определяем допуск натяга TN^F :

$$TN^F = 0,239 - 0,121 = 0,118 \text{ мм}.$$

Приняв $Td = TD$, получаем

$$Td = TD \leq \frac{TN^F}{2} = \frac{0,118}{2} \approx 0,059 \text{ мм}.$$

Стандартную посадку можно назначить, так как допуски Td и TD достаточно велики для выбора посадки из числа рекомендуемых в квалитетах 6 – 7.

– Выбираем по ГОСТ 25347 посадку, для которой выполняются условия (30), (31):

$$N_{min}^T > N_{min}^F; \quad (N_{min}^F = 0,121 \text{ мм}); \quad N_{max}^T < N_{max}^F; \quad (N_{max}^F = 0,239 \text{ мм}).$$

Этим условиям удовлетворяет посадка $\text{Ø}120\text{H7/x6}$, у которой $N_{min}^T = 0,175 \text{ мм}$, $N_{max}^T = 0,232 \text{ мм}$.

– Проверяем надежность соединения, определяемую величиной N_{33} :

$$N_{33} = 0,175 - 0,121 = 0,054 \text{ мм}.$$

Соединение считаем надежным, так как

$$N_{зз} = 0,054 > 0,2 \cdot TN^F = 0,2 \cdot (0,239 - 0,121) = 0,023 \text{ мм.}$$

– Определяем запас прочности на сборку

$$N_{зс} = 0,239 - 0,232 = 0,007 \text{ мм; } N_{зс} < N_{зз} = 0,054 \text{ мм.}$$

Так как при соединении деталей по посадке $\text{Ø}120\text{H}7/\text{x}6$ наиболее вероятные натяги имеют достаточно большое значение (около 0,2 мм), сборку соединения механической запрессовкой осуществить трудно. Для обеспечения сборки охлаждают вал или нагревают втулку.

Пример 4

По данным предыдущего примера необходимо рассчитать допускаемые натяги, выбрать стандартную посадку и определить необходимую температуру $t_{\text{н}}$ для сборки соединения с нагревом втулки.

– Определяем N_{min}^P :

$$f = 0,35 \text{ (см. табл. 5); } C_d = 1,12, \quad C_D = 2,42;$$

$$N_{\text{min}}^P = \frac{2 \cdot 14 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 120 \cdot 150 \cdot 0,35} \cdot \left(\frac{1,12}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,42}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 0,024 \text{ мм.}$$

– Определяем N_{max}^P (см. пример 3):

$$N_{\text{max}}^P = 0,241 \text{ мм.}$$

– Определяем N_{min}^F , N_{max}^F :

$$U_1 = 0,017 \text{ мм; } U_2 = 0; \quad U_3 = 0,92 \text{ мм (см. пример 3);}$$

$$N_{\text{min}}^F = 0,024 + 0,017 \approx 0,041 \text{ мм;}$$

$$N_{\text{max}}^F = 0,239 \text{ мм (см. пример 3).}$$

– Выбираем стандартную посадку, для которой выполняются условия (30) – (32). Так как значение N_{max}^F не изменилось, а значение N_{min}^F уменьшилось, посадку можно принять такой же, как в примере 3.

– Определяем температуру нагрева втулки при температуре рабочего пространства при сборке $t_{\text{сб}} = 20 \text{ °C}$ по зависимости (36).

Принимаем $S_{\text{сб}} = S_{\text{min}} = 0,012 \text{ мм}$ для посадки $\text{Ø}120 \text{ H}7/\text{g}6$, $\alpha_D = 11 \cdot 10^{-6}$ (см. табл. 3). Тогда

$$t_{\text{н}} = \frac{0,232 + 0,012}{11 \cdot 10^{-6} \cdot 120} + 20 = 205 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Пример 5

По данным примера 3 необходимо рассчитать допускаемые натяги, выбрать стандартную посадку и определить температуру $t_{\text{охл}}$, необходимую для сборки соединения с охлаждением вала.

– Определяем N_{min}^P :

при $f = 0,16$ (см. табл. 5) $C_d = 1,12$, $C_D = 2,42$.

$$N_{\text{min}}^P = \frac{2 \cdot 14 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 120 \cdot 150 \cdot 0,16} \left(\frac{1,12}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,42}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 0,052 \text{ мм}.$$

– Определяем N_{max}^P (см. пример 3):

$$N_{\text{max}}^P = 0,241 \text{ мм}.$$

– Определяем N_{min}^F , N_{max}^F :

$U_1 = 0,017$ мм; $U_2 = 0$; $U_3 = 0,92$ мм (см. пример 3);

$$N_{\text{min}}^F = 0,052 + 0,017 = 0,069 \text{ мм}; N_{\text{max}}^F = 0,239 \text{ мм}.$$

– Выбираем стандартную посадку, для которой выполняются условия (30) – (32). Так как значение N_{max}^F не изменилось, а значение N_{min}^F уменьшилось, посадку можно принять такой же, как в примере 3.

– Определяем температуру охлаждения вала при температуре рабочего пространства при сборке $t_{\text{сб}} = 20$ °С по зависимости (37).

Принимаем $S_{\text{сб}} = S_{\text{min}} = 0,012$ мм для посадки $\varnothing 120 \text{ H7/g6}$,

$$\alpha_d = 11 \cdot 10^{-6} \text{ мм}.$$

Тогда

$$t_{\text{охл}} \approx 20 - \frac{0,232 + 0,012}{11 \cdot 10^{-6} \cdot 120} = -165 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

– Выбираем способ охлаждения вала – жидким азотом, обеспечивающий $t_{\text{охл}} = -195$ °С.

2.4. Расчет и выбор посадок подшипников качения

2.4.1. Основные положения

Подшипники качения являются одним из самых распространенных элементов различных машин и приборов, определяющим их эксплуатационные характеристики: точность, работоспособность, ремонтпригодность и др.

Выбор посадок подшипников в корпус* и на вал осуществляют с учетом их конструктивных характеристик, требований к точности вращения, условий эксплуатации (характера действующих нагрузок, вида нагружения колец подшипников), а иногда и некоторых других параметров. При этом основным критерием выбора посадок является вид нагружения колец подшипников качения.

Различают циркуляционное, местное и колебательное нагружения колец подшипников качения (табл. 7).

7. Виды нагружения колец подшипников качения (ГОСТ 3325)

Условия работы		Вид нагружения	
Характеристика радиальных нагрузок	Вращающееся кольцо	внутреннего кольца	наружного кольца
Постоянная по направлению	Внутреннее	циркуляционное	местное
	Наружное	местное	циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся, меньшая постоянной по значению	Внутреннее	циркуляционное	колебательное
	Наружное	колебательное	циркуляционное
Постоянная по направлению и вращающаяся, большая постоянной по значению	Внутреннее	местное	циркуляционное
	Наружное	циркуляционное	местное
Постоянная по направлению	Внутреннее и наружное кольца в одном или противоположном направлениях	циркуляционное	циркуляционное
Вращающаяся с внутренним кольцом		местное	циркуляционное
Вращающаяся с наружным кольцом		циркуляционное	местное
Примечание. Под радиальной нагрузкой понимают равнодействующую всех радиальных сил, действующих на подшипник.			

Другим критерием выбора посадок подшипников качения является режим работы: легкий, нормальный, тяжелый или «особые условия», определяемый интенсивностью нагружения подшипникового узла P/C (табл. 8).

Интенсивность нагружения подшипникового узла определяется отношением динамической эквивалентной нагрузки P (динамической эквивалентной радиальной нагрузки P_r или динамической эквивалентной осевой нагрузки P_a) (табл. 9) к динамической грузоподъемности C (динамической радиальной гру-

* Под корпусом условно понимают деталь, соединяемую с наружным кольцом подшипника.

зоподъемности C_r для радиальных и радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников или динамической осевой грузоподъемности C_a для упорных и упорно-радиальных подшипников).

8. Режимы работы подшипников качения (ГОСТ 3325)

Режим работы подшипника	Интенсивность нагружения подшипника P/C
Легкий	$P/C \leq 0,07$
Нормальный	$0,07 < P/C \leq 0,15$
Тяжелый	$P/C > 0,15$
«Особые условия»	*

* К режиму «Особые условия» относят условия работы подшипников, работающих при ударных и вибрационных нагрузках (подшипники коленчатых валов двигателей, дробилок, прессов, экскаваторов и тому подобных машин). Посадки подшипников при этом режиме выбирают как для тяжелого режима работы независимо от интенсивности нагружения P/C .

9. Зависимости для расчета динамической эквивалентной нагрузки P (ГОСТ 18855)

Конструктивная разновидность подшипника	Динамическая эквивалентная нагрузка, Н	№ зависимости
Шариковый радиальный и радиально-упорный, роликовый радиально-упорный	$P = P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$	(39)
Роликовый радиальный	$P = P_r = F_r$ (при $\alpha = 0$)	(40)
Шариковый и роликовый упорные	$P = P_a = F_a$ (при $\alpha = 90^\circ$)	(41)
Шариковый и роликовый упорно-радиальные	$P = P_a = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$	(42)

Примечание. В зависимостях (39) – (42) F_r , F_a – соответственно радиальная и осевая нагрузка, действующая на подшипниковый узел, Н; X , Y – коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузки (табл. 10, 11); V – коэффициент вращения, $V = 1$, если внутреннее кольцо вращается относительно направления нагрузки F_r , $V = 1,2$, если внутреннее кольцо неподвижно относительно направления нагрузки F_r ; α – угол контакта подшипника.

10. Коэффициенты X и Y для роликовых радиально-упорных подшипников (ГОСТ 18855)

Конструктивная разновидность подшипника	X	Y	X	Y	e
	при $\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$		при $\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		
Однорядный	1	0	0,40	$0,4 \cdot \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha$
Двухрядный	1	$0,45 \cdot \operatorname{ctg} \alpha$	0,67	$0,67 \cdot \operatorname{ctg} \alpha$	$1,5 \cdot \operatorname{tg} \alpha$

Динамическая грузоподъемность C зависит от геометрических и конструктивных параметров подшипников [1, 9]; ее значения приведены в табл. П1.3 (прил. 1).

Примеры применения установленных ГОСТ 3325 посадок подшипников качения в корпус и на вал приведены в табл. 12, 13.

Кроме посадок, ГОСТ 3325 предусматривает требования к точности размеров (табл. 14), точности взаимного расположения (табл. 15, 16), формы (табл. 17) и шероховатости поверхностей (табл. 18), сопрягаемых с подшипниками качения.

12. Рекомендуемые посадки шариковых и роликовых подшипников на вал (ГОСТ 3325)

Условия, определяющие выбор посадки	Диаметры отверстий подшипников, мм				Примеры машин и подшипниковых узлов	Рекомендуемые посадки	
	радиальных шариковых	роликовых	радиально-упорных шариковых	роликовых			
Вид нагружения внутреннего кольца	3	4	5	6	7	8	
Местное (вал не вращается)	2	Подшипники всех диаметров				Ролики ленточных транспортеров, конвейеров	L0/g6; L6/g6
	Легкий или нормальный					Легкий или нормальный	Передние и задние колеса автомобилей и тракторов
Циркуляционное (вал вращается)	Легкий или нормальный	До 50				Блоки грузоподъемных машин, ролики рольгангов	L0/h6; L6/h6
	Легкий или нормальный					Шпиндели внутришлифовальных станков, электрошпиндели	L5/js5; L5/h5; L4/js5; L4/h5; L2/js4; L2/h4
Циркуляционное (вал вращается)	Легкий или нормальный	До 40	До 40	До 100	До 40	Редукторы, коробки скоростей станков, коробки передач автомобилей и тракторов, электродвигатели	L0/k6; L0/js6; L6/k6; L6/js6; L5 / js5; L4 /js5;
		До 100	До 100	Св. 100	До 100		L0/k6; L0/js6; L6/k6; L6/js6; L5/k5; L4/k5
		До 250					L0/m6; L6/m6

Окончание табл. 12

1	2	3	4	5	6	7	8
Циркуляционное (вал вращается)	Нормальный или тяжелый	До 100	До 40	До 100	До 100	Кривошипно-шагунные механизмы, шпиндели металлорежущих станков, крупные редукторы, электродвигатели мощностью до 100 кВт	<i>L0/k6; L0/js6; L6/k6; L6/js6; L5/k5; L4/k5</i>
		Св. 100	До 100	Св. 100	До 180		<i>L0/m6; L6/m6; L5/m5; L4/m5; L2/m4</i>
		–	До 250	–	До 250		<i>L0/p6; L0/n6; L6/p6; L6/n6; L5/n5; L4/n5</i>
	Тяжелая и ударная нагрузка	–	Св. 50 до 140	–	–	Коленчатые валы двигателей, ходовые колеса мостовых кранов, ролики рольгангов тяжелых станков, вибраторы, электродвигатели мощностью свыше 100 кВт	<i>L0/n6; L0/m6; L6/n6; L6/m6</i>
–		Св. 140 до 200	–	–	<i>L0/p6; L6/p6</i>		
–		Св. 200 до 250	–	–	<i>L0/r7; L0/r6; L6/r7; L6/r6</i>		
Нагрузки осевые		–	Подшипники всех диаметров	–	–	Узлы с одинарными упорными подшипниками Узлы с двойными упорными подшипниками	<i>L0/js6; L6/js6</i>
							<i>L0/js6; L6/js6</i>
Колебательное нагружение	Нагрузка осевая и радиальная	–	До 200	–	–	Узлы на упорных подшипниках со сферическими роликами	<i>L0/k6; L6/k6</i>
			Св. 200 до 250	–			<i>L0/m6; L6/m6</i>

Примечания: 1. Допускается при необходимости для узлов с упорными подшипниками вместо полей допусков *js5, js6* использование полей допусков *j5, j6* ограниченного применения. 2. Для двойных упорных подшипников с отверстием диаметром свыше 150 мм допускается использование посадок *L0/k6, L6/k6*.

13. Рекомендуемые посадки шариковых и роликовых подшипников в корпус (ГОСТ 3325)

Условия, определяющие выбор посадки		Примеры машин и подшипниковых узлов	Рекомендуемые посадки
Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы		
1	2	3	4
Циркуляционное (вращается корпус)	Нормальный	Ролики ленточных транспортеров	K7/ℓ0, K7/ℓ6, Js7/ℓ0, Js7/ℓ6
	Нормальный или тяжелый	Передние колеса автомашин и тягачей. Ролики рольгангов, коленчатые валы, ходовые колеса мостовых и козловых кранов	N7/ℓ0, N7/ℓ6, N7/ℓ0, M7/ℓ0, M7/ℓ6
	Тяжелый	Узлы тяжелых металлорежущих станков со сферическими упорными роликовыми подшипниками	K7/ℓ0, K7/ℓ6
	Тяжелый при тонкостенных корпусах	Колеса автомобилей, тракторов, башенных кранов	P7/ℓ0, P7/ℓ, P6/ℓ5
	Легкий или нормальный	Оборудование бытовой техники	Js7/ℓ0, Js7/ℓ6, Js6/ℓ5, Js6/ℓ4, H7/ℓ0, H7/ℓ6, H6/ℓ5, H6/ℓ4
Местное (вращается вал)	Нормальный	Электродвигатели, центробежные насосы, вентиляторы, центрифуги, шпиндели быстросходных металлорежущих станков, узлы с радиально-упорным шариковыми подшипниками	Js7/ℓ0, Js7/ℓ6, Js7/ℓ5, Js7/ℓ4
	Нормальный и тяжелый	Узлы общего машиностроения, редукторы	J7/ℓ0, L7/ℓ6, H7/ℓ0, H7/ℓ6
	Нормальный и тяжелый (для точных узлов)	Шпиндели тяжелых металлорежущих станков	M6/ℓ5, M6/ℓ4, K6/ℓ5, K6/ℓ4

1	2	3	4
Местное (вращается вал)	Нормальный и тяжелый	Узлы общего применения со сферическими упорными роликовыми подшипниками	<i>Js7/ℓ0, Js7/ℓ6</i>
Местное (вращается вал). Нагрузка исключительного осевого	Нормальный Тяжелая	Коробки передач, задние мосты автомобилей и тракторов. Подшипниковые узлы на конических роликовых подшипниках Все типы узлов с упорными подшипниками Узлы с шариковыми упорными подшипниками Узлы с упорными подшипниками на конических роликах	<i>M7/ℓ0, M7/ℓ6, K7/ℓ0, K7/ℓ6, Js7/ℓ0, Js7/ℓ6</i> <i>H8/ℓ0, H8/ℓ6</i> <i>H9/ℓ0, h9/ℓ6, H8/ℓ0, H8/ℓ6, H6/ℓ5, H6/ℓ4</i> <i>G7/ℓ0, G7/ℓ6, G6/ℓ5, G6/ℓ4</i>
Местное или колебательное (вращается вал)	Нормальный или тяжелый	Шпиндели шлифовальных станков, коленчатые валы двигателей	<i>K6/ℓ5, K6/ℓ4, K5/ℓ2, Js6/ℓ5, Js6/ℓ4, Js5/ℓ2</i>
Примечания: 1. Допускается при необходимости вместо полей допусков <i>Js6, Js7</i> использование полей допусков ограниченного применения <i>J6, J7</i> . 2. В случае разъемных корпусов посадки должны быть выбраны с зазором (поля допусков диаметров отверстий корпусов <i>H7, H6, G7, G6</i>).			

14. Требования к точности размеров вала и отверстия корпуса, сопрягаемых с подшипниками качения (ГОСТ 3325)

Квалитет	Класс точности подшипника		
	0, 6	5, 4	2
вала	[6], 7, 8	[5]	3, [4]
отверстия	[7], 8, 9	[6]	4, [5]
Примечание. В квадратных скобках указаны квалитеты валов и отверстий для основных типов соединений.			

15. Допускаемое торцовое биение заплечиков (выступов) валов и отверстий корпусных деталей при установке подшипников качения (ГОСТ 3325)

Номинальный диаметр, мм	Классы точности подшипников				
	0	6	5	4	2
	Допускаемое биение, мкм, не более				
Биение заплечиков вала					
Св. 10 до 18	18	11	5	3	2
Св. 18 до 30	21	13	6	4	2,5
Св. 30 до 50	25	16	7	4	2,5
Св. 50 до 80	30	19	8	5	3
Св. 80 до 120	35	22	10	6	4
Св. 120 до 180	40	25	12	8	5
Св. 180 до 250	46	29	14	10	7
Св. 250 до 315	52	32	16	—	—
Св. 315 до 400	57	36	18	—	—
Биение заплечиков отверстия в корпусе					
Св. 10 до 18	27	18	8	5	3
Св. 18 до 30	33	21	9	6	4
Св. 30 до 50	39	25	11	7	4
Св. 50 до 80	46	30	13	8	5
Св. 80 до 120	54	35	15	10	6
Св. 120 до 180	63	40	18	12	8
Св. 180 до 250	72	46	20	14	10
Св. 250 до 315	81	52	23	16	12
Св. 315 до 400	89	57	25	21	13

16. Допуски соосности поверхностей и допустимые углы
взаимного перекося колец подшипников (ГОСТ 3325)

Тип подшипника	Допуск соосности посадочных поверхностей, мкм		Допустимый угол взаимного перекося колец подшипника θ_{max} , мин
	вала $\varnothing TPC^B$	корпуса $\varnothing TPC^K$	
Радиальный однорядный шариковый с радиальным зазором: нормальным по седьмому ряду по восьмому ряду	4,0	8,0	8
	6,0	12,0	12
	8,0	16,0	16
Радиально-упорный шариковый с углом контакта α : 12° 26° 36°	3,0	6,0	6
	2,4	4,8	5
	2,0	4,0	4
Радиальный с цилиндрическими роликами: без модифицированного контакта с модифицированным контактом	1,0	2,0	2
	3,0	6,0	6
Конический с роликами: без модифицированного контакта с модифицированным контактом	1,0	2,0	2
	2,0	4,0	4
Упорный с цилиндрическими или коническими роликами	0,5	1,0	1
Игольчатый роликовый: без модифицированного контакта с модифицированным контактом	0,5	1,0	1
	2,0	4,0	4
Шариковый радиальный сферический двухрядный	6,0	12,0	4°
Примечания: 1. Допуски соосности посадочных поверхностей TPC^B и TPC^K даны в диаметральной выражении относительно общей оси для посадочной поверхности (ширины подшипника) $B = 10$ мм. Если длина посадочной поверхности иная (например, B_2), то для определения допуска соосности табличное значение следует умножить на $B_2/10$. 2. В чертежах вала и корпуса разреша- ется вместо соосности указывать допуски радиального биения.			

17. Допуски формы посадочных поверхностей валов и отверстий в корпусе (ГОСТ 3325)

Интервалы номинальных диаметров, мм	Допуски формы посадочных поверхностей, мкм, не более														
	круглости				профиля продольного сечения				непостоянства диаметра						
					сечения				в поперечном сечении			в продольном сечении			
	Классы точности подшипника														
	0 и 6	5 и 4	2	0 и 6	5 и 4	2	0 и 6	5 и 4	2	0 и 6	5 и 4	2	0 и 6	5 и 4	2
Посадочные поверхности вала															
От 10 до 18	3,0	1,3	0,6	3,0	1,3	0,6	6,0	2,6	1,2	6,0	2,6	1,2	6,0	2,6	1,2
Св. 18 до 30	3,5	1,5	0,8	3,5	1,5	0,8	7,0	3,0	1,6	7,0	3,0	1,6	7,0	3,0	1,6
Св. 30 до 50	4,0	2,0	1,0	4,0	2,0	1,0	8,0	4,0	2,0	8,0	4,0	2,0	8,0	4,0	2,0
Св. 50 до 80	5,0	2,0	1,0	5,0	2,0	1,0	10,0	4,0	2,0	10,0	4,0	2,0	10,0	4,0	2,0
Св. 80 до 120	6,0	2,5	1,2	6,0	2,5	1,2	12,0	5,0	2,4	12,0	5,0	2,4	12,0	5,0	2,4
Св. 120 до 180	6,0	3,0	1,5	6,0	3,0	1,5	12,0	6,0	3,0	12,0	6,0	3,0	12,0	6,0	3,0
Св. 180 до 250	7,0	3,5	1,7	7,0	3,5	1,7	14,0	7,0	3,4	14,0	7,0	3,4	14,0	7,0	3,4
Св. 250 до 315	8,0	4,0	—	8,0	4,0	—	16,0	8,0	—	16,0	8,0	—	16,0	8,0	—
Св. 315 до 400	9,0	4,0	—	9,0	4,0	—	18,0	8,0	—	18,0	8,0	—	18,0	8,0	—
Посадочные поверхности отверстия															
От 10 до 18	4,5	2,0	1,0	4,5	2,0	1,0	9,0	4,0	2,0	9,0	4,0	2,0	9,0	4,0	2,0
Св. 18 до 30	5,0	2,0	1,0	5,0	2,0	1,0	10,0	4,0	2,0	10,0	4,0	2,0	10,0	4,0	2,0
Св. 30 до 50	6,0	2,5	1,4	6,0	2,5	1,4	12,0	5,0	2,8	12,0	5,0	2,8	12,0	5,0	2,8
Св. 50 до 80	7,5	3,0	1,6	7,5	3,0	1,6	15,0	6,0	3,2	15,0	6,0	3,2	15,0	6,0	3,2
Св. 80 до 120	9,0	3,5	2,0	9,0	3,5	2,0	18,0	7,0	4,0	18,0	7,0	4,0	18,0	7,0	4,0
Св. 120 до 180	10,0	4,0	2,2	10,0	4,0	2,2	20,0	8,0	4,4	20,0	8,0	4,4	20,0	8,0	4,4
Св. 180 до 250	11,5	5,0	2,5	11,5	5,0	2,5	23,0	10,0	5,0	23,0	10,0	5,0	23,0	10,0	5,0
Св. 250 до 315	13,0	5,3	3,0	13,0	5,3	3,0	26,0	10,6	6,0	26,0	10,6	6,0	26,0	10,6	6,0
Св. 315 до 400	14,0	6,0	4,0	14,0	6,0	4,0	28,0	12,0	8,0	28,0	12,0	8,0	28,0	12,0	8,0

Примечание. Допускается измерять диаметральные отклонения формы в виде непостоянства диаметра посадочных поверхностей валов и отверстий в поперечном и продольном сечениях.

18. Шероховатость посадочных поверхностей валов и отверстий в корпусе под подшипники качения (ГОСТ 3325)

Подшипник качения		Посадочные поверхности					
Класс точности	Номинальный размер, мм	валов		отверстий корпусов		опорных торцов заплечиков	
		<i>Ra</i> , мкм					
0	До 80	1,25	0,8	1,25	0,8	2,5	1,6
	80 – 500	2,5	1,6	2,5	1,6	2,5	1,6
6 и 5	До 80	0,63	0,4	0,63	0,4	1,25	0,8
	80 – 500	1,25	0,8	1,25	0,8	2,5	1,6
4	До 80	0,32	0,2	0,63	0,4	1,25	0,8
	80 – 500	0,63	0,4	1,25	0,8	2,5	1,6
2	До 80	0,16	0,1	0,32	0,2	0,63	0,4
	80 – 500	0,32	0,2	0,63	0,4	0,63	0,4

Примечания: 1. Для подшипников на закрепительных или стяжных втулках *Ra* не должно превышать 2,5 мкм. 2. Для посадочных поверхностей и опорных торцов заплечиков в чугунных корпусах допускается принимать *Ra* не более 2,5 мкм для диаметров сопряжений до 80 мм и не более 3,2 мкм – для диаметров свыше 80 мм при установке подшипников классов точности **0** и **6** и обеспечении заданного ресурса работы подшипникового узла. 3. Для посадочных поверхностей и опорных торцов заплечиков на валах и корпусах, выполненных из стали, для малонагруженных подшипников класса точности **0** допускается принимать *Ra* не более 2,5 мкм для диаметров сопряжений до 80 мм и не более 3,2 мкм для диаметров более 80 мм. 4. В рамках указаны предпочтительные значения *Ra*.

В курсовой работе назначают посадки подшипника качения в корпус и на вал, а также устанавливают требования к точности поверхностей корпуса и вала, сопрягаемых с подшипниками качения.

Исходные данные для назначения посадок подшипника качения в корпус и на вал (номер подшипника, его класс точности и назначение, а также действующие на подшипниковый узел нагрузки) принимают либо в соответствии с вариантом, указанным в задании, либо в соответствии с назначением изделия и описанием условий его работы, если в задании указан номер чертежа изделия.

2.4.2. Порядок выполнения задания

– В соответствии с номером подшипника по табл. 3 приложения 1 или по справочной литературе [1, 9 и др.] определяют его геометрические параметры: диаметр отверстия внутреннего кольца *d*, диаметр наружной поверхности наружного кольца *D* и ширину *B* колец подшипников (монтажную высоту *T* – для

радиально-упорных подшипников, высоту H – для упорных подшипников) (рис. 13).

– В соответствии с классом точности подшипника и его размерами определяют предельные отклонения средних диаметров d_m и D_m , одно из которых (es и ES) равно нулю, а второе имеет отрицательное значение (прил. 8).

– Определяют вид нагружения наружного и внутреннего колец подшипника (см. табл. 7).

– Рассчитывают динамическую эквивалентную нагрузку P (в зависимости от конструкции подшипника – Pr или Pa) (см. табл. 9 – 11).

– Определяют по табл. 3 П1.3 (прил. 1) динамическую грузоподъемность подшипника C .

– Определяют интенсивность нагружения подшипникового узла P/C .

– Определяют режим работы подшипника (см. табл. 8).

– Выбирают, в зависимости от режима работы, вида нагружения колец, размеров и типа подшипника, его посадки в корпус и на вал (см. табл. 12, 13), учитывая, что точность размеров цилиндрических поверхностей вала и корпуса зависит от класса точности подшипника и определяется по табл. 14.

– Строят схемы полей допусков выбранных посадок, как показано на рис. 14.

– Устанавливают требования к точности поверхностей вала и отверстия корпуса, сопрягаемых с подшипниками качения (см. табл. 14 – 18).

– Показывают требования к точности поверхностей вала и отверстия корпуса на чертежах, аналогично показанным на рис. 15.

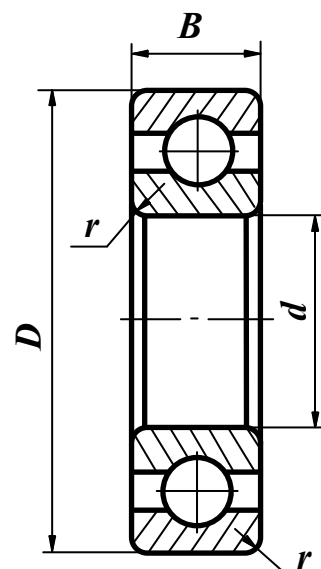


Рис. 13. Размеры подшипника качения

Пример 6

Шариковый радиальный подшипник **6-305** является опорой вала редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами. Радиальная нагрузка, действующая на подшипниковый узел, $F_r = 2000$ Н.

Необходимо выбрать посадки подшипника на вал и в корпус, а также определить требования к точности поверхностей вала и корпуса, сопрягаемых с этим подшипником.

– Определяем по табл. П 1.3 прил. 1 геометрические параметры подшипника 6-305: $d = 25$ мм, $D = 62$ мм, $B = 17$ мм.

– Определяем по прил. 8 предельные отклонения средних диаметров d_m , D_m :

$$d_m = 25_{-0,008}; \quad D_m = 62_{-0,011}.$$

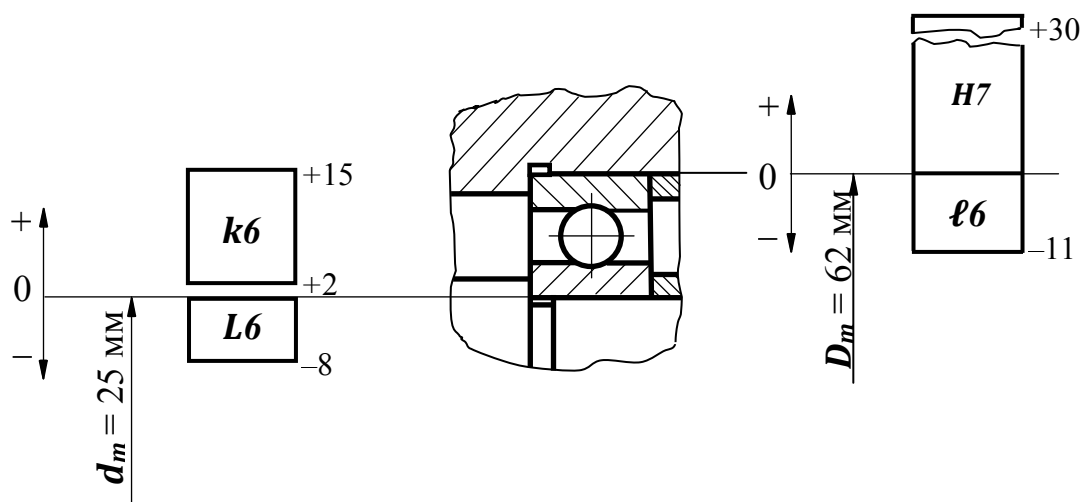


Рис. 14. Схемы полей допусков посадок колец подшипника 6-305 в корпус и на вал

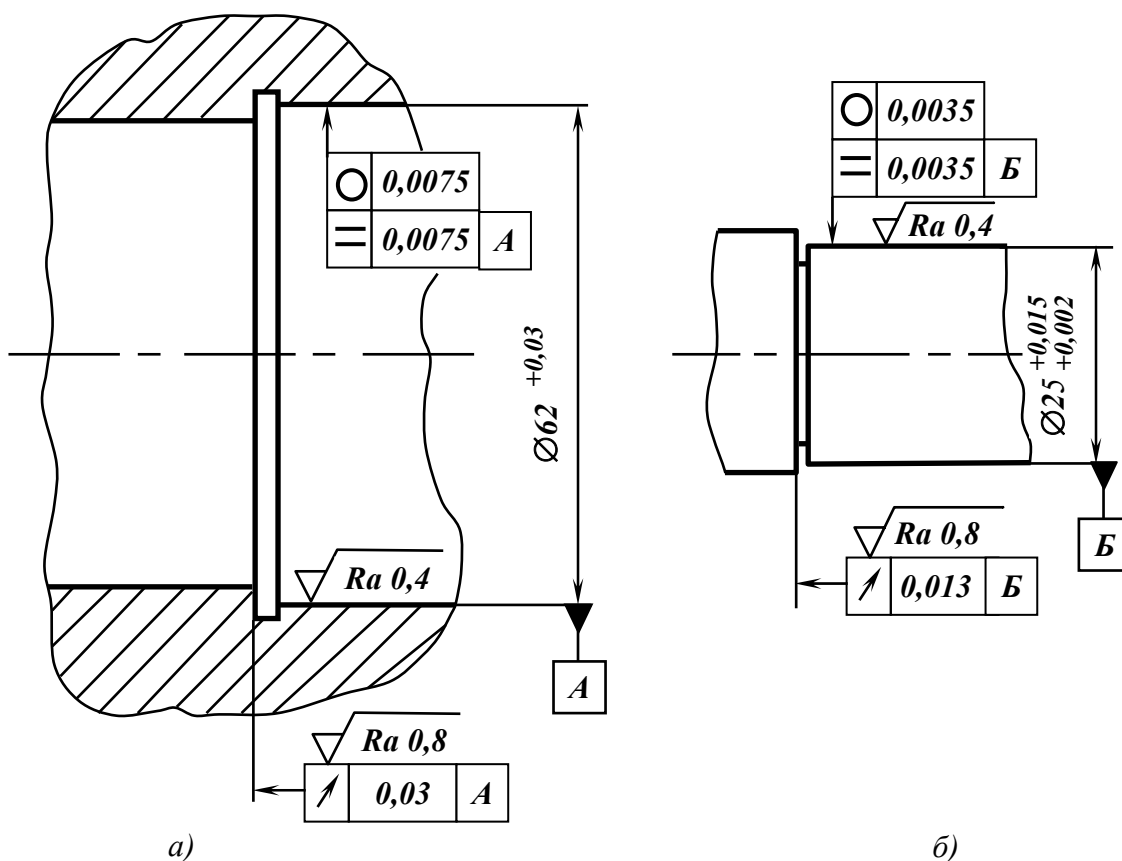


Рис. 15. Требования к точности посадочных поверхностей: а – корпуса, б – вала

– Определяем вид нагружения внутреннего и наружного колец подшипника. Так как в цилиндрическом редукторе вращается вал, а следовательно, и внутреннее кольцо подшипника, нагрузка, действующая на подшипниковый узел, постоянна по величине и направлению, внутреннее кольцо подшипника испытывает циркуляционное нагружение. Наружное кольцо подшипника установлено в неподвижном корпусе и нагружено местно (см. табл. 7).

– Определяем интенсивность нагружения подшипникового узла P/C , для чего по зависимости (39) (см. табл. 9) определяем динамическую эквивалент-

ную нагрузку P . Так как внутреннее кольцо подшипника вращается, а осевая нагрузка $F_a = 0$ (зубчатая передача – прямозубая), $V = 1$ (см. табл. 9), $X = 1$, $Y = 0$ (см. табл. 11):

$$P = P_r = X \cdot V \cdot F_r = 1 \cdot 1 \cdot 2000 = 2000 \text{ Н.}$$

Динамическая грузоподъемность подшипника 6-305 $C = 17600$ Н. Тогда

$$P/C = \frac{2000}{17600} = 0,11.$$

– Определяем режим работы подшипникового узла. При $P/C = 0,11$ режим работы – нормальный (см. табл. 8).

– Выбираем по табл. 12 посадку подшипника на вал. При циркуляционном нагружении внутреннего кольца подшипника с диаметром отверстия $d = 25$ мм и нормальном режиме работы – это посадка **L6/k6**.

– Выбираем по табл. 13 посадку подшипника в корпус. При местном нагружении наружного кольца подшипника и нормальном режиме работы – это посадка **H7/l6**.

– Строим схему полей допусков посадок подшипника на вал и в корпус (см. рис. 14).

– Устанавливаем требования к точности поверхностей вала и отверстия корпуса, сопрягаемых с подшипником.

Точность размеров этих поверхностей определена назначенными посадками: вал – $\varnothing 25k6$, отверстие – $\varnothing 62H7$.

Точность взаимного расположения поверхностей вала и корпуса характеризуют допуски торцового биения заплечиков относительно базовых осей (см. табл. 15): для вала – 0,013 мм, для корпуса – 0,03 мм.

Точность формы цилиндрических поверхностей вала и корпуса определяют допуски круглости и профиля продольного сечения (см. табл. 17): для вала – 0,0035 мм, для отверстия – 0,0075 мм. Точность формы торцовых поверхностей, а именно допуск плоскостности этих поверхностей, задана косвенно допуском торцового биения (см. выше).

Шероховатость цилиндрических и торцовых поверхностей вала и корпуса назначаем по табл. 18: допускаемые значения параметра Ra для вала и корпуса соответственно 0,4 и 0,8 мкм.

– Показываем требования к точности поверхностей вала и отверстия корпуса на чертеже (см. рис. 15).

3. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДЕТАЛЕЙ

3.1. Нормирование точности размеров, формы, расположения и шероховатости поверхностей деталей

3.1.1. Нормирование точности размеров

Изготовление деталей с необходимой точностью возможно лишь при указании на чертежах требований к точности размеров, формы, расположения, шероховатости, а в ряде случаев и волнистости поверхностей.

На чертеже детали проставляют минимальное, но достаточное для ее изготовления и контроля, количество размеров. Все размеры указывают с предельными отклонениями.

Предельные отклонения линейных размеров сопрягаемых поверхностей (элементов) детали выбирают по ГОСТ 25347 (для металлических деталей) и ГОСТ 25349 (для деталей из пластмасс) и проставляют на чертеже по ГОСТ 2.307 ЕСКД в соответствии с посадками, обеспечивающими служебное назначение изделия.

Предельные отклонения остальных размеров оговаривают по ГОСТ 30893 в технических требованиях общей записью, например «Общие допуски по ГОСТ 30893.2 – *mK*», где «*m*» – класс точности размеров, предельные отклонения (поля допусков) которых не указаны непосредственно на чертеже детали.

3.1.2. Нормирование точности формы и расположения поверхностей деталей

Отклонения формы и расположения поверхностей нормируют в соответствии со стандартами:

- ГОСТ 24642 «ОНВ. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения»;
- ГОСТ 24643 «ОНВ. Допуски формы и расположения поверхностей. Числовые значения»;
- ГОСТ Р 50056 «ОНВ. Зависимые допуски формы, расположения и координирующих размеров. Основные положения по применению»;
- ГОСТ 31254 (ИСО 14660-1:1999, ИСО 14660-2:1999) «ОНВ. Геометрические элементы. Общие термины и определения»;

– ГОСТ Р 53090 (ИСО 2692:2006) «ОНВ. Характеристики изделий геометрические. Требования максимума материала, минимума материала и взаимодействия»;

– ГОСТ Р 53442 (ИСО 1101:2004) «ОНВ. Характеристики изделий геометрические. Допуски формы, ориентации, месторасположения и биения»*;

– ГОСТ 30987 (ИСО 10579:1993) «ОНВ. Назначение размеров и допусков для нежестких деталей»*;

– ГОСТ 30893 «Общие допуски».

Значения допусков формы и расположения поверхностей, а также суммарных допусков формы и расположения представлены в табл. П 10.1, П 10.2 (прил. 10) в зависимости от установленных степеней точности (прил. 11) и номинальных размеров.

При назначении допусков параллельности, перпендикулярности, наклона под **номинальным размером** понимают длину нормируемого участка или номинальную длину всей рассматриваемой поверхности (для допуска параллельности – номинальную длину бóльшей стороны), если нормированный участок не задан. Допуски торцового биения назначают на заданном номинальном диаметре или номинальном наибольшем диаметре торцовой поверхности, если диаметр не задан. Допуски полного торцового биения назначают на номинальном наибольшем диаметре торцовой поверхности.

При назначении допусков соосности, симметричности, пересечения осей под номинальным размером понимают номинальный размер рассматриваемой поверхности вращения или номинальный размер расстояния между поверхностями, образующими рассматриваемый симметричный элемент. Если база не указывается, то допуск определяют по элементу с большим размером. Допуски радиального биения и полного радиального биения назначают исходя из номинального диаметра рассматриваемой поверхности.

При выборе допуска формы необходимо связать его с допуском размера, координирующего данную поверхность (при назначении допусков формы плоских поверхностей), или с допуском диаметра (для цилиндрических поверхностей). Допуски формы назначают только в тех случаях, когда они должны быть меньше допуска размера **IT**:

$$TF < IT,$$

где **TF** – допуск формы в диаметральном выражении.

Если для плоского элемента назначают наряду с допусками формы допуски расположения **TP** (параллельности, перпендикулярности, наклона и др.), то при назначении допуска формы рекомендуется соблюдать условие **TF ≤ TP**.

* Основные положения стандарта приведены в прил. 9.

Для облегчения нормирования отклонений формы установлены 3 уровня относительной геометрической точности [2]:

A – нормальная относительная геометрическая точность.
 $TF = 0,6 IT$ для плоских поверхностей и $TF = 0,3 IT$ для цилиндрических поверхностей;

B – повышенная относительная геометрическая точность. Для плоских и цилиндрических поверхностей соответственно $TF = 0,4 IT$ и $TF = 0,2 IT$;

C – высокая относительная геометрическая точность. Для плоских и цилиндрических поверхностей соответственно $TF = 0,25 IT$ и $TF = 0,12 IT$.

Допуски формы цилиндрических поверхностей назначают в два раза меньшими, чем допуски формы плоских поверхностей, так как допуски формы плоских поверхностей ограничивают отклонения размеров, а цилиндрических – радиуса детали.

Уровень ***A*** относительной геометрической точности назначают для деталей подвижных соединений при небольших нагрузках и скоростях относительных перемещений, когда не предъявляются особые требования к плавности хода и минимальному трению, для деталей соединений с натягом и образующих переходные посадки, для деталей соединений, подвергаемых разборке или повторной сборке, для измерительных поверхностей калибров [2].

Уровень ***B*** выбирают для деталей подвижных соединений при средних по величине нагрузках и средних скоростях относительных перемещений, для деталей соединений с натягом или переходными посадками – при высоких требованиях к точности и прочности.

Уровень ***C*** выбирают для деталей подвижных соединений при высоких скоростях и нагрузках, в случае высоких требований к плавности хода и герметичности соединения (уплотнения), для деталей соединений с натягом или переходными посадками, работающих в условиях воздействия высоких скоростей, и нагрузок, в том числе ударов и вибраций.

Для высокоточных деталей можно применять допуски формы, составляющие менее 25 % от IT для плоских и 12 % от IT для цилиндрических поверхностей.

Рекомендации по выбору степени точности формы цилиндрических поверхностей приведены в табл. 19 и П 11.1 (прил. 11), плоских – в табл. П 11.2 (прил. 11).

19. Степень точности формы цилиндрических поверхностей
в зависимости от допуска размера (ГОСТ 24643)

Допуск размера	Относительная геометрическая точность			Допуск размера	Относительная геометрическая точность		
	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>		<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>
	степень точности формы				степень точности формы		
<i>IT4</i>	3	2	1	<i>IT9</i>	8	7	6
<i>IT5</i>	4	3	2	<i>IT10</i>	9	8	7
<i>IT6</i>	5	4	3	<i>IT11</i>	10	9	8
<i>IT7</i>	6	5	4	<i>IT12</i>	11	10	9
<i>IT8</i>	7	6	5	–	–	–	–

Численные значения допусков формы назначают по степеням точности в соответствии с табл. П 10.1 и П 10.2 (прил. 10). Для тех допусков, на которые не распространяются стандартные степени точности (например, позиционный допуск), значения берут из *базового ряда* (табл. 20), при этом расчетные значения допуска округляют до ближайшего меньшего значения. Базовый ряд используют также, когда необходимо назначить допуск, занимающий промежуточное положение между соседними степенями точности.

20. Базовый ряд числовых значений допусков формы и расположения, мкм
(ГОСТ 24643)

0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8
1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8
10	12	16	20	25	30	40	50	60	80
100	120	160	200	250	300	400	500	600	800
1000	1200	1600	2000	2500	3000	4000	5000	6000	8000

При выборе допусков цилиндричности или профиля продольного сечения следует учитывать длину нормируемого участка, а если допуск относится ко всей поверхности, то ее полную длину L [8]. При отношении $L/d = 2...5$ допуск формы рекомендуется принимать на одну степень точности грубее, а при $L/d > 5$ – на две степени точности грубее, чем в обычных случаях, когда $L/d \leq 2$. Однако во всех случаях удвоенный допуск формы в радиусном выражении не должен превышать допуска диаметра нормируемой поверхности.

Точность формы конических поверхностей характеризуют в основном отклонениями и допусками прямолинейности образующей конуса и круглости в поперечном сечении. Как правило, допуски формы назначают только для высокоточных конусов (например, инструментальные или шпиндельные конусы, конусные калибры и др.), когда точность конуса нормируется отдельным допуском диаметра в заданном поперечном сечении T_{DS} (обычно диаметр в ос-

новной плоскости конуса) и допуском угла конуса AT_D или AT_h . При этом рекомендуется соблюдать следующие условия [8]:

$$TFL \leq 0,5 AT_D \text{ (} AT_h \text{)};$$

$$TFR \leq 0,5 T_{DS},$$

где TFL и TFR – соответственно допуск прямолинейности образующей и круглости, мкм; AT_D (AT_h) – допуск угла конуса, мкм, назначенный по ГОСТ 8908 «Допуски углов»; T_{DS} – допуск диаметра конуса в заданном сечении, мкм, определяемый по ГОСТ 25347 «Поля допусков и рекомендуемые посадки гладких цилиндрических соединений».

Допуски расположения, а также суммарные допуски формы и расположения назначают, как правило, на основании расчета размерных цепей исходя из эксплуатационных требований, предъявляемых к изделию и детали, а также их конструктивных особенностей. Примеры выбора степеней точности и способы обработки, обеспечивающие соблюдение соответствующих допусков, приведены в табл. П 11.3 – 11.5 прил. 11.

Допуски параллельности TPA назначают только в тех случаях, когда необходимо, чтобы они были меньше допуска размера IT между рассматриваемыми элементами:


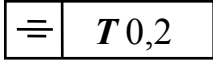
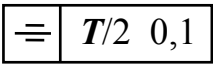
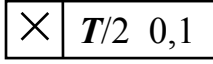
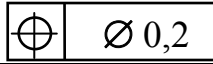
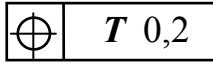
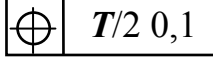
$$TPA < IT.$$

Допуски параллельности можно назначать по аналогии с допусками плоскостности и прямолинейности по нормальной, повышенной и высокой относительной геометрической точности в зависимости от соотношения $TPA < IT$.

Допуски расположения, полученные расчетным путем, следует округлять до стандартных значений по табл. П 10.1, П 10.2 (прил. 10), либо из базового ряда (см. табл. 20) путем выбора ближайшего с расчетным меньшего значения.

ГОСТ 24642 устанавливает два способа оценки допусков соосности, симметричности, пересечения осей и позиционного допуска – в *радиусном выражении* (как наибольшее допускаемое значение отклонения) или в *диаметральном выражении* (как диаметр или ширина поля допуска расположения). Предпочтительно указывать допуски в диаметральном выражении. Они более удобны для расчета диаметральных зазоров и комплексных калибров. Соотношение между эквивалентными допусками в диаметральном и радиусном выражении равно 2:1 (табл. 21). При расшифровке чертежей, разработанных до 01.01.1980 г., следует учитывать, что согласно ГОСТ 2.308–68 допуски соосности, симметричности и смещения осей нормировали только в радиусном выражении.

21. Обозначение допусков расположения в диаметральном и радиусном выражении (по ГОСТ 2.308)

Допуск		Условное назначение	
		в диаметральном выражении	в радиусном выражении
Соосности			
Симметричности			
Пересечения осей			
Позиционный	оси		
	плоскости симметрии		

Неуказанные непосредственно на чертеже или в технических требованиях допуски формы и расположения регламентированы ГОСТ 30893.2. Для допусков прямолинейности, плоскостности, перпендикулярности, симметричности, пересечения осей и биений (радиального, торцевого, в заданном направлении) установлены три класса точности – **H**, **K** и **L**. В машиностроении, как правило, используют средний класс точности – **K**.

В качестве базы при нормировании отклонений от перпендикулярности принимают элемент с большей длиной (рис. 16, а).

Если на чертеже не указаны допуски круглости и параллельности, то, согласно ГОСТ 30893.2, допускаются любые отклонения в пределах поля допуска рассматриваемого размера или размера расстояния между рассматриваемой поверхностью и базой. Это связано с тем, что указанные погрешности формы и расположения входят составной частью в погрешность размера и выявляются при контроле детали. Например, для детали, изображенной на рис. 16, б, неуказанные допуски параллельности и плоскостности находятся в пределах поля допуска T_h . Допуск круглости равен допуску диаметра, но не более общего допуска радиального биения. Для частных видов отклонений формы, таких как овальность, огранка с четным числом граней, конусообразность, бочкообразность и седлообразность, следует принимать наибольшее возможное отклонение формы, равное $0,5Td$ или $0,5TD$ (Td и TD – соответственно допуск вала и отверстия).

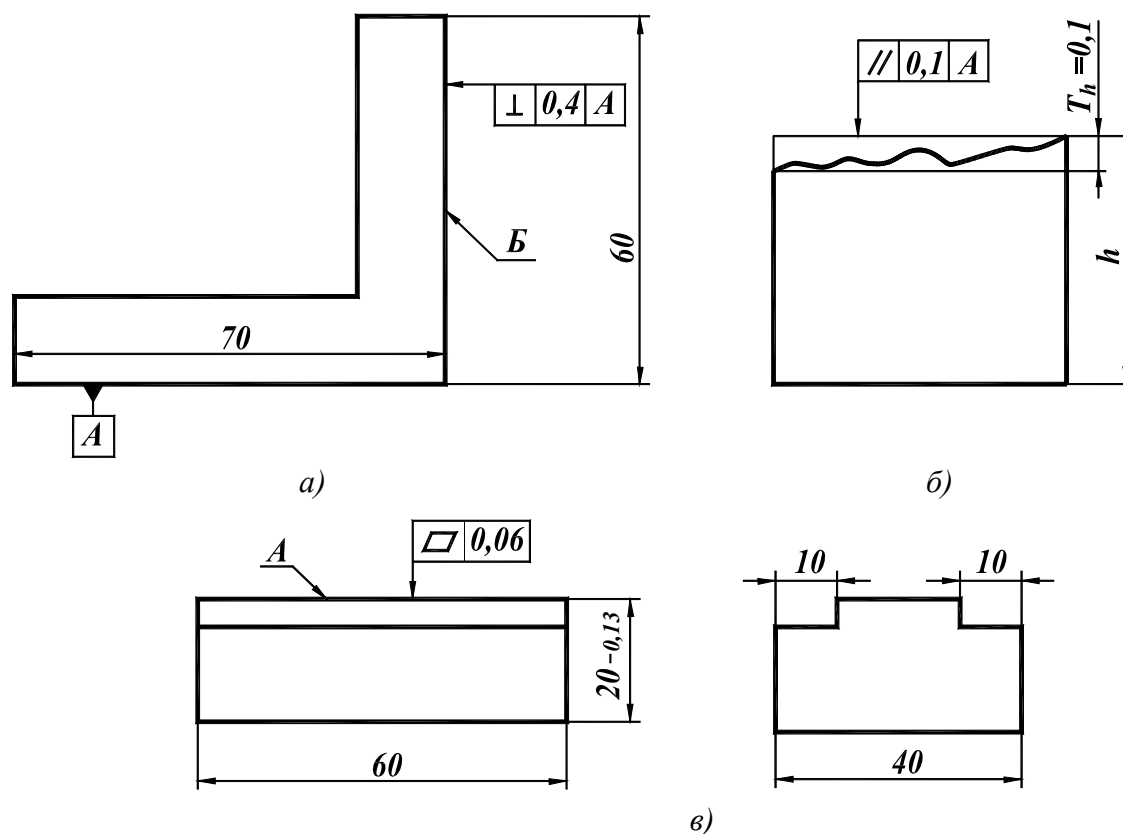


Рис. 16. Эскизы деталей, иллюстрирующие правила нормирования неуказанных на чертеже допусков: *а* – перпендикулярности; *б* – параллельности; *в* – плоскостности

Общие допуски цилиндричности, профиля продольного сечения, наклона, перекоса осей, позиционные, полного радиального и полного торцового биения, формы заданного профиля и формы заданной поверхности не устанавливаются. Отклонения этих видов косвенно ограничиваются допусками на линейные и угловые размеры или другими видами допусков формы и расположения, в том числе и общими. Если такого ограничения недостаточно, то перечисленные виды допусков следует указывать на чертеже непосредственно для соответствующих элементов. Общие допуски соосности применяют в случаях, когда измерение радиального биения невозможно или нецелесообразно. Общий допуск соосности в диаметральном выражении устанавливают равным общему допуску радиального биения.

Пример 7

Назначить допуск плоскостности поверхности *A* призматической детали (рис. 16, *в*), исходя из условия обеспечения нормальной относительной геометрической точности при допуске размера, координирующего данную поверхность, $IT = 0,13$ мм. Длина поверхности 60 мм.

Для нормальной относительной геометрической точности находим расчетный допуск плоскостности $TF = 0,6 IT = 0,6 \cdot 0,13 = 0,078$ мм. По табл. 20 для длины 60 мм полученное значение округляем до ближайшего меньшего, т.е. до

0,06 мм. Таким образом, допуск плоскостности, указываемый на чертеже, будет равен 0,06 мм, что соответствует 11-й степени точности.

3.1.3. Нормирование шероховатости поверхностей деталей

Шероховатость поверхностей нормируют, соблюдая требования ГОСТ 25142 «ОНВ. Шероховатость поверхности. Термины и определения» и ГОСТ 2789 «Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики».

Числовые значения параметров шероховатости назначают исходя из функционального назначения и конструктивных особенностей каждой отдельной поверхности и детали в целом. Шероховатость поверхности в процессе сборки изделия и его эксплуатации может привести к дополнительным отклонениям размера и формы поверхности детали, соответствующему изменению расчетных значений натягов и зазоров, коэффициента трения и др. Поэтому определенные ограничения шероховатости связаны с допусками на линейные размеры и форму нормируемых поверхностей. Требования к шероховатости одной поверхности могут быть установлены одним параметром или несколькими, если это необходимо для обеспечения функционального назначения поверхности. Предпочтительным параметром шероховатости при ее нормировании и указании на чертежах является среднее арифметическое отклонение профиля **Ra**. При назначении **Ra** следует учитывать приведенную ниже связь этого параметра шероховатости с допусками на линейный размер и отклонение формы нормируемой поверхности.

При допуске формы **TF**, находящемся в пределах поля допуска на линейный размер **IT** [8],

$$Ra \leq 0,1 IT; \quad (44)$$

при **TF = 0,6 IT**

$$Ra \leq 0,05 IT; \quad (45)$$

при **TF = 0,4 IT**

$$Ra \leq 0,025 IT; \quad (46)$$

при **TF = 0,25 IT**

$$Ra \leq 0,012 IT. \quad (47)$$

В тех случаях, когда необходимо нормировать высоту неровностей по десяти точкам **Rz**, можно воспользоваться зависимостью

$$Rz = k \cdot Ra, \quad (48)$$

где **k** = 4 при **Ra** = 80...2,5 мкм, **k** = 5 при **Ra** = 16...0,02 мкм.

Полученные значения параметров шероховатости следует округлить до ближайших меньших **предпочтительных значений** (табл. 22). Пользоваться предпочтительными значениями при назначении требований шероховатости целесообразнее, так как это соответствует международной практике, а также обеспечивает наиболее эффективное применение образцов сравнения.

При установлении требований к шероховатости поверхности из эксплуатационных соображений следует учитывать возможности обеспечения этих требований в процессе изготовления детали. Следует иметь в виду, что снижение высоты неровностей влечет за собой значительное увеличение стоимости обработки заготовок.

Для облегчения назначения числовых значений параметров шероховатости можно воспользоваться данными табл. 23 и прил. 12.

22. Значения параметров шероховатости **Ra** и **Rz** и базовой длины (по ГОСТ 2789)

Ra , мкм		Rz , мкм	Рекомендуемая базовая длина, мм
предпочтительные значения	значения		
50	80; 63; 40	360; 250; 200; 160	8
25	40; 32; 20	160; 125; 100; 80	8
12,5	20; 16; 10	80; 63; 50; 40	8
6,3	10; 8; 5	40; 32; 25; 20	2,5
3,2	5; 4; 2,5	20; 16; 12,5; 10	2,5
1,6	2,5; 1,2; 1,25	10; 8; 6,3	0,8
0,8	1,25; 1; 0,63	6,3; 5; 4; 3,2	0,8
0,4	0,63; 0,5; 0,32	3,2; 2,5; 2; 1,6	0,8
0,2	0,32; 0,25; 0,16	1,6; 1,25; 1; 0,8	0,25
0,1	0,16; 0,125; 0,08	0,8; 0,63; 0,5; 0,4	0,25
0,05	0,08; 0,063; 0,04	0,4; 0,32; 0,25; 0,2	0,25
0,025	0,04; 0,032; 0,02	0,2; 0,16; 0,125; 0,1	0,25
—	0,01; 0,008	0,5; 0,04; 0,032	0,08

23. Минимальные требования к шероховатости поверхности
в зависимости от допусков размера и формы [2, 8]

Допуск размера по квалитетам	Допуск формы, % от допуска размера	Номинальные размеры, мм			
		до 18	св. 18 до 50	св. 50 до 120	св. 120 до 500
		Значения <i>Ra</i> , мкм, не более			
<i>IT3</i>	100	0,2	0,4	0,4	0,8
	60	0,1	0,2	0,2	0,4
	40	0,05	0,1	0,1	0,2
<i>IT4</i>	100	0,4	0,4	0,8	1,6
	60	0,2	0,2	0,4	0,8
	40	0,1	0,1	0,2	0,4
<i>IT5</i>	100	0,4	0,4	1,6	1,6
	60	0,2	0,2	0,8	0,8
	40	0,1	0,1	0,4	0,4
<i>IT6</i>	100	0,8	1,6	1,6	3,2
	60	0,4	0,8	0,8	1,6
	40	0,2	0,4	0,4	0,8
<i>IT7</i>	100	1,6	3,2	3,2	3,2
	60	0,8	1,6	1,6	3,2
	40	0,4	0,8	0,8	1,6
<i>IT8</i>	100	1,6	3,2	3,2	3,2
	60	0,8	1,6	3,2	3,2
	40	0,4	0,8	1,6	1,6
<i>IT9</i>	100 и 60	3,2	3,2	6,3	6,3
	40	1,6	3,2	3,2	6,3
	25	0,8	1,6	1,6	3,2
<i>IT10</i>	100 и 60	3,2	6,3	6,3	6,3
	40	1,6	3,2	3,2	6,3
	25	0,8	1,6	1,6	3,2
<i>IT11</i>	100 и 60	6,3	6,3	12,5	12,5
	40	3,2	3,2	6,3	6,3
	25	1,6	1,6	3,2	3,2
<i>IT 12</i> и <i>IT13</i>	100 и 60	12,5	12,5	25	25
	40	6,3	6,3	12,5	12,5
<i>IT 14</i> и <i>IT15</i>	100 и 60	12,5	25	50	50
	40	12,5	12,5	25	25
<i>IT 16</i> и <i>IT17</i>	100 и 60	25	50	100	100
	40	25	25	50	50

Примечания: 1. Если относительный допуск формы меньше значений, указанных в таблице, то значение *Ra* следует назначить не более 0,15 *TF*. 2. При необходимости по функциональным требованиям допускается устанавливать значения *Ra* менее указанных в таблице.

Пример 8

Назначить числовое значение высоты шероховатости для вала $\varnothing 40h6(-0,025)$, исходя из условия обеспечения нормальной относительной геометрической точности поверхности детали.

Для нормальной относительной геометрической точности (допуск формы составляет 60 % от допуска на размер) $Ra \leq 0,05 IT$. Следовательно, допустимое значение среднего арифметического отклонения профиля $Ra = 0,05 \cdot 0,025 = 0,00125$ мм или 1,25 мкм. По табл. 22 принимаем ближайшее меньшее значение из предпочтительного ряда $Ra = 0,8$ мкм, которое и следует проставить на чертеже детали.

3.1.4. Нормирование точности формы, расположения и шероховатости поверхностей типовых деталей

Нормирование точности расположения осей отверстий под крепежные детали

Согласно ГОСТ 14140, *допуски расположения осей отверстий* (гладких и резьбовых) под крепежные детали, например, болты, винты, штифты, шпильки и т.п., можно устанавливать двумя способами:

позиционным допуском TPR в диаметральном выражении (рис. 17, а);

предельными отклонениями $\pm \delta$ размеров L , координирующих оси отверстий (рис. 17, б).

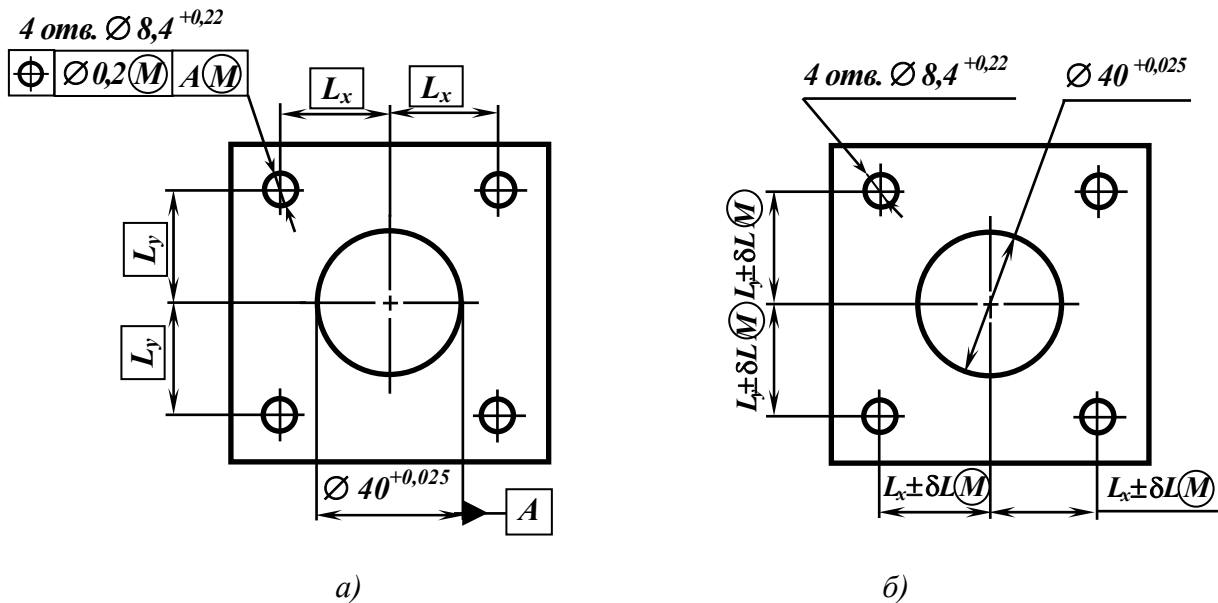


Рис. 17. Способы нормирования отклонений расположения осей отверстий:
 а – позиционным допуском; б – предельными отклонениями координирующих размеров

При нормировании отклонений расположения осей отверстий под крепеж различают соединения двух типов (рис. 18). При соединении типа **A** в деталях 1 и 2 имеются сквозные отверстия под проход крепежной детали с гарантированным диаметральным зазором S_{min} (болтовые соединения). К соединениям типа **B** относят соединения детали 1 со сквозными отверстиями под проход крепежной детали с зазором S_{min} и детали 2 с резьбовыми отверстиями (винтовые или шпилечные соединения) или с гладкими отверстиями (под штифты), обеспечивающими натяг.

При одинаковых позиционных допусках для обеих сопрягаемых деталей допуск TPP расположения осей отверстий под крепеж

для соединения типа **A**

$$TPP = k_{\text{н}} \cdot S_{min}, \quad (49)$$

для соединения типа **B**

$$TPP = 0,5 \cdot k_{\text{н}} \cdot S_{min}, \quad (50)$$

где TPP – позиционный допуск, мм; S_{min} – наименьший зазор в соединении, мм; $k_{\text{н}}$ – коэффициент использования зазора для компенсации отклонения расположения ($k_{\text{н}} = 1$ или $k_{\text{н}} = 0,8$ для соединений, не требующих регулирования взаимного расположения деталей ($k_{\text{н}} = 0,8$ принимают при использовании винтов с утопленными или потайными коническими головками); $k_{\text{н}} = 0,8$ или $k_{\text{н}} = 0,6$ – для соединений, в которых необходимо регулирование взаимного положения деталей при сборке ($k_{\text{н}} = 0,6$ принимают для винтов с утопленными головками)).

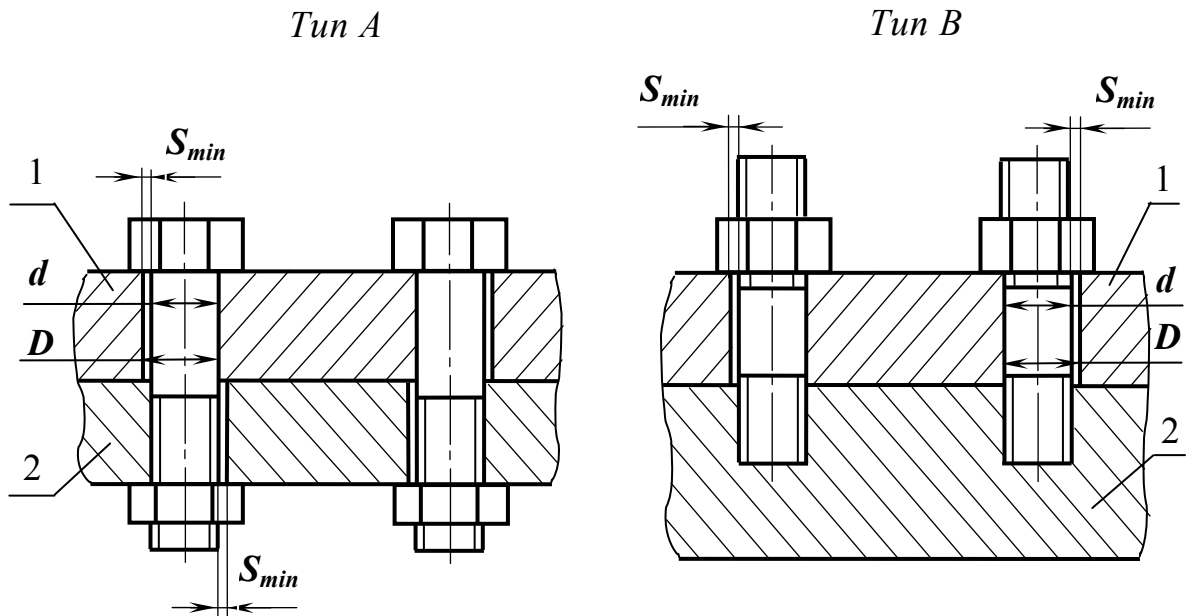


Рис. 18. Соединения с помощью крепежных деталей

Диаметры сквозных отверстий под болты, винты, шпильки и соответствующие им наименьшие гарантированные зазоры приведены в прил. 13, позиционные допуски осей отверстий под крепежные детали – в табл. 24.

24. Значение позиционных допусков **ТПР** в диаметральном выражении расположения осей отверстий под крепежные детали [2]

Зазор S_{min} , мм для прохода крепежной детали	Тип соединения					
	A			B		
	Допуск ТПР , мм, при коэффициенте $k_{и}$ использования зазора					
	1	0,8	0,6	1	0,8	0,6
0,1	0,1	0,08	0,06	0,05	0,04	0,03
0,2	0,2	0,16	0,12	0,1	0,08	0,06
0,3	0,3	0,25	0,16	0,16	0,12	0,1
0,4	0,4	0,3	0,25	0,2	0,16	0,12
0,5	0,5	0,4	0,3	0,25	0,2	0,16
0,6	0,6	0,5	0,4	0,3	0,25	0,2
0,8	0,8	0,6	0,5	0,4	0,3	0,25
1	1	0,8	0,6	0,5	0,4	0,3
2	2	1,6	1,2	1	0,8	0,6
3	3	2,5	1,6	1,6	1,2	1
4	4	3	2,5	2	1,6	1,2

Назначение позиционных допусков предпочтительно по сравнению с нормированием предельных отклонений размеров. Позиционные допуски более технологичны, так как допускают более широкие поля допусков размеров, а также облегчают расчет и применение кондукторов и комплексных проходных калибров (рис. 19, а).

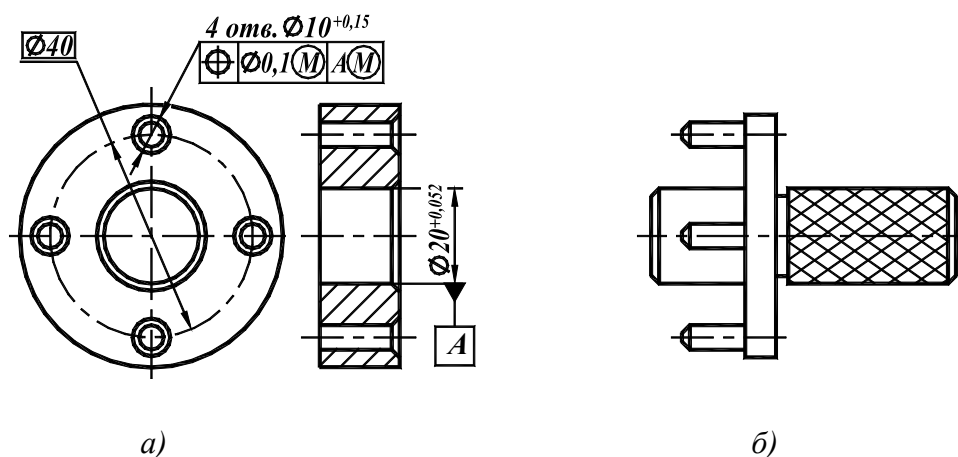


Рис. 19. Позиционный допуск отверстий $\varnothing 10^{+0,15}$: а – указание на чертеже; б – комплексный калибр для контроля соответствующих отклонений

Линейные размеры, определяющие номинальное расположение осей отверстий под крепеж, ограничиваемое позиционным допуском, указывают на чертежах без предельных отклонений и заключают в прямоугольные рамки (см. рис. 17, *a*). Это сделано для того, чтобы к ним при изготовлении не применяли требования по точности, как к размерам с общими допусками.

Нормирование отклонений расположения осей отверстий под крепеж предельными отклонениями координирующих размеров рекомендуется применять в следующих случаях [8]:

- для размеров, координирующих группу отверстий в целом относительно других элементов деталей (в том случае, когда применение комплексных калибров затруднительно);
- при числе отверстий в одной группе меньше трех;
- при механической обработке отверстий по разметке или на координатно-расточных станках;
- при измерении расположения осей отверстий универсальными средствами.

Если по конструктивным условиям необходимо ограничение точности расположения осей отверстий предельными отклонениями, то сначала определяют значение позиционного допуска в диаметральном выражении, а затем рассчитывают предельные отклонения размеров $\pm \delta L$, координирующих оси отверстий по зависимостям, приведенным в прил. 14.

Позиционные допуски и предельные отклонения координирующих размеров для сквозных отверстий (соединения типа *A*), как правило, назначают зависимыми. Зависимыми назначают также допуски расположения осей резьбовых отверстий в соединениях типа *B* под малонагруженные винты. В этом случае значение зависимого допуска связано с действительным отклонением среднего диаметра резьбового отверстия от предела максимума материала. В соединениях типа *B* допуски расположения осей резьбовых отверстий под шпильки или тяжело нагруженные винты, а также осей гладких отверстий под штифты, соединяемые по посадке с натягом или переходной, рекомендуется назначать независимыми.

Контроль зависимых позиционных отклонений осуществляется, как правило, комплексными калибрами. Небольшие детали можно контролировать на проекторах, сличая изображение детали с чертежом, на котором в соответствующем масштабе нанесены предельные контуры контролируемых поверхностей с учетом позиционных допусков. Независимые позиционные допуски косвенно можно определить на координатно-измерительных машинах или универсальных микроскопах с последующим пересчетом измеренных координат осей отверстий с помощью ЭВМ, либо путем построения по измеренным координатам диаграммы и оценки ее с помощью прозрачного шаблона.

Допуски расположения осей основных отверстий корпусных деталей

Расположение осей основных отверстий рассмотрим на примере корпусов редукторов и коробок скоростей с цилиндрическими зубчатыми передачами (ЗП). Основные отверстия в этих корпусах предназначены для базирования валов. В ГОСТ 1643 отклонения взаимного расположения осей отверстий корпусов под опоры валов цилиндрической ЗП не нормированы. Регламентированы погрешности расположения осей собранной передачи по нормам контакта зубьев – допуском на параллельность осей f_x ; допуском на перекос осей f_y и по нормам бокового зазора – предельным отклонением межосевого расстояния $f_a = 0,5 j_{n_{min}}$, где $j_{n_{min}}$ – гарантированный боковой зазор.

При проектировании ЗП допуски на расстояние между осями отверстий T_a , перекос T_y и параллельность T_x осей отверстий корпуса устанавливаются с учетом допусков на погрешность расположения рабочих осей зубчатых колес (ЗК) f_x, f_y, f_a в соответствии с ГОСТ 1643, возможных эксцентриситетов опор и посадочных поверхностей валов под ЗК и конкретных конструктивных параметров ЗП на основании расчета размерных цепей. Отклонение межосевого расстояния f_{ar} , перекос f_{yr} и отклонение от параллельности f_{xr} осей в ЗП являются замыкающими звеньями соответствующих размерных цепей.

При проектировании ЗП для изделия* с несимметричным расположением опор валов относительно средней плоскости передачи допуски на расположение отверстий в корпусе можно назначить, используя условия [6] (рис. 20):

для отклонения расстояния между осями отверстий

$$\left[\pm \left(f_x \cdot \frac{L_k}{b_w} - 2 \cdot e_\Sigma \right) \cdot \frac{C}{L_k} - f_a \right] \leq \frac{\Delta_{a_l} + \Delta_{a_n}}{2} \leq \left[\pm \left(f_x \cdot \frac{L_k}{b_w} - 2 \cdot e_\Sigma \right) \cdot \frac{C}{L_k} + f_a \right], \quad (51)$$

где знак плюс используется когда $\Delta_{a_l} > \Delta_{a_n}$;

для перекоса осей

$$\Delta_y \leq f_y \cdot \frac{L_k}{b_w} - e_\Sigma; \quad (52)$$

для отклонения от параллельности осей

$$\Delta_x = \Delta_{a_n} - \Delta_{a_l} \leq f_x \cdot \frac{L_k}{b_w} - e_\Sigma, \quad (53)$$

где Δ_{a_l} и Δ_{a_n} – отклонения межосевого расстояния отверстий в корпусе изделия по его сторонам, левой и правой соответственно, мм; Δ_x и Δ_y – соответственно отклонение от параллельности и перекос осей отверстий в корпусе, мм;

* Под изделием подразумевается редуктор, коробка скоростей и т.п.

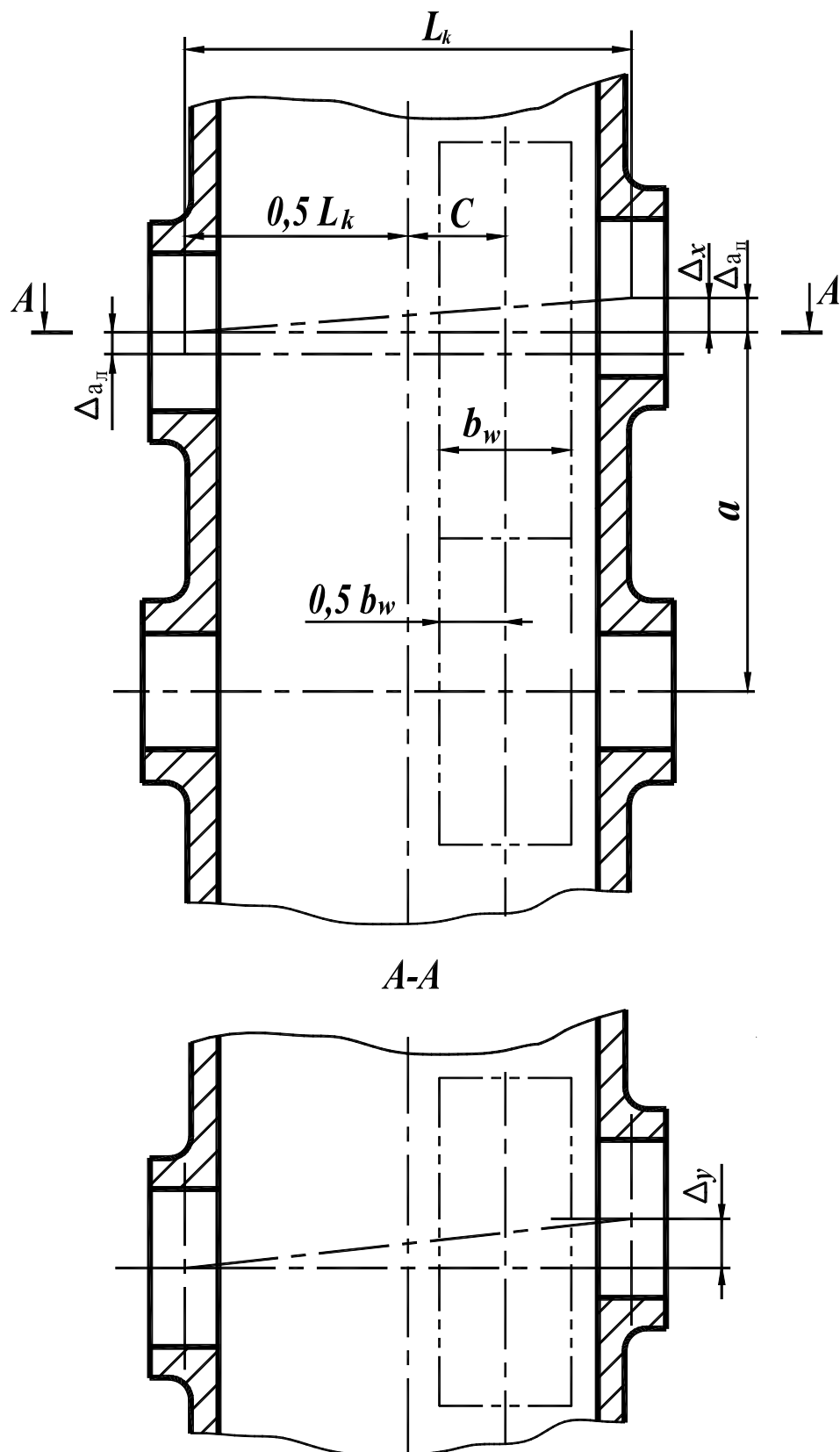


Рис. 20. Погрешности расположения отверстий в корпусной детали

L_k – расстояние между средними плоскостями отверстий в корпусе, мм;
 C – расстояние между средней плоскостью передачи и средней плоскостью корпуса, мм; b_w – ширина зубчатого венца, мм; e_Σ – суммарный эксцентриситет опор (например, смещение осей отверстий в корпусе и посадочной поверхности подшипника, радиальное биение подшипника и др.), мм;

$$e_\Sigma = \sqrt{e_{\text{л}}^2 + e_{\text{п}}^2}, \quad (54)$$

где $e_{\text{л}}$ и $e_{\text{п}}$ – эксцентриситет, соответственно, левых и правых опор валов, мм.

Для укрупненных расчетов допуски T_a , T_x и T_y можно принять [8]:

$$T_a = \pm 0,8 f_a; \quad T_x = 0,8 f_x \cdot \frac{L_k}{b_w}; \quad T_y = 0,8 f_y \cdot \frac{L_k}{b_w}. \quad (55)$$

При установке на валу нескольких зубчатых колес различных степеней точности допуски T_x и T_y назначают по колесам наиболее высокой точности. При многоопорных валах принимают меньшее расстояние L_k между соседними отверстиями корпуса.

Пример 9

Назначить основные требования к точности формы, взаимного расположения и шероховатости поверхностей отверстий под опоры валов в корпусе редуктора с цилиндрическими ЗК (рис. 21)*. Передача цилиндрическая с прямыми зубьями и точностью 8-7-7-В ГОСТ 1643. Межосевое расстояние $a = 170$ мм при ширине зубчатого венца $b_w = 50$ мм (модуль $m = 2$ мм) и при расстоянии между средними плоскостями опорных поверхностей $L_k = 180$ мм. В качестве опор использованы радиальные подшипники 205 и 206 нулевого класса точности, установленные в отверстия корпуса по посадкам $\varnothing 52H7/l0$ и $\varnothing 62H7/l0$. Осевое положение подшипников фиксируется крышками прижимными, которые крепятся к корпусу винтами М6–6g.

Для межосевого расстояния $a = 170$ мм и вида сопряжения В по ГОСТ 1643 [2, 8] находим отклонения межосевого расстояния $f_a = \pm 80$ мкм. Предельные отклонения межосевого расстояния отверстий корпуса $T_a = \pm 0,8 f_a = \pm 0,8 \cdot 80 = \pm 64$ мкм. Полученное значение округляем до ближайшего меньшего стандартного и на эскизе корпуса указываем номинальное значение межосевого расстояния и его предельные отклонения $170 \pm 0,06$ мм (см. рис. 21).

* В примере рассмотрены только параметры точности, влияющие на работу ЗП редуктора.

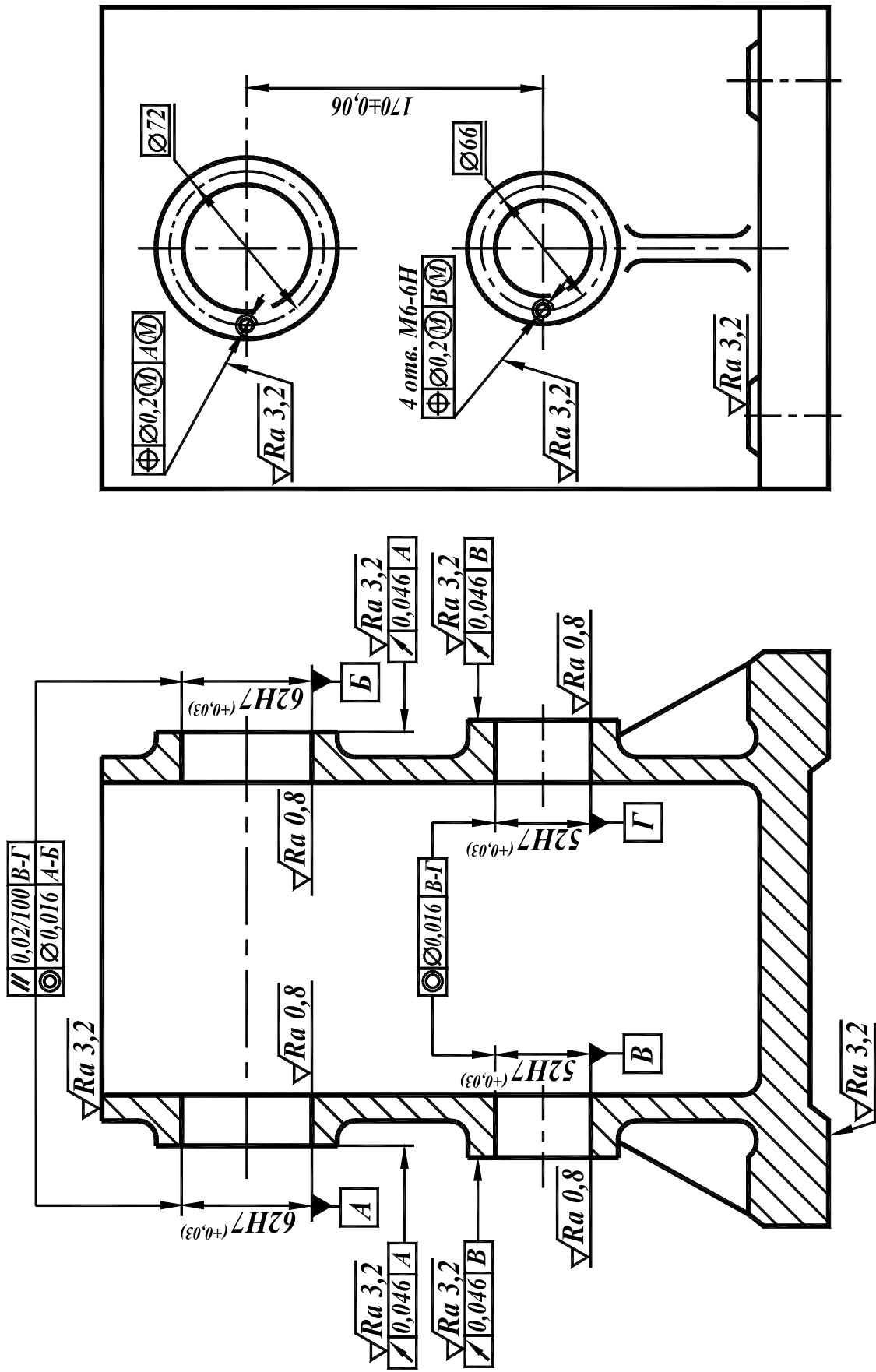


Рис. 21. Эскиз корпуса редуктора

По ГОСТ 1643 для зубчатой передачи 7-й степени точности по нормам контакта зубьев допуски параллельности и перекося осей соответственно равны $f_x = 16$ мкм и $f_y = 8$ мкм. Тогда допуски параллельности и перекося осей отверстий в корпусе

$$T_x = 0,8 \cdot 16 \cdot \frac{180}{50} = 46,1 \text{ мкм}; \quad T_y = 0,8 \cdot 8 \cdot \frac{180}{50} = 23 \text{ мкм}.$$

При перерасчете на 100 мм допуск параллельности будет равен

$$T_x = 4,61 \cdot \frac{100}{180} = 25,6 \text{ мкм}.$$

На эскизе корпуса указываем скорректированный по табл. П 10.1 (прил. 10) допуск параллельности общих осей отверстий $\varnothing 62$ мм и $\varnothing 52$ мм – 0,02 мм.

Аналогично в технических требованиях указываем скорректированный допуск перекося общих осей отверстий $\varnothing 62$ мм и $\varnothing 52$ мм – 0,012 мм на длине 100 мм*.

По табл. 16 находим допуск соосности отверстий из условия допустимого взаимного перекося колец подшипников 0-го класса точности. $TPC = 0,016$ мм (в диаметральном выражении).

Допуски формы посадочных поверхностей отверстий под подшипники находим по табл. 17. Для подшипников нулевого класса точности и интервала размеров от 50 до 80 мм допуск непостоянства диаметров отверстий **А**, **Б**, **В** и **Г** в поперечном и продольном сечениях будет равен 15 мкм.

Торцовое биение плоскостей под прижимные крышки относительно общей оси отверстий под подшипники находим по табл. 15. Для подшипника нулевого класса точности допуск торцового биения равен 46 мкм.

По табл. 24, используя прил. 13, находим позиционный допуск осей отверстий под винты для крепления прижимных крышек. Для резьбовых отверстий **М6-6H** позиционный зависимый допуск в диаметральном выражении равен 0,2 мм. Допуск зависит от действительных размеров среднего диаметра резьбы **М6-6H** и диаметра отверстия $\varnothing 62H7$.

Шероховатость посадочных поверхностей корпуса редуктора под подшипники ограничиваем $Ra = 0,8$ мкм (см. табл. 18), торцовых поверхностей под крышки – $Ra = 3,2$ мкм (см. прил. 12). Шероховатость остальных поверхностей корпуса редуктора, обрабатываемых резанием, назначаем по Ra в пределах от 3,2 до 6,3 мкм.

* Общие оси отверстий **А** и **Б**, **В** и **Г** указаны на эскизе корпуса как **А-Б**, **В-Г** по ГОСТ Р 53442.

Технические требования к геометрической точности зубчатых колес

Точность зубчатого венца во многом зависит от точности посадочного отверстия ЗК или опорных шеек вал-шестерни и опорных торцов, которые используют в качестве технологических и измерительных баз при зубообработке и контроле. В некоторых случаях для выверки заготовки на зуборезном станке и для контроля размеров зуба, а у больших зубчатых колес и для контроля равномерности шага, используют наружную цилиндрическую поверхность зубчатого венца.

Поскольку отверстие ЗК или опорные шейки вал-шестерни являются не только технологическими, но и конструкторскими базами, то предъявляемые к ним технические требования должны учитывать служебное назначение изделия. Точностные требования к ЗК и ЗП, регламентированные ГОСТ 1643 «Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски», учитывают эксплуатационные параметры передачи. Однако приведенные в этом стандарте нормы не ограничивают показатели точности базовых поверхностей. Взаимосвязь между точностью зубчатых венцов колес и их базовых поверхностей установлена в Рекомендациях ИСО DR 1328 «Точность цилиндрических зубчатых передач эвольвентного зацепления с модулем от 1 до 25 мм». Так как нормы точности ГОСТ 1643 разработаны на основе стандартов ИСО, то указанные рекомендации можно использовать при назначении требований к геометрической точности базовых поверхностей ЗК (табл. 25).

25. Взаимосвязь точности зубчатых колес с точностью размеров и формы их базовых поверхностей [6]

Степень точности зубчатого колеса	Посадочная поверхность отверстия		Посадочная поверхность шейки вала	
	Квалитет диаметра по ГОСТ 25346	Степень точности формы по ГОСТ 24643	Квалитет диаметра по ГОСТ 25346	Степень точности формы по ГОСТ 24643
3	4	3	4	3
4	4	4	4	4
5	5	5	5	5
6	6	6	5	5
7	7	7	6	6
8	7	7	6	6
9	8	8	7	7
10	8	8	7	7
11	8	8	8	8
12	8	8	8	8

Биение базового торца заготовки относительно оси посадочного отверстия ЗК или опорной шейки вал-шестерни приводит к появлению при зубообработке таких погрешностей, как отклонение направления зуба у прямозубых ЗК или отклонение осевых шагов у косозубых ЗК, особенно с большим осевым перекрытием.

Так как отклонение направления зуба зависит не только от торцового биения заготовки, но и от других технологических причин, то практически допускают, что торцовое биение не должно превышать 50 % допуска на отклонение направления зуба.

Кроме того, учитывая, что допуск на отклонение направления зуба относится к ширине зубчатого венца, а допуск на торцовое биение – к делительному диаметру или к диаметру, близкому к нему, последний можно выразить следующими соотношениями [6]:

для прямозубых зубчатых колес

$$TCA = 0,5 \cdot \frac{d_d}{b} \cdot F_{\beta}; \quad (56)$$

для косозубых зубчатых колес

$$TCA = 0,5 \cdot \frac{d_d}{b} \cdot F_{\rho\chi\eta} \cdot \cos \beta, \quad (57)$$

где TCA – допуск на торцовое биение, мкм; d_d – диаметр делительной окружности, мм; b – ширина зубчатого венца, мм; F_{β} – допуск на погрешность направления зуба по ГОСТ 1643, мкм; $F_{\rho\chi\eta}$ – предельное отклонение осевых шагов, мкм; β – угол наклона зубьев, град.

Допуски на торцовое биение базового торца заготовки TCA , рассчитанные из условия, что диаметр колеса равен 100 мм, приведены в табл. 26.

26. Допуски на торцовое биение базового торца зубчатого колеса [6]

Ширина зубчатого колеса, мм	Степень точности по нормам контакта (по ГОСТ 1643)									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Допуск на торцовое биение, мкм, при $d = 100$ мм									
До 40	10	12	16	20	24	40	64	100	160	250
Св. 40 до 100	5	6	8	10	12	20	32	50	80	125
Св. 100 до 160	3,2	4,0	5,1	6,4	8,0	12,8	20,0	32,0	50,0	80,0
Св. 160 до 250	2,5	3	4	5	6	10	16	25	40	60
Св. 250 до 400	1,9	2,2	2,9	3,8	4,5	7,1	12,0	19,2	30,4	48,0
Св. 400 до 630	1,3	1,7	2,2	2,8	3,4	5,5	9,0	14,0	22,0	36,0

Примечание. Допуск на торцовое биение базового торца заготовки получают умножением значения, взятого из таблицы, на величину $d_d/100$.

В зависимости от построения технологического процесса нарезания зубьев ЗК и принятой методики контроля параметров точности возможны следующие варианты использования наружной цилиндрической поверхности заготовки [6]:

1) наружную цилиндрическую поверхность используют в качестве технологической базы для выверки положения заготовки при ее установке на зубообрабатывающем станке; в этом случае должно быть ограничено радиальное биение этой поверхности T_{CR} относительно оси посадочного отверстия ЗК или опорной поверхности вал-шестерни, используемых в изделии в качестве конструкторских баз;

2) наружную цилиндрическую поверхность заготовки используют в качестве измерительной базы для контроля размеров зубьев ЗК (измерение тангенциальным зубомером или штангензубомером смещения исходного контура или толщины зубьев) или для контроля равномерности шага; для этого должны быть ограничены предельные отклонения диаметра наружной цилиндрической поверхности зубьев зубчатого колеса Td_a , а также радиальное биение наружной поверхности T_{CR} относительно баз, указанных в п. 1;

3) наружную цилиндрическую поверхность заготовки используют для контроля смещения исходного контура или толщины зубьев, но при этом учитывают действительный диаметр наружной цилиндрической поверхности зубчатого венца. При этом устанавливают допуск на радиальное биение наружной поверхности T_{CR} (базы те же, что и в п. 1), а диаметр выполняют как свободный размер;

4) наружную цилиндрическую поверхность заготовки не используют в качестве базовой поверхности при зубообработке и контроле. Тогда диаметр этой поверхности можно считать свободным размером.

В первом варианте допускаемая величина радиального биения поверхности зубчатого венца должна составлять часть допуска на радиальное биение зубчатого венца F_r и может быть подсчитана следующим образом:

$$T_{CR} = 0,6 F_r. \quad (58)$$

Для второго и третьего вариантов предельная величина радиального биения наружной цилиндрической поверхности должна составлять часть допуска на смещение исходного контура T_H :

$$T_{CR} = 0,25 T_H. \quad (59)$$

Учитывая, что в ГОСТ 1643 допуск на смещение исходного контура находится в зависимости от радиального биения зубчатого венца и вида сопряжения, – для сопряжений H и E

$$T_{CR} = 0,25 \cdot (1,1 F_r + 20); \quad (60)$$

$$\begin{aligned}
 - \text{ для сопряжений } D & \quad TCR = 0,35 F_r + 6; \\
 C & \quad TCR = 0,45 F_r + 8; \\
 B & \quad TCR = 0,55 F_r + 10; \\
 A & \quad TCR = 0,7 F_r + 12.
 \end{aligned}
 \tag{61}$$

В зависимостях (58) – (61) TCR , T_n , F_r измеряются в мкм.

Для четвертого варианта допуск на радиальное биение наружной поверхности зубчатого венца принимают в пределах

$$TCR = 0,1 m, \tag{62}$$

где m – модуль зубьев, мм.

В случае контроля размеров зубьев ЗК с использованием в качестве базы наружной поверхности зуба, без учета действительного диаметра (вариант 2), допуски на отклонение наружного диаметра заготовки Td_a не должны чрезмерно сокращать допуски на смещение исходного контура. Рекомендуется следующее соотношение:

$$Td_a = 0,5 T_n. \tag{63}$$

Пример 10

Назначить основные требования к точности размеров, формы, взаимного расположения поверхностей и их шероховатости прямозубого цилиндрического ЗК с числом зубьев $z = 43$, $m = 2$ мм и точностью **8-7-7-B** ГОСТ 1643. Наружную поверхность зубьев ЗК используют для контроля накладными приборами.

Чертеж ЗК выполняют в соответствии с требованиями ГОСТ 2.404. В правом верхнем углу чертежа располагают таблицу, в которой указывают сведения о зубчатом колесе. Предполагая, что заказчиком не установлены контролируемые параметры, в таблице их не указывают, а в технических требованиях делают запись «Данные для контроля по нормам точности – по ГОСТ 1643» (рис. 22).

Технологическими и конструкторскими базами ЗК являются отверстие $\varnothing 30$ со шпоночным пазом и торец **Б**. Наиболее высокая степень точности (7-я) назначена по нормам плавности и контакта зубьев. Исходя из этого, по табл. 25 и на основании выбранной посадки назначаем поле допуска размера на отверстие – **H7**.

Допуски формы поверхности отверстия в диаметральном выражении по 7-й степени точности (см. табл. 25) примерно равны допуску диаметра отверстия по 7-му качеству. Предполагая, что отклонения формы находятся в пределах поля допуска на размер (диаметр), на чертеже допуски формы не указываем.

Биение базового торца при диаметре делительной окружности 86 мм и ширине зубчатого венца 20 мм для 7-й степени точности по нормам плавности находим по табл. 26:

$$TCA = 24 \cdot 86/100 = 20,64 \text{ мкм.}$$

Полученную величину округляем до ближайшего меньшего значения из базового ряда по табл. 20.

Таким образом, допуск на биение базового торца относительно оси отверстия равен 0,02 мм.

Так как наружная цилиндрическая поверхность ЗК используется в качестве измерительной базы при контроле накладными приборами, необходимо ограничить предельными отклонениями диаметр зубчатого венца Td_a и радиальное биение этой поверхности TCR . По нормам кинематической точности 8 и виду сопряжения B по ГОСТ 1643 [2, 8] находим допуск на смещение исходного контура ЗК $T_H = 140$ мкм. Тогда предельное отклонение диаметра поверхности вершин зубьев $Td_a = 0,5 T_H = 0,5 \cdot 140 = 70$ мкм, радиальное биение – $TCR = 0,25 T_H = 0,25 \cdot 140 = 35$ мкм. Расчетные значения округляем в меньшую сторону до стандартных значений в соответствии с ГОСТ 25347 [2, 8] и ГОСТ 24643 (см. табл. П 10.2 прил. 10). В итоге $Td_a = 0,07$ мм (9 квалитет) и $TCR = 0,025$ мм, что соответствует 7-й степени точности.

Допуски на шпоночный паз устанавливаем в соответствии с ГОСТ 23360 [2, 8] и рекомендациями [8] (см. раздел 4) (см. рис. 22).

Допуски линейных размеров, формы и расположения остальных элементов назначаем по классам точности m и K в соответствии с ГОСТ 30893 и оговариваем в технических требованиях общей записью.

Шероховатость поверхностей зубьев регламентирована $Ra = 0,8$ мкм (см. прил. 12 для 7-й степени точности по нормам плавности). Шероховатость базовых поверхностей ЗК назначаем по Ra в пределах от 0,8 до 3,2 мкм (см. табл. 23, прил. 12), остальных поверхностей – по $Ra = 6,3$ мкм.

3.1.5. Выполнение рабочего чертежа детали

В курсовой работе выполняют рабочий чертеж детали изделия, служебное назначение которого рассмотрено при выполнении задания по подразделу 2.1. Исходя из служебного назначения изделия в целом и указанной в задании детали в частности, назначают требования к точности геометрических параметров этой детали и проставляют их на выполненном чертеже.

Правила указания на чертежах допусков формы, расположения и шероховатости поверхности регламентированы ГОСТ 2.308 «ЕСКД. Указание на чертежах допусков формы и расположения поверхностей» и ГОСТ 2.309 «ЕСКД. Обозначение шероховатости поверхностей».

Чертеж детали выполняют в зависимости от сложности конструкции на формате **A3** или **A4** в соответствии со стандартами ЕСКД. Номинальные размеры детали определяют по чертежу изделия с учетом соответствующего масштаба. Полученные измерением линейкой размеры округляют до стандартных (ГОСТ 6636) из рядов нормальных линейных размеров **Ra5**, **Ra10**, **Ra20** и **Ra40** (табл. 27), отдавая предпочтение рядам **Ra5** и **Ra10**, если это допускает конструкция изделия.

27. Основные ряды нормальных линейных размеров, мм (ГОСТ 6636)

Ra5	Ra10	Ra20		Ra40			
1,0	1,0	1,0	1,1	1,0	1,05	1,1	1,15
	1,2	1,2	1,4	1,2	1,3	1,4	1,5
1,6	1,6	1,6	1,8	1,6	1,7	1,8	1,9
	2,0	2,0	2,2	2,0	2,1	2,2	2,4
2,5	2,5	2,5	2,8	2,5	2,6	2,8	3,0
	3,2	3,2	3,6	3,2	3,4	3,6	3,8
4,0	4,0	4,0	4,5	4,0	4,2	4,5	4,8
	5,0	5,0	5,6	5,0	5,3	5,6	6,0
6,3	6,3	6,3	7,1	6,3	6,7	7,1	7,5
	8,0	8,0	9,0	8,0	8,5	9,0	9,5
10	10	10	11	10	10,5	11	11,5
	12	12	14	12	13	14	15
16	16	16	18	16	17	18	19
	20	20	22	20	21	22	24
25	25	25	28	25	26	28	30
	32	32	36	32	34	36	38
40	40	40	45	40	42	45	48
	50	50	56	50	53	56	60
63	63	63	71	63	67	71	75
	80	80	90	80	85	90	95
100	100	100	110	100	105	110	120
	125	125	140	125	130	140	150
160	160	160	180	160	170	180	190
	200	200	220	200	210	220	240
250	250	250	280	250	260	280	300
	320	320	360	320	340	360	380
400	400	400	450	400	420	450	480
	500	500	560	500	530	560	600

Пример 11

Необходимо выполнить чертеж стакана и назначить требования по точности линейных размеров, расположения, формы и шероховатости его поверхностей.

Стакан (рис. 23) является типовой деталью и служит для размещения двух подшипников качения нулевого класса точности № 304.

– Назначаем требования к точности линейных размеров стаканов.

Так как в отверстие стакана устанавливают подшипник качения, то поле допуска отверстия выбирают в соответствии с посадками подшипников. Наружные кольца подшипников установлены по посадке $\varnothing 52H7/10$, следовательно, поле допуска отверстия по ГОСТ 25347 [4] – $\varnothing 52H7^{(+0,03)}$.

При установке в корпус регулируемого в осевом направлении стакана рекомендуется использовать посадку $H7/js6$. Следовательно, поле допуска наружной посадочной поверхности стакана – $\varnothing 67js6 (\pm 0,0095)$.

Предельные отклонения диаметров сквозных отверстий под крепеж рекомендуется назначить по $H12 - H14$. В случае обработки отверстий по кондукторам рекомендуется использовать поле допуска $H12$. Следовательно, поле допуска $\varnothing 6,4 - H12^{(+0,15)}$.

– Назначаем требования к точности взаимного расположения поверхностей стакана.

Отношение длины наружной цилиндрической поверхности стакана к ее диаметру больше 0,8. Поэтому основной двойной направляющей базой, определяющей радиальное и угловое положение стакана в корпусе, является наружная цилиндрическая поверхность $\varnothing 67 \pm 0,0095$ [3]. Торце фланца **И** является основной опорной базой и определяет лишь осевое положение стакана.

Отклонения от соосности наружной и внутренней поверхностей стакана и от перпендикулярности торца **Ж** относительно оси отверстия являются причиной смещения и перекоса колец подшипника и соответствующего перекоса вала. Следовательно эти отклонения должны быть ограничены. Отклонение от соосности цилиндрических поверхностей в диаметральном выражении рекомендуется принимать в пределах $TPC \approx 0,6 TD$ [3], а отклонение от перпендикулярности торца **Ж** относительно оси отверстия $\varnothing 52^{+0,03}$ косвенно устанавливает ГОСТ 3325.

Таким образом допуск соосности в диаметральном выражении отверстия стакана относительно оси поверхности **Б** $TPC \approx 0,6 \cdot 0,019 = 0,011$ мм. Округляем полученное значение до 0,01 мм (см. табл. 20). Допуск торцового биения поверхности **Ж** относительно оси отверстия, являющийся суммарным допуском плоскостности поверхности **Ж** и ее перпендикулярности относительно оси отверстия, $TCA = 0,046$ мм (см. табл. 15).

При средне- или крупносерийном производстве крепежные отверстия, как в стакане, так и в корпусе сверлят независимо друг от друга в приспособлениях или на станках с числовым программным управлением. В этом случае для обеспечения условия «собираемости» на чертежах стакана и корпуса задают позиционный допуск расположения крепежных отверстий. Числовое значение допуска в диаметральном выражении по табл. 24 равно 0,2 мм. Допуск зависит от действительных размеров отверстий под крепеж $\varnothing 6,4^{+0,15}$ мм и наружной посадочной поверхности $\varnothing 67 \pm 0,0095$ мм.

– Назначаем требования к точности формы поверхностей стакана.

Отверстие стакана является посадочной поверхностью для подшипников качения, следовательно, оно должно иметь правильную геометрическую форму. По табл. 17 в соответствии с ГОСТ 3325, для подшипников нулевого класса точности отклонения формы посадочного отверстия $\varnothing 52$ мм ограничены допусками непостоянства диаметра в поперечном и продольном сечениях в пределах 0,015 мм.

Стаканы – детали не жесткие. Отклонения геометрической формы наружной поверхности стакана в совокупности с отклонениями формы отверстий корпусных деталей могут вызвать искажения геометрической формы посадочных отверстий стакана, поэтому на наружную поверхность стакана рекомендуется назначить допуск цилиндричности $TF \approx 0,3Td$ [11]. Таким образом, допуск цилиндричности наружной поверхности стакана $TF \approx 0,3 \cdot 0,019 = 0,0057$ мм. Округляем полученное значение согласно базовому ряду отклонений формы и расположения (см. табл. 20) до 0,006 мм.

Неуказанные на чертеже предельные отклонения линейных и угловых размеров, а также допуски формы и расположения назначаем по средним классам точности «*m*» и «*K*» в соответствии с ГОСТ 30893 и указываем на чертеже общей записью в технических требованиях «Общие допуски по ГОСТ 30893.2 – *mK*».

– Назначаем требования к шероховатости поверхностей стакана.

Шероховатость посадочных поверхностей под подшипники ограничиваем $Ra = 0,8 \dots 1,6$ мкм (см. табл. 18), наружной посадочной поверхности стакана – $Ra = 0,8 \dots 1,6$ мкм (см. прил. 12), остальных поверхностей – не более $Ra = 6,3$ мкм.

– Установленные требования к точности стакана проставляем на его чертеже (см. рис. 23).

Пример 12

Необходимо выполнить чертеж шлицевого вала $D-8 \times 42 \times 46f7 \times 8h8$ и назначить требования по точности линейных размеров, расположения, формы и шероховатости его поверхностей.

Шлицевый вал предназначен для передачи вращательного движения. Основными базами вала, определяющими его положение в изделии, являются шейки вала $\varnothing 35$ (рис. 24), на которых установлены радиальные однородные подшипники 207 нулевого класса точности ($d = 35$ мм, $D = 72$ мм, $B = 17$ мм) по посадке $\varnothing 35L0/k6$. Допустимый угол взаимного перекоса колец подшипника $\theta = 12'$.

– Назначаем требования к точности линейных размеров вала.

Шлицевую поверхность вала, предположительно служащую для установки на ней подвижного блока шестерен, выполняем по условиям работы с центрированием по наружной поверхности прямобочных шлиц. Поле допуска наружного центрирующего диаметра – $\varnothing 46f7$ (ГОСТ 25347). Поле допуска боковых поверхностей шлиц – $8h8$.

Так как опорами вала являются шейки под подшипники качения, установленные по посадке $\varnothing 35L0/k6$, поле допуска посадочных поверхностей шеек – $\varnothing 35k6$.

Для фиксации осевого положения устанавливаемых на вал деталей служит наружная крепежная резьба $M22 \times 1,5-6g$. По ГОСТ 16093 поле допуска $6g$ рекомендуется для предпочтительного применения в метрических крепежных резьбах с зазором.

– Назначаем требования к точности взаимного расположения поверхностей вала.

Подшипник сопрягается с шейкой вала по короткой цилиндрической поверхности с отношением ее длины l к диаметру d меньше 0,8. Из теории базирования известно, что при $l/d < 1,5$ установочной базой является торцовая поверхность заплечика вала, а короткая цилиндрическая поверхность является центрирующей двойной опорной базой, определяющей соосность сопрягаемых деталей. Таким образом точность расположения торцовой поверхности вала определяет точность установки подшипника на вал и соответственно влияет на неконтролируемый перекося колец подшипника. Точность взаимного расположения торцовых и цилиндрических посадочных поверхностей вала под подшипник косвенно определяет торцовое биение заплечиков вала относительно общей оси шеек вала под подшипники. По табл. 15 допуск торцового биения заплечиков вала относительно общей оси шеек $\varnothing 35$ мм равен 25 мкм.

Для исключения перекося колец подшипников, установленных на вал, согласно ГОСТ 3325, необходимо обеспечить соосность шеек вала под подшипники относительно их общей оси. Допуск соосности посадочных поверхностей вала под подшипники $\varnothing 35$ относительно их общей оси для радиальных однородных шариковых подшипников шириной $B = 17$ мм с допустимым углом взаимного перекося колец подшипника $\theta_{max} = 12'$ равен $TPC = 6 \cdot 17 / 10 = 10,2$ мкм (см. табл. 16). Округляем полученную величину согласно стандартным значениям отклонений формы и расположения (табл. 20) до 8 мкм.

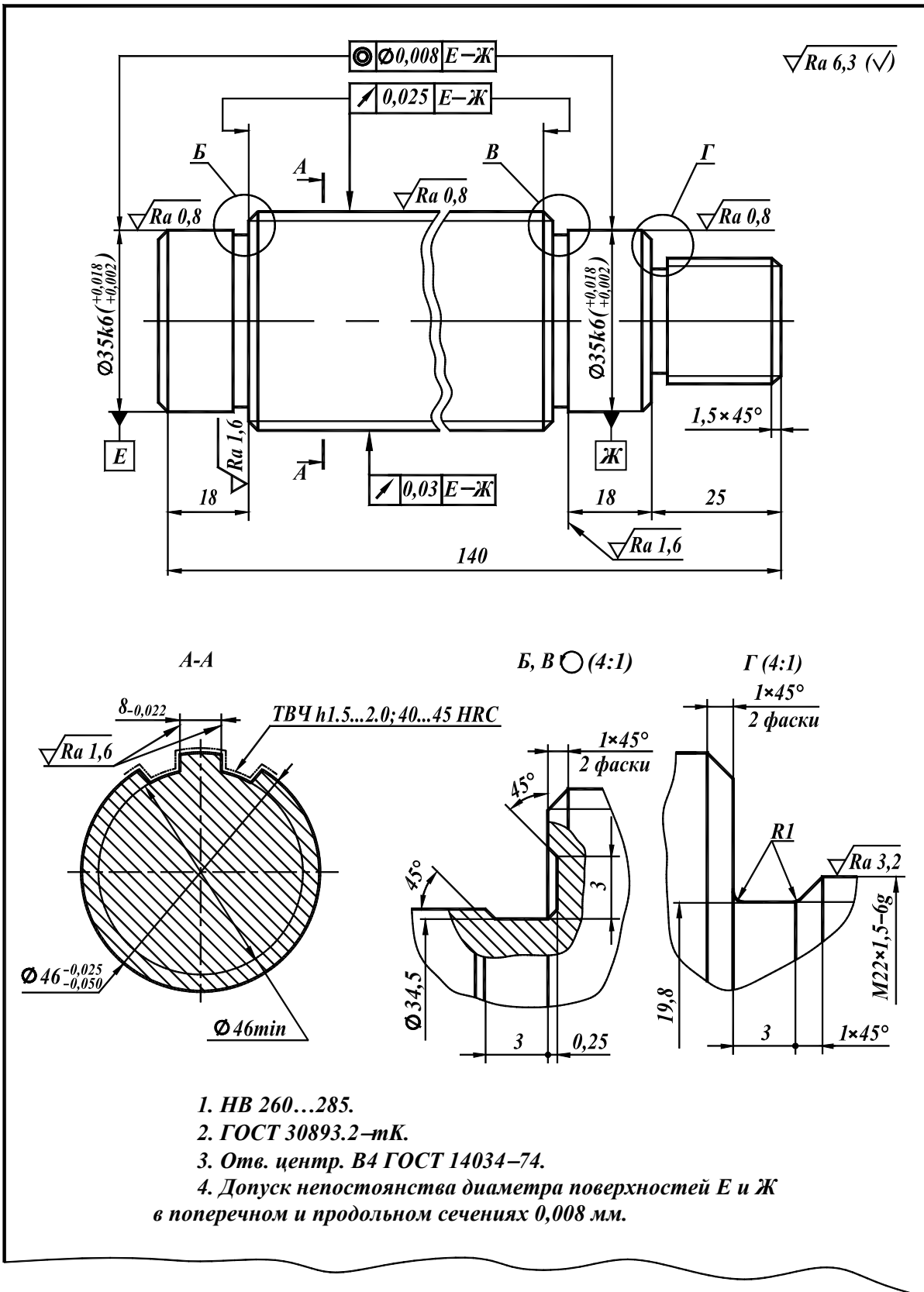


Рис. 24. Чертеж шлицевого вала после метрологической экспертизы

У шлицевой ступени вала центрирующей является наружная поверхность. Предполагая, что шлицевая поверхность используется для установки блока шестерен 7-й степени точности, назначаем по табл. П 11.4 (см. прил. 11) радиальное биение наружной поверхности шлицевого вала относительно общей оси шеек вала под подшипники в пределах 6-7 степени точности. Принимаем допуск радиального биения поверхности $\varnothing 46$ по 7-й степени точности, равным 25 мкм (см. табл. П 10.2, прил. 10).

– Назначаем требования к точности формы поверхностей вала.

По ГОСТ 3325 отклонения формы посадочных поверхностей для подшипников нулевого класса точности $\varnothing 35$ мм ограничиваем допуском непостоянства диаметра в поперечном и продольном сечениях 8 мкм (см. табл. 17).

Не указанные на чертеже предельные отклонения линейных и угловых размеров, а также допуски формы и расположения поверхностей вала назначаем по среднему классу точности (соответственно «*m*» и «*K*») в соответствии с ГОСТ 30893 и указываем на чертеже общей записью в технических требованиях «ГОСТ 30893.2 – *mK*».

– Назначаем требования к шероховатости поверхностей вала.

Шероховатость посадочных поверхностей под подшипники ограничиваем $Ra = 0,8...1,6$ мкм (см. табл. 18), остальных поверхностей – не более $Ra = 6,3$ мкм.

– Установленные требования к точности вала проставляем на его чертеже (см. рис. 24).

3.2. Расчет зависимых допусков формы, расположения и координирующих размеров

3.2.1. Общие положения

Зависимый допуск – переменный допуск формы, расположения или координирующего размера, минимальное значение которого указывают на чертеже или в технических требованиях и который допускается превышать на величину, соответствующую отклонению действительного размера рассматриваемого и (или) базового элемента детали от предела максимума материала. Согласно ГОСТ 25346 предел максимума материала – термин, относящийся к тому из предельных размеров, которому соответствует наибольший объем материала, т.е. наибольшему предельному размеру вала d_{max} или наименьшему предельному размеру отверстия D_{min} .

Зависимыми могут назначаться следующие допуски (ГОСТ Р 50056):

– допуски формы:

допуск прямолинейности оси цилиндрической поверхности;

допуск плоскостности поверхности симметрии плоских элементов;

– допуски расположения:

допуск перпендикулярности оси или плоскости симметрии относительно плоскости или оси;

допуск наклона оси или плоскости симметрии относительно плоскости или оси;

допуск соосности;

допуск симметричности;

допуск пересечения осей;

позиционный допуск оси или плоскости симметрии;

– допуски координирующих размеров:

допуск расстояния между плоскостью и осью или плоскостью симметрии элемента;

допуск расстояния между осями или плоскостями симметрии двух элементов.

Полное значение зависимого допуска

$$T_M = T_{min} + T_{доп}, \quad (64)$$

где T_{min} – минимальное значение зависимого допуска, указанное на чертеже, мм; $T_{доп}$ – допускаемое превышение минимального значения зависимого допуска, мм.

Зависимые допуски рекомендуется назначать, как правило, для тех элементов деталей, к которым предъявляются требования собираемости в соединениях с гарантированным зазором. Допуск T_{min} рассчитывают, исходя из наименьшего зазора соединения, а допускаемое превышение минимального значения зависимого допуска определяют следующим образом:

$$\begin{array}{l} \text{для вала} \\ \text{для отверстия} \end{array} \quad \begin{array}{l} T_{доп} = d_{max} - d_d; \\ T_{доп} = D_d - D_{min}, \end{array} \quad (65)$$

где d_d и D_d – действительные размеры соответственно вала и отверстия, мм.

Величина $T_{доп}$ может изменяться от нуля до максимального значения. Если вал имеет действительный размер d_{max} , а отверстие D_{min} , то

$$T_{доп} = 0; \quad T_M = T_{min}. \quad (66)$$

Если вал имеет действительный размер d_{min} , а отверстие D_{max} , то

$$\begin{array}{l} \text{для вала} \end{array} \quad T_{доп} = d_{max} - d_{min} = Td; \quad (67)$$

для отверстия $T_{\text{доп}} = D_{\text{max}} - D_{\text{min}} = TD,$

где Td и TD – допуск размера соответственно вала и отверстия, мм.

В этом случае зависимый допуск имеет максимальное значение:

для вала $T_M = T_{\text{min}} + Td;$ (68)

для отверстия $T_M = T_{\text{min}} + TD.$

Если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого и базового элементов, то

$T_{\text{доп}} = T_{\text{доп.р}} + T_{\text{доп.б}},$ (69)

где $T_{\text{доп.р}}$ и $T_{\text{доп.б}}$ – допускаемые превышения минимального значения зависимого допуска, зависящие от действительных размеров соответственно рассматриваемого и базового элементов детали.

Примерами применения зависимых допусков могут служить: позиционный допуск расположения сквозных отверстий под крепеж (рис. 19, а; 25, а); допуски соосности ступенчатых втулок и валов (рис. 25, б; 25, в), собираемых с зазором; допуск симметричности расположения пазов, например, шпоночных (рис. 25, г); допуск перпендикулярности осей отверстий и торцовых поверхностей корпусных деталей под стаканы, заглушки, крышки.

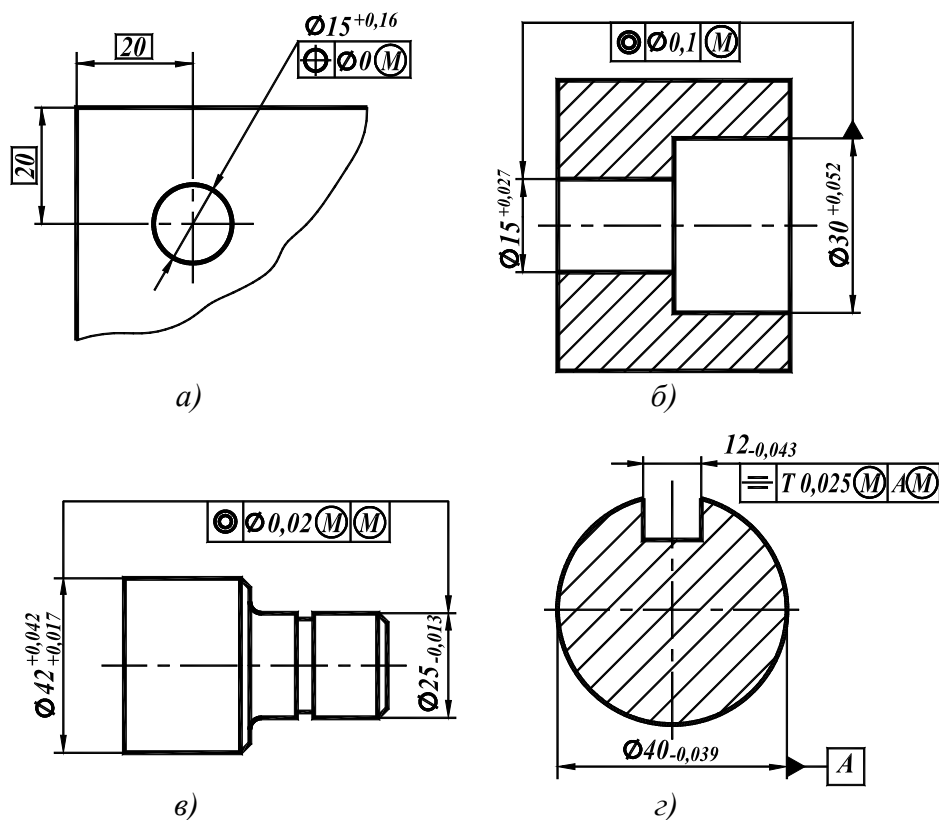


Рис. 25. Примеры назначения зависимых допусков расположения: а – позиционного

допуска отверстий под крепеж; b , v – соосности поверхностей ступенчатой втулки и вала;
 z – симметричности шпоночного паза относительно оси вала

Зависимые допуски расположения более экономичны и выгодны для производства, чем независимые, так как они расширяют величину допуска и позволяют использовать менее точные и трудоемкие способы изготовления деталей, а также снизить потери от брака. Контроль деталей с зависимыми допусками расположения осуществляют, как правило, с помощью комплексных проходных калибров (см. рис. 19).

Зависимый допуск формы или расположения обозначают на чертеже знаком \textcircled{M} , который размещают согласно ГОСТ 2.308:

– после числового значения допуска (см. рис. 25, *a*), если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого элемента;

– после буквенного обозначения базы или без буквенного обозначения в третьем поле рамки (см. рис. 25, *б*), если зависимый допуск связан с действительными размерами базового элемента;

– после числового значения допуска и буквенного обозначения базы (см. рис. 19, *a*; 25, *z*) или без буквенного обозначения (см. рис. 25, *в*), если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого и базового элементов.

В курсовой работе рассчитывают значения зависимого допуска формы, расположения или координирующего размера и строят график изменения этого допуска в зависимости от действительного размера рассматриваемого или базового элемента, используя исходные данные (обозначение зависимых допусков формы, расположения или координирующего размера, их количественную характеристику) по варианту, указанному в задании.

3.2.2. Порядок выполнения задания

– Выполняют на формате **A4** в соответствии со стандартами ЕСКД чертеж заданной детали с указанием на нем зависимого допуска формы, расположения поверхностей (по ГОСТ 2.308) или зависимого допуска координирующего размера (по ГОСТ 2.307).

– Рассчитывают по зависимостям (65) – (67) значения допускаемого превышения зависимого допуска $T_{\text{доп}}$, соответствующие действительным размерам рассматриваемого или (и) базового элемента, находящимся в диапазоне от наименьшего до наибольшего предельного размера элемента и изменяющимся с шагом, необходимым для построения графика (обычно число расчетных точек равно 4 – 6).

– Рассчитывают по формуле (64) значения зависимого допуска T_M , соответствующие значениям действительных размеров рассматриваемого или базового

вого элемента, принятым в предыдущем пункте; заполняют таблицу (см. примеры 13 – 15).

– Строят график зависимости допуска формы, расположения или координирующего размера от действительных размеров рассматриваемого или базового элемента (см. примеры 13 – 15).

Пример 13

Задан зависимый позиционный допуск осей четырех отверстий $\varnothing 6,5^{+0,15}$ детали, показанной на рис. 26.

Из условного обозначения видно, что позиционный допуск зависит от действительного размера рассматриваемого элемента, т. е. размера отверстия.

Минимальное значение позиционного допуска, указанное на чертеже ($T_{min} = 0,2$ мм), соответствует пределу максимума материала отверстия, в данном случае $D_d = D_{min} = 6,5$ мм. Т.е. при $D_d = D_{min} = 6,5$ мм

$$T_M = T_{min} = 0,2 \text{ мм.}$$

Если отверстие будет иметь действительный размер $D_d = D_{min} = 6,65$ мм, позиционный допуск может быть увеличен до значения

$$T_M = T_{min} + T_{доп} = 0,2 + 0,15 = 0,35 \text{ мм,}$$

где $T_{доп} = D_{max} - D_{min} = 6,65 - 6,5 = 0,15$ мм.

Промежуточные значения размера D_d и соответствующие им значения допуска T_M приведены в табл. 28, а на рис. 27 показан график зависимости позиционного допуска от действительных размеров отверстий.

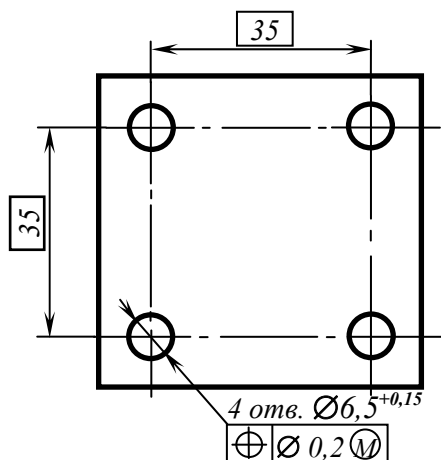


Рис. 26. Обозначение зависимого позиционного допуска на чертеже

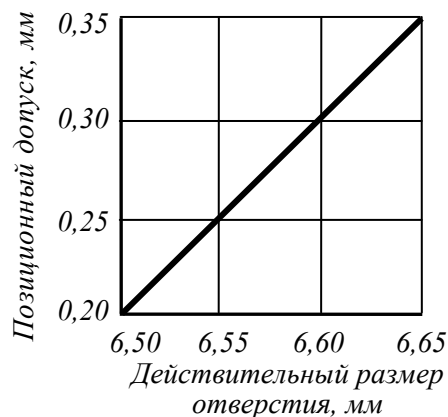


Рис. 27. График изменения позиционного допуска в зависимости от действительного размера отверстия $\varnothing 6,5$

28. Значения зависимого позиционного допуска, мм (см. рис. 26)

Параметр	Расчетная точка			
	1	2	3	4
Действительный размер отверстия D_d	6,50	6,55	6,60	6,65
Допускаемое превышение зависимого допуска $T_{\text{доп}}$	0	0,05	0,10	0,15
Позиционный допуск T_M	0,20	0,25	0,30	0,35

Пример 14

Задан зависимый допуск соосности отверстия $\varnothing 16^{+0,18}$ относительно наружной поверхности $\varnothing 40_{-0,25}$ втулки, показанной на рис. 28.

Из условного обозначения видно, что допуск соосности зависит от действительного размера элемента, ось которого является базовой осью, т. е. поверхности $\varnothing 40_{-0,25}$.

Минимальное значение допуска соосности, указанное на чертеже ($T_{\text{min}} = 0,1$ мм), соответствует пределу максимума материала наружной поверхности, в данном случае размеру $d_d = d_{\text{max}} = 40$ мм. Т.е. при $d_d = d_{\text{max}} = 40$ мм

$$T_M = T_{\text{min}} = 0,1 \text{ мм.}$$

Если наружная поверхность будет иметь действительный размер $d_d = d_{\text{min}}$, допуск соосности можно увеличить:

$$T_M = T_{\text{min}} + T_{\text{доп}} = 0,1 + 0,25 = 0,35 \text{ мм,}$$

где $T_{\text{доп}} = d_{\text{max}} - d_{\text{min}} = 40,0 - 39,75 = 0,25$ мм.

Промежуточные значения размера d_d и соответствующие им значения допуска T_M приведены в табл. 29, а на рис. 29 показан график зависимости допуска соосности от действительного размера наружной поверхности втулки.

29. Значения зависимого допуска соосности, мм (см. рис. 28)

Параметр	Расчетная точка					
	1	2	3	4	5	6
Действительный размер наружной поверхности d_d	39,75	39,80	39,85	39,90	39,95	40,0
Допускаемое превышение зависимого допуска $T_{\text{доп}}$	0,25	0,20	0,15	0,10	0,05	0
Допуск соосности T_M	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10

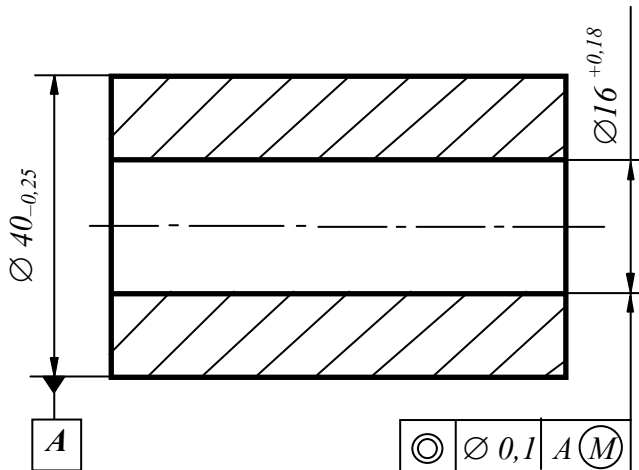


Рис. 28. Обозначение зависимого допуска соосности на чертеже

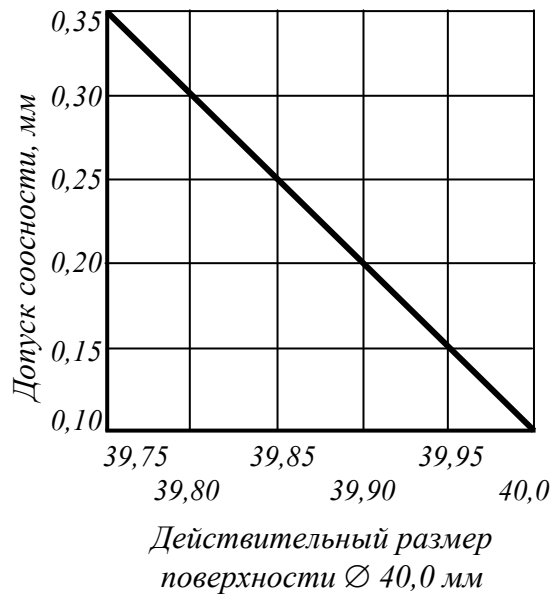


Рис. 29. График зависимости допуска соосности от действительного размера поверхности $\varnothing 40$

Пример 15

Задан зависимый допуск размера 40 мм от плоскости симметрии паза размером $10^{+0,15}$ до наружной поверхности детали, показанной на рис. 30.

Допуск размера 40 (координирующего размера) зависит от действительного размера паза.

Минимальное значение допуска размера 40, указанное на чертеже ($T_{min} = 0,4$ мм), соответствует пределу максимума материала паза, в данном случае размеру $B_d = B_{min} = 10$ мм (B – ширина паза). Т.е. при $B_d = B_{min} = 10$ мм

$$T_M = T_{min} = 0,4 \text{ мм.}$$

Если паз будет иметь действительный размер $B_d = B_{max}$, допуск размера 40 можно увеличить:

$$T_M = T_{min} + T_{доп} = 0,4 + 0,15 = 0,55 \text{ мм,}$$

где $T_{доп} = B_{max} - B_{min} = 10,15 - 10,00 = 0,15$ мм.

Промежуточные значения размера B_d и соответствующие им значения допуска T_M приведены в табл. 30, а на рис. 31 показан график зависимости допуска размера 40 от действительного размера паза детали.

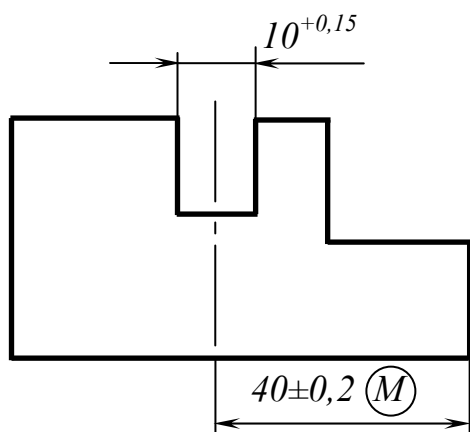


Рис. 30. Обозначение зависимого допуска координирующего размера 40 на чертеже

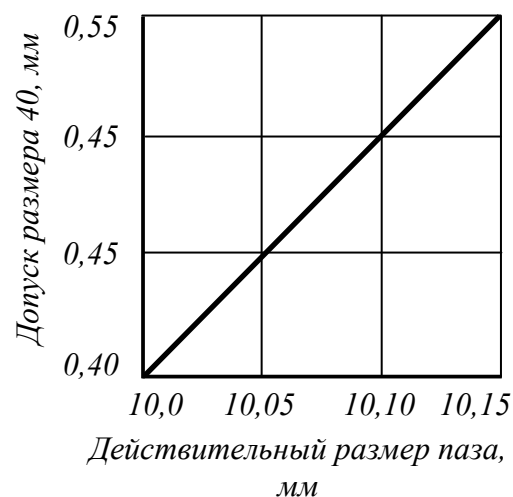


Рис. 31. График изменения допуска координирующего размера 40 в зависимости от действительного размера паза

30. Значения зависимого допуска размера 40, мм (см. рис. 30)

Параметр	Расчетная точка			
	1	2	3	4
Действительный размер паза B_d	10,0	10,05	10,10	10,15
Допускаемое превышение зависимого допуска $T_{доп}$	0	0,05	0,10	0,15
Допуск размера 40 T_M	0,4	0,45	0,50	0,55

4. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ СЛОЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

4.1. Выбор посадок и нормирование точности деталей шпоночных соединений

4.1.1. Основные положения

Различают ненапряженные шпоночные соединения с призматическими и сегментными шпонками (рис. 32) и напряженные соединения с клиновыми и тангенциальными шпонками. Первые предназначены для передачи крутящего момента в соединении вала и втулки (зубчатого колеса, муфты, шкива и т.п. детали), вторые – для передачи крутящего момента и осевой силы.

Посадки в соединениях шпонки с пазом вала и пазом втулки по размеру b (b – ширина шпонки и паза) образуются в системе вала, что упрощает технологию изготовления шпонок, а в ряде случаев позволяет получать их отрезкой детали нужной длины от калиброванного прутка.

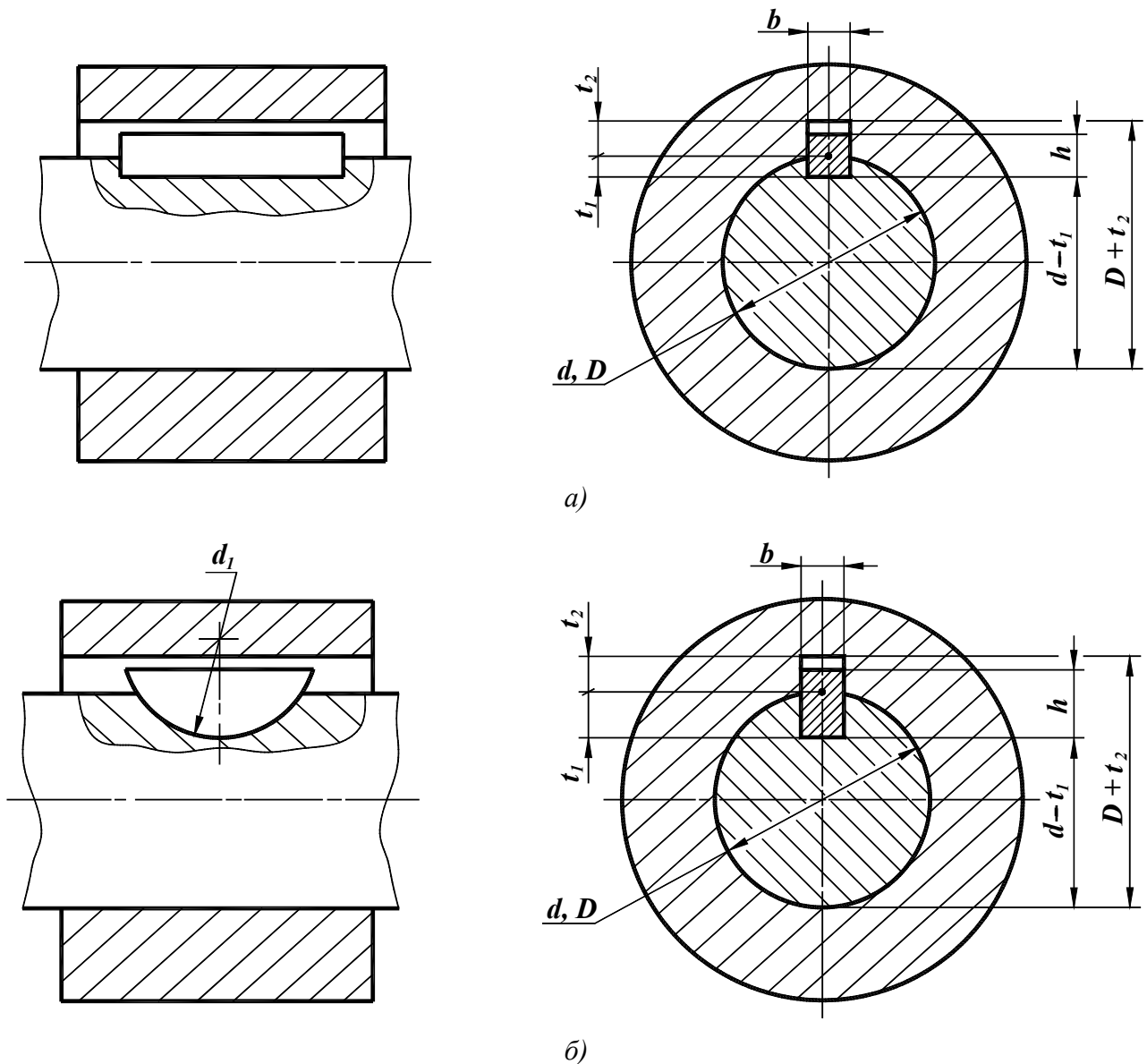


Рис. 32. Шпоночные соединения: *а* – с призматической шпонкой, *б* – с сегментной шпонкой

ГОСТ 23360 предусматривает три вида шпоночных соединений с призматическими шпонками: свободное, нормальное и плотное (рис. 33).

Свободное соединение обеспечивает получение посадок с гарантированным зазором и применяется, как правило, для обеспечения надежной работы соединений с направляющими шпонками. Для обеспечения неподвижности шпонки в пазу вала в большинстве случаев ее крепят винтами (ГОСТ 8790).

Нормальное соединение обеспечивает получение переходных посадок (с преимущественным натягом для шпонки и паза вала и с преимущественным зазором для шпонки и паза втулки) и применяется в серийном и массовом производствах общего машиностроения, автотракторостроения и других отраслей.

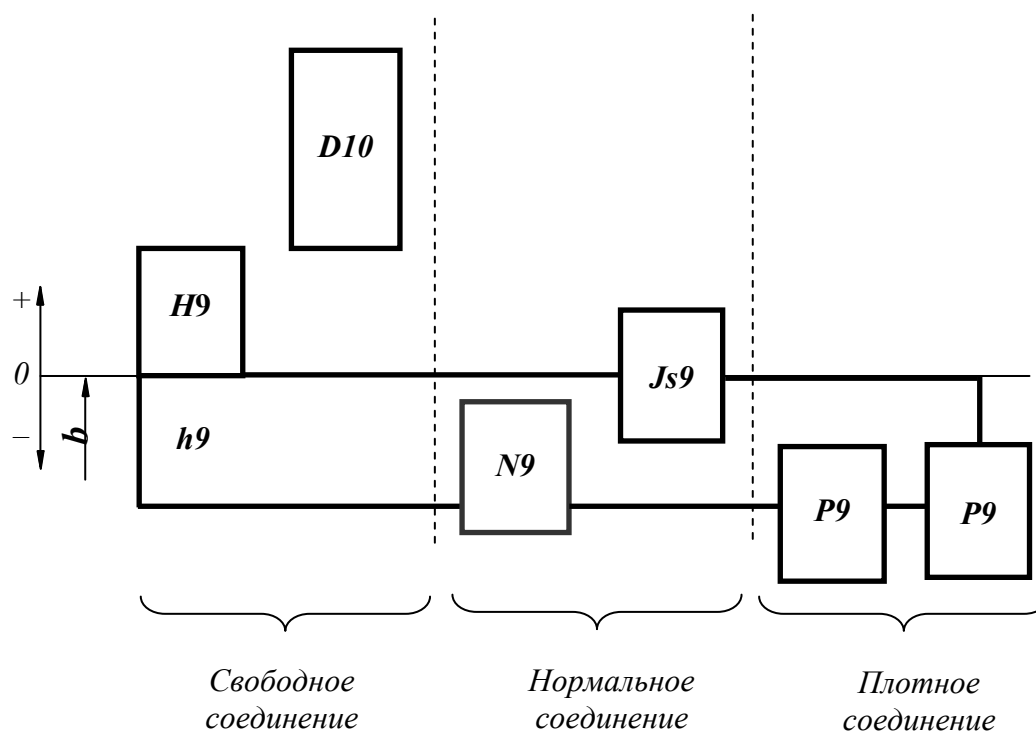


Рис. 33. Схемы полей допусков шпоночных соединений с призматическими шпонками: $H9$, $N9$, $P9$ – поля допусков ширины паза вала; $D10$, $Js9$, $P9$ – поля допусков ширины паза втулки; $h9$ – поле допуска ширины шпонки

Плотное соединение обеспечивает получение одинаковых переходных посадок с преимущественным натягом в сопряжениях шпонки с обоими пазами. Сборку таких соединений осуществляют «под прессом», что требует специального конструктивного оформления вала, позволяющего легко совместить паз втулки со шпонкой, неподвижно установленной в пазу вала. Плотное шпоночное соединение используют достаточно редко, в условиях единичного и мелкосерийного производств для обеспечения надежной работы соединений при реверсных нагрузках.

ГОСТ 24071 предусматривает лишь нормальное и плотное соединения с сегментными шпонками, которые образуются сочетанием таких же полей допусков, как и в соединениях с призматическими шпонками (см. рис. 33).

Допуски остальных размеров шпонок и пазов валов и втулок оговариваются также ГОСТ 23360, ГОСТ 24071 и устанавливаются в соответствии с табл. 31. Вместо размеров t_1 и t_2 , определяющих глубину пазов вала и втулки, допускается проставлять на чертеже и контролировать размеры $d - t_1$ и $D + t_2$, предельные отклонения которых приведены в табл. 32.

Допуски расположения шпоночных пазов, в соответствии с рекомендациями [8], назначают следующими: допуск симметричности шпоночного паза относительно оси вала или отверстия не более $2T_{ш}$, допуск параллельности плоскости симметрии паза относительно оси вала или отверстия не более $0,5T_{ш}$, где $T_{ш}$ – допуск на ширину шпоночного паза. Определенные таким образом допуски расположения округляют до стандартных значений соответствующих допусков (ГОСТ 24643, табл. П 10.1, П 10.2 (прил. 10)).

31. Поля допусков и предельные отклонения размеров шпонок
и шпоночных пазов (ГОСТ 23360, ГОСТ 24071)

Диаметр вала d , мм		Поле допуска размера шпонки			Предельные отклонения глубины паза, мм	
свыше	до	высота h	длина l	диаметр d_1	вала t_1	втулки t_2
Соединения с призматическими шпонками						
6	22	$h9$	$h14$	–	+0,1 0	+0,1 0
22	130	$h11$			+0,2 0	+0,2 0
130	500				+0,3 0	+0,3 0
Соединения с сегментными шпонками						
3	8	$h11$	–	$h12$	+0,1 0	+0,1 0
8	20				+0,2 0	
20	28				+0,3 0	
28	38				+0,2 0	

32. Предельные отклонения размеров $d - t_1$, $D + t_2$, мм

Высота шпонки h , мм		Размер	
свыше	до	$d - t_1$	$D + t_2$
2	6	0 –0,1	+0,1 0
6	18	0 –0,2	+0,2 0
18	50	0 –0,3	+0,3 0

Для нормирования шероховатости поверхностей шпонки и шпоночных пазов можно использовать данные табл. 33.

В курсовой работе назначают посадки и нормируют точность деталей шпоночного соединения, размеры которого соответствуют исходным данным (диаметр вала, конструкция и назначение шпонки) для варианта, указанного в задании.

33. Параметр Ra шероховатости поверхностей элементов шпоночных соединений, мкм (ГОСТ 23360)

Квалитет размера элемента	Номинальный размер поверхности, мм			
	до 18	св. 18 до 50	св. 50 до 120	св. 120 до 500
<i>IT9</i>	3,2	3,2	6,3	6,3
<i>IT10</i>	3,2	6,3	6,3	6,3
<i>IT11</i>	6,3	6,3	12,5	12,5
<i>IT12, IT13</i>	12,5	12,5	25	50
<i>IT14, IT15</i>	12,5	25	50	50

Примечание. Параметр шероховатости Ra для дна шпоночного паза рекомендуется принимать равным 6,3 мкм.

4.1.2. Порядок выполнения задания

– По заданным размеру вала и конструкции шпонки определяют размеры элементов шпоночного соединения: ширину b и высоту h шпонки; длину ℓ призматической шпонки или диаметр d_1 сегментной шпонки, глубины t_1 и t_2 шпоночных пазов [1, 2, 8].

– В соответствии с назначением шпоночного соединения, используя рис. 33, устанавливают посадки по размеру b в соединениях шпонки с пазами вала и втулки.

– Устанавливают поля допусков и предельные отклонения размеров других элементов деталей шпоночного соединения, используя данные табл. 31 и 32 и учитывая, что для соединения вала и втулки в таких случаях чаще всего используют переходные посадки.

– Устанавливают требования к точности расположения шпоночных пазов относительно осей цилиндрических поверхностей вала и втулки и шероховатости поверхностей деталей шпоночного соединения (см. табл. 33).

– В графической части работы на формате **A3** или **A4** вычерчивают поперечное сечение шпоночного соединения с указанием соответствующих посадок; поперечные сечения вала и втулки с указанием размеров и предельных отклонений размеров цилиндрических поверхностей и шпоночных пазов, а также требований к точности расположения и шероховатости поверхностей шпоночных пазов; вычерчивают чертеж шпонки с указанием всех размеров и их предельных отклонений и шероховатости поверхностей; строят схему полей допусков по размеру b деталей шпоночного соединения с указанием на ней предельных зазоров и натягов в соединении шпонки с пазом вала и пазом втулки.

4.2. Выбор посадок и нормирование точности деталей шлицевых соединений

4.2.1. Основные положения

Шлицевые соединения обеспечивают возможность передачи больших крутящих моментов и бóльшую точность центрирования, чем шпоночные соединения. Среди шлицевых соединений (прямобочных, эвольвентных, треугольных) наиболее распространены прямобочные шлицевые соединения, как подвижные, так и неподвижные.

Выбор посадок по элементам шлицевых соединений зависит от характера соединения вала и втулки (зубчатого колеса, муфты, вилки и т.д.), требуемой точности и используемого способа центрирования.

В прямобочных шлицевых соединениях применяют три способа центрирования: по наружному диаметру D , внутреннему диаметру d , боковым поверхностям зубьев (по размеру b) (рис. 34). Области применения, достоинства и недостатки этих способов приведены в табл. 34.

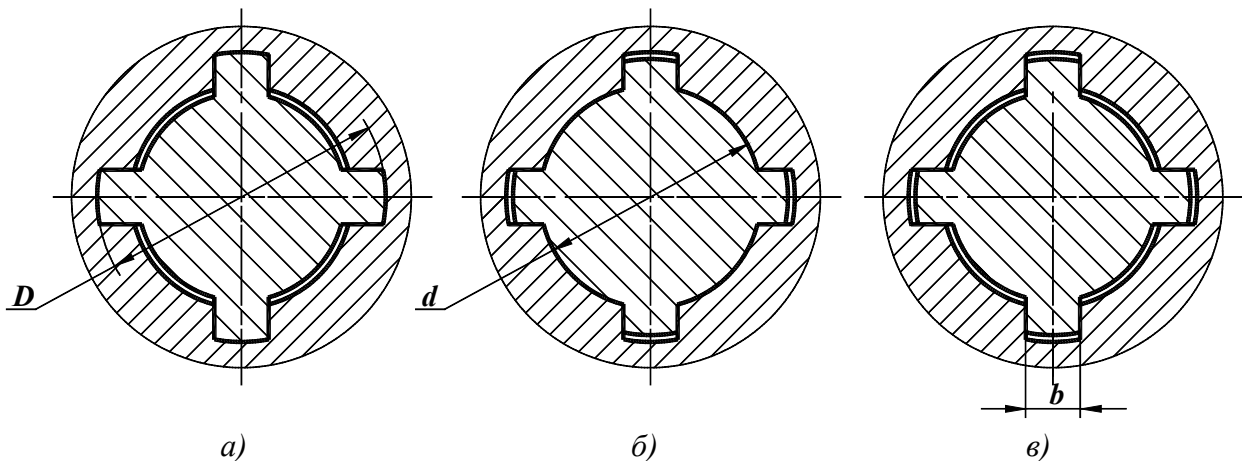


Рис. 34. Шлицевые соединения с центрированием: a – по наружному диаметру D ; b – по внутреннему диаметру d ; v – боковым поверхностям зубьев (по размеру b)

Посадки по элементам шлицевых соединений выбирают из числа установленных ГОСТ 1139 по табл. 35. Посадки по центрирующим диаметрам D или d предусмотрены в системе отверстия, по размеру b – комбинированные: поле допуска ширины зуба вала – в системе отверстия, поле допуска ширины паза втулки – в системе вала. В неподвижных соединениях по центрирующему диаметру D или d назначают переходную посадку $H7/js6$ ($H7/js7$) или $H7/n6$. Шлицевое соединение с переходной посадкой по центрирующему диаметру является неподвижным из-за наличия погрешностей взаимного расположения элементов шлицевых деталей: отклонений от соосности цилиндрических поверхностей с диаметрами D и d ; отклонений от параллельности и симметричности боковых поверхностей зубьев осей центрирующих цилиндрических поверхностей; отклонений шага зубьев от номинального и некоторых других.

34. Способы центрирования в прямобочных шлицевых соединениях

Способ центрирования	Область применения	Способ обработки поверхностей		Достоинства способа	Недостатки способа
		вала	втулки		
По наружному диаметру D	Соединения с высокой точностью центрирования и невысокой твердостью втулки: подвижные при небольших крутящих моментах и скоростях относительного перемещения деталей; неподвижные	Фрезерование, шлифование поверхности диаметром D , при необходимости шлифование боковых поверхностей зубьев	Протягивание, калибровка протяжкой	Высокая точность центрирования при минимальных затратах на изготовление деталей	Область применения ограничена невысокой твердостью втулки
По внутреннему диаметру d	Соединения с высокой точностью центрирования и высокой твердостью втулки: подвижные при больших крутящих моментах и скоростях относительного перемещения деталей; неподвижные	Фрезерование, шлифование поверхности диаметром d , при необходимости шлифование боковых поверхностей зубьев	Протягивание, после термообработки – шлифование поверхности диаметром d	Высокая точность центрирования в соединениях деталей, имеющих высокую твердость	Высокая стоимость изготовления деталей
По боковым поверхностям зубьев (по размеру b)	Подвижные соединения с невысокой точностью центрирования при больших крутящих моментах и знакопеременных нагрузках	Фрезерование, при необходимости шлифование боковых поверхностей зубьев	Протягивание	Низкая стоимость изготовления деталей	Низкая точность центрирования

35. Рекомендуемые посадки прямобочных шлицевых соединений (ГОСТ 1139)

Размер	Характер соединений						
	Подвижные			Неподвижные			
	Центрирование по <i>D</i>						
<i>D</i>	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H7^*}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h7}$	$\frac{H7^*}{js6}$	$\frac{H7}{n6}$	
<i>b</i>	$\frac{F8}{e8}$	$\frac{D9}{d9}; \frac{D9}{h9}; \frac{D9}{e8}; \frac{D9}{h8};$ $\frac{D9}{f7}; \frac{D9}{d9}; \frac{D9}{h9}; \frac{D9}{e8};$ $\frac{F8^*}{f8}; \frac{F8}{h8}; \frac{F8}{f7}$	$\frac{D9}{h9}; \frac{D9}{f7};$ $\frac{F8}{f8}; \frac{F8}{h9}; \frac{F8}{h8};$ $\frac{F8}{f7}$	$\frac{D9}{f7};$ $\frac{F8^*}{f7}$	$\frac{D9}{h8}; \frac{D9}{js7};$ $\frac{F8}{h8}; \frac{F8^*}{ja7}$	$\frac{D9}{h8}; \frac{D9}{ja7};$ $\frac{F8}{h8}; \frac{F8}{js7}$	
<i>d</i>	Поле допуска втулки – <i>H11</i> Внутренний диаметр вала – <i>d₁</i>						
Центрирование по <i>d</i>							
<i>D</i>	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H7^*}{f7}$	$\frac{H7^*}{g7}$	$\frac{H7}{h7}$	$\frac{H7}{h7}$	$\frac{H7}{js6}; \frac{H7}{js7}$	$\frac{H7}{n6}$
<i>B</i>	$\frac{F10}{e9}; \frac{F10}{e8};$ $\frac{D9}{e9}; \frac{D9}{e8}$	$\frac{F10}{f9}; \frac{F10}{e8};$ $\frac{D9}{f9}; \frac{D9^*}{h9};$ $\frac{D9}{e8}; \frac{F8}{f8};$ $\frac{F8}{f7}; \frac{F8}{h7};$	$\frac{F10}{h9};$ $\frac{F10}{f8};$ $\frac{D9^*}{h9}; \frac{D9}{f8};$ $\frac{F8}{f7}; \frac{F8}{h7}$	$\frac{F10}{h9};$ $\frac{F10}{f8};$ $\frac{D9^*}{h9}; \frac{D9}{f8};$ $\frac{D9}{f8};$	$\frac{H8}{h8}; \frac{H8}{h7};$	$\frac{F10}{h7}; \frac{F10^*}{js7};$ $\frac{F10}{k7}; \frac{F10^*}{k7};$ $\frac{F8}{h7}; \frac{F8}{js7};$ $\frac{F8}{k7}; \frac{F8}{js7};$	$\frac{F10}{h7};$ $\frac{F10^*}{js7};$ $\frac{F8}{h7};$ $\frac{F8}{js7}; \frac{F8}{js7}$
<i>D</i>	$\frac{H12}{a11}$						
Центрирование по боковым поверхностям зубьев							
<i>b</i>	$\frac{F10^*}{d9}; \frac{F10}{e9}; \frac{F10}{h9}; \frac{F10}{e8}; \frac{F10}{f8}; \frac{D9}{d9}; \frac{D9}{e9}; \frac{D9}{h9};$ $\frac{D9^*}{e8}; \frac{D9^*}{f8}; \frac{F8}{d9}; \frac{F8}{e9}; \frac{F8}{h9}; \frac{F8}{e8}; \frac{F8}{f8};$				$\frac{F10}{k7}; \frac{D9}{js7}; \frac{D9}{k7}; \frac{F8^*}{js7}$		
<i>d</i>	Поле допуска втулки – <i>H11</i> Внутренний диаметр вала – <i>d₁</i>						
<i>D</i>	$\frac{H12}{a11}$						

* – предпочтительные посадки

На чертежах и в технической документации шлицевые соединения условно обозначают записью, состоящей из латинских букв и цифр, указанных в такой последовательности: обозначение центрирующего элемента (**D** или **d**, или **b**), число шлиц **z**, внутренний диаметр **d** и посадка по **d** (если внутренний диаметр не является центрирующим, вместо посадки указывают поле допуска втулки **H11**), наружный диаметр **D** и посадка по **D**, ширина зуба вала (паза втулки) **b** и посадка по **b**, например:

$$D - 8 \times 32H11 \times 36H7/j_s6 \times 6F8/j_s7;$$

$$d - 8 \times 32H7/g6 \times 36H12/a11 \times 6D9/h9;$$

$$b - 8 \times 32H11 \times 36H12/a11 \times 6D9/e8.$$

В курсовой работе назначают посадки и нормируют точность деталей шлицевого соединения, размеры и условия эксплуатации которого соответствуют исходным данным (наружный диаметр вала, серия соединения, точность центрирования, наличие термообработки втулки) для варианта, указанного в задании.

4.2.2. Порядок выполнения задания

– По заданным наружному диаметру **D** вала и серии шлицевого соединения определяют: число шлиц **z**, внутренний диаметр деталей соединения **d**, ширину зуба вала (паза втулки) **b**, диаметр **d₁** вала [1, 2, 8].

– В зависимости от требований к точности центрирования деталей соединения и твердости втулки, по табл. 34 выбирают способ центрирования соединения.

– В зависимости от характера соединения по табл. 35 выбирают посадки по элементам шлицевого соединения.

– Определяют предельные отклонения размеров элементов деталей шлицевого соединения по ГОСТ 25347 [1, 2, 8].

– В зависимости от размера элемента и его качества, по табл. 23 или прил. 12 назначают требования к шероховатости поверхностей вала и втулки.

– В графической части курсовой работы на формате **A3** или **A4** вычерчивают поперечное сечение шлицевого соединения с указанием его условного обозначения; поперечные сечения шлицевого вала и шлицевой втулки с указанием всех размеров (**D**, **d**, **b**, **d₁**) с предельными отклонениями и шероховатостью поверхностей; схемы полей допусков по размерам **D**, **d**, **b** шлицевого соединения с указанием на них предельных зазоров и натягов.

4.3. Построение схемы полей допусков резьбового соединения

4.3.1. Параметры метрической резьбы

Резьбовые соединения широко используют в конструкциях машин, механизмов, приборов разного назначения.

Среди большого разнообразия резьб (треугольных, трапецеидальных, прямоугольных, круглых) наибольшее распространение имеют метрические резьбы.

Основными параметрами метрической резьбы являются (рис. 35):

– угол профиля α – угол между боковыми сторонами профиля в плоскости осевого сечения;

– половина угла профиля $\alpha/2$ для резьбы с симметричным профилем – угол между боковой стороной профиля и перпендикуляром, опущенным из вершины исходного профиля симметричной резьбы на ее ось;

– наружный диаметр резьбы d (D)* – диаметр воображаемого цилиндра, описанного вокруг вершин наружной резьбы или впадин внутренней резьбы;

– средний диаметр резьбы d_2 (D_2) – диаметр воображаемого соосного с резьбой цилиндра, образующая которого пересекает профиль резьбы в точках, где ширина канавки равна половине номинального шага резьбы;

– внутренний диаметр резьбы d_1 (D_1) – диаметр воображаемого цилиндра, вписанного во впадины наружной резьбы или в вершины внутренней резьбы;

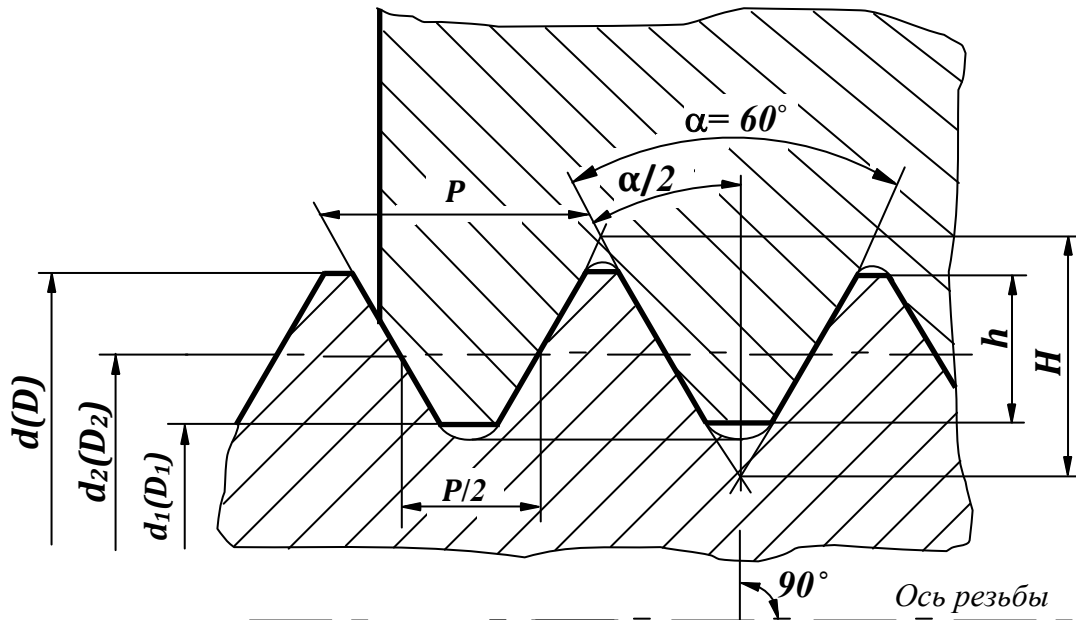


Рис. 35. Основные параметры метрической резьбы

* d, d_1, d_2 – диаметры наружной резьбы; D, D_1, D_2 – диаметры внутренней резьбы.

– шаг резьбы P – расстояние между соседними одноименными боковыми сторонами профиля в направлении, параллельном оси резьбы.

Кроме перечисленных, резьбу характеризуют следующие параметры:

– ход резьбы Ph – расстояние между ближайшими одноименными сторонами профиля, принадлежащими одной и той же винтовой поверхности, в направлении, параллельном оси резьбы, причем в однозаходной резьбе $Ph = P$, а в многозаходной – $Ph = P \cdot n$, где n – число заходов;

– высота исходного профиля H – высота остроугольного профиля, полученного путем продолжения боковых сторон профиля до их пересечения;

– высота профиля h – расстояние между вершиной и впадиной профиля в направлении, перпендикулярном к оси резьбы;

– длина свинчивания l – длина участка взаимного перекрытия наружной и внутренней резьб в осевом направлении.

Для метрической резьбы форма впадины внутренней резьбы не регламентируется. Форма впадины наружной резьбы может выполняться как плоскосрезанной, так и закругленной. Форма впадины наружной резьбы влияет на циклическую прочность детали: при плоскосрезанной впадине резьбы циклическая прочность резьбовой детали меньше, при закругленной – больше.

При оговоренной закругленной впадине наружной резьбы радиус кривизны ни в одной из точек не должен быть менее $R_{min} = 0,1P$ (рис. 36). Номинальный профиль впадины наружной резьбы имеет радиус $R = H/6$ и ограничен диаметром d_3 (табл. 36).

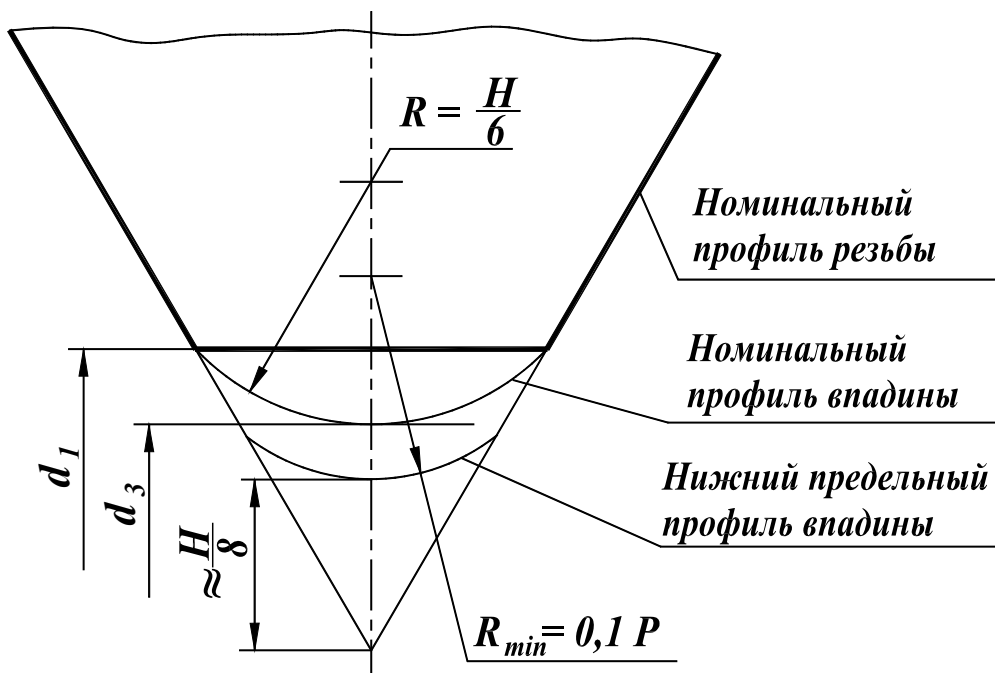


Рис. 36. Форма впадины наружной резьбы по ГОСТ 16093

36. Значения диаметра d_3 наружной резьбы, мм (ГОСТ 24705)

Шаг резьбы P	d_3	Шаг резьбы P	d_3
1	$d - 2 + 0,7731$	3	$d - 4 + 0,3193$
1,25	$d - 2 + 0,4664$	3,5	$d - 5 + 0,7058$
1,5	$d - 2 + 0,1596$	4	$d - 5 + 0,0925$
1,75	$d - 3 + 0,8529$	4,5	$d - 6 + 0,4789$
2	$d - 3 + 0,5462$	5	$d - 7 + 0,8655$
2,5	$d - 4 + 0,9327$	5,5	$d - 7 + 0,2520$

4.3.2. Нормирование точности метрических резьб

Внутренние и наружные резьбы общего назначения контактируют по боковым сторонам профиля. Возможность контакта по вершинам и впадинам резьбы исключается соответствующим расположением полей допусков по d (D) и d_1 (D_1). В зависимости от характера сопряжения по боковым сторонам профиля (т.е. по среднему диаметру) различают резьбовые соединения с зазором, натягом и переходные.

Допуски метрических резьб для диаметров 1...600 мм в соединениях с зазором регламентированы ГОСТ 16093.

Основные отклонения, определяющие положение полей допусков относительно номинального профиля (рис. 37), зависят от шага резьбы и приведены в [1, 2, 8].

Ограничительный отбор полей допусков резьбы с зазором, рекомендуемых ГОСТ 16093 к применению, приведен в табл. 37, а соответствующие предельные отклонения – в [1, 2, 8].

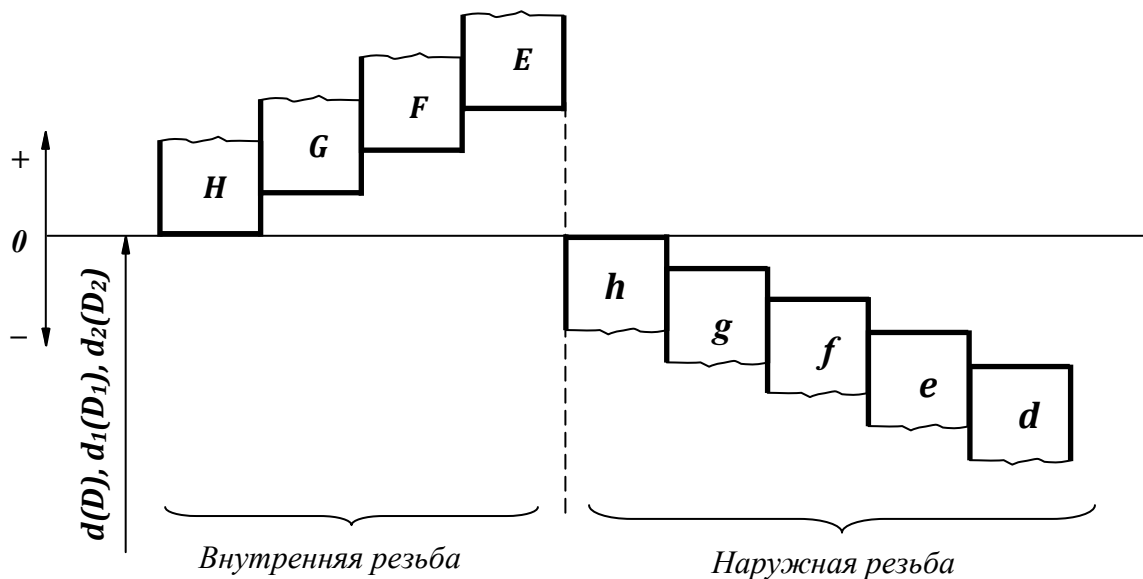


Рис. 37. Основные отклонения полей допусков наружной и внутренней резьб в соединениях с зазором

37. Ограничительный отбор полей допусков метрической резьбы с зазором (ГОСТ 16093)

Класс точности	Длина свинчивания		
	короткая, <i>S</i>	нормальная, <i>N</i>	длинная, <i>L</i>
<i>Наружная резьба</i>			
Точный	(3h46)	4h, 4g	(5h4h)
Средний	5h6h, 5g6g	6h, 6g*, 6f, 6e, 6d	(7h6h), 7g6g, (7e6e)
Грубый	–	(8h), 8g	(9g8g)
<i>Внутренняя резьба</i>			
Точный	4H	4H5H, 5H	6H
Средний	5H, (5G)	6H*, 6G	7H, (7G)
Грубый	–	7H, 7G	8H, (8G)
Примечания: 1. Поля допусков, обозначенные звездочкой, рекомендуются для предпочтительного применения. 2. Поля допусков, указанные в скобках, применять не рекомендуется. 3. Допускаются любые сочетания полей допусков наружной и внутренней резьбы.			

Поля допусков и посадки с натягом и переходные установлены в зависимости от материала детали с внутренней резьбой и шага резьбы.

Допуски метрических резьб в соединениях с натягом для диаметров 5...45 мм и шагов 0,8...3 мм регламентированы ГОСТ 4608. В соответствии с этим стандартом положение полей допусков наружной и внутренней резьбы должно соответствовать показанному на рис. 38.

Предельные отклонения среднего d_2 и наружного d диаметров наружной резьбы и среднего D_2 и внутреннего D диаметров внутренней резьбы приведены в [1, 2, 8].

Верхнее отклонение диаметра d_1 наружной резьбы по дну впадины (диаметру d_3) равно верхнему отклонению диаметра d_2 . Нижнее отклонение определяется величиной допускаемого среза впадины равного $H/8$ (см. рис. 28).

В посадках с натягом (кроме посадок $2H5D/2r$ и $2H5C/2r$) резьбовые детали сортируют на две (например, $2H5D(2)/3p(2)$) или три (например, $2H4D(3)/3n(3)$) группы. Сборку соединений осуществляют из деталей, принадлежащих одной группе, например, группе II (рис. 39). Сборка с сортировкой позволяет повысить точность посадки при использовании резьбовых деталей, изготовленных с большими допусками на оборудовании нормальной точности.

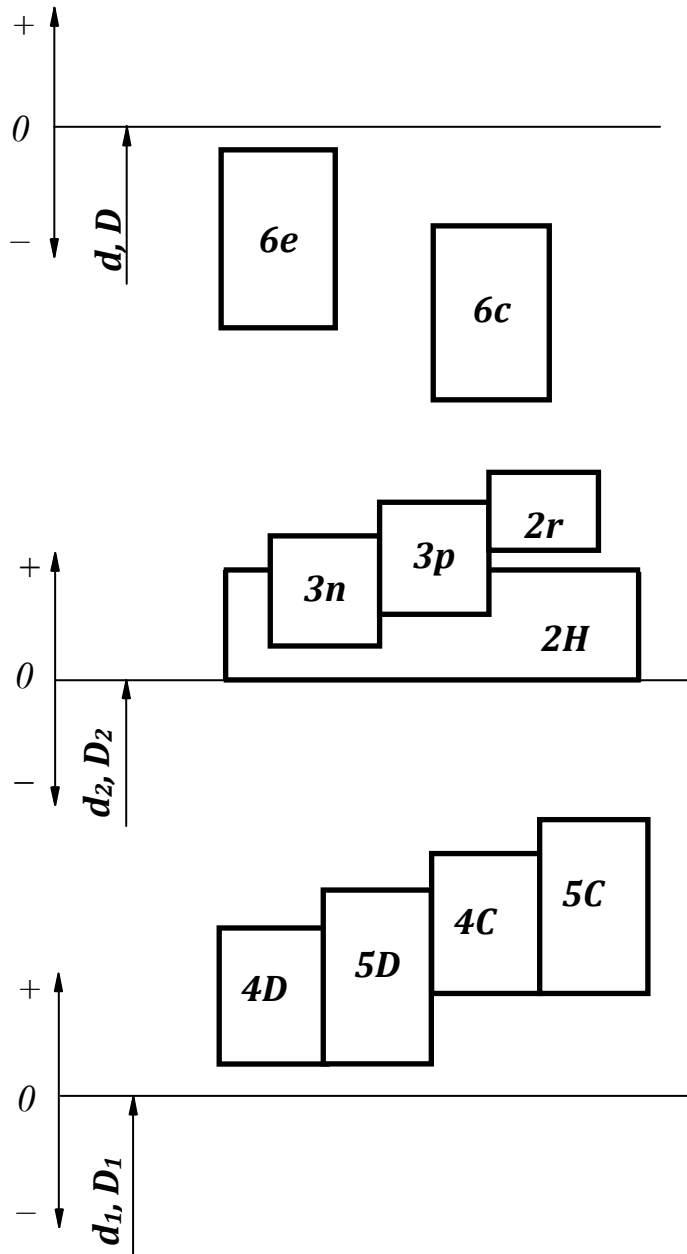


Рис. 38. Схема полей допусков резьбовых соединений с натягом

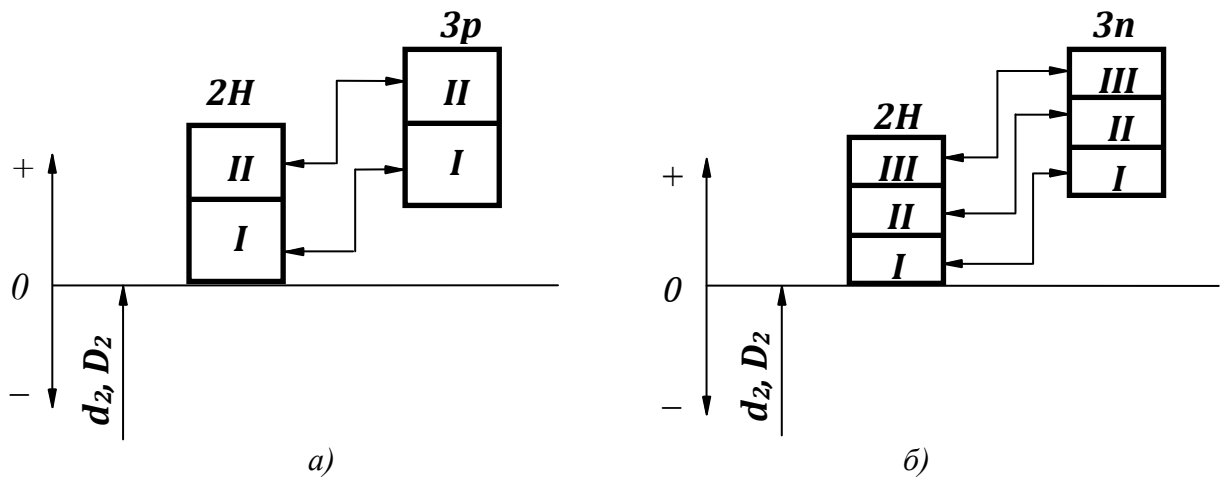


Рис. 39. Схемы полей допусков резьбы с сортировкой:
 а – на две группы; б – на три группы

Допуски метрических резьб в соединениях с переходными посадками для диаметров 5...45 мм и шагов 0,8...4,5 мм регламентированы ГОСТ 24834. В соответствии с этим стандартом положение полей допусков наружной и внутренней резьбы должно соответствовать показанному на рис. 40.

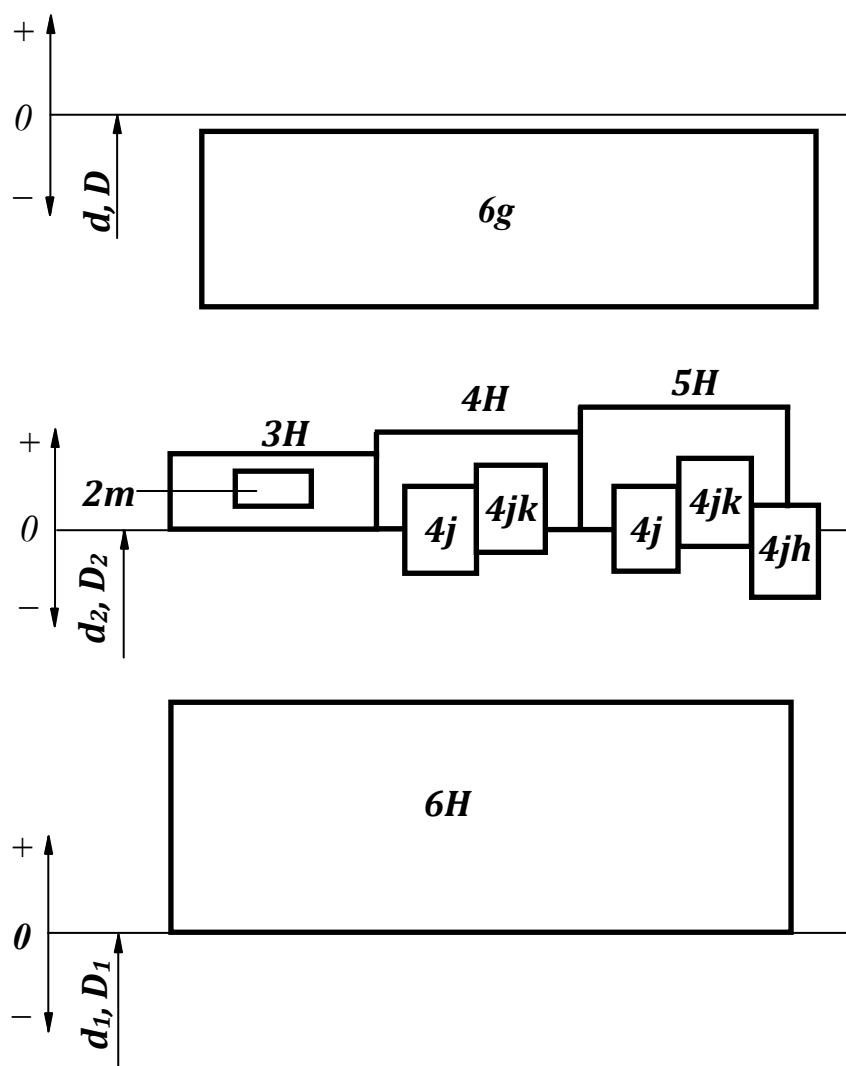


Рис. 40. Схемы полей допусков резьбовых соединений с переходными посадками

Предельные отклонения диаметров наружной и внутренней резьбы в соединениях с переходными посадками устанавливают также, как и для соединений с натягом.

4.3.3. Обозначение резьбы

Условное обозначение резьбового соединения, наружной и внутренней резьбы состоит из двух частей: условного обозначения номинальных параметров (табл. 38) и точности резьбы (табл. 39).

38. Обозначение параметров резьбы (примеры)

Обозначение резьбы	Параметр						
	Диаметр d (D), мм	Шаг P , мм	Ход резьбы Ph , мм	Число заходов n	Направление свинчивания	Длина свинчивания	Форма впадины наружной резьбы
M24	24	Крупный 3	1	1	Правое	Нормальная, N	Не оговорена
M24 × 1,5	24	Мелкий 1,5	1	1	То же	То же	То же
M24 × Ph3 P1,5	24	То же	3	2	» »	» »	» »
M24 × Ph3 P1,5-LH	24	» »	3	2	Левое	» »	» »
M24×1,5-6g* – 30	24	» »	1	1	Правое	Короткая, S	» »
M24×1,5-6g*-100	24	» »	1	1	То же	Длинная, L	» »
M24×1,5-6g* – R	24	» »	1	1	» »	Нормальная, N	Закругленная

* **6g** – поле допуска наружной резьбы

Сочетание основного отклонения, обозначаемого буквой, с допуском по принятой степени точности образует поле допуска диаметра резьбы. Поле допуска резьбы образуют сочетанием поля допуска среднего диаметра с полем допуска диаметра выступов (d или D_1). Поля допусков, а следовательно, и допуски диаметра впадин (d_1 – для наружной резьбы и D – для внутренней резьбы) стандарт не устанавливает.

Обозначение поля допуска диаметра резьбы состоит из цифры, показывающей степень точности, и буквы, обозначающей основное отклонение, например, **6h**, **6g**, **6G**. Обозначение поля допуска резьбы состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра, помещаемого на первом месте, и обозначения поля допуска диаметра выступов (d – для наружной резьбы, D_1 – для внутренней резьбы), например **7g6g**; **5H6H**. В обозначении полей допусков переходных резьб и резьб с натягом поле допуска наружного диаметра d наружной резьбы (**6g**, **6e** или **6c**) условно не указывают. Если обозначение поля допуска диаметра выступов совпадает с обозначением поля допуска среднего диаметра, его в обозначении поля допуска резьбы с зазором не повторяют, например, поле допуска резьбы болта – **6g**, поле допуска резьбы гайки – **6H**. Поле допуска резьбы указывают через тире после размера, например, болт **M12-6g**, болт **M12×1-6g**, гайка **M12-6H**.

Посадки резьбовых деталей обозначают дробью, в числителе которой указывают поле допуска внутренней резьбы (гайки), а в знаменателе – поле допуска наружной резьбы (болта). Примеры обозначения посадок резьбовых соединений и их расшифровка приведены в табл. 39.

39. Обозначение посадок и полей допусков резьбы (примеры)

Обозначение резьбового соединения	Посадка	Внутренняя резьба			Наружная резьба		
		Поле допуска резьбы	Поле допуска диамет- ра, D_2	Поле допуска диамет- ра, D_1	Поле допуска резьбы	Поле допуска диамет- ра, d_2	Поле допуска диамет- ра, d
<i>Резьба с зазором</i>							
$M24 - \frac{4H5H}{3h4h}$	$\frac{4H5H}{3h4h}$	$4H5H$	$4H$	$5H$	$3h4h$	$3h$	$4h$
$M24 - \frac{6H}{6g}$	$\frac{6H}{6g}$	$6H$	$6H$	$6H$	$6g$	$6g$	$6g$
$M24 - \frac{5H}{5g6g}$	$\frac{5H}{5g6g}$	$5H$	$5H$	$5H$	$5g6g$	$5g$	$6g$
<i>Резьба переходная</i>							
$M24 - \frac{3H6H}{2m}$	$\frac{3H6H}{2m}$	$3H6H$	$3H$	$6H$	$2m$	$2m$	$6g^*$
<i>Резьба с натягом</i>							
$M24 - \frac{2H5D}{2r}$	$\frac{2H5D}{2r}$	$2H5D$	$2H$	$5D$	$2r$	$2r$	$6e^*$ или $6c^*$
$M24 - \frac{2H4C(3)**}{3n(3)**}$	$\frac{2H4C(3)}{3n(3)}$	$2H4C$	$2H$	$4C$	$3n$	$3n$	$6e^*$ или $6c^*$
* – поле допуска наружного диаметра наружной резьбы условно не указывается;							
** – (3) – число групп сортировки внутренней и наружной резьбы.							

В курсовой работе строят схему полей допусков резьбового соединения, условное обозначение которого соответствует варианту, указанному в задании. Последовательность построения такой схемы должна соответствовать примерам 16, 17.

Пример 16

Построить схему полей допусков резьбового соединения $M16 \times 1,5 - 6H/6g$.

– Определяем характер резьбового соединения: в соответствии с ГОСТ 16093 (см. табл. 37) – это резьбовое соединение с зазором, предпочтительное, гарантированный зазор получен за счет наружной резьбы, так как основное отклонение диаметра $d_2 - g$, а диаметра $D_2 - H$.

– Строим номинальный профиль резьбы (на рис. 41 выделен утолщенной линией), для чего определяем номинальные значения наружного $d(D)$, среднего $d_2(D_2)$ и внутреннего $d_1(D_1)$ диаметров резьбы, при необходимости – шаг резьбы [1, 2, 8].

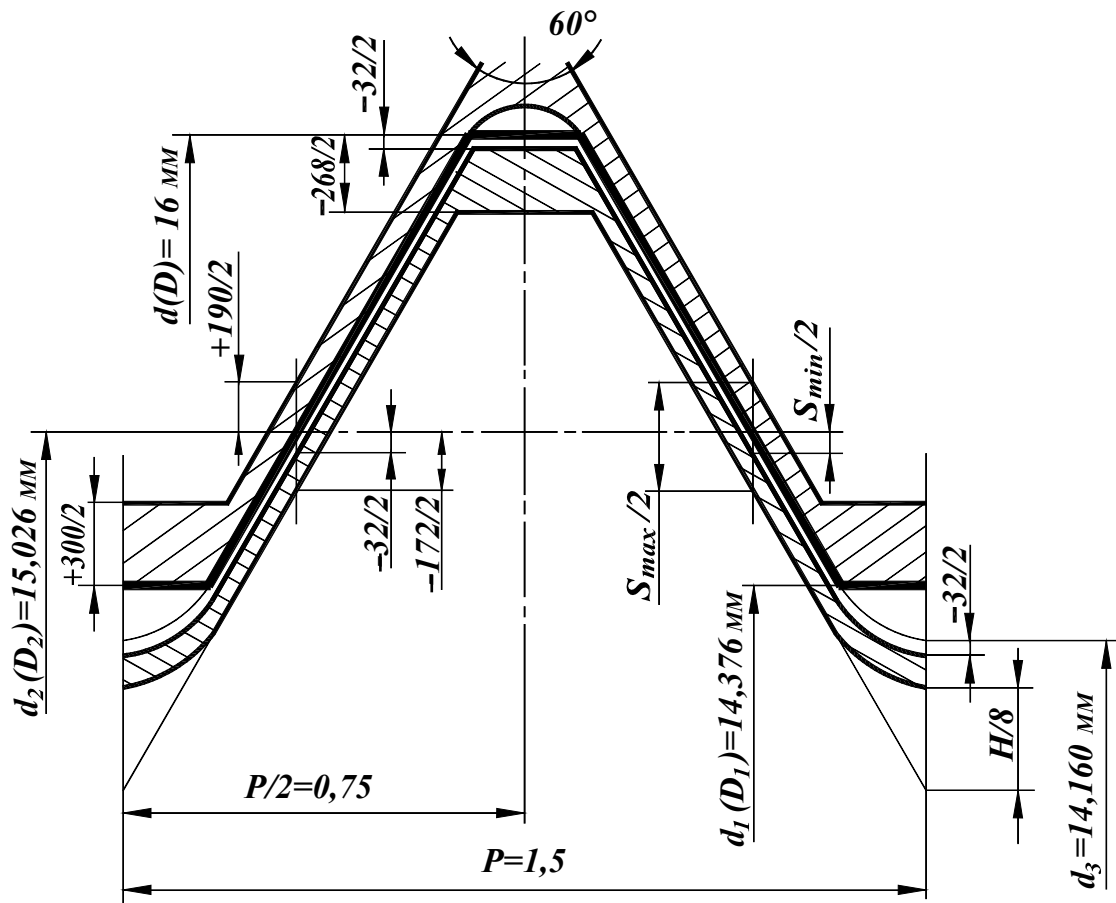


Рис. 41. Схема полей допусков резьбового соединения $M16 \times 1,5 - 6H/6g$

– Определяем предельные отклонения наружного $d(D)$, среднего $d_2(D_2)$ и внутреннего $d_1(D_1)$ диаметров наружной и внутренней резьбы [4] и заносим их в табл. 40.

– Откладываем найденные предельные отклонения по нормали к соответствующим номинальным диаметрам в том масштабе, в котором построен номинальный профиль.

– Строим предельные профили наружной и внутренней резьбы, выполняя форму их впадин в соответствии с указаниями на с. 106.

– Показываем на схеме номинальные наружный, средний и внутренний диаметры резьбы, их предельные отклонения, предельные зазоры и натяги по среднему диаметру, определяющие характер резьбового соединения (см. рис. 41).

40. Предельные отклонения диаметров соединения $M16 \times 1,5 - 6H/6g$ (ГОСТ 16093)

Диаметр резьбы, мм	Наружная резьба $M16 \times 1,5 - 6g$		Внутренняя резьба $M16 \times 1,5 - 6H$	
	Предельные отклонения, мкм			
	es	ei	ES	EI
$d = D = 16,0$	- 32	- 268	-	0
$d_2 = D_2 = 15,026$	- 32	- 172	+ 190	0
$d_1 = D_1 = 14,376$	- 32	-	+ 300	0

Пример 17

Построить схему полей допусков резьбового соединения $M16 \times 1,5 - 2H5D(2)/3p(2)$.

– Определяем характер резьбового соединения: в соответствии с ГОСТ 4608 – это резьбовое соединение с натягом. Гарантированный натяг в соединении получают сортировкой наружной (по d_2) и внутренней (по D_2) резьбы на две группы.

– Строим номинальный профиль резьбы (см. пример 16).

– Определяем предельные отклонения диаметров d_2, d, d_1 и D_2, D, D_1 . Кроме того, для диаметров d_2 и D_2 определяем границы групп сортировки [3] и заносим их в табл. 41.

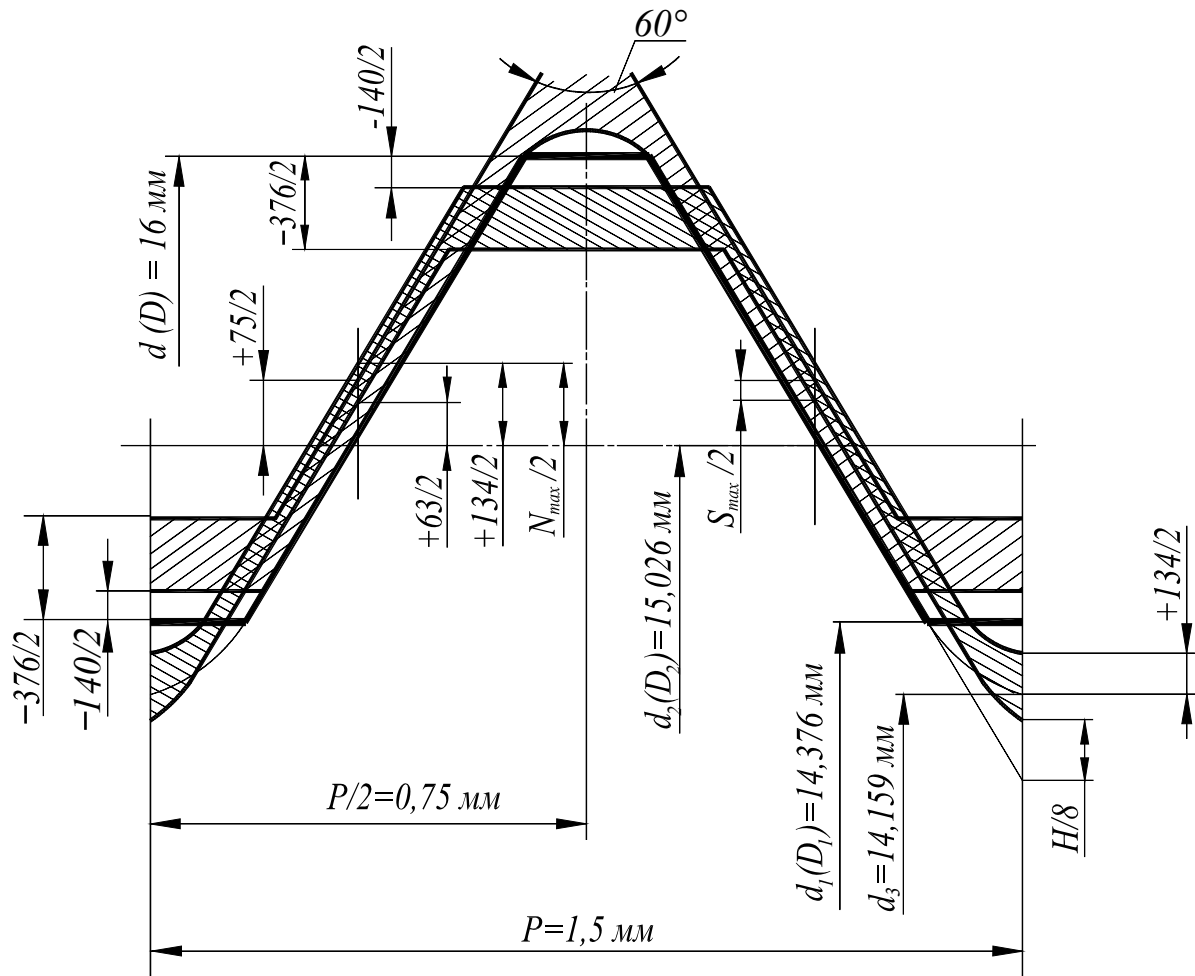
41. Предельные отклонения и границы групп сортировки деталей резьбового соединения $M16 \times 1,5 - 2H5D(2)/3p(2)$

Диаметр резьбы, мм	Наружная резьба $M16 \times 1,5 - 3p(2)$			Внутренняя резьба $M16 \times 1,5 - 2H5D(2)$		
	Предельные отклонения, мкм		Граница I и II групп	Предельные отклонения, мкм		Граница I и II групп
	<i>es</i>	<i>ei</i>		<i>ES</i>	<i>EI</i>	
$d = D = 16,0$	- 140	- 376	-	-	0	-
$d_2 = D_2 = 15,026$	+ 134	+ 63	+ 98	+ 75	0	+ 37
$d_1 = D_1 = 14,376$	+134	-	-	+ 376	+ 140	-

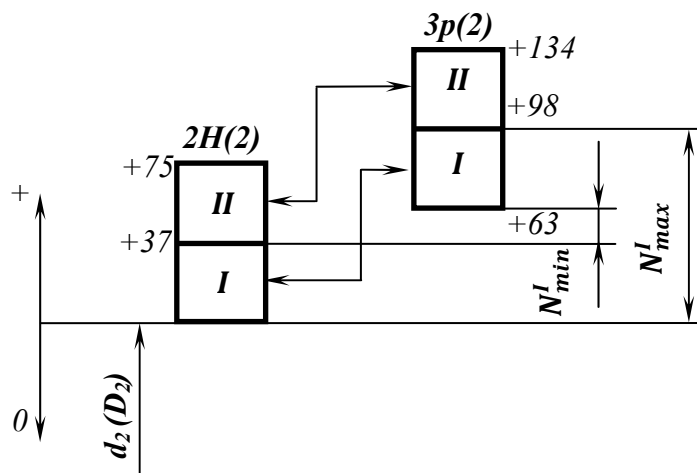
– Откладываем найденные предельные отклонения по нормали к соответствующим номинальным диаметрам в том масштабе, в котором построен номинальный профиль (без указания границ сортировки для диаметров d_2 и D_2) (рис. 42, а).

– Строим предельные профили наружной и внутренней резьбы.

– Строим схему полей допусков среднего диаметра резьбы, указываем на ней границы I и II групп сортировки, порядок сборки деталей, принадлежащих разным группам, а также предельные натяги для одной из групп резьбовых деталей (рис. 42, б).



a)



б)

Рис. 42. Схемы полей допусков: а – резьбового соединения $M16 \times 15 - 2H5D(2)/3p2$;
 б – среднего диаметра резьбы

5. НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПЕРЕДАЧ

5.1. Система точности цилиндрических зубчатых колес и передач

Точность цилиндрических ЗК и ЗП регламентирована ГОСТ 1643. Стандартом установлено двенадцать степеней точности ЗК и ЗП, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 (рис. 44). Степени точности 1 и 2 для ЗК с $m > 1$ мм являются перспективными, численные значения допусков и отклонений для них пока не предусмотрены. Для каждой степени точности установлены:

- нормы кинематической точности;
- нормы плавности работы;
- нормы контакта зубьев.

Кинематическая точность определяет степень согласованности углов поворота ведущего и ведомого колес передачи. Нормам кинематической точности особое значение придают в ответственных механизмах, например, в делительных передачах управляющих и следящих систем.

Плавность работы ограничивают погрешности, многократно повторяющиеся за один оборот ЗК. Нормы плавности работы имеют наибольшее значение в скоростных передачах, когда передача должна работать бесшумно и без вибраций при больших окружных скоростях ЗК (до 60 м/с) и большой передаваемой мощности (до 40 МВт) [8].

Контакт зубьев определяет величину и расположение области прилегания боковых поверхностей зубьев сопряженных колес в передаче, что очень важно для силовых тяжело нагруженных передач, работающих с невысокими скоростями без реверсирования. Примером могут служить ЗП грузоподъемных механизмов.

Нормы бокового зазора – это такие параметры колес и передач, которые влияют на зазор по нерабочим профилям ЗК в передаче. Независимо от степени точности ЗК и ЗП установлены шесть видов сопряжений ЗК в передаче – **H, E, D, C, B, A** и восемь видов допуска на боковой зазор, обозначаемых в порядке его возрастания буквами: **h, d, c, b, a, z, y, x**. Эти нормы важны для передач, работающих в тяжелых тепловых условиях, при больших нагрузках, для реверсивных передач.

Передачи, к которым не предъявляют особых требований по нормам точности, относят к передачам общего назначения.

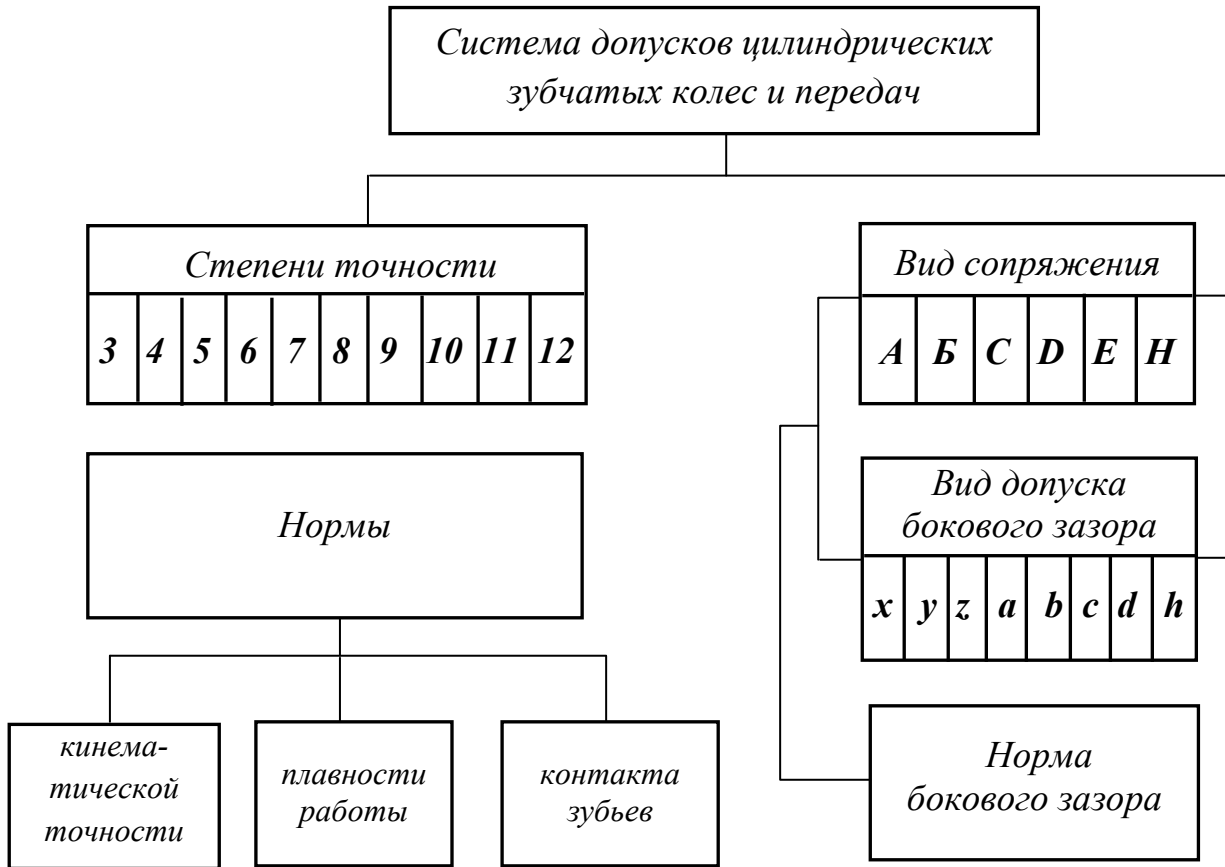
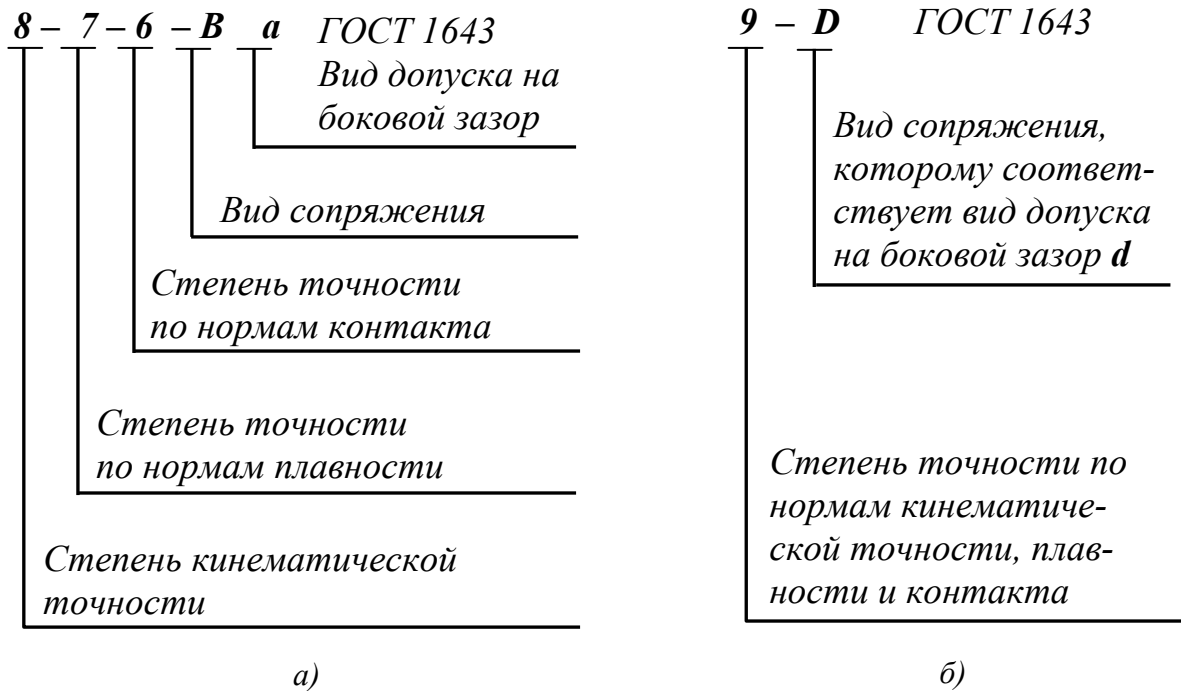


Рис. 43. Система допусков цилиндрических зубчатых колес

Рис. 44. Обозначение точности зубчатых колес и передач: *a* – полное, *б* – краткое

5.2. Обозначение точности зубчатых колес и передач

Точность ЗК и ЗП задают степенями точности по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев, видом сопряжения и видом допуска бокового зазора в последовательности, указанной на рис. 44, *a*. Возможно краткое обозначение точности ЗК и ЗП (рис. 44, *б*) в том случае, когда степени точности по всем трем нормам одинаковы и виду сопряжения соответствует вид допуска на боковой зазор, обозначаемый той же буквой. Наиболее часто используют промежуточные варианты обозначения, например, **8-7-6-B**, ГОСТ 1643. При необходимости в обозначениях ЗК и ЗП указывают класс отклонений межосевого расстояния и соответствующий боковой зазор, например, **8-7-6-*Ca*/V-128**, ГОСТ 1643. В том случае, когда по одной из норм точности степень точности конструктор не устанавливает, в обозначении указывают букву *N* вместо номера этой степени, например, **8-N-6-B**, ГОСТ 1643.

5.3. Выбор степени точности зубчатых колес и передач

Степень точности ЗК и ЗП устанавливают в зависимости от требований к кинематической точности, плавности работы, передаваемой мощности, а также окружной скорости ЗК, выполняя соответствующие расчеты (расчет угла рассогласования вращения ведущего и ведомого ЗК для определения степени кинематической точности, расчет динамики передачи для определения степени точности по нормам плавности, расчет на прочность и долговечность для определения степени точности по нормам контакта), или руководствуясь рекомендациями [6] (табл. 42).

42. Рекомендации по применению степеней точности для зубчатых колес с $m > 1$ [6]

Степень точности	Условия работы и применения ЗК	Окружная скорость, м/с	
		прямозубые колеса	непрямозубые колеса
1	2	3	4
3	ЗК передач с особо прецизионной согласованностью вращения* или работающих при особо высоких скоростях с наибольшей плавностью и бесшумностью; ЗК особо прецизионных механизмов, особо высокоскоростных передач (турбинных); измерительные колеса для контроля ЗК 5, 6 степени точности	Св. 40	Св. 75

1	2	3	4
4	ЗК для особо прецизионных делительных механизмов*, передач, работающих при весьма высоких скоростях и требующих наибольшей плавности и бесшумности**, особо прецизионных механизмов, высокоскоростных турбинных передач; измерительные колеса для ЗК 7 степени точности	Св. 35	Св. 70
5	ЗК для прецизионных делительных механизмов*, передач, работающих при высоких скоростях, требующих высокой плавности и бесшумности**, прецизионных механизмов, турбинных передач; измерительные колеса для ЗК 8, 9 степени точности	Св. 20	Св. 40
6	ЗК при высоких требованиях к плавности работы передач на высоких скоростях, требующих наиболее высокого КПД и бесшумности**; ЗК делительных механизмов*; особо ответственные ЗК передач автомобилей и самолетов, особо точных отсчетных передач	До 15	До 30
7	ЗК передач, работающих при повышенных скоростях и умеренных мощностях или наоборот**; ЗК механизмов металлорежущих станков, требующих согласованности движений*; ЗК скоростных передач автомобилей и самолетов, отсчетные передачи	До 10	До 15
8	ЗК передач, не требующих особой точности (общее машиностроение); ЗК передач металлорежущих станков, не входящие в делительные цепи; ЗК неответственных передач автомобилей и самолетов, грузоподъемных механизмов, ответственных передач сельскохозяйственных машин, редукторов нормальной точности	До 6	До 10
9	ЗК передач, к которым не предъявляют особых требований; ненагруженные передачи, выполняемые по конструктивным соображениям большими, чем следует из расчета	До 2	До 4
* – Степень точности по нормам плавности может быть на одну степень грубее. ** – Степень точности по нормам кинематической точности может быть на одну степень грубее.			

При назначении степеней точности используют принцип комбинирования норм точности, позволяющий для конкретной передачи, в зависимости от ее назначения, установить различные степени точности по нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев. Комбинирование норм позволяет установить более высокую точность для основных, определяющих служебное назначение (см. п. 5.2) норм точности и менее высокую – для остальных норм.

В соответствии с этим принципом нормы плавности работы ЗК и ЗП не могут быть более чем на две степени точнее или на одну степень грубее норм ки-

нематической точности; нормы контакта зубьев не могут быть грубее норм плавности (за исключением передач с коэффициентом осевого перекрытия $\epsilon_{\beta} \leq 1,25$, для которых нормы контакта могут быть на одну степень грубее норм плавности). Комбинирование норм точности позволяет снизить затраты на изготовление ЗК, а следовательно, и ЗП, за счет применения более простых методов обработки зубьев.

Вид сопряжения ЗП характеризуется величиной минимального бокового зазора в ЗП $j_{n \min}$, необходимого для компенсации температурных деформаций и размещения смазочного материала и определяемого расчетным путем.

ГОСТ 1643 устанавливает виды сопряжений в зависимости от степени точности ЗК и ЗП (табл. 43).

При отсутствии специальных требований к партии или комплекту передач видам сопряжений **H** и **E** соответствует вид допуска на боковой зазор **h**, а видам сопряжений **D**, **C**, **B** и **A** – виды допуска **d**, **c**, **b** и **a** соответственно.

43. Соответствие видов сопряжения степеням точности ЗК и ЗП (ГОСТ 1643)

Вид сопряжения	Диапазон степеней кинематической точности ЗК и ЗП	Примечание
A	3 – 12	Сопряжения вида B гарантирует величину $j_{n \min}$, при котором исключается возможность заклинивания стальных или чугунных ЗК в передаче от нагрева при разности температур ЗК и корпуса в 25 °С
B	3 – 10	
C	3 – 9	
D	3 – 8	
E	3 – 7	
H	3 – 7	

5.4. Показатели точности зубчатых колес и передач

ГОСТ 1643 характеризует точность ЗК и ЗП рядом показателей. Набор этих показателей значительно больший, чем требуется для оценки нормируемых эксплуатационных свойств. При этом установлено несколько равноправных комплексов показателей точности ЗК и ЗП по всем нормам точности (табл. 44) [1, 2, 8].

Система обозначения показателей точности ЗК и ЗП включает следующее:

– показатели кинематической точности, обозначают буквой «**F**», плавности работы – «**f**», бокового зазора – «**E**»;

– проставляют верхний индекс в виде штриха (например, показатель «наибольшая кинематическая погрешность колеса F'_{ir} »), если показатель контролируется в однопрофильном зацеплении; в виде двух штрихов (например, «коле-

бание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса F''_{ir} »), если показатель определяется в двухпрофильном зацеплении (беззазорное зацепление);

– нижним индексом «*o*» отмечают показатели точности передачи (например, «наибольшая кинематическая погрешность передачи F_{ior} »); при отсутствии этого индекса показатель определяет точность ЗК;

– чтобы отличить действительное отклонение от допускаемого (от допуска), к обозначению отклонения добавляют нижний индекс «*r*». Например, кинематическую погрешность ЗК обозначают F'_{ir} , а допуск на кинематическую погрешность ЗК – F'_i .

Показатели кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев и бокового зазора ЗК в передаче установлены так, что результаты контроля ЗК или ЗП по одному из указанных комплексов не противоречат результатам проверки по другому комплексу. Например, если колесо по нормам кинематической точности признано годным по третьему комплексу контролируемых показателей (см. табл. 44), то оно не должно быть забраковано при повторном контроле по первому или любому другому комплексу.

Показатели точности зубчатой передачи (см. табл. 44) являются комплексными, поэтому контроль по этим показателям предпочтителен. Если кинематическая точность и плавность работы собранной передачи соответствуют требованиям стандарта, то контроль колес в отдельности по этим нормам не проводят. При раздельном предварительном контроле колес, входящих в передачу, контроль собранной передачи не является обязательным. Это положение распространяется и на контроль по нормам контакта зубьев.

При установлении комплекса контролируемых показателей для окончательного контроля следует отдавать предпочтение комплексным показателям, которые выявляют совокупность погрешностей при непрерывном процессе контроля. К ним относятся: показатель кинематической точности F'_{ir} (см. табл. 44), показатель плавности f'_{ir} , погрешность направления зуба $F_{\beta r}$ (для контакта зубьев), показатели бокового зазора E_{Hs} и T_H . Эти показатели, по сравнению с поэлементными (остальными по табл. 44), наиболее полно характеризуют точность ЗК. Средства измерения ЗК, определяющие комплексные показатели, по сравнению со средствами измерения поэлементных показателей являются более производительными.

44. Показатели точности зубчатых колес и передач (ГОСТ 1643)

Нормы	Комплексы контролируемых показателей точности			Степень точности	Назначение
	Номер	Наименование	Обозначение		
1	2	3	4	5	6
Кинематическая точность	<i>Для колеса</i>				
	1	Наибольшая кинематическая погрешность ЗК	F'_{ir}	3 – 8	Для любых ЗК
	2	Накопленная погрешность шага ЗК и накопленная погрешность k шагов	F_{Pr} и F_{Pkr}	3 – 6	
	3	Накопленная погрешность шага ЗК	F_{Pr}	7, 8	
	4	Погрешность обката и радиальное биение зубчатого венца	F_{cr} и F_{rr}	3 – 8	
	5	Колебание длины общей нормали и радиальное биение зубчатого венца	F_{vwz} и F_{rr}	3 – 8	
	6	Колебание длины общей нормали и колебание измерительного межосевого расстояния за оборот ЗК	F_{vwz} и F''_{ir}	5 – 8	
	7	Погрешность обката и колебание измерительного межосевого расстояния за оборот ЗК	F_{cr} и F''_{ir}	5 – 8	
	8	Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот ЗК	F''_{ir}	9 – 12	
	9	Радиальное биение зубчатого венца	F_{rr}	7 – 12	
	<i>Для передачи</i>				
	Наибольшая кинематическая погрешность передачи	F'_{ir}	3 – 8	Для любых передач	
Плавность работы	<i>Для колеса</i>				
	1	Местная кинематическая погрешность ЗК	f'_{ir}	3 – 8	Для прямозубых и узких косозубых колес
	2	Циклическая погрешность зубцовой частоты ЗК	f_{zkr}	3 – 8	
	3	Отклонение шага зацепления и погрешность профиля зуба	f_{pbr} и f_{fr}	3 – 8	
	4	Отклонение шага зацепления и отклонение шага	f_{pbr} и f_{ptr}	3 – 8	
	5	Колебание измерительного межосевого расстояния на одном зубе	f''_{ir}	5 – 8	Для любых колес
		То же	f''_{ir}	9 – 12	
	6	Отклонение шага зацепления	f_{pbr}	9 – 12	
	7	Отклонение шага	f_{ptr}	9 – 12	
	То же	f_{ptr}	7, 8		
8	Циклическая погрешность ЗК	f_{zkr}	3 – 8	Для широких косозубых колес	

1	2	3	4	5	6
Плавность работы	Для передачи				
	1	Местная кинематическая погрешность передачи	f'_{ior}	3 – 8	Для прямозубых и узких косозубых передач
	2	Циклическая погрешность зубцовой частоты в передаче	f_{zzor}	3 – 8	
	3	Циклическая погрешность передачи	f_{zkor}	3 – 8	Для косозубых передач с широкими ЗК
Контакт зубьев	Для колеса				
	1	Погрешность направления зуба	$F_{\beta r}$	3 – 12	Для прямозубых и узких косозубых колес
	2	Суммарная погрешность контактной линии	F_{kr}	3 – 12	
	3	Отклонение осевых шагов по нормали и суммарная погрешность контактной линии	F_{pxnr} и F_{kr}	3 – 9	Для широких косозубых колес
	4	Отклонение осевых шагов по нормали и отклонение шага зацепления	F_{pxnr} и F_{pbr}	3 – 9	
	Для передачи				
	1	Отклонение от параллельности осей и перекос осей	f_{xr} и f_{yr}	3 – 12	Для любых передач
	2	Суммарное пятно контакта	–	3 – 11	
	3	Мгновенное пятно контакта	–	3 – 11	
	Боковой зазор	Для колеса			
1		Наименьшее дополнительное смещение и допуск на смещение исходного контура	E_{ns} и T_H	3 – 2	Для любых колес
2		Предельные отклонения измерительного межосевого расстояния	E''_{al} и E''_{ai}	6 – 7	
3		Наименьшее отклонение средней длины и допуск на среднюю длину общей нормали	E_{wms} и T_{wm}	3 – 12	
4		Наименьшее отклонение и допуск на толщину зуба	E_{cs} и T_c	3 – 12	
Для передачи					
1		Гарантированный боковой зазор	$j_{n\ min}$	3 – 12	Для передач с регулируемым расположением осей
2		Предельные отклонения межосевого расстояния	f_{ar}	3 – 12	Для передач с нерегулируемым расположением осей
Примечания: 1. Под узкими косозубыми ЗК понимают колеса с коэффициентом осевого перекрытия: $\epsilon_{\beta} \leq 1,25$ для ЗК 3-й и 4-й степеней точности, $\epsilon_{\beta} \leq 1,5$ – для 5-й, $\epsilon_{\beta} \leq 2,0$ – для 6-й, $\epsilon_{\beta} \leq 2,5$ – для 7-й и $\epsilon_{\beta} \leq 3,0$ – для 8-й степени точности по нормам контакта. 2. Допускается оценивать точность ЗК по суммарному или мгновенному пятну контакта его зубьев с зубьями измерительного ЗК. 3. Показатели плавности f'_{ir} (f'_{ior}), f_{zkr} (f_{zzor}), f_{zkr} (f_{zkor}), f''_{ir} получают по результатам измерения кинематической погрешности колеса (передачи).					

В то же время для выявления технологических погрешностей (с целью подналадки технологической системы) целесообразно использовать поэлементные показатели.

В курсовой работе нормируют точность ЗК или ЗП, геометрические параметры (число зубьев z и модуль m) и условия эксплуатации которых соответствуют исходным данным для варианта, указанного в задании. Кроме того, назначают комплексы контролируемых показателей точности заданных ЗК или ЗП и устанавливают их допускаемые значения.

5.5. Порядок выполнения задания

– В зависимости от назначения ЗК или ЗП устанавливают, какие нормы точности являются основными в рассматриваемом случае.

– В зависимости от назначения ЗК или ЗП и условий их эксплуатации устанавливают степень точности основных норм, используя рекомендации [8] (см. табл. 42).

– Устанавливают степени точности остальных норм, используя принцип комбинирования степеней точности.

– Назначают вид сопряжения и вид допуска на боковой зазор, используя рекомендации [8] и табл. 43.

– Назначают по табл. 44 комплексы контролируемых показателей ЗК или ЗП, руководствуясь соображениями, изложенными на стр. 121, 124.

– Устанавливают допуски назначенных показателей точности ЗК или ЗП [1, 2, 8].

Пример 18

Коробка перемены передач (КПП) легкового автомобиля работает при окружных скоростях ЗК 7...8 м/с. Модуль ЗК передачи $m = 3$ мм, число зубьев $z_1 = 17$, $z_2 = 34$. Необходимо установить точность ЗП КПП, назначить комплексы контролируемых показателей точности ЗП, определить их допуски.

– Так как КПП можно отнести к группе скоростных передач, основными нормами точности ЗП КПП будут нормы плавности работы.

– Для скоростных ЗП, работающих при окружных скоростях прямозубых ЗК свыше 6 до 10 м/с, можно назначить 7-ю степень точности по нормам плавности (см. табл. 42).

– Для ЗП КПП, в соответствии с принципом комбинирования норм точности, кинематическую точность можно назначить грубее норм плавности работы на одну или две степени, а нормы контакта зубьев не могут быть грубее норм плавности работы. Поэтому назначаем для норм кинематической точности и плавности работы соответственно 8-ю и 7-ю степени.

– На основании рекомендаций табл. 43 назначаем вид сопряжения B и вид допуска на боковой зазор – v . Тогда точность ЗП и ЗК КПП можно записать в следующем виде: **8-7-7-B** ГОСТ 1643.

– Назначаем комплексы контролируемых показателей точности ЗП, отдавая предпочтение комплексным показателям. Для контроля кинематической точности ЗП назначаем первый комплекс по табл. 44: F'_{ior} – наибольшая кинематическая погрешность передачи; для контроля плавности работы – первый комплекс по табл. 44: f'_{ior} – местная кинематическая погрешность передачи; для контроля контакта зубьев – второй комплекс по табл. 44: суммарное пятно контакта; для контроля бокового зазора – второй комплекс по табл. 44: f_{ar} – предельные отклонения межосевого расстояния.

– Устанавливаем допуски назначенных показателей точности [8].

Допуск на наибольшую кинематическую погрешность ЗП

$$F_{io} = F'_{i1} + F'_{i2} ,$$

где F'_{i1} , F'_{i2} – допуски на наибольшую кинематическую погрешность ведущего и ведомого ЗК передачи:

$$F'_i = F_P + f_f ,$$

где F_P и f_f – соответственно допуск на накопленную погрешность шага ЗК и допуск на погрешность профиля зуба.

Для ведущего ЗК ($z_1 = 17$) 8-й степени точности

$$F_{P1} = 0,053 \text{ мм}; \quad f_{f1} = 0,014 \text{ мм};$$

для ведомого ЗК ($z_2 = 34$) 8-й степени точности

$$F_{P2} = 0,090 \text{ мм}; \quad f_{f2} = 0,014 \text{ мм}.$$

Тогда

$$F'_{i1} = F_{P1} + f_{f1} = 0,053 + 0,014 = 0,067 \text{ мм};$$

$$F'_{i2} = F_{P2} + f_{f2} = 0,090 + 0,014 = 0,104 \text{ мм};$$

$$F'_{io} = F'_{i1} + f_{i2} = 0,067 + 0,104 = 0,171 \text{ мм}.$$

Допуск на местную кинематическую погрешность ЗП

$$f'_{io} = 1,25 f'_i .$$

Для 7-й степени точности

$$f'_{i1} = f'_{i2} = 0,025 \text{ мм}.$$

Тогда

$$f'_{io} = 1,25 \times 0,025 = 0,031 \text{ мм}.$$

Суммарное пятно контакта для 7-й степени точности:

– по высоте зуба – не менее 45 %;

– по длине зуба – не менее 60 %.

Предельные отклонения межосевого расстояния для вида сопряжения **B**

$$f_a = \pm 0,06 \text{ мм}.$$

6. РАСЧЕТ И ВЫБОР СРЕДСТВ ИЗМЕРЕНИЯ И КОНТРОЛЯ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРОВ

6.1. Выбор универсальных средств измерения линейных размеров деталей

6.1.1. Общие положения

Средства измерения (СИ) (инструменты или приборы) выбирают с учетом их метрологических характеристик и экономических показателей. К последним относят: стоимость СИ; их наработки до повторной настройки и до ремонта; время, затрачиваемое на настройку, и сам процесс измерения; необходимую квалификацию оператора и др.

Необходимым условием правильного выбора универсального СИ является соответствие его метрологической характеристики следующим условиям:

- диапазон измерения СИ должен быть больше измеряемого размера;
- диапазон показаний СИ должен быть больше допуска измеряемого размера;
- предельная погрешность измерения с помощью выбранного СИ должна быть меньше допускаемой погрешности измерения δ .

Значения допускаемых погрешностей измерения δ установлены (табл. 45) в зависимости от допусков и номинальных размеров измеряемых изделий ГОСТ 8.051 «Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм». В соответствии с этим стандартом, значения δ определены для классов $IT2 - IT17$ и приняты равными $0,2T$ (T – допуск размера) – для $IT10 - IT17$, $0,3T$ – для $IT6 - IT9$, $0,35T$ – для $IT2 - IT5$. Расчетные значения δ округлены с учетом реальных значений погрешностей измерения измерительными средствами.

Допускаемые погрешности измерения δ , установленные указанным стандартом, являются наибольшими и включают не только инструментальные погрешности, но и погрешности от других источников: погрешности установочных мер, погрешности базирования, погрешности, связанные с температурными деформациями, и т.п.

Приемочные границы, т.е. значения размеров, по которым производится приемка изделий, в соответствии с ГОСТ 8.051 устанавливают с учетом допускаемой погрешности измерения δ . При этом допуск на размер рассматривают как допуск на сумму погрешностей технологического процесса, которые не позволяют получить абсолютно точное значение размера, в том числе и из-за погрешности измерения. Приемочные границы устанавливают совпадающими с предельными размерами (рис. 45, а) или смещенными относительно них введением производственного допуска $T_{пр}$ (рис. 45, б).

45. Допускаемые погрешности измерения линейных размеров (ГОСТ 8.051)

Номинальные размеры, мм	Допуски размеров <i>IT</i> и допускаемые погрешности измерения δ , мкм, для квалитетов													
	5		6		7		8		9		10		11	
	<i>IT</i>	δ	<i>IT</i>	δ	<i>IT</i>	δ	<i>IT</i>	δ	<i>IT</i>	δ	<i>IT</i>	δ	<i>IT</i>	δ
До 3	4	1,4	6	1,8	10	3,0	14	3,0	25	6	40	8	60	12
Св. 3 до 6	5	1,6	8	2,0	12	3,0	18	4,0	30	8	48	10	75	16
Св. 6 до 10	6	2,0	9	2,0	15	4,0	22	5,0	36	9	58	12	90	18
Св. 10 до 18	8	2,8	11	3,0	18	5,0	27	7,0	43	10	70	14	110	30
Св. 18 до 30	9	3,0	13	4,0	21	6,0	33	8,0	52	12	84	18	130	30
Св. 30 до 50	11	4,0	16	5,0	25	7,0	39	10,0	62	16	100	20	160	40
Св. 50 до 80	13	4,0	19	5,0	30	9,0	46	12,0	74	18	120	30	190	40
Св. 80 до 120	15	5,0	22	6,0	35	10,0	54	12,0	87	20	140	30	220	50
Св. 120 до 180	18	6,0	25	7,0	40	12,0	65	16,0	100	30	160	40	250	50
Св. 180 до 250	20	7,0	29	8,0	46	12,0	72	18,0	115	30	185	40	290	60
Св. 250 до 315	23	8,0	32	10,0	52	14,0	81	20,0	130	30	210	50	320	70
Св. 315 до 400	25	9,0	36	10,0	57	16,0	89	24,0	140	40	230	50	360	80
Св. 400 до 500	27	9,0	40	12,0	63	18,0	97	26,0	155	40	250	50	400	80

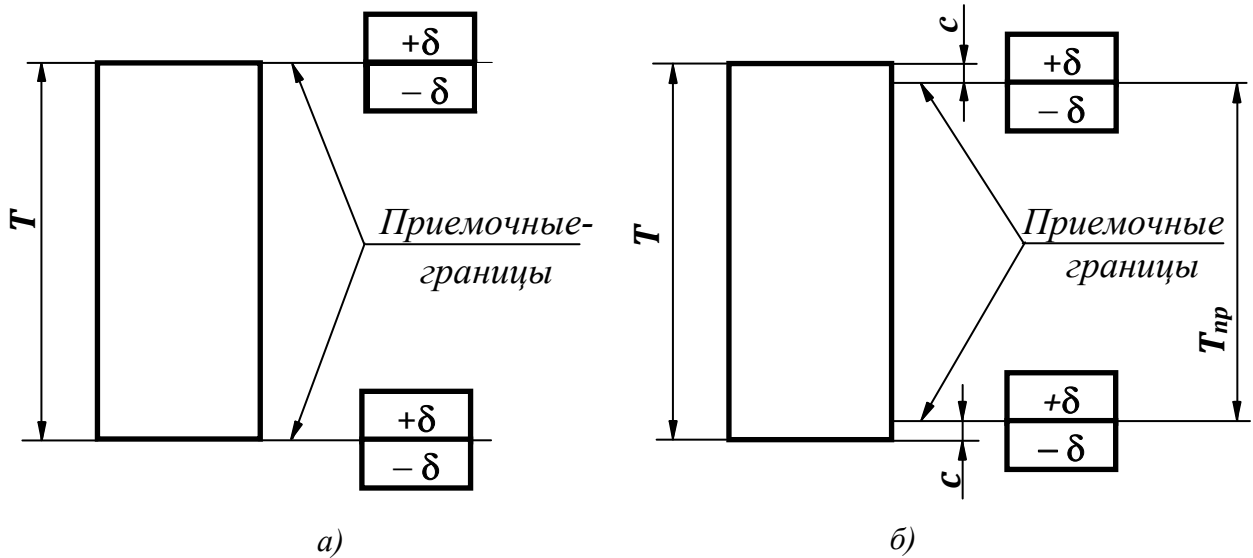
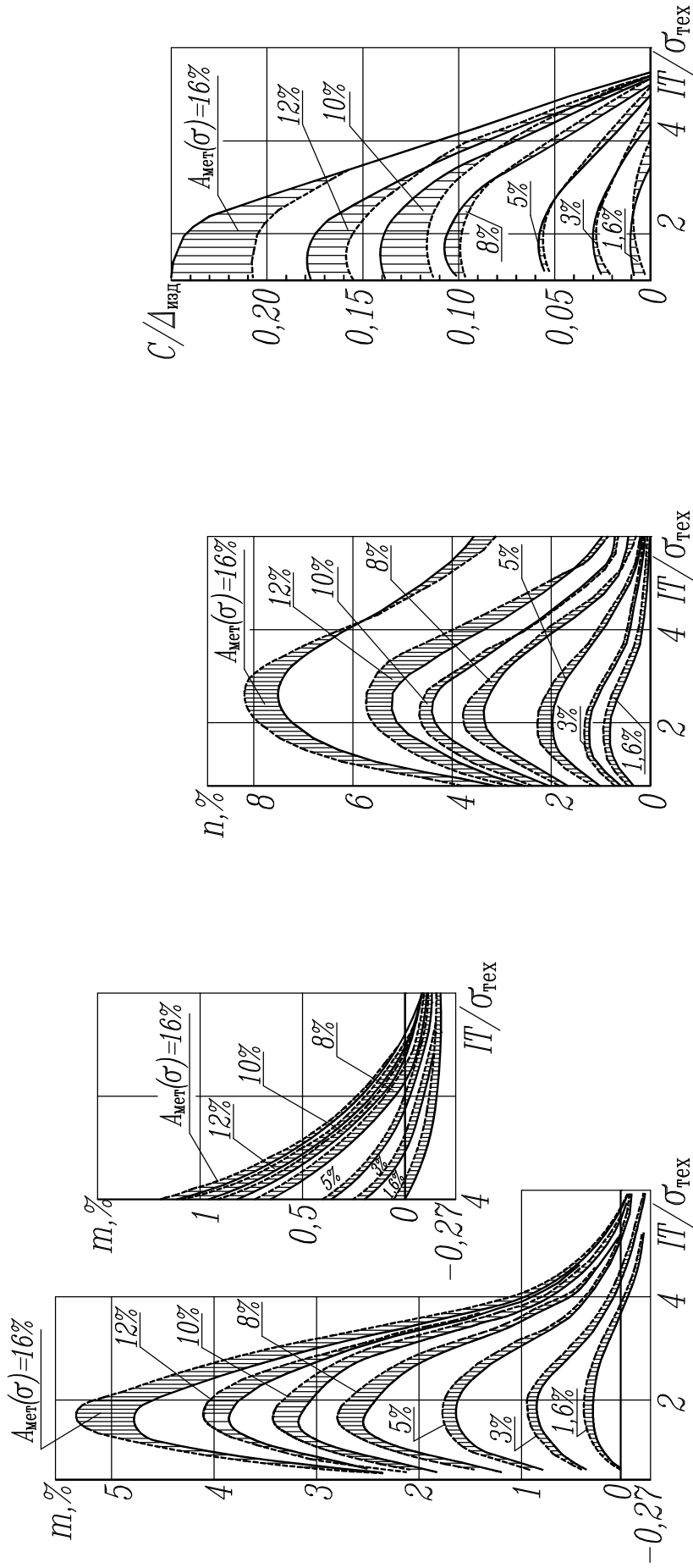


Рис. 45. Расположение приемочных границ: *a* – без назначения производственного допуска; *б* – производственный допуск определен в зависимости от параметра разбраковки c

Первый способ является технически и экономически целесообразным и поэтому предпочтительным. Однако при этом, из-за наличия погрешности измерения, некоторые бракованные изделия могут быть ошибочно приняты как годные, а некоторые годные – отбракованы. Чтобы этого не случилось, приемочные границы смещают внутрь поля допуска изделия на величину c (см. рис. 45, *б*). Величина c не должна превышать половины допускаемой погрешности измерения, т.е. $c \leq \delta/2$.

При смещении приемочных границ на величину c говорят о введении производственного допуска $T_{пр}$. Этот вариант менее предпочтителен, чем первый, однако, хотя и редко, используется на практике.

Влияние погрешности измерения на результаты разбраковки деталей (по ГОСТ 8.051) показано на рис. 46, позволяющем определить вероятное количество неправильно принятых m и неправильно забракованных n деталей, а также выход за границы поля допуска размеров неправильно принятых деталей c . На графиках, показанных на рис. 46, и в табл. 46 значения параметров m , n , c даны в зависимости от относительной погрешности измерения $A_{мет(\sigma)} = (\sigma_{мет}/IT) \cdot 100$ и относительной точности изготовления $IT/\sigma_{тех}$, где $\sigma_{мет}$ – среднее квадратическое отклонение погрешности измерения; $\sigma_{тех}$ – среднее квадратическое отклонение погрешности изготовления; IT – допуск размера). Графики построены исходя из условия, что рассеивание отклонений измеряемых размеров подчиняется нормальному закону распределения, а рассеивание погрешности измерения подчиняется закону нормального распределения (сплошная линия на графиках), закону равной вероятности (штриховая линия) или промежуточным законам (область между сплошной и штриховой линией).



a)

б)

в)

Рис. 46. Графики для определения: *a* – количества (в процентах от общего количества измеряемых деталей) неправильно принятых деталей *m*; *б* – количества неправильно забракованных деталей *n*; *в* – возможного перехода за границы поля допуска размеров неправильно принятых деталей *c* (ГОСТ 8.051)

При определении параметров m , n , c рекомендуется принимать $A_{мет(\sigma)}$, равным 16 % для $IT2 - IT7$; 12 % – для $IT8 - IT9$, 10 % – для $IT10$ и грубее. Если точность технологического процесса изготовления детали неизвестна (неизвестно значение $\sigma_{тех}$), определяют предельные значения параметров m , n и c по рис. 46 или по табл. 46.

46. Предельные значения параметров разбраковки (ГОСТ 8.051)*

Относительная погрешность измерения $A_{мет(\sigma)}$, %	Вероятное количество неправильно принятых деталей m , %	Вероятное количество неправильно забракованных деталей n , %	Относительный выход за границы допуска у неправильно принятых деталей c/IT
1,6	От 0,37 до 0,39	От 0,7 до 0,75	0,01
3	От 0,87 до 0,9	От 1,2 до 1,3	0,03
5	От 0,16 до 1,7	От 2,0 до 2,25	0,06
8	От 2,6 до 2,8	От 3,4 до 3,7	0,1
10	От 3,1 до 3,5	От 4,5 до 4,75	0,14
12	От 3,75 до 4,1	От 5,4 до 5,8	0,17
16	От 5,0 до 5,4	От 7,8 до 8,25	0,25

* Первые значения m и n соответствуют распределению погрешностей измерения по нормальному закону, вторые – по закону равной вероятности

Рекомендуемые средства и условия измерений линейных размеров до 500 мм, обеспечивающие необходимую точность измерений, приведены в методических указаниях по применению ГОСТ 8.051 [5].

Примеры применения тех или иных СИ для измерения линейных размеров наружных и внутренних гладких поверхностей показаны на рис. 47, 48.

В курсовой работе выбирают универсальное СИ одного из линейных размеров указанной в задании детали, точность которого определена при назначении посадок (см. п. 2.1).

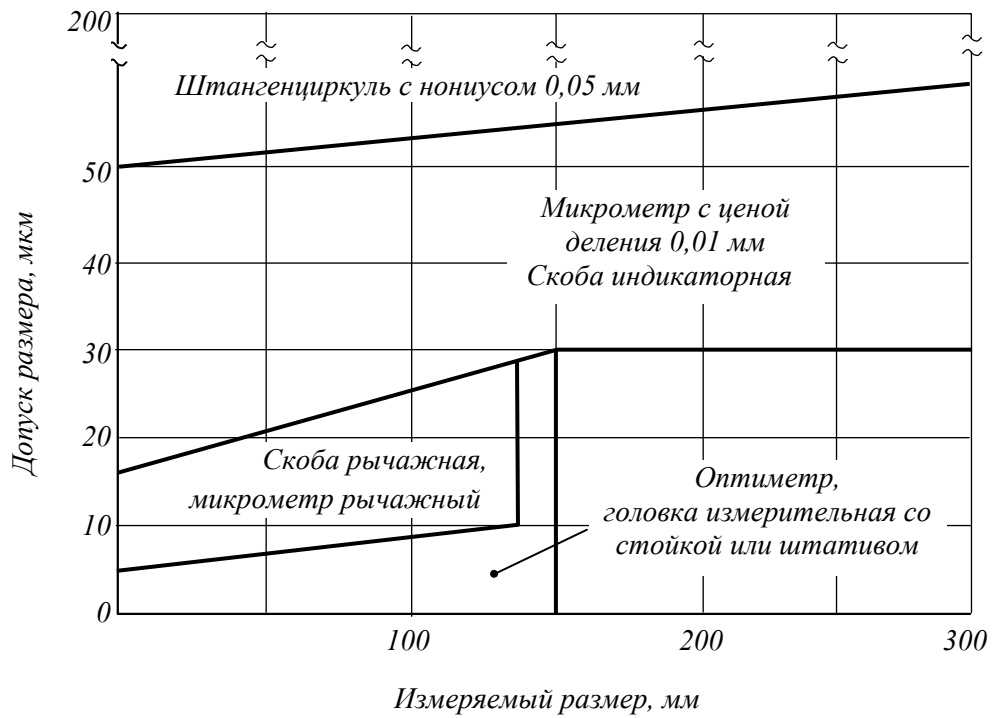


Рис. 47. Универсальные СИ для измерения размеров наружных гладких поверхностей

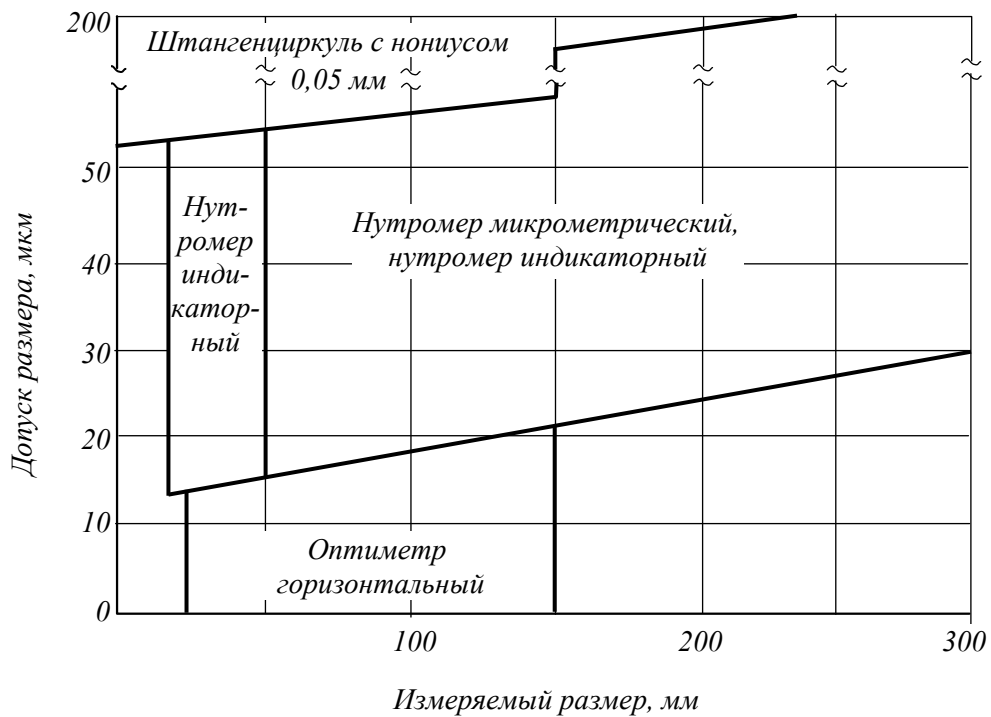


Рис. 48. Универсальные СИ для измерения размеров внутренних гладких поверхностей

6.1.2. Порядок выполнения задания

– Устанавливают допускаемую погрешность измерения заданного размера (см. табл. 45).

– Устанавливают по табл. VI (для наружных поверхностей) или табл. VII (для внутренних поверхностей) [5] перечень рекомендуемых СИ.

– Выбирают по табл. I (для наружных поверхностей) или табл. II (для внутренних поверхностей) [5] одно из рекомендуемых СИ, проверяя выполнение условий выбора СИ, приведенных на с. 126 настоящего учебного пособия.

– Заполняют таблицу (см. ниже пример), занося в нее метрологическую характеристику выбранного СИ и условия его применения из табл. I или табл. II [5]. Параметры метрологической характеристики СИ, отсутствующие в указанных табл. (например, диапазон измерений или диапазон показаний СИ), определяют по каталогу [15].

– Устанавливают приемочные границы для заданного размера.

При назначении приемочных границ первым способом (см. рис. 45, а) определяют вероятное количество неправильно принятых m и неправильно забракованных n деталей, а также возможный выход за границы поля допуска размеров неправильно принятых деталей c .

Результаты разбраковки деталей при назначении приемочных границ первым способом приводят в ПЗ в виде таблицы (см. ниже пример 19).

При назначении приемочных границ вторым способом устанавливают производственный допуск

$$T_{\text{пр}} = T - 2c . \quad (70)$$

– В ПЗ строят схемы расположения приемочных границ (см. рис. 45), назначенных первым и вторым способом, на которых указывают значения допуска размера T , допускаемой погрешности измерения δ , производственного допуска $T_{\text{пр}}$, величину смещения приемочных границ c , назначенных вторым способом.

Пример 19

Необходимо выбрать универсальное СИ вала $\varnothing 20k6$ ($IT = 0,013$ мм).

– Устанавливаем допускаемую погрешность измерения (см. табл. 45). Для $\varnothing 20k6$ $\delta = 0,004$ мм.

– Выбираем универсальное СИ для измерения вала с таким размером, для чего используем табл. I и VI [6]. По табл. VI [5] устанавливаем рекомендуемый перечень универсальных СИ, позволяющих измерить вал $\varnothing 20$ мм 6-го качества в принятых условиях. Это СИ под номерами $6a$, $6b$ в табл. I [5]. Из приведенного перечня выбираем микрометр рычажный МР – 25 (ГОСТ 4381), позволяющий выполнить измерение вала $\varnothing 20k6$ с наименьшими затратами.

– Определяем метрологическую характеристику микрометра рычажного, одновременно проверяя выполнение условий выбора СИ, изложенных на с. 126. Метрологическую характеристику микрометра рычажного и условия его использования заносим в таблицу (см. табл. 47).

47. Метрологическая характеристика и условия использования микрометра рычажного МР-25

Наименование СИ, ГОСТ	Диапазон измерения, мм	Диапазон показаний, мм	Цена деления, мм	Предельная погрешность измерения, мм
Микрометр рычажный МР-25, ГОСТ 4381	0 – 25	$\pm 0,14$	0,002	0,002
Условия измерения				
Вариант использования	Вид контакта	Участок шкалы, используемый для отсчета	Способ настройки	Температурный режим, °С
Микрометр закреплен на стойке	Линейный	± 10 дел. шкалы	По концевым мерам длины 2 кл. точности	5

Диапазон измерения микрометра позволяет измерить размер 20 мм, диапазон показаний больше допуска размера: $0,28 > 0,013$ мм; предельная погрешность измерения микрометром при принятых условиях измерения меньше допускаемой: $0,002 < 0,004$ мм.

– Устанавливаем приемочные границы, совпадающие с предельными размерами вала (см. рис. 45, а). В этом случае вероятно, что m деталей будут неправильно приняты, а n – неправильно отбракованы.

Для измерения вала 6-го квалитета рекомендуется принимать относительную погрешность $A_{мет(\sigma)} = 16\%$. Тогда $m = 5 \dots 5,4\%$, а $n = 7,8 \dots 8,25\%$ в зависимости от закона распределения погрешности измерения (см. табл. 46). При этом возможный выход за границы поля допуска размеров неправильно принятых деталей

$$c = 0,25 T = 0,25 \cdot 0,013 = 0,0034 \text{ мм.}$$

Результаты разбраковки деталей заносим в таблицу (см. табл. 48).

48. Результаты разбраковки деталей

Допуск T , мм	0,013
Вероятный процент неправильно принятых деталей m	5 ... 5,4
Вероятный процент неправильно забракованных деталей n	7,8 ... 8,25
Вероятный выход за границы допуска у неправильно принятых деталей c , мм	0,0034

– Устанавливаем приемочные границы, смещенные относительно предельных размеров (см. рис. 45, б). Так как при $A_{мет(\sigma)} = 16\%$ $c = 0,0034$ мм, что больше $\delta/2$, принимаем

$$c = c' = \frac{\delta}{2} = 0,002 \text{ мм.}$$

Тогда производный допуск $T_{пр}$

$$T_{пр} = T - 2c' = 0,013 - 2 \cdot 0,002 = 0,009 \text{ мм.}$$

6.2. Выбор схемы и средств измерения отклонений формы и расположения поверхностей

6.2.1. Общие положения

Заданные на чертежах заготовок, деталей и сборочных единиц допуски формы и расположения поверхностей не определяют применение каких-либо конкретных методов и средств измерений. Можно использовать различные средства измерений, лишь бы они обеспечивали надежный контроль соблюдения предписанных допусков.

Метод измерений выбирают с учетом погрешности измерения, конструкции и размеров измеряемой детали*, допуска измеряемого параметра, особенностей технологического процесса изготовления детали и степени его стабильности, производительности и стоимости измерений и других факторов.

Прямое измерение отклонений формы и расположения, ограниченных в конструкторской документации допусками комплексных отклонений, разрешается заменять измерениями составляющих отклонений.

Годность детали в этом случае может быть определена двумя способами:

– расчетом комплексного отклонения формы или расположения путем соответствующего суммирования измеряемых значений составляющих отклонений и сопоставлением этого рассчитанного отклонения с заданным допуском;

– установлением в технологической документации дифференцированных допусков на составляющие отклонения. При этом дополнительно может быть оговорено, что для деталей, у которых одно из составляющих отклонений выходит за дифференцированный допуск, но не превышает допуск комплексного отклонения, заданного в конструкторской документации, оценку годности производят расчетом комплексного отклонения.

* Излагаемый в этом разделе материал относится к деталям, заготовкам деталей, а также сборочным единицам. Однако далее, в целях экономии места, будет использоваться один из этих терминов – «деталь».

Примерами измерений составляющих отклонений являются: измерения отклонений от круглости и профиля продольного сечения взамен прямого измерения отклонения от цилиндричности; измерение отклонения от параллельности осей в общей плоскости и перекоса осей взамен прямого измерения отклонения от параллельности осей в пространстве; измерение отклонений размеров, координирующих оси, взамен прямого измерения позиционного отклонения.

При замене комплексного контроля позиционных отклонений поэлементным контролем межосевых расстояний измерения производят с использованием универсальных СИ (штангенциркулей, микрометров, индикаторных скоб, универсальных микроскопов, координатно-измерительных машин, проекторов и др.). При этом позиционное отклонение Δ связано с соответствующими отклонениями координирующих размеров L_x и L_y (рис. 17, а) зависимостью (ГОСТ 28187-89)

$$\Delta = \sqrt{\Delta L_x^2 + \Delta L_y^2}. \quad (71)$$

Пример 20

На чертеже детали указан позиционный допуск расположения осей четырех отверстий $T_{PP} = 0,16$ мм (см. рис. 17, а). Вместо измерения позиционного отклонения измеряют размеры L_x и L_y , координирующие оси отверстий. Для измеренной детали отклонения размеров составили: $\Delta L_x = +0,06$ мм и $\Delta L_y = +0,08$ мм. Позиционное отклонение равно:

$$\Delta = \sqrt{0,06^2 + 0,08^2} = 0,10 \text{ мм.}$$

С позиционным допуском, заданным в диаметральном выражении, сопоставляют рассчитанное значение позиционного отклонения. Условие $\Delta \leq T$ выполнено, следовательно, деталь считается годной.

Пример 21

На чертеже детали указан позиционный допуск $T = 0,2$ мм осей четырех отверстий $\varnothing 8,4$ мм, заданный относительно базового отверстия $\varnothing 40$ мм (см. рис. 17, б). Вместо измерения позиционного отклонения измеряют размеры, координирующие оси отверстий $\varnothing 8,4$ мм относительно базового отверстия $\varnothing 40$ мм. В результате измерения получили следующие данные: расстояние от оси отверстия **Б** до базового отверстия **А** в горизонтальном направлении $L_x = 30,09$ мм, в вертикальном направлении $L_y = 30,08$ мм; действительные размеры отверстия: **Б** – $\varnothing 8,6$ мм, базового отверстия **А** – $\varnothing 40,022$ мм. Позиционное отклонение равно:

$$\Delta = \sqrt{0,09^2 + 0,08^2} = 0,12 \text{ мм.}$$

С позиционным допуском, заданным в диаметральном выражении, сопоставляют удвоенное значение позиционного отклонения, в данном случае $2\Delta = 0,24$ мм.

Так как допуск зависимый, то он может быть расширен на величину (см. п. 3.2) $T_{\text{доп}} = T_{\text{доп.р}} + T_{\text{доп.б}} = (8,6 - 8,4) + (40,022 - 40,0) = 0,222$ мм. Тогда позиционный зависимый допуск будет равен

$$T_M = T_{\text{min}} + T_{\text{доп}} = 0,2 + 0,222 = 0,422 \text{ мм.}$$

Условие $2\Delta \leq T_M$ выполнено, следовательно, деталь считается годной.

Измерения и оценку (обработку результатов измерения) отклонений формы и расположения производят на длине (или площади) нормируемого участка L , заданной при указании допуска, или, если нормируемый участок не задан, – на всей длине нормируемой поверхности.

При оценке отклонений формы и расположения измеряемого элемента не учитывают отклонения формы этого элемента и (или) базовой поверхности вглубь материала (в виде завалов) в так называемой краевой зоне на расстоянии $a = 0,01 L$ (рис. 49) от края элемента, если в чертеже не указаны другие размеры краевой зоны или не предписано учитывать отклонения формы в пределах краевой зоны.

При измерении отклонений от параллельности, перпендикулярности и наклона значение отклонения $\Delta_{\text{и}}$, измеренное на длине $L_{\text{и}}$ (рис. 50), приводят к длине нормируемого участка путем перерасчета:

$$\Delta = \Delta_{\text{и}} \cdot \frac{L}{L_{\text{и}}} . \quad (72)$$

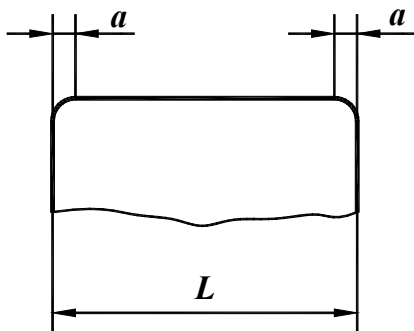


Рис. 49. Краевая зона: L – длина поверхности в направлении измерения; a – ширина краевой зоны

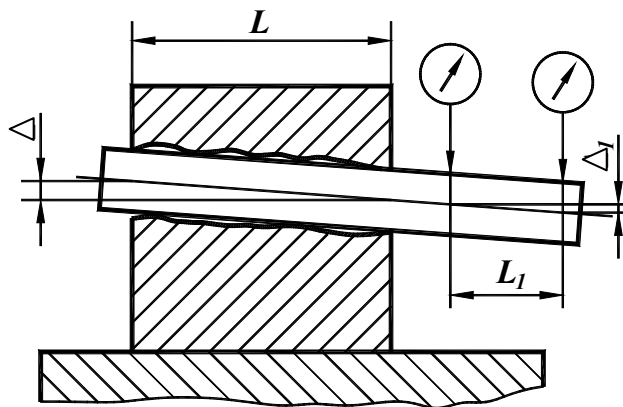


Рис. 50. Схема измерения отклонения от параллельности на длине $L_{\text{и}}$, отличающейся от длины L поверхности

Если задано расположение измеряемого сечения (плоскости измерения) на поверхности, то измерение отклонения формы или расположения производят в заданном сечении. Если расположение сечения не задано, то допуск формы или расположения относят к любому сечению в пределах длины нормируемого участка. Практически ограничиваются измерением отклонений в нескольких сечениях. За отклонение формы или расположения, сопоставляемое с допуском, принимают наибольшее из значений, измеренных в разных сечениях.

Направление плоскости измерения относительно измеряемой поверхности должно соответствовать заданному. Как правило, плоскость измерения перпендикулярна к измеряемой поверхности или профилю.

Направление линии измерения должно соответствовать указанному в условном обозначении допуска формы и расположения (рис. 51), т.е. направлению, соответствующему заканчивающемуся стрелкой отрезку соединительной линии от рамки с допуском или оговоренному в тексте технических требований. Как правило, направление линии измерения принимают перпендикулярным к измеряемой поверхности или профилю.

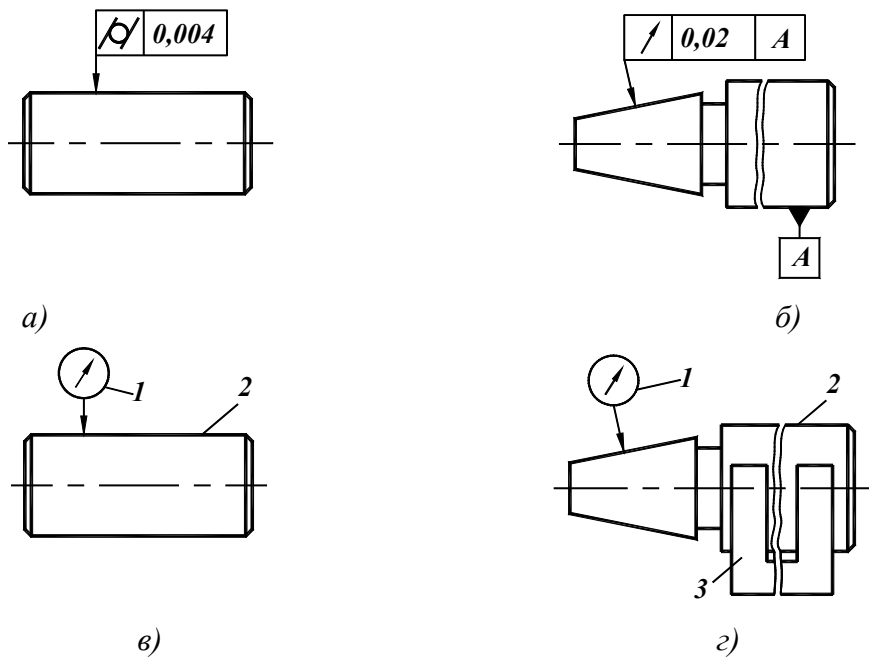


Рис. 51. Примеры указания на чертежах и схемах измерений направления линии измерений:
 а, б – условное обозначение на чертежах деталей допусков цилиндричности и биения
 в заданном направлении; в, г – схемы измерения соответствующих отклонений

Оценку отклонений расположения и суммарных отклонений формы и расположения поверхностей производят в системе координат, заданной в чертеже указанием соответствующих баз.

Измеряемую деталь располагают относительно этой системы координат при измерении либо путем совмещения баз детали с базирующими элементами СИ, либо расчетом или графическим построением по результатам измерения расположения поверхностей от вспомогательных баз.

Требования, предъявляемые к базовым элементам, а также правила их выбора изложены в учебном пособии [11].

При измерении и оценке отклонений расположения поверхностей отклонения формы измеряемой поверхности исключают путем оценки отклонений расположения по прилегающим поверхностям или профилям. Расположение прилегающих элементов воспроизводят либо с помощью измерительных элементов, материализующих прилегающие поверхности (плиты, линейки, пробки, оправки, кольца и т.п.), и соответствующей их выверки, либо по результатам измерения положения точек реальной поверхности расчетным или графическим путем.

Если измерение отклонений расположения производят по точкам реальной поверхности, то не исключенные из рассмотрения отклонения формы рассматривают как погрешность измерения.

При измерении суммарных отклонений формы и расположения отклонения формы измеряемой поверхности не исключают и рассматривают их как составную часть измеряемого суммарного отклонения.

При измерении отклонений формы и расположения поверхностей исключают неровности, относящиеся к шероховатости. Это осуществляется путем выбора радиуса измерительного наконечника и (или) применения частотных фильтров в цепи преобразования и регистрации измерительного сигнала.

Влияние шероховатости считается практически исключенным, если для контроля формы и расположения поверхностей применяют измерительные или базирующие элементы, воспроизводящие номинальную форму измеряемой поверхности, например, калибры, оправки, поверочные плиты, призмы и др.

Шероховатость, не исключенную тем или иным способом, рассматривают как составляющую погрешности измерения отклонений формы и расположения поверхностей.

6.2.2. Рекомендации по выбору методов измерения отклонений формы и расположения поверхностей

Вопросы выбора методов и средств измерения и контроля отклонений формы и расположения поверхностей достаточно полно освещены в научно-технической литературе [2, 8, 10, 11 и др.].

Однако при назначении методов измерения отклонений расположения поверхностей возникают затруднения в выборе принципиальной схемы измерения, измерительных баз и способов материализации воображаемых элементов (прилегающих поверхностей, осей, плоскостей симметрии и т.п.). В табл. 49 – 52 приведены широко используемые схемы измерения отклонений расположения типовых элементов деталей с указанием измерительных баз, возможных

путей материализации воображаемых элементов, перечислены соответствующие этим схемам погрешности измерения.

При измерении *отклонений от параллельности плоскостей* для исключения влияния отклонений формы (отклонения от плоскостности или прямолинейности) базовых и измеряемых поверхностей деталей следует воспроизвести прилегающие плоскости.

Практически прилегающую плоскость можно материализовать плоскостью, проходящей через три максимально удаленные друг от друга и не лежащие на одной прямой точки измеряемой поверхности, или образцовой плоскостью. В качестве образцовой базовой плоскости используют, как правило, поверочные плиты, а в качестве образцовой измеряемой плоскости – плоскопараллельные пластины или планки (см. табл. 49).

Однако материализация прилегающих плоскостей непосредственно плоскостями поверочной плиты или плоскопараллельной пластины может быть приемлема только в том случае, когда реальные поверхности имеют характер вогнутости. Если реальные поверхности детали имеют отклонения формы в виде выпуклости, то для обеспечения устойчивого положения детали относительно образцовой плоскости между ними следует помещать подкладки одинаковой толщины, например, плоскопараллельные концевые меры длины.

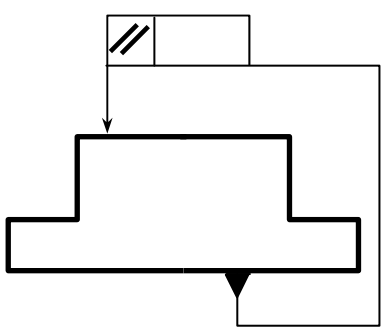
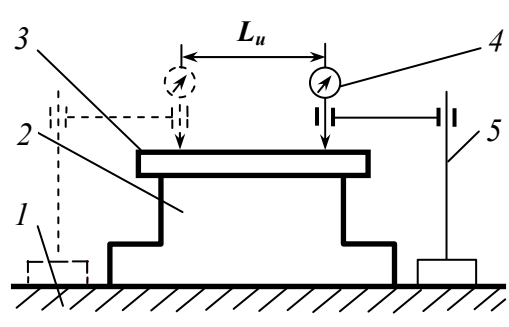
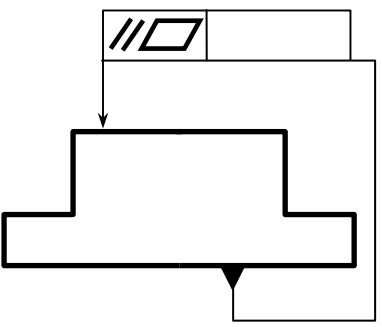
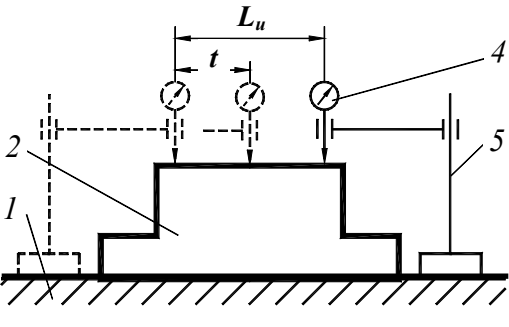
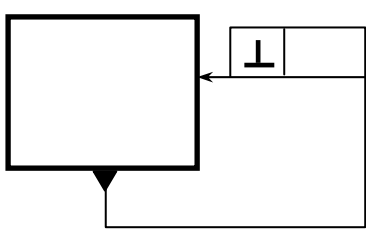
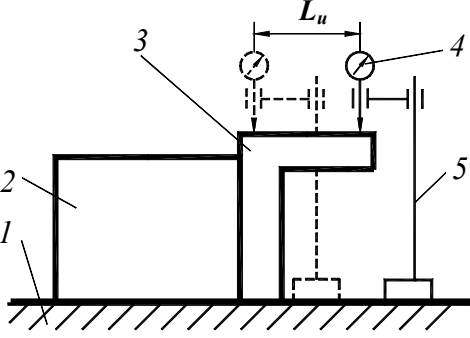
В табл. 49 приведена схема измерения *отклонения от параллельности плоскостей* с использованием образцовых плоскостей. Измерение отклонения от параллельности осуществляется с помощью поверочной плиты 1, на которой деталь 2 устанавливают базовой поверхностью, плоскопараллельной пластины 3 и измерительного прибора 4 (измерительной головки, индикатора часового типа и др.), перемещающегося параллельно плоскости поверочной плиты. Разность максимального и минимального показаний измерительного прибора, снятых в крайних точках измеряемой поверхности, составляет искомое отклонение от параллельности на длине L_n .

При использовании указанной схемы измерения отклонения от параллельности следует в конструкторской документации на деталь оговаривать в возможных случаях для базовой и измеряемой плоскостей *«выпуклость не допускается»*.

При измерении по описанной выше схеме имеют место погрешности, вызванные отклонением от плоскостности поверочной плиты, погрешностями формы и расположения плоскопараллельной пластины, а также инструментальной погрешностью измерительного прибора.

Если нормируют *суммарный допуск параллельности и плоскостности*, то схема измерения упрощается (см. табл. 49, схема 2). Эта схема рекомендуется, как и в предыдущем случае, для деталей, у которых отклонение от плоскостности базовой поверхности имеет характер вогнутости.

49. Методы измерения взаимного расположения плоскостей корпусных деталей

Условное обозначение на чертеже	Схема измерения
<p>1. Отклонение от параллельности поверхности относительно базовой плоскости</p> 	
<p>2. Суммарное отклонение от параллельности и плоскостности поверхности относительно базовой плоскости</p> 	
<p>3. Отклонение от перпендикулярности поверхности относительно базовой плоскости</p> 	
<p>1 – поверочная плита; 2 – измеряемая деталь; 3 – плоскопараллельная пластина или угольник; 4 – измерительный прибор; 5 – стойка (штатив); L_u – длина измерения; t – шаг измерения.</p>	

Измерение выполняют, ошупывая измерительным наконечником измеряемую поверхность в поперечном, продольном и диагональном направлениях с определенным шагом t на длине L_u . За искомое отклонение принимают разность предельных показаний измерительного прибора.

При использовании этого метода измерения имеют место погрешности, вызванные отклонением от плоскостности поверочной плиты и инструментальной погрешностью измерительного прибора.

Отклонения от перпендикулярности плоскостей корпусных деталей часто измеряют с помощью угольников (см. табл. 49, схема 3). При этом размеры и конструкция угольников зависят от размеров и характера расположения измеряемых плоскостей. Предлагаемая схема измерения используется, если базовая и измеряемая поверхности имеют вогнутый профиль. Измеряемую деталь 2 размещают базовой поверхностью на поверочной плите 1. К измеряемой поверхности прикладывают угольник 3, снимают показания измерительного прибора 4 в крайних точках свободной стороны угольника 3. Результат определяют по разности показаний измерительного прибора на длине $L_{и}$.

Погрешность описанного метода измерения отклонения от перпендикулярности включает погрешность формы поверочной плиты, нормированные погрешности формы и расположения применяемого угольника и инструментальную погрешность измерительного прибора.

При измерении взаимного расположения осей отверстий между собой и относительно плоскостей корпусных деталей возникает необходимость воспроизведения прилегающих цилиндрических поверхностей.

Прилегающие цилиндры в отверстиях материализуют при помощи комплектов цилиндрических оправок, составных ступенчатых или разжимных конических дисков. При этом возникают погрешности, вызываемые неточностью материализации прилегающего цилиндра, например, за счет зазоров между оправкой или диском и отверстием.

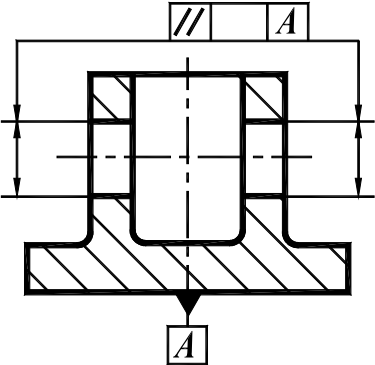
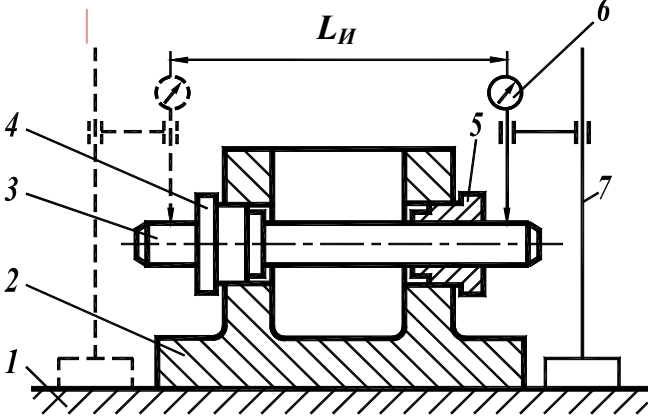
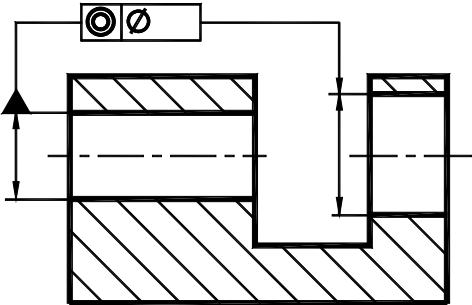
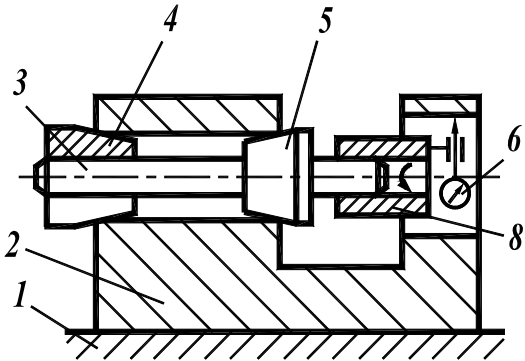
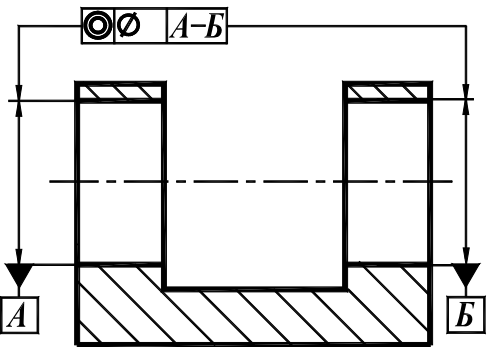
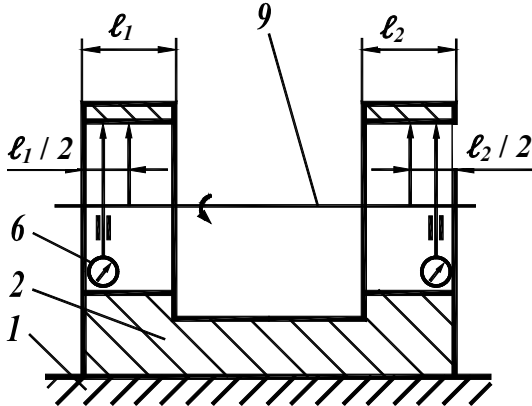
Количество оправок или ступенчатых дисков в комплекте зависит от требуемой точности измерения и допуска на диаметр проверяемых отверстий. Практикуют разбивку допуска отверстия через 0,010; 0,005 и 0,003 мм. Например, для отверстия диаметром $15H7^{(+0,018)}$ можно изготовить комплект оправок с номинальными диаметрами 15,000; 15,005; 15,010; 15,015 мм, а для отверстия диаметром $80H7^{(+0,030)}$ – ступени дисков диаметрами 80,00; 80,01 и 80,02 мм.

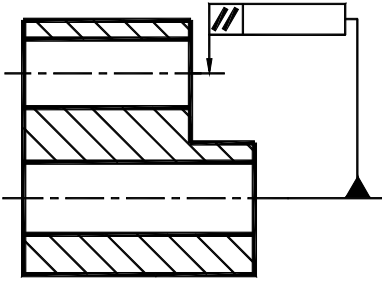
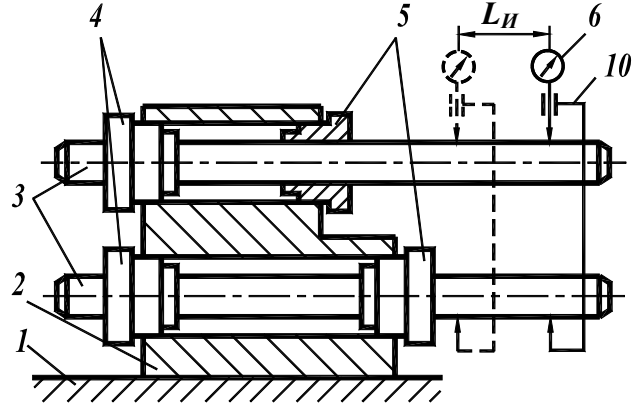
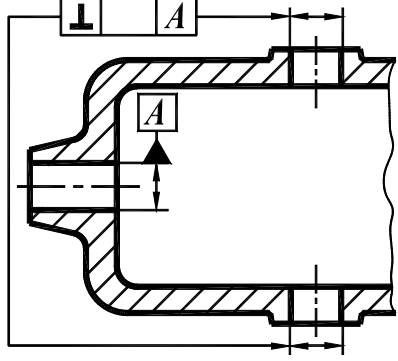
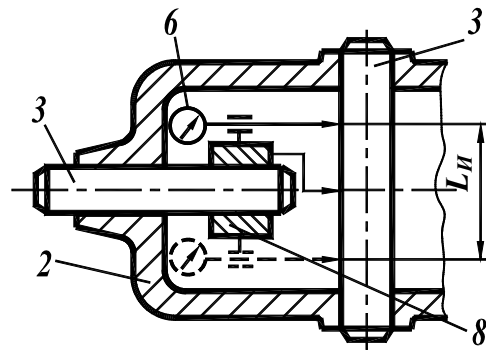
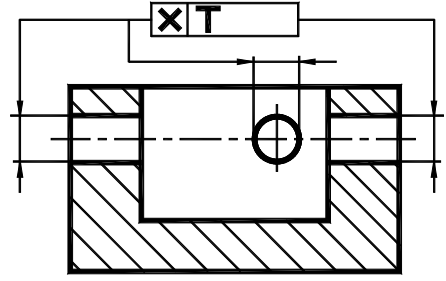
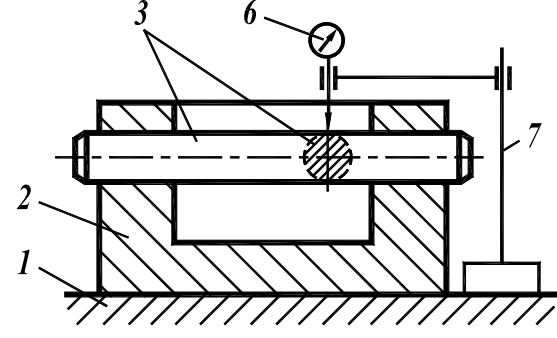
Оправки должны иметь достаточно жесткие допуски формы, чтобы отклонениями формы можно было пренебречь при измерении.

Рабочие поверхности дисков (наружные и внутренние) должны быть соосны. Отклонение от соосности должно соответствовать требуемой точности измерения.

Схема 1 по табл. 50 используется для измерения **отклонения от параллельности общей оси отверстий относительно плоскости основания** корпусной детали с помощью оправки и ступенчатых дисков. Деталь 2 устанавливают базовой поверхностью на поверочную плиту 1. В одно из проверяемых отверстий вставляют оправку 3 с неподвижным диском 4. Во второе отверстие

50. Методы измерения взаимного расположения осей отверстий и плоскостей корпусных деталей

Условное обозначение на чертеже	Схема измерения
1	2
1. Отклонение от параллельности общей оси отверстий относительно базовой плоскости	
	
2. Отклонение от соосности отверстия относительно базовой оси	
	
3. Отклонение от соосности отверстий относительно их общей оси	
	

1	2
4. Отклонение от параллельности осей отверстий	
	
5. Отклонение от перпендикулярности осей отверстий	
	
6. Отклонение от пересечения осей отверстий	
	
<p>1 – поверочная плита; 2 – измеряемая деталь; 3 – контрольная оправка; 4 и 5 – соответственно неподвижный и подвижный ступенчатые (разжимные конические) диски; 6 – измерительный прибор; 7 – стойка (штатив); 8 – вертушка; 9 – специальное приспособление, оснащенное внутренними призмами; 10 – индикаторная (рычажная) скоба; l_1 и l_2 – длина отверстий.</p>	

устанавливают подвижный диск 5. Из имеющихся ступеней дисков используют те, которые наиболее плотно входят в проверяемые отверстия. При помощи измерительного прибора 6, закрепленного на штативе 7, снимают показания по концам оправки. Разность показаний прибора в первом и во втором положениях определит искомое отклонение от параллельности на длине L_{II} .

В погрешность метода измерения отклонения от параллельности общей оси отверстий относительно плоскости основания с применением оправки и дисков входят погрешности геометрической формы оправки, погрешность формы поверочной плиты, инструментальная погрешность отсчетного устройства, а также перекос оправки в отверстиях, вызванный зазорами между дисками и стенками отверстий. Перекос оправки в отверстиях тем больше, чем меньше длина контролируемых отверстий и расстояние между ними.

Достаточно широкое распространение при измерении *отклонения от соосности отверстий* получили специальные контрольные приспособления с набором оправок или оправок с разжимными коническими (ступенчатыми) дисками и индикаторными устройствами, как, например, изображенное на схеме 2 в табл. 50. Разность между крайними положениями стрелки индикатора при повороте индикаторного устройства 8 (вертушки) на 360° дает величину *отклонения от соосности*, измеренного в *диаметральном выражении*.

Погрешность метода измерения отклонения от соосности определяется погрешностью геометрической формы оправки, зазором между индикаторным устройством и оправкой и инструментальной погрешностью измерительного прибора.

Отклонения от *соосности осей отверстий относительно их общей оси* при *зависимом допуске* контролируют с помощью калибров (оправок).

Измерение *отклонения от соосности осей отверстий относительно их общей оси* при *независимом допуске* осуществляют при помощи специальных приспособлений. В этих приспособлениях прилегающий цилиндр материализуют при помощи реальной поверхности. В отверстия детали 2 (см. табл. 50, схема 3), установленной на поверочной плите 1, вставляют специальное приспособление 9. Приспособление состоит из двух внутренних призм и двух измерительных приборов 6. Каждая внутренняя призма образована двумя цилиндрическими роликами или упорами, расположенными под углом 90° и обеспечивающими базирование приспособления в средних сечениях проверяемых отверстий. При повороте приспособления на 360° разность показаний каждого измерительного прибора определит отклонения от соосности отверстий относительно их общей оси, измеренные в *диаметральном выражении*.

Погрешность метода измерения отклонения от соосности отверстий относительно их общей оси с помощью приспособления, оснащенного внутренними призмами, включает погрешность формы контролируемых отверстий (отклонение от круглости) и инструментальную погрешность измерительного прибора.

Наиболее распространенным методом измерения *отклонения от параллельности осей отверстий* является метод измерения разности расстояний между ними. В проверяемые отверстия детали 2 (см. табл. 50, схема 4) вставляют оправки 3, оснащенные ступенчатыми дисками 4 и 5 (или оправки без дисков). При помощи микрометров, рычажных или индикаторных скоб 10 определяют размеры между оправками на заданной длине $L_{и}$. Разность размеров составляет величину искомого отклонения от параллельности на длине $L_{и}$.

С использованием этого метода можно определить отклонение от параллельности осей отверстий в их общей плоскости. Отклонение от параллельности осей отверстий в плоскости, перпендикулярной общей, т. е. перекос осей можно определить с помощью специального угольника и уровня [2].

Погрешность описанного метода измерения отклонения от параллельности осей отверстий включает погрешность, вызванную перекосом оправок, и инструментальную погрешность измерительного прибора.

При измерении *отклонения от перпендикулярности осей отверстий* используют оправки (для материализации прилегающих цилиндров) и специальное индикаторное приспособление (схема 5 в табл. 50). В проверяемые отверстия детали 2 вставляют оправки 3, на одну из которых устанавливают специальное индикаторное приспособление (вертушку) 8 с измерительным прибором (индикатором) 6 и центральным упором. Посадочное отверстие вертушки должно быть пригнано к хвостовику оправки с требуемой для данного измерения точностью. Вертушку располагают таким образом, чтобы ее упор коснулся второй оправки. В этом положении снимают первый отсчет по индикатору. Затем вертушку поворачивают на 180° и снимают второй отсчет. Разность этих отсчетов равна отклонению от перпендикулярности осей проверяемых отверстий на длине $L_{и}$.

Погрешность метода измерения отклонения от перпендикулярности осей отверстий определяется погрешностью, вызванной перекосом оправок из-за наличия зазора между оправками и отверстиями, и инструментальной погрешностью измерительного прибора.

Отклонения от *пересечения осей отверстий* корпусной детали измеряют также с помощью оправок. В одно из проверяемых отверстий (пару отверстий) корпусной детали 2 (см. табл. 50, схема 6) вставляют оправку. В точку номинального пересечения осей устанавливают измерительный прибор 6, закрепленный на штативе 7. Прибор настраивают на нуль по верхней образующей оправки (перемещая штатив, добиваются наибольшего показания головки). Затем вынимают оправку из первого отверстия и вставляют во второе отверстие. Штатив перемещают таким образом, чтобы ось измерительного прибора находилась в точке номинального пересечения осей. Наибольшее отклонение от нуля определит искомое отклонение от пересечения осей.

Как и в предыдущем случае, погрешность метода определяется погрешностью, вызванной перекосом оправок, и инструментальной погрешностью измерительного прибора.

Наиболее простым методом измерения *торцового биения плоскости относительно оси отверстия* корпусной детали является измерение при помощи измерительной головки, закрепленной на оправке. В отверстие измеряемой детали 2 (см. табл. 51, схема 1) устанавливают при соблюдении минимального зазора цилиндрическую оправку 3, несущую измерительный прибор 4 и жесткий упор. Контрольную оправку поворачивают на 360° . Разность наибольшего и наименьшего показаний измерительного прибора определит *удвоенную величину* торцового биения.

Погрешность метода измерения торцового биения определяется погрешностью, вызванной перекосом оправки из-за наличия зазора между ней и отверстием, и инструментальной погрешностью измерительного прибора.

При измерении *торцового биения плоскости относительно общей оси* отверстий корпусной детали используют приспособление, оснащенное двумя внутренними призмами, торцовым упором и измерительным прибором. Приспособление 5 (см. табл. 51, схема 2) устанавливают в отверстия корпусной детали 2 так, чтобы торцовый упор и наконечник измерительного прибора 4 оказались в контакте с проверяемой плоскостью. Приспособление поворачивают на 360° . Разность наибольшего и наименьшего показаний измерительного прибора определит *удвоенную величину* торцового биения.

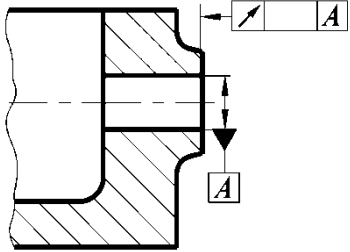
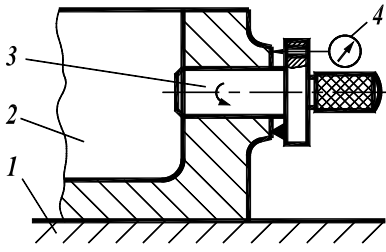
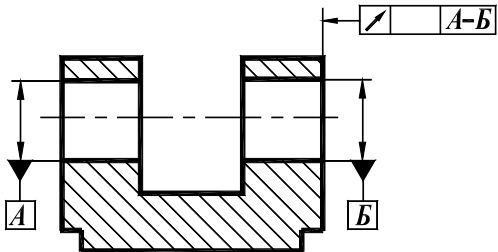
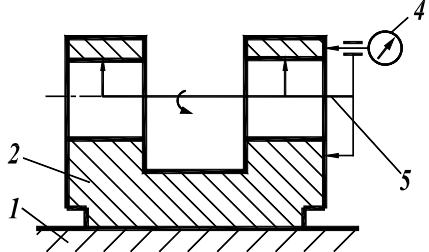
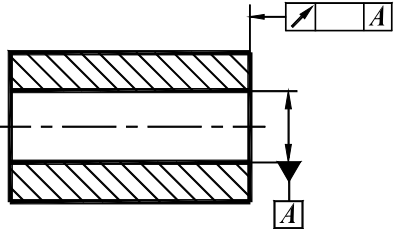
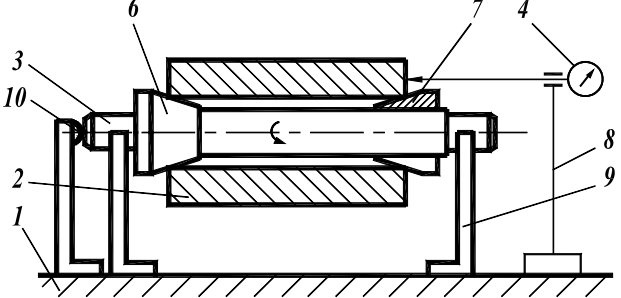
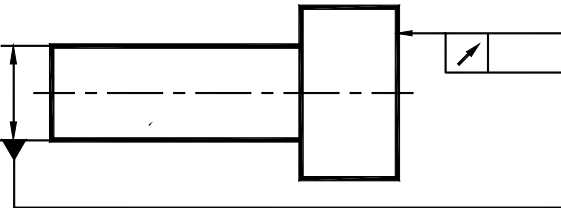
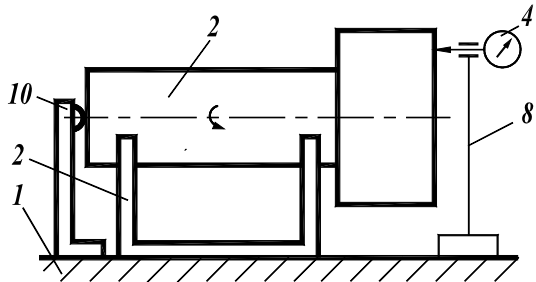
Погрешность метода измерения торцового биения поверхности относительно общей оси отверстий определяется погрешностями формы отверстий (отклонениями от круглости) и инструментальной погрешностью измерительного прибора.

Обычно измерение *торцового биения плоскости относительно осей* цилиндрических поверхностей деталей типа тел вращения производят с помощью призм и измерительных приборов, установленных на штативе или стойке.

Измерение торцового биения плоскости относительно оси отверстия втулки производят следующим образом. В базовое отверстие втулки 2 (см. табл. 51, схема 3) вставляют оправку 3 с коническими разжимными дисками 6 и 7. Оправку с деталью устанавливают на призмы 9 таким образом, чтобы проверяемый торец оказался в контакте с измерительным прибором 4, а торец оправки – с осевым центральным упором. Деталь поворачивают на 360° . Разность наибольшего и наименьшего показаний измерительного прибора определит искомое торцовое биение.

Аналогично измеряют *торцовое биение плоскости относительно оси* шейки вала (см. табл. 51, схема 4).

51. Методы измерения торцового биения плоскости относительно оси отверстия или шейки вала

Условное обозначение на чертеже	Схема измерения
1. Торцовое биение плоскости относительно оси отверстия корпусной детали	
	
2. Торцовое биение плоскости относительно общей оси отверстий корпусной детали	
	
3. Торцовое биение плоскости относительно оси отверстия втулки	
	
4. Торцовое биение плоскости относительно оси шейки вала	
	
<p>1 – поверочная плита; 2 – измеряемая деталь; 3 – контрольная оправка; 4 – измерительный прибор; 5 – специальное приспособление, оснащенное внутренними призмами; 6 и 7 – соответственно неподвижный и подвижный конические диски; 8 – стойка (штатив); 9 – призма; 10 – упор.</p>	

Погрешность метода измерения торцового биения плоскости относительно оси шейки вала или отверстия втулки включает погрешность формы (отклонение от круглости) базовой поверхности и инструментальную погрешность измерительного прибора.

При выборе метода измерения торцового биения следует отдавать предпочтение схемам, в которых применяют центральный осевой упор, так как в этом случае разность показаний измерительного прибора является непосредственно величиной торцового биения. Если торцовый упор и измерительный прибор разнесены между собой на 180° , то разность показаний измерительного прибора определит удвоенное торцовое биение.

Радиальное биение нормируется у деталей типа тел вращения. При выборе схемы измерения радиального биения необходимо обращать внимание на выбор измерительных баз. Если радиальное биение задано относительно общей оси шеек вала, то материализация оси производится при помощи призм (табл. 52, схемы 1 и 2). При использовании в качестве базы оси центровых отверстий, эту ось материализуют при помощи центров (см. табл. 52, схема 3).

При измерении **радиального биения шеек ступенчатого вала относительно их общей оси** проверяемый вал 2 опорными шейками укладывают на две ножевидные призмы 6 (см. табл. 52, схема 1). Наконечники измерительных приборов 4, которые расположены в плоскости, нормальной к опорной поверхности призм, вводят в контакт с образующими проверяемых шеек. При этом они должны отстоять от ножевидной поверхности призм на расстоянии, равном половине длины шейки. При вращении вала на 360° разность показаний каждого измерительного прибора определит радиальное биение соответствующей шейки относительно их общей оси.

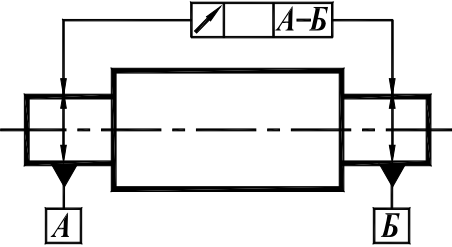
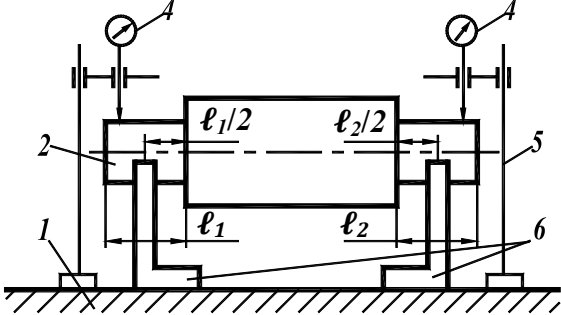
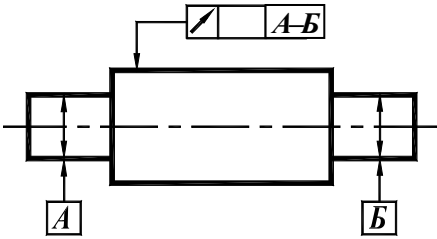
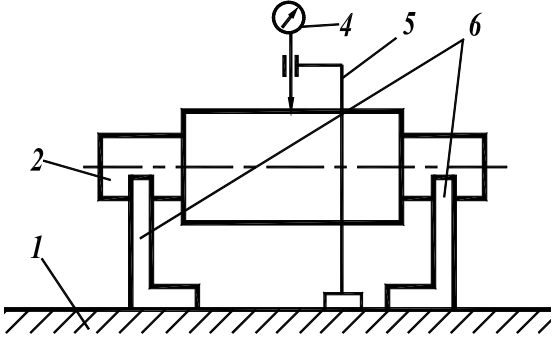
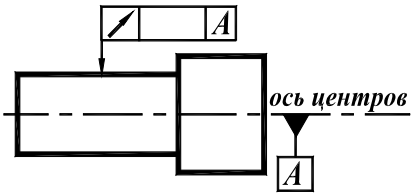
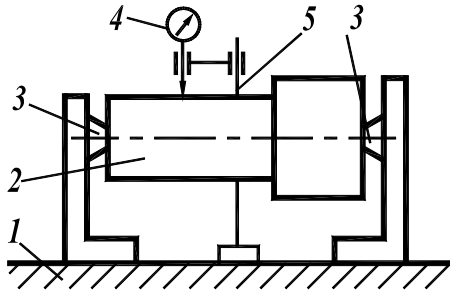
Аналогично измеряют **радиальное биение других цилиндрических поверхностей вала относительно общей оси опорных шеек** (см. табл. 52, схема 2).

Погрешность метода измерения радиального биения включает погрешность формы (отклонение от круглости) опорных шеек и инструментальную погрешность измерительного прибора.

Указанные схемы можно использовать для измерения **отклонения от соосности опорных шеек вала относительно их общей оси или других цилиндрических поверхностей относительно общей оси опорных шеек вала**. Однако в этом случае погрешность метода измерения увеличится, так как на результат измерения будут оказывать влияние погрешности формы не только базовых, но и измеряемых поверхностей.

При измерении **радиального биения поверхности вала относительно оси центровых отверстий** измеряемую деталь устанавливают в центрах (см. табл. 52, схема 3).

52. Методы измерения радиального биения валов

Условное обозначение на чертеже	Схема измерения
1. Биение шеек вала относительно их общей оси	
	
2. Биение поверхности вала относительно общей оси шеек	
	
3. Биение поверхности вала относительно оси центровых отверстий	
	
<p>1 – поверочная плита; 2 – измеряемая деталь; 3 – центры; 4 – измерительный прибор; 5 – стойка (штатив); 6 – призма; l_1 и l_2 – длина шеек.</p>	

Погрешность метода измерения радиального биения поверхности вала относительно оси центровых отверстий зависит только от инструментальной погрешности СИ.

6.2.3. Допускаемые погрешности измерений отклонений формы и расположения поверхностей

В соответствии с ГОСТ 28187 погрешность измерения отклонений формы и расположения при прямых измерениях определяют по формуле

$$\Delta = \sqrt{\Delta_1^2 + \Delta_2^2 + \Delta_3^2 + \Delta_4^2 + \Delta_5^2 + \Delta_6^2}, \quad (73)$$

где $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3, \Delta_4, \Delta_5, \Delta_6$ – соответственно погрешность: СИ, метода измерения, от температурных деформаций, от измерительного усилия, субъективные погрешности оператора и прочие составляющие погрешности измерения, не охваченные составляющими $\Delta_1, \dots, \Delta_5$.

Погрешность СИ Δ_1 включает основные погрешности средств измерения (мер, измерительных преобразователей и др.), используемых в рассматриваемой измерительной установке.

Погрешность метода измерения Δ_2 включает погрешности базирования, погрешности от неполноты ощупывания измеряемой поверхности или измеряемого профиля, неисключенного влияния шероховатости и отклонений формы измеряемой поверхности, нестабильности характера отклонения формы или расположения (если применяют схему измерения, выявляющую отклонения определенного характера) и другие погрешности.

Погрешность от температурных деформаций Δ_3 при измерении отклонений, которые оцениваются разностью между измеренными и номинальными размерами (например, позиционных отклонений), а также при контроле калибрами, оценивают так же, как и при измерении размеров. При измерении отклонений формы и расположения поверхностей, которые оцениваются разностью измеренных размеров или показаний измерительного прибора, погрешность от температурных деформаций, обусловленную в данном случае колебанием температуры окружающей среды за цикл измерений, учитывают в основном при особо точных измерениях.

Погрешность от измерительного усилия Δ_4 при измерении отклонений формы и расположения поверхностей измерительными приборами определяется колебанием измерительного усилия и соответствующим колебанием прогиба стоек и штативов за цикл измерений. Колебаниями значений контактных деформаций (в особенности при измерении стальных деталей), как правило, пренебрегают.

Под погрешностями $\Delta_1, \dots, \Delta_6$ понимают предельные погрешности, включающие не исключенную систематическую и случайную составляющие и оцененные с доверительной вероятностью P (ГОСТ 28187 рекомендует принимать $P = 95\%$).

Погрешность измерения отклонений формы и расположения поверхностей при косвенных измерениях, когда измеряемое отклонение определяют по зависимости, связывающей это отклонение со значениями, определяемыми прямыми измерениями, зависит от погрешностей прямых измерений и определяется по зависимостям, приведенным, например, в ГОСТ 28187.

Значения допусковых погрешностей δ измерений отклонений формы и расположения, ограничивающие случайные и неисключенные систематические погрешности измерений, рекомендуемые ГОСТ 28187, приведены в табл. 53.

53. Допускаемые погрешности измерений отклонений формы и расположения поверхностей, мкм (ГОСТ 28187)

Допуск формы или расположения поверхности измеряемой детали	Допускаемая погрешность измерений	Допуск формы или расположения поверхности измеряемой детали	Допускаемая погрешность измерений	Допуск формы или расположения поверхности измеряемой детали	Допускаемая погрешность измерений
0,1	0,04	6	2	400	80
0,12	0,04	8	3	500	100
0,16	0,06	10	3,5	600	120
0,2	0,07	12	4	800	160
0,25	0,09	16	6	1000	200
0,3	0,1	20	7	1200	240
0,4	0,14	25	9	1600	320
0,5	0,18	30	9	2000	400
0,6	0,2	40	12	2500	500
0,8	0,3	50	15	3000	600
1	0,35	60	18	4000	800
1,2	0,4	80	20	5000	1000
1,6	0,6	100	25	6000	1200
2	0,7	120	30	8000	1600
2,5	0,9	160	40	10000	2000
3	1	200	50	12000	2400
4	1,4	250	50	16000	3200
5	1,8	300	60		

Примечание. Для допусков соосности, симметричности, пересечения осей, позиционных допусков, допусков формы заданного профиля или заданной поверхности числовые значения, указанные в табл., относятся к допускам в радиусном выражении. Если числовые значения этих допусков заданы в диаметральном выражении, то их следует разделить пополам, после чего определить допускаемую погрешность измерений.

В курсовой работе выбирают схему и СИ одного из отклонений формы или расположения поверхностей детали, допуск которого установлен при выполнении задания по п. 3.1. Порядок выполнения задания должен соответствовать примерам 21, 22.

Пример 21

Для вала, изображенного на рис. 24, задан допуск радиального биения поверхностей шеек $\varnothing 35^{+0,018}_{+0,002}$ относительно их общей оси, равный 0,008 мм. Необходимо выбрать схему измерения и универсальное измерительное средство измерения радиального биения. Измерения выполняют в нормальных условиях.

Измерение радиального биения производим при базировании по цилиндрическим поверхностям $\varnothing 35^{+0,018}_{+0,002}$ на ножевидные призмы с углом 90° в соответствии со схемой 1 в табл. 52.

– Установим по табл. 53 допускаемую погрешность измерения δ , соответствующую допуску радиального биения $T = 0,008$ мм: $\delta = 0,003$ мм.

– Определим методическую погрешность измерения Δ_2 [10].

Для приведенной схемы измерения погрешность базирования детали близка к нулю, а погрешности от неточности ощупывания измеряемой поверхности и от неисключенного влияния шероховатости измеряемой поверхности пренебрежимо малы, т.е. величина погрешности метода измерения $\Delta_2 \approx 0$.

– Погрешностями от температурных деформаций Δ_3 , измерительного усилия Δ_4 , субъективной погрешности оператора Δ_5 пренебрегаем, так как их учитывают, как правило, лишь при выполнении особо точных измерений в условиях, отличных от нормальных.

– Определим допускаемую погрешность СИ Δ_1 , учитывая, что влияющие величины находятся в нормальной области значений:

$$\Delta_1 = \sqrt{\Delta^2 - (\Delta_2^2 + \Delta_3^2 + \Delta_4^2 + \Delta_5^2 + \Delta_6^2)} = \Delta,$$

где Δ – погрешность измерения радиального биения.

Приняв $\Delta = \delta$, получим

$$\Delta_1 = 0,003 \text{ мкм.}$$

– Выбираем СИ радиального биения с допуском $T = 0,008$ мм по предложенной схеме измерения так, чтобы его погрешность Δ_{lim} не превышала 0,003 мм.

Этому условию, в соответствии с РД 50-98-86 [5] удовлетворяет индикатор многооборотный типа 1МИГ (ГОСТ 9696) с ценой деления 0,001 мм и пределом измерения 1 мм со стойкой С-II (ГОСТ 10197). Предельная погрешность Δ_{lim} измерения радиального биения индикатором при использовании отсчета в пределах $\pm 0,05$ мм равна 0,002 мм.

Пример 22

Для детали, показанной на рис. 52, задан допуск параллельности поверхности **Б** относительно базовой поверхности **А**, равный 0,02 мм на длине рассматриваемой поверхности. Необходимо выбрать схему измерения и универсальный измерительный прибор для измерения отклонения от параллельности.

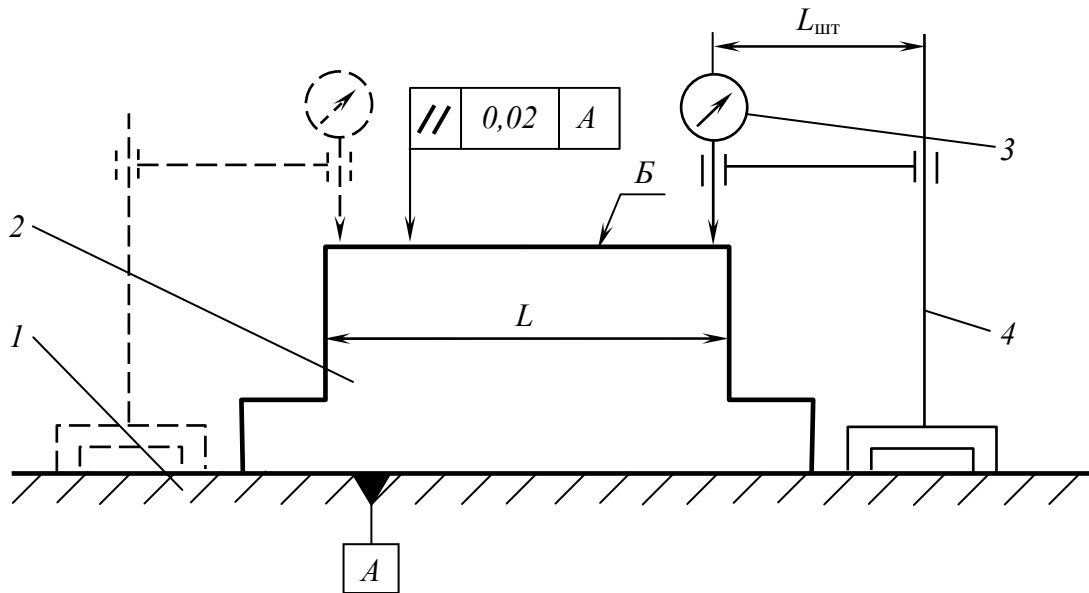


Рис. 52. Схема измерения отклонения от параллельности: 1 – поверочная плита; 2 – измеряемая деталь; 3 – средство измерений; 4 – штатив

Исходные данные: допуск параллельности $T = 0,02$ мм; отклонение от плоскостности измеряемой поверхности $\Delta_{\text{ф.д}} = 0,005$ мм. Базовая поверхность вогнута. Измерения выполняют в нормальных условиях.

Измерения отклонения от параллельности осуществляем в соответствии со схемой 1 в табл. 49 и на рис. 52.

– Установим по табл. 53 допускаемую погрешность измерения δ , соответствующую допуску параллельности $T = 0,02$ мм: $\delta = 0,007$ мм.

– Выберем штатив ШМ-II НМ (ГОСТ 10197) с длиной основания $\ell_{\text{штг}} = 250$ мм и вылетом $L_{\text{штг}} = 125$ мм, а также поверочную плиту 0-го класса точности с отклонением от плоскостности рабочей поверхности $\Delta_{\text{ф.п}} = 0,005$ мм [15].

– Определим погрешность метода измерения Δ_2 .

Для приведенной схемы измерения

$$\Delta_2 = \sqrt{\Delta_{\text{ф.д}}^2 + \left(\Delta_{\text{ф.п}} \cdot \frac{L_{\text{штг}}}{\ell_{\text{штг}}}\right)^2},$$

где $\Delta_{\text{ф.д}}$ – отклонение от плоскостности измеряемой детали, $\Delta_{\text{ф.п}}$ – отклонение от плоскостности поверочной плиты.

С учетом того, что $\Delta_{\text{ф.д}} = 0,005$ мм и $\Delta_{\text{ф.п}} = 0,005$ мм, получим

$$\Delta_2 = \sqrt{0,005^2 + \left(0,005 \cdot \frac{125}{250}\right)^2} = 0,006 \text{ мм.}$$

– Погрешностями от температурных деформаций Δ_3 , измерительного усилия Δ_4 , субъективной погрешности оператора Δ_5 пренебрегаем, так как их учи-

тывают, как правило, только при выполнении особо точных измерений в условиях, отличных от нормальных.

– Определим допускаемую погрешность СИ Δ_1 , учитывая, что влияющие величины находятся в нормальной области значений

$$\Delta_1 = \sqrt{\Delta^2 - \Delta_2^2},$$

где Δ – погрешность измерения отклонения от параллельности.

Приняв $\Delta = \delta = 0,007$ мм, получим

$$\Delta_1 = \sqrt{\delta^2 - \Delta_2^2} = \sqrt{0,007^2 - 0,006^2} = 0,0036 \text{ мм.}$$

– Выберем СИ отклонения от параллельности с допуском $T = 0,02$ мм по предложенной схеме измерения (см. рис. 52) так, чтобы его погрешность не превышала значения $\Delta_2 = 0,0036$ мм. Этому условию удовлетворяет головка рычажно-зубчатая 2ИГ (ГОСТ 18833) с ценой деления 0,002 мм и предельной погрешностью $\Delta_{lim} = 0,003$ мм [5].

6.3. Расчет и выбор размеров калибров для контроля деталей гладких соединений

6.3.1. Основные положения

Контроль деталей в диапазоне размеров до 500 мм с допусками от **IT6** до **IT17**, особенно в массовом и крупносерийном производствах, наиболее часто осуществляют предельными калибрами. Валы и отверстия с допусками точнее **IT6** не рекомендуется проверять калибрами, так как при этом вносится большая погрешность измерения. Такие изделия проверяют универсальными СИ.

Калибры разделяют на рабочие и контрольные (контркалибры).

Рабочие калибры ПР и **НЕ** предназначены для контроля изделий в процессе их изготовления. Этими калибрами пользуются рабочие и контролеры отдела технического контроля завода-изготовителя, причем контролеры применяют частично изношенные калибры **ПР** и новые калибры **НЕ**.

При контроле калибрами деталь считают годной, если проходной калибр (проходная сторона калибра) под действием собственного веса или усилия, примерно равного ему, но не менее 1 Н, проходит, а непроходной калибр (непроходная сторона) не проходит по контролируемой поверхности детали. Детали, не удовлетворяющие любому из этих двух условий, являются негодными, их отбраковывают.

Контрольные калибры К-ПР и **К-НЕ** предназначены для контроля рабочих калибров-скоб, соответственно проходного **ПР** и непроходного **НЕ**, в про-

цессе их изготовления. Это обусловлено сложностью измерения действительных размеров скоб универсальными СИ. Кроме того контрольные калибры **К-ПР** и **К-НЕ** используют для настройки регулируемых калибров-скоб на размер. Для контроля износа рабочих калибров-скоб в процессе эксплуатации служат контрольные калибры **К-И**, которые являются непроходными. Цель контроля калибрами **КИ** – изъятие из эксплуатации калибров-скоб **ПР**, размеры которых достигли границы износа. Действительные размеры калибров-пробок в процессе их изготовления определяют с помощью универсальных СИ, в связи с чем контрольные калибры к ним не изготавливают.

Виды, наименования, условные обозначения, а также конструктивные схемы калибров для контроля гладких цилиндрических деталей и правила их применения установлены ГОСТ 24851.

Контроль размеров отверстий производят проходными и непроходными калибрами-пробками (табл. 54).

54. Перечень и краткая характеристика гладких калибров-пробок

Диапазон контролируемых размеров, мм	Наименование гладких калибров-пробок	Регламентирующий ГОСТ
Св. 1 до 6	Двусторонние со вставками	14807
Св. 3 до 50	Двусторонние со вставками	14810
Св. 6 до 50	Двусторонние с неполными непроходными вставками	14811
Св. 50 до 75	Со вставками:	
	– проходные	14812
	– непроходные	14813
	Непроходные с неполными вставками	14814
Св. 50 до 100	С насадками:	
	– проходные	14817
	– непроходные	14818
	Непроходные с неполными насадками	14819
Св. 100 до 160	Проходные неполные штампованные	14820
Св. 75 до 160	Непроходные неполные штампованные	14821
Св. 100 до 300	Проходные неполные	14822
Св. 75 до 300	Непроходные неполные	14823

Для контроля валов в основном применяют калибры в виде скоб (табл. 55). Калибры в виде колец применяют только в особо ответственных случаях, когда требуется контролировать отклонения от цилиндричности (особенно при наличии огранки, имеющей форму псевдоокружности).

55. Перечень и краткая характеристика гладких калибров-скоб

Диапазон контролируемых размеров, мм	Наименование гладких калибров-скоб	Регламентирующий ГОСТ
Св. 1 до 6	Составные односторонние	18358
	Составные двусторонние	18358
Св. 3 до 6	Листовые двусторонние	18360
Св. 3 до 10	Листовые односторонние	18360
	Листовые односторонние с пластинками из твердого сплава (квалитеты 6 – 12)	16775
Св. 10 до 100	Листовые односторонние	18360
	Листовые односторонние с пластинками из твердого сплава (квалитетов 6 – 12)	16775
Св. 10 до 50	Односторонние штампованные	18367
Св. 50 до 180	Односторонние штампованные	18367
Св. 100 до 180	Листовые односторонние	18360
	Листовые односторонние с пластинками из твердого сплава (квалитеты 6 – 12)	16775
	Листовые односторонние со сменными губками	18365

Существует несколько вариантов исполнения гладких калибров: однопредельные и двухпредельные; двухпредельные в свою очередь могут быть односторонними (в основном скобы) и двусторонними. Однопредельные пробки и скобы применяют преимущественно при контроле относительно больших размеров деталей. Двусторонние калибры несколько ускоряют контроль, но они предусмотрены лишь для размеров 1...10 мм (калибры-скобы) и 1...50 мм (калибры-пробки). Односторонние двухпредельные калибры компактнее, дешевле, вдвое ускоряют контроль, а потому рекомендуются к наиболее широкому применению.

Конструктивно гладкие калибры-скобы выполняют регулируемыми и нерегулируемыми. Регулируемые калибры-скобы дороже и менее жестки, чем нерегулируемые, но могут быть перенастроены в некотором интервале размеров, к тому же они допускают быстрое восстановление размера, потерянного из-за изнашивания рабочих поверхностей. Нерегулируемые калибры более точны и дешевы, чем регулируемые.

Для снижения затрат на калибры стремятся увеличить их износостойкость. Для этого изготавливают скобы листовые и пробки, оснащенные твердым сплавом, износостойкость которых в 50 – 150 раз больше износостойкости стальных калибров и в 25 – 40 раз больше износостойкости хромированных калибров при повышении стоимости только в 3 – 5 раз.

6.3.2. Расчет предельных и исполнительных размеров калибров

Допуски и координаты средин полей допусков гладких рабочих и контрольных калибров нормированы для размеров до 500 мм (ГОСТ 24853) (табл. 56) и для размеров (500...3150) мм (ГОСТ 24852).

Координаты средин полей допусков калибров отсчитывают от соответствующих предельных размеров изделий (табл. 57). Так, координаты средин полей допусков проходных калибров для отверстий отсчитывают от наименьшего предельного размера отверстия, а непроходных калибров – от наибольшего предельного размера отверстия. Соответственно, координаты средин полей допусков проходных калибров для валов и контракалибров к ним отсчитывают от наибольшего предельного размера вала, а непроходных калибров – от наименьшего предельного размера вала.

Так как проходные калибры в процессе эксплуатации изнашиваются, для них, кроме допуска на изготовление, предусматривается допуск на износ. Для размеров до 500 мм износ калибров **ПР** с допуском до **IT8** включительно может выходить за границу поля допуска детали на величину Y для пробок и Y_1 для скоб; для калибров **ПР** с допусками от **IT9** до **IT17** износ ограничивается наибольшим предельным размером вала или наименьшим предельным размером отверстия, т. е. в этом случае $Y = Y_1 = 0$.

Для компенсации погрешностей при контроле калибрами больших размеров (более 180 мм) предусмотрена зона надежности. При наличии этой зоны поле допуска непроходного калибра и граница гарантированного износа сдвигаются внутрь поля допуска на изготовление детали на величину α для пробок и α_1 для скоб. Это приводит к тому, что в зависимости от качества производственный допуск оказывается меньше заданного на (10...40) %. Однако при сравнительно больших допусках такие искажения не очень существенно снижают экономические показатели изделия.

Расчет предельных размеров калибров выполняют по формулам табл. 58. Исполнительные размеры рабочих поверхностей калибров (размеры, представленные на чертежах калибров) назначают так, чтобы весь допуск на изготовление был направлен «в тело» калибра. Для этого за номинальный размер калибра-пробки принимают его наибольший предельный размер, а отклонения принимают равными: $es = 0$, $ei = -H$ или $ei = -H_p$; за номинальный размер калибра-скобы принимают его наименьший предельный размер, а отклонения – $EI = 0$, $ES = +H_1$ (см. табл. 58).

56. Допуски и координаты середин полей допусков калибров, мкм
(ГОСТ 24853)

Квали- тет допус- ка изде- лия	Обозначение	Интервалы размеров, мм									Допуск формы калибра
		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	
6	Z	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	IT1 IT2 IT1
	Y	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	
	Z₁	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	
	Y₁	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	
	H	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	
	H₁	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	
	H_p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	
7	Z, Z₁	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	IT2 IT1
	Y, Y₁	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	
	H, H₁	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	
	H_p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	
8	Z, Z₁	2	3	3	4	5	6	7	8	9	IT2 IT3 IT1
	Y, Y₁	3	3	3	4	4	5	5	6	6	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	
	H₁	3	4	4	5	6	7	8	10	12	
	H_p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	
9	Z, Z₁	5	6	7	8	9	11	13	15	18	IT2 IT3 IT1
	Y, Y₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	
	H₁	3	4	4	5	6	7	8	10	12	
	H_p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	
10	Z, Z₁	5	6	7	8	9	11	13	15	18	IT2 IT3 IT1
	Y, Y₁	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	
	H₁	3	4	4	5	6	7	8	10	12	
	H_p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	

Примечания: 1. Числовые значения стандартных допусков – по ГОСТ 25346.
2. Обозначения допусков и координат середин полей допусков расшифрованы в табл. 57.

57. Схемы расположения полей допусков калибров для номинальных размеров до 180 мм (ГОСТ 24853)

Контролируемый параметр	Квалитет	Схемы полей допусков калибров
Отверстие	6 – 8	
	9 – 17	
Вал	6 – 8	
	9 – 17	
<p>Примечание. На схемах приняты следующие обозначения: D_{max} d_{max} – наибольший предельный размер соответственно отверстия и вала; D_{min} d_{min} – наименьший предельный размер соответственно отверстия и вала; T – допуск отверстия или вала; H, H_1 – допуск на изготовление калибров соответственно для отверстия и вала; H_p – допуск на изготовление контрольных калибров; Z, Z_1 – координата середины поля допуска проходного калибра; Y, Y_1 – допустимый выход размера изношенного проходного калибра за границу поля допуска соответственно отверстия и вала.</p>		

58. Формулы для расчета исполнительных размеров калибров с размерами до 180 мм (ГОСТ 24853)

Калибр		Рабочий калибр		Контрольный калибр	
		размер	ei, ES^*	размер	ei^*
для отверстий	проходная сторона новая	$D_{min} + Z + H/2$	$-H$	–	–
	проходная сторона изношенная	$D_{min} - Y$	–	–	–
	непроходная сторона	$D_{max} + H/2$	$-H$	–	–
для валов	проходная сторона новая	$d_{max} - Z_1 - H_1/2$	$+H_1$	$d_{max} - Z_1 + H_p/2$	$-H_p$
	проходная сторона изношенная	$d_{max} + Y_1$	–	$d_{max} + Y_1 + H_p/2$	–
	непроходная сторона	$d_{min} - H_1/2$	$+H_1$	$d_{min} - H_p/2$	$-H_p$

Примечание. Размеры округляют до целого микрометра в сторону уменьшения производственного допуска.
* – Второе отклонение поля допуска калибра равно нулю.

6.3.3. Технические требования к калибрам

Технические требования к гладким нерегулируемым калибрам определены ГОСТ 2015. Установлены:

- конструктивные отличия проходных и непроходных калибров или сторон калибров;
- материал деталей калибров;
- вид покрытия и требования к покрытию рабочих поверхностей калибров;
- твердость рабочих поверхностей, поверхностей заходных и выходных фасок (табл. 59);

59. Твердость рабочих поверхностей, поверхностей заходных и выходных фасок гладких калибров (ГОСТ 2015)

Наименование и характеристика калибра	Твердость, HRC
Калибры-пробки диаметром до 1 мм	57...63
Калибры-пробки с хромовым покрытием	57...65
Остальные калибры	59...65

– числовые значения параметра шероховатости **Ra** рабочих поверхностей калибров, поверхностей заходных и выходных фасок, конусов хвостовиков вставок и отверстий ручек (табл. 60);

– отклонения от конусности конических деталей пробок ($\pm AT9/2$ по ГОСТ 8908);

– неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий – **H14**, валов – **h14**, остальных $\pm t_2/2$.

60. Параметр шероховатости **Ra** рабочих поверхностей калибров (ГОСТ 2015)

Вид калибра	Квалитет контролируемого отверстия или вала	Параметр Ra , мкм, для диаметров, мм	
		от 0,1 до 100	св. 100 до 350
Калибр-пробка	6	0,04	0,08
	7 – 9	0,08	0,16
	10 – 12	0,16	
	13 и грубее	0,32	0,32
Калибр-скоба	6 – 9	0,08	0,16
	10 – 12	0,16	
	13 и грубее	0,32	0,32
Контрольный калибр	6 – 9	0,04	0,08
	10 и грубее	0,08	0,16

Примечание. Шероховатость поверхностей заходных и выходных фасок, конусов хвостовиков – **Ra** ≤ 1,25 мкм; конусов отверстий ручек – **Ra** ≤ 2,5 мкм.

Требования к точности формы рабочих поверхностей определены ГОСТ 24852 и 24853.

Центровые отверстия калибров пробок выполняют по ГОСТ 14034.

В курсовой работе выбирают конструкции, рассчитывают предельные и исполнительные размеры гладких калибров для контроля деталей заданного соединения, выполняют рабочие чертежи калибра-пробки и калибра-скобы (по указанию преподавателя).

Проверочный расчет исполнительных и выбор конструктивных размеров гладких калибров и их деталей выполняют с помощью ЭВМ по программам «ПРОВКА», «СКОБА», алгоритмы которых приведены в приложениях 15, 16.

Исходные данные для работы на ЭВМ:

- номинальный размер отверстия (**D**) или вала (**d**);
- верхнее предельное отклонение отверстия (**ES**) или вала (**es**);
- нижнее предельное отклонение отверстия (**EI**) или вала (**ei**);
- квалитет размера.

Задание выполняют в последовательности, соответствующей приводимому ниже примеру 23.

Пример 23

Необходимо рассчитать предельные и исполнительные размеры рабочих калибров для контроля деталей соединения $\varnothing 55H8/js7$, а также контрольных калибров для контроля размеров калибров-скоб.

– По ГОСТ 25347 [8] находим предельные отклонения контролируемых отверстия и вала: $ES = +46$ мкм; $EI = 0$; $es = +15$ мкм; $ei = -15$ мкм.

– Строим схему полей допусков отверстия и вала (рис. 53).

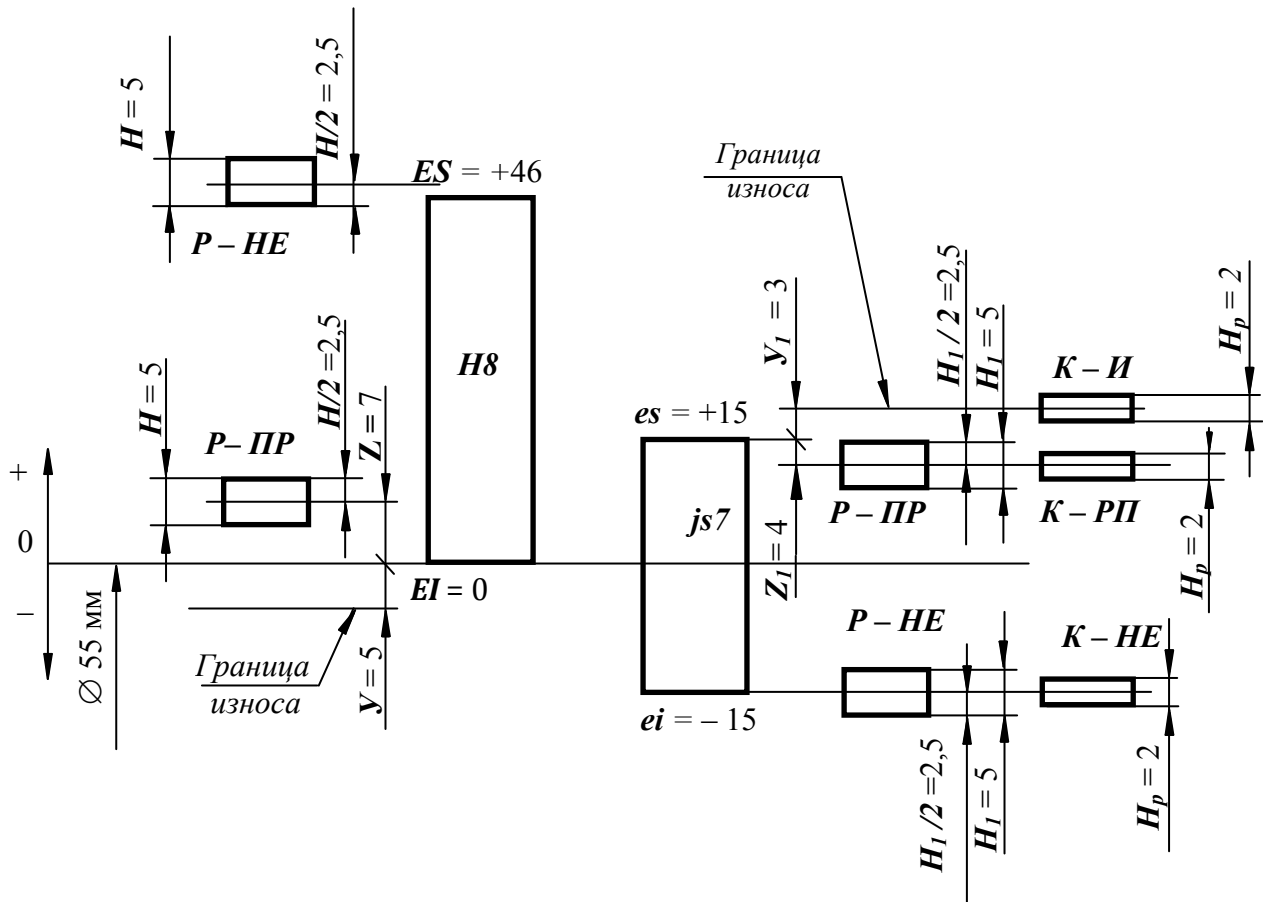


Рис. 53. Схемы полей допусков калибров для контроля деталей соединения $\varnothing 55H8/js7$

– По табл. 56 для отверстия $\varnothing 55H8$ определяем значения допусков и координат середин полей допусков калибров-пробок: $H = 5$ мкм, $Z = 7$ мкм, $Y = 5$ мкм; калибров-скоб и контркалибров к ним: $H_1 = 5$ мкм, $Z_1 = 4$ мкм, $Y_1 = 3$ мкм, $H_p = 2$ мкм.

– Строим схемы расположения полей допусков калибров (см. рис. 53).

– Рассчитываем предельные размеры отверстия и вала:

$$D_{max} = D + ES = 55,046 \text{ мм}; \quad D_{min} = D + EI = 55,0 \text{ мм};$$

$$d_{max} = d + es = 55,015 \text{ мм}; \quad d_{min} = d + ei = 54,985 \text{ мм}.$$

– Рассчитываем предельные и исполнительные размеры калибров-пробок (см. табл. 58):

наибольший размер проходного нового калибра-пробки

$$PP_{max} = D_{min} + Z + H/2 = 55,000 + 0,007 + 0,005/2 = 55,0095 \text{ мм};$$

наименьший размер проходного нового калибра-пробки

$$PP_{min} = D_{min} + Z - H/2 = 55,000 + 0,007 - 0,005/2 = 55,0045 \text{ мм};$$

наименьший размер изношенного проходного калибра-пробки

$$PP_{изн} = D_{min} - Y = 55,000 - 0,005 = 54,995 \text{ мм}.$$

Если калибр-пробка **PP** имеет указанный или меньший размер, его нужно изъять из эксплуатации.

Наибольший размер непроходного нового калибра-пробки

$$HE_{max} = D_{max} + H/2 = 55,046 + 0,005/2 = 55,0485 \text{ мм}.$$

Наименьший размер непроходного нового калибра-пробки

$$HE_{min} = D_{max} - H/2 = 55,046 - 0,005/2 = 55,0435 \text{ мм}.$$

Исполнительные размеры калибров-пробок:

проходной – 55,0095_{-0,005} мм, округленный – 55,010_{-0,005} мм;

непроходной – 55,0485_{-0,005} мм, округленный – 55,048_{-0,005} мм.

– Рассчитываем предельные и исполнительные размеры калибров-скоб:
наименьший размер проходного нового калибра-скобы

$$PP_{min} = d_{max} - Z_1 - H_1/2 = 55,015 - 0,004 - 0,005/2 = 55,0085 \text{ мм};$$

наибольший размер проходного нового калибра-скобы

$$PP_{max} = d_{max} - Z_1 + H_1/2 = 55,015 - 0,004 + 0,005/2 = 55,0135 \text{ мм};$$

наибольший размер изношенного проходного калибра-скобы

$$PP_{изн} = d_{max} + Y_1 = 55,015 + 0,003 = 55,018 \text{ мм}.$$

Если калибр-скоба **PP** имеет указанный или больший размер, его нужно изъять из эксплуатации.

Наибольший размер непроходного калибра-скобы

$$HE_{max} = d_{min} + H_1/2 = 54,985 + 0,005/2 = 54,9875 \text{ мм}.$$

Наименьший размер непроходного калибра-скобы

$$HE_{min} = d_{min} - H_1/2 = 54,985 - 0,005/2 = 54,9825 \text{ мм}.$$

Исполнительные размеры калибров-скоб:

проходной – 55,0085^{+0,005} мм, округленный – 55,008^{+0,005} мм;

непроходной – 54,9825^{+0,005} мм, округленный – 54,983^{+0,005} мм.

– Выбираем конструкции калибров:

для контроля отверстия $\varnothing 55$ мм по табл. 54 выбираем калибры-пробки с насадками по ГОСТ 14815 и 14816;

для контроля вала $\varnothing 55$ мм по табл. 55 выбираем листовую одностороннюю калибр-скобу по ГОСТ 18360.

– С помощью ЭВМ по программам «PROBKA», «SKOBA» выбираем конструктивные размеры калибров-пробок и калибров-скоб.

– По табл. 56, 58, 59 устанавливаем требования к точности формы, шероховатости и твердости рабочих поверхностей калибров.

– Выполняем чертежи калибров-пробок в сборе и калибра-скобы, указывая на чертежах исполнительные размеры калибров, требования к точности формы, шероховатости и твердости их рабочих поверхностей.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

В

Взаимозаменяемость 7
 Виды нагружения колец
 подшипников 44
 – циркуляционное 44, 47 – 50
 – местное 44, 47 – 50
 – колебательное 44
 Выбор универсальных СИ
 линейных размеров 126
 – условия выбора 126, 132, 133

Д

Допуск 58 – 62, 71, 76, 89,
 90 – 96, 116 – 118, 120, 124,
 126 – 128, 132, 136
 – бокового зазора 116 – 118, 120
 – взаимного расположения
 поверхностей 58, 59, 62
 – зависимый 71, 76, 89, 90 – 96, 136
 – формы поверхности 58 – 61
 Допускаемая погрешность
 измерения 126 – 128, 132

И

Интенсивность нагружения
 подшипникового узла 44, 45, 55

М

Метрологическая характеристика
 СИ 126, 132, 133
 Методы и средства измерения
 отклонений формы и расположения
 поверхностей 138
 – осей отверстий и плоскостей
 корпусных деталей 142
 – плоскостей 140
 – радиального биения 149
 – торцового биения 147

Н

Нормы точности ЗК и ЗП 116 – 118, 123
 – бокового зазора 116, 117, 123
 – кинематической 116, 117, 119, 120, 122
 – контакта зубьев 116, 117, 119, 120, 123
 – плавности работы 116, 117, 119, 120,
 122, 123

О

Общие допуски 58, 63, 64
 – размеров 58
 – формы и расположения
 поверхностей 63

П

Параметры разбраковки
 Поле допуска 16, 18, 107, 108, 111
 – диаметра резьбы 111
 – резьбы 107, 108, 111
 Показатели точности ЗК и ЗП
 Посадки 6, 9, 12, 16 – 20, 39, 44, 46, 49,
 57, 96, 97, 101, 103
 – выбор методами аналогии и
 подобия 6, 9, 16
 – в системе вала 16
 – в системе отверстия 16, 39
 – в шлицевых соединениях 101, 103
 – в шпоночных соединениях 96, 97
 – подшипников качения 6, 9, 44
 – в корпус 49, 57
 – на вал 46, 57
 – предпочтительные 16
 – с зазором в гидродинамических
 подшипниках скольжения 20, 22
 – с натягом 6, 9, 32, 33, 37, 38, 40
 Предельные калибры 154
 – контрольные 154, 155
 – непроходные 154

- проходные 154
 - расчет предельных и исполнительных размеров 157, 160
 - регулируемые 156
 - технические требования 160
- Приемочные границы 128, 132 – 134

Р

- Резьбовые соединения 105, 107, 109 – 115
- нормирование точности 107
 - обозначение 110 – 111
 - параметры 105 – 106
 - посадки 107 – 110
- Ряды нормальных линейных размеров 83

С

- Стандартизация параметров геометрической точности 7
- Средство измерений 126, 130 – 133, 135, 137
- Степень точности 111, 116 – 119
- ЗК и ЗП 116 – 119
 - резьбы 111

Т

- Точность ЗК и ЗП 16
- выбор 118
 - показатели 120
 - система обозначений 120
 - требования к точности поверхностей валов и отверстий в корпусах, сопрягаемых с подшипниками качения 45, 54, 57

Ш

- Шероховатость поверхностей 35, 39, 45, 54, 57, 65 – 68, 76, 82, 86, 89, 99
- нормирование 65
- Шлицевые соединения 101 – 104
- обозначение 104
 - посадки 101, 103
 - способы центрирования 102
- Шпоночные соединения 96, 97
- допуски расположения 98, 100
 - нормальные 97, 98
 - плотные 97, 98
 - поля допусков 98, 99
 - свободные 97, 98
 - с призматическими шпонками 97
 - с сегментными шпонками 98

ОСНОВНЫЕ ИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ПОНЯТИЯ (ГЛОССАРИЙ)

База – элемент детали (или выполняющие ту же функцию сочетание элементов), по отношению к которой задается допуск расположения или суммарный допуск формы и расположения рассматриваемого элемента, а также определяется соответствующее отклонение (ГОСТ 24642).

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

Верхнее отклонение (ES, es) – алгебраическая разность между наибольшим предельным и соответствующим номинальным размерами.

Взаимозаменяемость – свойство изделий (машин, приборов, механизмов и т.д.), их частей или других видов продукции (сырья, материалов, полуфабрикатов и т.д.), равноценно заменять при использовании любой из множества экземпляров изделий, их частей или иной продукции однотипным экземпляром.

Действительный размер – размер элемента, установленный измерением.

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

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

Измерение физической величины – совокупность операций по применению технического средства, хранящего единицу физической величины, обеспечивающих нахождение соотношения (в явном или неявном виде) измеряемой величины с ее единицей и получение значения этой величины (РМГ 29-99).

Контроль – процесс определения соответствия значения параметра изделия установленным требованиям или нормам.

Наибольший предельный размер – наибольший допустимый размер.

Наименьший предельный размер – наименьший допустимый размер.

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

Нижнее отклонение (EI, ei) – алгебраическая разность между наименьшим предельным и соответствующим номинальным размерами.

Номинальный размер – размер, относительно которого определяются отклонения.

Нулевая линия – линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении полей допусков и посадок.

* Здесь и далее по ГОСТ 25346.

Основное отклонение – одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), определяющее положение поля допуска относительно нулевой линии. За основное принято отклонение, ближайшее к нулевой линии.

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

Поле допуска – поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами и определяемое величиной допуска и его положением относительно номинального размера.

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

Предельное отклонение – алгебраическая разность между предельным и соответствующим номинальным размерами.

Предельные размеры – два предельно допускаемых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер.

Приемочные границы – значения размеров, по которым производится приемка изделий.

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

Размер максимума материала («проходной предел») – термин, относящийся к тому из предельных размеров, которому соответствует бóльший объем материала детали, т.е. наибольшему предельному размеру вала или наименьшему предельному размеру отверстия (ГОСТ Р 53090).

Размер минимума материала («непроходной предел») – термин, относящийся к тому из предельных размеров, которому соответствует меньший объем материала детали, т.е. наименьшему предельному размеру вала или наибольшему предельному размеру отверстия (ГОСТ Р 53090).

Средство измерений – техническое средство, предназначенное для измерений, имеющее нормированные метрологические характеристики, воспроизводящее и (или) хранящее единицу физической величины, размер которой принимают неизменным (в пределах установленной погрешности) в течение известного интервала времени (РМГ 29-99).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии изложены методические указания и практические рекомендации по наиболее важным разделам дисциплины «Нормирование точности и технические измерения»: расчету и выбору посадок в гладких соединениях деталей машин, в том числе нормированию точности подшипниковых узлов; назначению требований к точности сложных (шпоночных, шлицевых, резьбовых) соединений и их деталей, а также зубчатых передач и колес; нормированию точности размеров деталей, формы, расположения и шероховатости их поверхностей. Рассмотрены некоторые вопросы метрологического обеспечения производства: методики выбора универсальных средств измерения (СИ) линейных размеров, схем и СИ отклонений формы и расположения поверхностей; методики расчета предельных и исполнительных размеров калибров для контроля деталей гладких соединений.

Во всех изложенных в пособии материалах приведены ссылки на действующие в РФ стандарты и методические материалы по их применению.

В пособии приведены также порядок и примеры выполнения тематических заданий, а в приложениях – исходные данные для их выполнения, в том числе эскизы деталей для решения задач расчета зависимых допусков формы, расположения и координирующих размеров. В приложениях содержатся и алгоритмы оригинальных программ, фрагменты стандартов, необходимые для нормирования точности разнообразных соединений и их деталей, примеры оформления титульного листа, аннотации и др.

Учебное пособие может быть также использовано при подготовке бакалавров и специалистов по другим направлениям (150700, 190109, 190100, 190600) для приобретения знаний и навыков, необходимых для профессиональной деятельности, связанной с разработкой проектов изделий машиностроения, рабочей конструкторской и технологической документации и с метрологическим обеспечением производства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. 8-е изд., перераб. и доп. / под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – Т. 1 – 927 с.; Т. 2 – 959 с.; Т. 3 – 927 с.
2. Белкин И.М. Допуски и посадки (Основные нормы взаимозаменяемости): учебное пособие. – М.: Машиностроение, 1992. – 528 с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Расчет допусков размеров. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2006. – 100 с.
4. Марков Н.Н., Осипов В.В., Шабалина М.Б. Нормирование точности в машиностроении: учебник для машиностроит. спец. вузов / под ред. Ю.М. Соколова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа; Издательский центр «Академия», 2001. – 335 с.
5. Методические указания «Выбор универсальных средств измерения линейных размеров до 500 мм (по применению ГОСТ 8.051-81)». РД 50-98-86. – М.: Издательство стандартов, 1987. – 84 с.
6. Методические указания по внедрению ГОСТ 43-85 «Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски». – М.: Издательство стандартов, 1975. – 112 с.
7. Муслина Г.Р., Правиков Ю.М. Выбор посадок для гладких соединений деталей машин методами аналогов и подобия: учебное пособие / под ред. Л.В. Худобина. – Ульяновск: УлГТУ, 2008. – 72 с.
8. Палей М.А., Романов А.Б., Брагинский В.А. Допуски и посадки: справочник: в 2 ч. 8-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2001. – Ч. 1. – 576 с.; Ч. 2 – 608 с.
9. Подшипниковые узлы современных машин и приборов: энциклопедический справочник / В.Б. Носов, И.Н. Карпунин, Н.Н. Федотов [и др.] / под общ. ред. В.Б. Носова. – М.: Машиностроение, 1997. – 640 с.
10. Правиков Ю.М., Муслина Г.Р. Метрологическое обеспечение производства: учебное пособие. – М.: КНОРУС, 2009. – 240 с.
11. Правиков Ю.М., Муслина Г.Р. Нормирование отклонений формы, расположения и шероховатости поверхностей деталей машин: учебное пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ульяновск: УлГТУ, 2002. – 84 с.
12. Производство зубчатых колес: справочник / С.Н. Калашников, А.С. Калашников, Г.И. Коган [и др.] / под общ. ред. Б.А. Тайца. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 464 с.
13. Радкевич Я.М., Схиртладзе А.Г., Лактионов Б.Л. Метрология, стандартизация, сертификация: учебник для вузов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая шк., 2007. – 791 с.

14. Сергеев А.Г., Латышев М.В., Терегеря В.В. Метрология, стандартизация и сертификация: учебное пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Логос, 2005. – 560 с.
15. Средства измерения, контроля и управления: каталог / ОАО «ВНИИ-ТЭМР», ИКФ Каталог. – М.: Каталог, 2004. – 128 с.
16. Худобин Л.В., Гурьянихин В.Ф. Тематика и организация курсового и дипломного проектирования по технологии машиностроения. Общие правила оформления проектов: учебное пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – Ульяновск: УлГТУ, 2005. – 104 с.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ

П 1.1. Исходные данные к заданию «Расчет и выбор посадок с зазором в подшипниках скольжения»

№ варианта	Размеры цапфы, мм		Материал		Шероховатость Rz , мкм		Нагрузка R , кН	Частота вращения n , мин ⁻¹	Рабочая температура подшипника t , °С	Марка масла
	d	ℓ	цапфы	вкладыша	цапфы	вкладыша				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	35	35	Сталь 40Х	Чугун АЧК-1	2,0	3,2	0,4	3600	30 – 40	И-8
2	35	35			2,0	3,2	0,5	3600	30 – 40	И-8
3	35	40			2,0	3,2	0,6	3600	40 – 50	И-12
4	35	40			2,0	3,2	0,7	3600	40 – 50	И-12
5	40	40			2,0	3,2	0,4	3600	30 – 40	И-8
6	40	40			2,0	3,2	0,5	3600	30 – 40	И-8
7	50	50	Чугун СЧ32	Бронза БрАЖ9-4	3,2	3,2	1,0	3200	80 – 90	М-8
8	50	50			3,2	3,2	1,2	3200	80 – 90	М-8
9	55	50			3,2	6,3	1,4	2400	80 – 90	М-12
10	55	50			3,2	6,3	1,4	2400	80 – 90	М-12
11	55	40	Сталь 45	Чугун АЧС-1	3,2	3,2	1,5	2400	70 – 80	М-6
12	55	55			3,2	3,2	1,5	2400	70 – 80	М-6
13	60	50			3,2	4,0	2,0	2400	40 – 50	И-12
14	60	50			3,2	3,2	2,5	2400	40 – 50	И-12
15	60	60			3,2	3,2	2,5	1800	40 – 50	И-20
16	60	60	Сталь 20ХФ	Чугун АЧВ-1	3,2	4,0	2,5	1800	50 – 60	И-20
17	60	60			3,2	4,0	3,0	1800	90 – 95	М-12
18	65	65			3,2	3,2	3,0	1800	90 – 95	М-12
19	65	60			3,2	3,2	3,5	1600	70 – 80	М-6
20	65	55			3,2	3,2	3,5	1600	70 – 80	М-6
21	70	55	Сталь 18ХГТ	Бронза БрОФ10-1	3,2	3,2	4,0	1600	85 – 90	М-8
22	70	60			3,2	3,2	4,0	1600	85 – 90	М-8
23	70	70			3,2	3,2	4,0	1800	50 – 60	Т-22
24	75	75			3,2	3,2	4,0	1800	50 – 60	Т-22
25	75	75			3,2	3,2	5,0	1800	70 – 80	Т-30

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
26	75	60	Чугун СЧ 32	Бронза БрОФ10-1	3,2	6,3	5,0	1800	70 – 80	Т-30
27	80	70			3,2	6,3	5,0	1200	60 – 70	Т-46
28	80	80			3,2	6,3	5,0	1200	60 – 70	Т-46
29	80	80			3,2	6,3	7,5	1200	70 – 80	Т-46
30	90	50	Сталь 40Х	Чугун АЧК-1	3,2	3,2	7,5	1800	50 – 60	И-20
31	90	60			3,2	3,2	7,5	1800	70 – 80	Т-22
32	90	70			3,2	3,2	7,5	1200	70 – 80	Т-22
33	90	80			3,2	3,2	7,5	1200	60 – 70	Т-22
34	90	90			3,2	3,2	5,0	1000	60 – 70	Т-30
35	100	90	Сталь 20ХФ	Чугун АЧС-1	3,2	4,0	5,0	1000	60 – 70	Т-30
36	100	100			3,2	4,0	5,0	800	70 – 80	Т-30
37	100	90			3,2	4,0	5,0	800	60 – 70	Т-46
38	100	100			3,2	4,0	8,0	1200	70 – 80	Т-46
39	100	80			3,2	4,0	8,0	1200	70 – 80	Т-46
40	120	75	Чугун СЧ 32	Бронза БрОЦС6-6-3	3,2	3,2	8,0	600	40 – 50	И-12
41	120	90			3,2	3,2	8,0	600	40 – 50	И-12
42	120	120			3,2	3,2	8,0	800	40 – 50	И-12
43	150	75		Бронза БрАЖ9-4	3,2	4,0	10,0	800	60 – 70	Т-22
44	150	100			3,2	4,0	10,0	600	60 – 70	Т-22
45	150	150			3,2	4,0	10,0	600	50 – 60	Т-22
46	50	25	Сталь 40Х	Чугун АЧВ-1	2,0	3,2	0,5	3600	60 – 70	М-6
47	50	30			2,0	3,2	0,5	3600	60 – 70	М-6
48	50	40			2,0	3,2	0,5	3600	80 – 90	М-12
49	50	50			2,0	3,2	0,5	3600	80 – 90	М-12
50	60	30			2,0	3,2	0,2	3600	80 – 90	М-12

Примечание. АЧС-1, АЧК-1 и АЧВ-1 – соответственно серый, ковкий и высокопрочный антифрикционный чугун.

П 1.2. Исходные данные к заданию «Расчет и выбор посадок с натягом»

№ варианта	Размеры соединения, мм				Материал, термообработка		Шероховатость, мкм		Воспринимаемая нагрузка		Метод сборки	Температура рабочего пространства при сборке, °С	Рабочая температура вала и втулки, °С
	d	D_1	d_2	ℓ	втулки	вала	Ra_d	Ra_D	осевая сила, P_o , кН	крутящий момент M_k , Н·м			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	10	–	40	12	Сталь 20, нормализация	Сталь 35, закалка	0,4	0,8	10	–	Под прессом, со смазкой	18	20
2	20	8	80	20									
3	30	12	100	45									
4	40	20	120										
5	50	25	120	80	Сталь 45, нормализация	0,8	1,6	50	–	С нагревом втулки, без смазки	20	25	
6	60	30	120										
7	70	40	140										
8	80	40	140										
9	90	45	180	110	Чугун СЧ28	1,6	3,2	–	800	Под прессом, без смазки	20	25	
10	100	50	200										
11	110	50	200										
12	120	60	220										
13	130	60	220	140	Бронза БрОФ10-1	0,8	0,8	–	400	С охлаждением вала, без смазки	25	20	
14	140	70	250										
15	150	70	250										
16	10	–	50										10
17	20	–	100	20	Сталь 40, закалка	0,8	0,8	–	400	Под прессом, без смазки	20	25	
18	30	–	100										
19	40	12	100	40	Сталь 40, закалка	0,8	0,8	–	400	Под прессом, без смазки	20	20	
20	50	25	125										
21	60	30	125										
22	70	35	125										
23	80	35	150	60	Сталь 35, нормализация	1,6	3,2	100	–	Под прессом, без смазки	18	20	
24	90	40	150										
25	100	40	150	100	Магниевый сплав Мл5	1,6	3,2	100	–	Под прессом, без смазки	18	20	
26	110	60	250										
27	120	60	250										
28	130	60	300										
29	140	70	300	120	Сталь 35, нормализация	1,6	3,2	100	–	Под прессом, без смазки	18	20	
30	150	70	300										

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14										
31	10	–	50	12	Лагунь ЛЖМц 59-1-1	Сталь 40Х, закалка	0,4	0,8	–	8	С охлаждением вала, без смазки	18	20										
32	20	10	50	15																			
33	30	10	70	45																			
34	40	15	80																				
35	50	20	100																				
36	60	20	150	80	Сталь 45, закалка	Сталь 45Х, закалка	0,8	1,6	–	300	С нагревом втулки, без смазки	20	20										
37	70	40	150																				
38	80	40	200																				
39	90	40	200																				
40	100	50	250	110	Сталь 45, закалка	Сталь 45Х, закалка	0,8	1,6	–	300	С нагревом втулки, без смазки	20	20										
41	110	50	250																				
42	140	50	300																				
43	150	50	300																				
44	10	–	60	10	Бронза БрАЖН10-4-4	Сталь 20Х, цементация, закалка	0,8	0,8	50	–	Под прессом, без смазки	25	30										
45	20	–	60	20																			
46	30	10	80	40																			
47	40	15	80																				
48	50	20	120																				
49	60	25	120	70	Сталь 30, нормализация	Сталь 30, закалка	0,8	1,6	5	80	С нагревом втулки, без смазки	20	25										
50	70	30	140																				
51	80	30	160																				
52	90	40	200																				
53	100	40	250																				
54	110	50	250																				
55	120	50	250																				
56	130	50	300																				
57	140	60	300	100	Чугун ВЧ45	Сталь 45, закалка	1,6	3,2	6	80	С нагревом втулки, без смазки	20	25										
58	150	70	350																				
59	10	–	50											10	Чугун ВЧ45	Сталь 45, закалка	0,8	0,8	30	–	С нагревом втулки, без смазки	18	30
60	20	–	50																				
61	30	12	80																				
62	40	20	80	35	Сталь 40, закалка	Чугун ВЧ45	0,8	0,8	30	–	Под прессом, со смазкой	18	30										
63	50	20	110																				
64	60	30	110																				
65	70	30	150	60	Сталь 40, закалка	Чугун ВЧ45	0,8	1,6	3	600	Под прессом, со смазкой	20	28										
66	80	40	200																				
67	90	40	200																				
68	100	50	250	100	Алюминиевый сплав Д16	Сталь 20Х, цементация, закалка	0,8	1,6	3	600	С охлаждением вала, без смазки	20	28										
69	110	50	250																				
70	120	50	300																				
71	140	60	300																				
72	150	60	350	120	Алюминиевый сплав Д16	Сталь 20Х, цементация, закалка	0,4	0,8	3	600	С охлаждением вала, без смазки	20	28										
73	160	70	400																				
74	180	80	450																				
75	200	90	500																				

Продолжение табл. П 1.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
73	10	–	60	12	Сталь 40Х, акалка	Сталь 18ГТ, цемен- тация, закалка	0,4	0,8	20	–	С нагревом втулки, без смазки	25	25	
74	20	–	80	20										
75	30	–	100	40										
76	40	–	100											
77	50	20	120											
78	60	20	120	75	Бронза БрОФ10-1	Сталь 35, нормализация	0,8	1,6	200	–	Под прессом, без смазки	18	25	
79	80	30	160											
80	90	40	180											
81	100	40	250											
82	110	50	300											90
83	120	50	300	120	Сталь 45, закалка	Сталь 45, закалка	3,2	1,6	5	80	Под прессом, со смазкой	20	22	
84	130	60	220											
85	140	60	250											
86	150	70	250											
87	20	–	100											20
88	30	–	100	60	Сталь 40, нормализация	Чугун ВЧ45	0,8	1,6	50	–	С нагревом втулки, без смазки	25	40	
89	40	12	100											
90	50	25	125											
91	60	30	125											
92	70	35	125											90
93	80	35	150	120	Чугун СЧ28	Сталь 30, нормали- зация	3,2	1,6	–	300	Под прес- сом, со смазкой	20	30	
94	90	40	150											
95	100	40	150											
96	110	60	250											
97	120	60	250											40
98	140	70	300	50	Бронза БрОФ10-1	Сталь 20Х, цементация, закалка	0,8	0,8	14	–	Под прессом, без смазки	25	28	
99	150	70	300											
100	30	10	70											80
101	40	15	80											
102	50	20	100											120
103	60	20	150											
104	70	40	150											
105	80	40	200											
106	90	40	200	20										
107	100	40	250	20	Сталь 40, нормализация	Сталь 40, нормализация	0,4	0,4	45	–	Под прессом, со смазкой	20	22	
108	110	50	250											
109	120	50	250											
110	130	50	300											
111	140	60	240											
112	150	70	240											
113	20	–	100											
114	30	–	100											
115	40	12	100											

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
116	50	25	125	55	Бронза БрАЖН10-4-4	Сталь 40Х, закалка	0,4	0,4	45	-	Под прессом, без смазки	20	22
117	60	30	125										
118	70	35	125										
119	80	35	150	80	Бронза БрАЖН10-4-4	Сталь 40Х, закалка					Под прессом, без смазки	25	28
120	90	40	150										
121	100	40	150										
122	110	60	250	120	Латунь ЛМцОС58-2-2	Сталь 20Х, цементация, закалка	1,6	0,8	6	100	С нагревом втулки, без смазки	18	26
123	120	60	250										
124	130	60	250										
125	140	60	250	150	Латунь ЛМцОС58-2-2	Сталь 20Х, цементация, закалка	1,6	0,8	6	100	С нагревом втулки, без смазки	18	26
126	150	70	250										
127	20	-	100										
128	30	10	70	20	Бронза БрОФ10-1	Сталь 45, закалка	0,8	0,4	-	300	Под прессом, без смазки	20	34
129	40	15	80										
130	50	20	100										
131	60	20	150	50	Бронза БрОФ10-1	Сталь 45, закалка	0,8	0,4	-	300	Под прессом, без смазки	20	34
132	70	40	150										
133	80	40	200										
134	90	40	200	70	Чугун СЧ28	Сталь 40, нормализация	3,2	1,6	8	150	С охлаждением вала, без смазки	25	30
135	100	40	250										
136	110	50	250										
137	120	50	250	100	Чугун СЧ28	Сталь 40, нормализация	3,2	1,6	8	150	С охлаждением вала, без смазки	25	30
138	130	50	300										
139	20	-	100										
140	30	10	70	20	Сталь 45, закалка	Сталь 18ХГТ, цементация, закалка	0,8	1,6	50	-	С нагревом втулки, без смазки	18	20
141	40	10	80										
142	50	20	100										
143	60	20	150	55	Сталь 45, закалка	Сталь 18ХГТ, цементация, закалка	0,8	1,6	50	-	С нагревом втулки, без смазки	18	20
144	70	40	150										
145	80	40	200										
146	90	40	200	80	Бронза БрАЖН10-4-4	Сталь 20Х, цементация, закалка	3,2	1,6	6	90	Под прессом, без смазки	20	20
147	100	40	250										
148	110	50	250										
149	120	50	250	120	Бронза БрАЖН10-4-4	Сталь 20Х, цементация, закалка	3,2	1,6	6	90	Под прессом, без смазки	20	20
150	130	50	300										

**П 1.3. Исходные данные к заданию
«Расчет и выбор посадок подшипников качения»**

№ варианта	№ подшипника	Размеры колец подшипника, мм			Воспринимаемая подшипником нагрузка		Грузоподъемность подшипника		Назначение подшипника
		<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>Fr</i>	<i>Fa</i>	динамическая <i>Cr</i> , кН	статическая <i>Cor</i> , кН	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	201	12	32	10	0,3	–	4,7	2,7	Опора натяжного ролика
2	202	15	35	11	0,4	–	5,9	3,5	
3	203	17	40	12	0,5	–	7,5	4,4	
4	204	20	47	14	0,6	–	10,0	6,3	
5	205	25	52	15	0,7	–	11,0	7,1	
6	6-206	30	62	16	0,8	–	15,3	10,2	Опора вала редуктора
7	6-207	35	72	17	0,9	–	20,1	13,9	
8	6-208	40	80	18	1,0	–	25,6	18,1	
9	6-209	45	85	19	1,1	–	25,7	18,1	
10	6-210	50	90	20	1,2	–	27,5	20,2	
11	2305	25	62	17	2,3	–	22,6	14,8	Опора вала электродвигателя
12	2306	30	72	19	3,1	–	30,2	20,6	
13	2307	35	80	21	3,4	–	34,1	23,2	
14	2308	40	90	23	4,1	–	41,0	28,5	
15	2309	45	100	25	5,0	–	56,5	40,7	
16	5-2310	50	110	27	4,0	–	65,2	47,5	Опора вала редуктора
17	5-2311	55	120	29	5,0	–	84,0	62,8	
18	5-2312	60	130	31	6,0	–	100,0	77,2	
19	5-2313	65	140	33	7,0	–	105,0	80,4	
20	5-2314	70	150	35	8,0	–	123,0	97,3	
21	36211	55	100	21	3,0	2,3	41,9	34,9	Опора колеса автомобиля
22	36212	60	110	22	3,5	2,5	48,2	40,1	
23	36214	70	125	24	5,0	2,6	63,0	53,9	
24	36216	80	140	26	6,0	2,7	73,5	66,6	
25	36217	85	150	28	7,5	0,8	79,0	72,2	
26	6-36201	12	32	10	0,3	0,15	5,6	3,4	Опора вала редуктора
27	6-36202	15	35	11	0,4	0,1	6,4	3,9	
28	6-36203	17	40	12	0,5	0,2	9,0	5,7	
29	6-36204	20	47	14	0,7	0,2	12,3	8,4	
30	6-36205	25	52	15	0,8	0,1	13,1	9,2	
31	7206	30	62	16	2,0	0,1	29,8	22,3	Опора барабана лебедки
32	7207	35	72	17	2,2	0,3	35,2	26,3	
33	7208	40	80	20	2,8	0,1	42,4	32,7	
34	7209	45	85	19	2,8	0,2	42,7	33,4	
35	7210	50	90	21	3,5	0,2	52,9	40,6	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
36	6-7211	55	100	21	3,6	0,4	57,9	46,1	Опора вала редуктора
37	6-7212	60	110	23	4,6	4,0	72,2	58,4	
38	6-7214	70	125	26	5,5	4,5	95,9	82,1	
39	6-7215	75	130	26	5,8	4,8	97,6	84,5	
40	6-7216	80	140	26	7,6	5,5	106,0	95,2	
41	5-211	55	100	21	3,5	–	34,0	25,6	
42	5-212	60	110	22	4,0	–	41,1	31,5	
43	5-213	65	120	23	4,4	–	44,9	34,7	
44	5-214	70	125	24	4,5	–	48,8	38,1	
45	5-215	75	130	25	5,2	–	51,9	41,9	
46	216	80	140	26	8,6	–	57,0	45,4	Опора барабана лебедки
47	217	85	150	28	10,0	–	65,4	54,1	
48	218	90	160	30	11,3	–	75,3	61,7	
49	219	95	170	32	13,0	–	85,3	70,9	
50	220	100	180	34	14,5	–	95,8	80,6	
51	2315	75	160	37	15,0	–	142,0	112,0	Опора колеса автомобиля
52	2316	80	170	39	16,1	–	150,0	121,0	
53	2317	85	180	41	18,5	–	179,0	146,0	
54	2318	90	190	43	21,0	–	194,0	160,0	
55	2319	95	200	45	22,0	–	210,0	175,0	
56	6-2411	55	140	33	12,0	–	110,0	83,4	Опора вала редуктора
57	6-2413	65	160	37	15,0	–	133,0	103,0	
58	6-2416	80	200	48	20,0	–	146,0	114,0	
59	6-2614	70	150	151	25,1	–	181,0	159,0	
60	6-2612	60	130	46	10	7	140	118	
61	6-36206	30	62	16	1,0	0,2	18,2	13,3	
62	6-36207	35	72	17	1,4	0,3	24,0	18,1	
63	6-36208	40	80	18	1,8	0,5	30,6	23,7	
64	6-36209	45	85	19	2,8	0,6	32,3	25,6	
65	6-36210	50	90	20	3,0	0,7	33,9	27,6	
66	36211	55	100	21	3,5	1,0	41,9	34,9	Опора вала электро- двигателя
67	36212	60	110	22	4,0	1,5	48,2	40,1	
68	36214	70	125	24	5,5	1,6	63,0	55,9	
69	36216	80	140	26	6,5	1,6	73,5	66,6	
70	36217	85	150	28	6,7	2,0	79,0	72,2	
71	6-7217	85	150	28	14,0	4,8	109,0	91,4	Опора шпинделя токарного станка
72	6-7218	90	160	31	18,0	6,0	141,0	125,0	
73	6-7219	95	170	32	19,0	6,5	145,0	131,0	
74	6-7506	30	62	20,5	2,5	1,4	34,9	27,5	
75	6-7507	35	72	23,0	3,9	2,3	50,2	40,3	
76	7508	40	80	23,5	4,8	0,8	53,9	44,8	Опора прокатного валка
77	7509	45	85	23,5	5,0	0,4	51,6	42,6	
78	7510	50	90	23,5	5,0	2,0	59,8	54,5	
79	7511	55	100	25,0	6,0	2,4	72,2	61,6	
80	7512	60	110	28	8,0	0,8	84,0	75,6	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
81	302	15	42	13	0,5	–	8,9	5,5	Опора натяжного ролика
82	303	17	47	14	0,6	–	10,9	6,8	
83	304	20	52	15	0,6	–	12,5	7,9	
84	305	25	62	17	0,7	–	17,6	11,6	
85	306	30	72	19	0,8	–	22,0	15,1	
86	5-307	35	80	21	1,1	–	26,2	17,9	Опора вала редуктора
87	5-308	40	90	23	1,5	–	31,9	22,7	
88	5-309	45	100	25	1,6	–	37,8	26,7	
89	5-310	50	110	27	2,5	–	48,5	36,3	
90	5-311	55	150	29	2,7	–	56,0	42,6	
91	36218	90	160	30	12,0	3,8	92,8	84,6	Опора колеса автомобиля
92	36219	95	170	32	14,0	5,0	110,0	104,0	
93	36220	100	180	34	15,6	7,0	124,0	118,0	
94	36222	110	200	38	17,3	9,5	146,0	150,0	
95	46224	120	217	40	20,2	4,5	148,0	153,0	
96	6-46303	17	47	14	0,7	0,3	12,6	8,2	Опора вала редуктора
97	6-46304	20	52	15	0,8	0,3	14,0	9,2	
98	6-46305	25	62	17	0,9	0,7	21,1	14,9	
99	6-46306	30	72	19	1,5	0,6	25,6	18,7	
100	6-46307	35	80	21	2,0	0,6	33,4	25,2	
101	7304	20	52	16	1,6	0,2	25,0	17,7	Опора вала лебедки
102	7305	25	62	17	1,8	0,4	29,6	20,9	
103	7306	30	72	19	2,3	1,0	40,0	29,9	
104	7307	35	80	21	2,9	0,8	48,1	35,3	
105	7308	40	90	23	5,0	2,2	61,0	46,0	
106	5-7309	45	100	26	6,0	3,2	76,1	59,3	Опора шпинделя токарного станка
107	5-7310	50	110	29	8,5	2,4	96,6	75,9	
108	5-7311	55	120	29	9,0	2,5	102,0	81,5	
109	5-7312	60	130	31	9,5	4,5	118,0	96,3	
110	5-7313	65	140	33	10,1	4,7	134,0	110,0	
111	312	60	130	31	5,0	–	64,7	49,4	Опора вала электро- двигателя
112	313	65	140	33	7,0	–	72,7	56,7	
113	314	70	150	35	8,0	–	81,7	64,5	
114	315	75	160	37	9,0	–	89,0	72,8	
115	316	80	170	39	9,5	–	96,5	81,7	
116	403	17	62	17	16,0	–	17,8	12,1	Опора натяжного ролика
117	405	25	80	21	30,0	–	29,2	20,8	
118	406	30	90	23	35,0	–	37,2	27,2	
119	407	35	100	25	40,0	–	43,6	31,9	
120	408	40	110	27	50,0	–	50,3	37,0	
121	6-409	45	120	29	55,0	–	60,4	46,4	Опора вала редуктора
122	6-410	50	130	31	65,0	–	68,5	53,0	
123	6-411	55	140	33	75,0	–	78,7	63,7	
124	6-412	60	150	35	80,0	–	85,6	71,4	
125	6-413	65	160	37	90,0	–	92,6	79,6	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
126	36201	12	32	10	0,3	0,15	5,6	3,4	Опора вала электро-двигателя
127	36202	15	35	11	0,4	0,1	6,4	3,9	
128	36203	17	40	12	0,5	0,2	9,0	5,7	
129	36204	20	47	14	0,7	0,2	12,3	8,4	
130	36205	25	52	15	0,8	0,1	13,1	9,2	
131	6-7206	30	62	16	2,0	0,1	29,8	22,3	Опора вала редуктора
132	6-7207	35	72	17	2,2	0,3	35,2	26,3	
133	6-7208	40	80	20	2,8	0,1	42,4	32,7	
134	6-7209	45	85	19	2,8	0,2	42,7	33,4	
135	6-7210	50	90	21	3,5	0,2	52,9	40,6	
136	7211	55	100	21	3,6	0,4	57,9	46,1	Опора колеса автомобиля
137	7212	60	110	23	4,6	4,0	72,2	58,4	
138	7214	70	125	26	5,5	4,5	95,9	82,1	
139	7215	75	130	26	5,8	4,8	97,6	84,5	
140	7216	80	140	26	7,6	5,5	106,0	95,2	
141	211	55	100	21	3,5	–	34,0	25,6	Опора барабана лебедки
142	212	60	110	22	4,0	–	41,1	31,5	
143	213	65	120	23	4,4	–	44,9	34,7	
144	214	70	125	24	4,5	–	48,8	38,1	
145	215	75	130	25	5,2	–	51,9	41,9	
146	5-216	80	140	26	8,6	–	57,0	45,4	Опора вала электро-двигателя
147	5-217	85	150	28	10,0	–	65,4	54,1	
148	5-218	90	160	30	11,3	–	75,3	61,7	
149	5-219	95	170	32	13,0	–	85,3	70,9	
150	5-220	100	180	34	14,5	–	95,8	80,6	

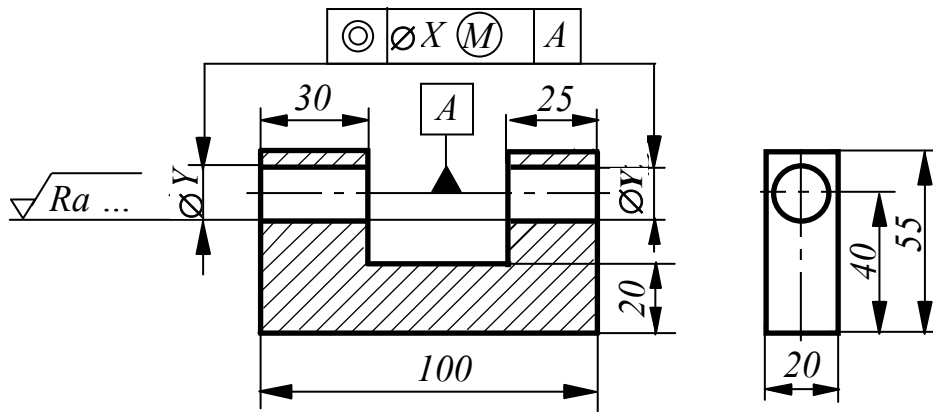
Примечание. По ГОСТ 3189–89 подшипники с диаметром отверстия 10 мм и более обозначаются следующим образом:



Пример: подшипник 5-6310 – радиально-упорный шариковый, средней серии, диаметр отверстия $d = 50$ мм, 5-го класса точности; 6310 – тот же подшипник 0-го класса точности.

П 1.4. Исходные данные к заданию «Расчет зависимых допусков»

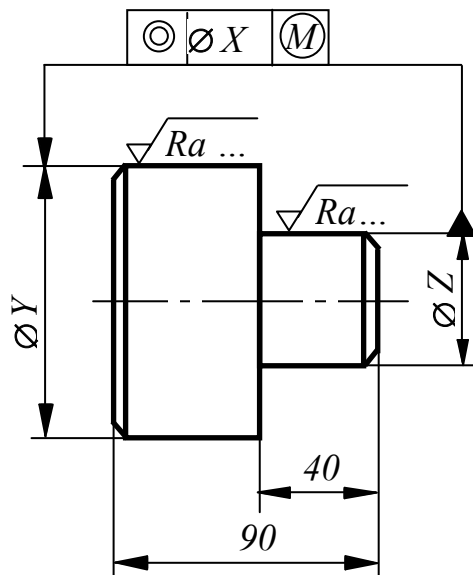
№ 1

 $\sqrt{Ra_{6,3}} (\checkmark)$ 

ГОСТ 30893.2 – мк.

Вариант	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6
Параметр						
X (степень точности)	7	7	8	9	8	9
Y (поле допуска)	10H7	10H8	12H9	15H9	12H8	10H10

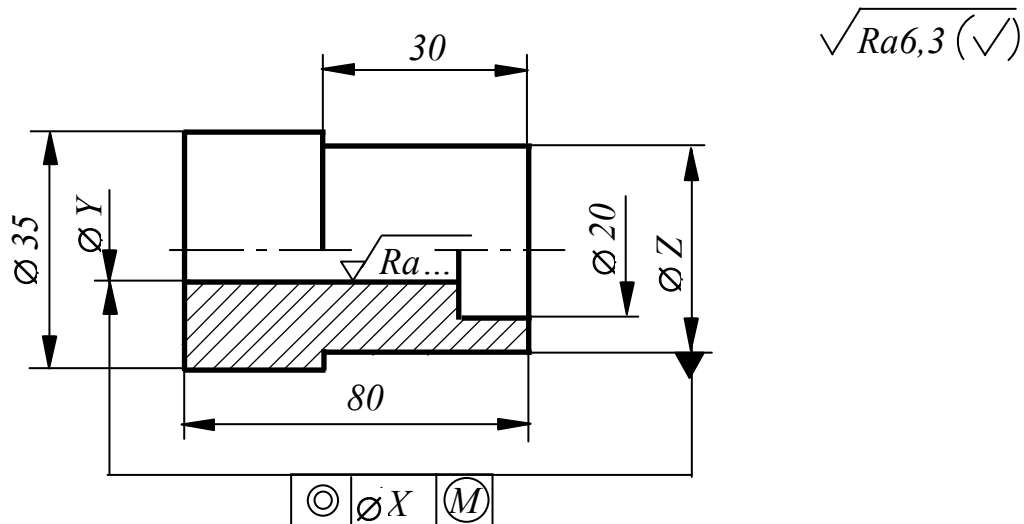
№ 2

 $\sqrt{Ra_{6,3}} (\checkmark)$ 

ГОСТ 30893.2 – мк.

Вариант	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6
Параметр						
X (степень точности)	8	7	9	7	10	8
Y (поле допуска)	25h7	50h8	55h6	55h7	50h9	40h7
Z (поле допуска)	15k6	30n7	35h8	35k7	25js6	30h7

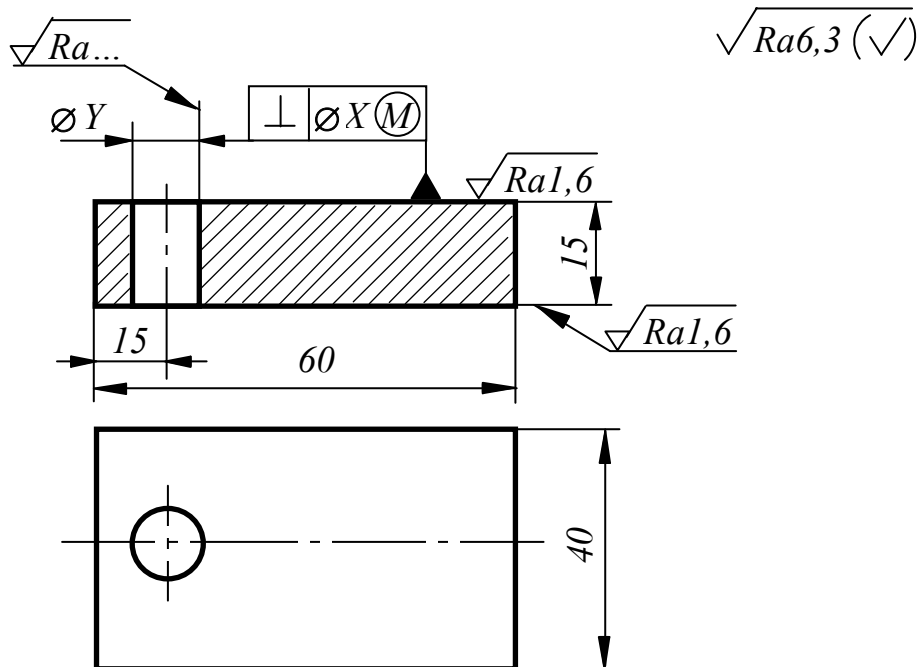
№ 3



ГОСТ 30893.2 – мк.

Вариант	3.1	3.2	3.3	3.4	3.5	3.6
Параметр						
X (степень точности)	9	10	7	6	8	7
Y (поле допуска)	10H8	12H7	8H9	15H8	10H7	10H9
Z (поле допуска)	30e8	32f7	30f8	28d10	32d9	30f7

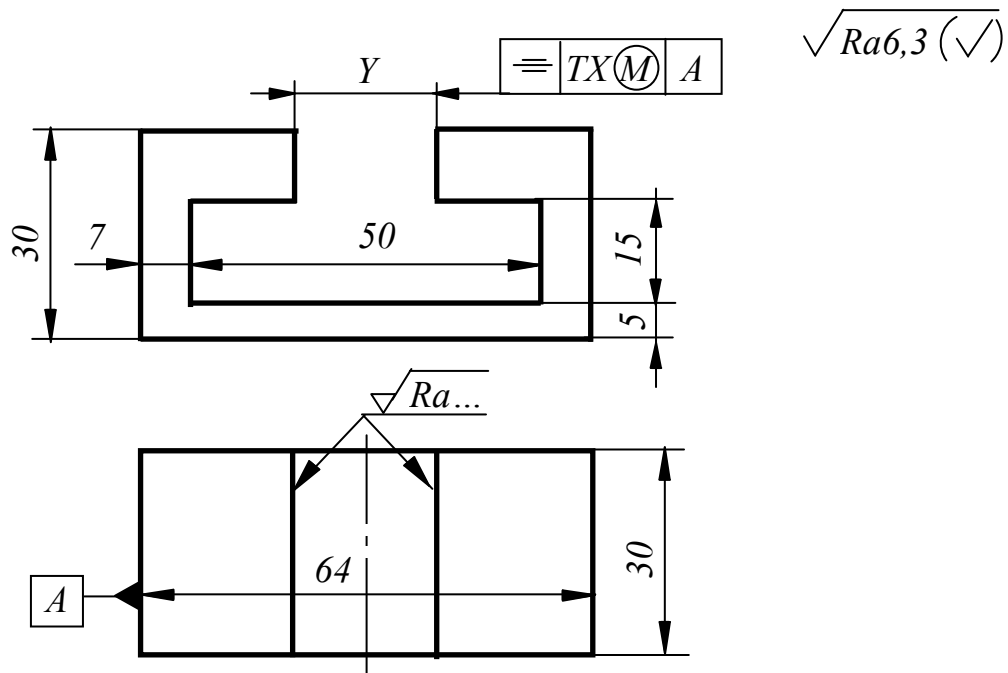
№ 4



ГОСТ 30893.2 – мк.

Вариант	4.1	4.2	4.3	4.4	4.5	4.6
Параметр						
X (допуск), мм	0,01	0,2	0,04	0,05	0,1	0,06
Y (поле допуска)	8H7	10H10	12H8	6H9	12H12	10H12

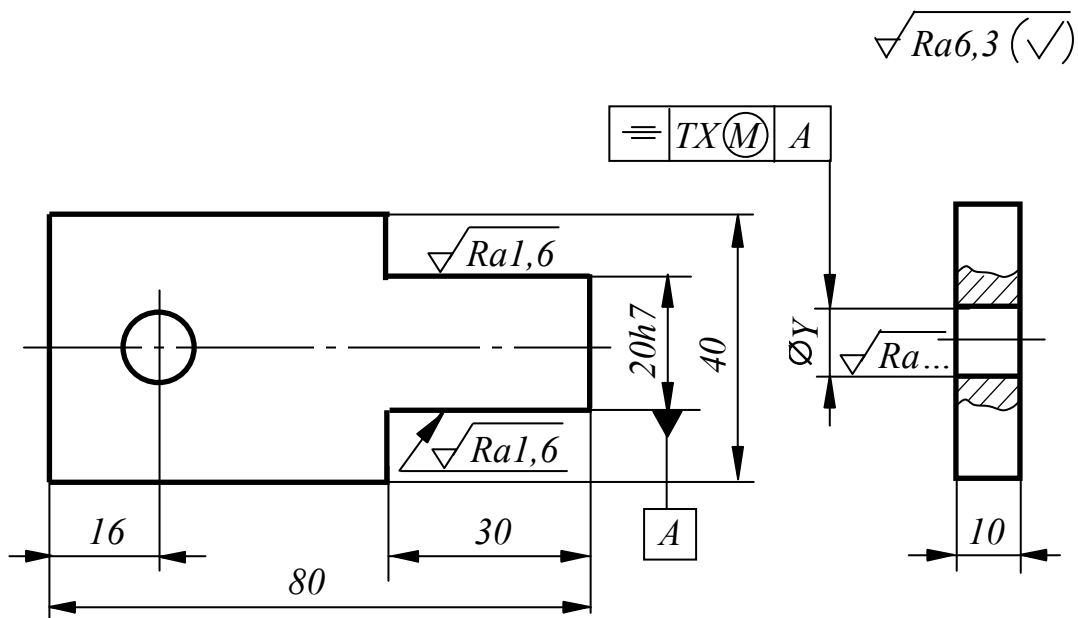
№ 5



ГОСТ 30893.2 – мк.

Вариант	5.1	5.2	5.3	5.4	5.5	5.6
Параметр						
X (допуск), мм	0,1	0,06	0,02	0,01	0,2	0,15
Y (поле допуска)	12H9	20H8	14H7	16H7	20H10	15H9

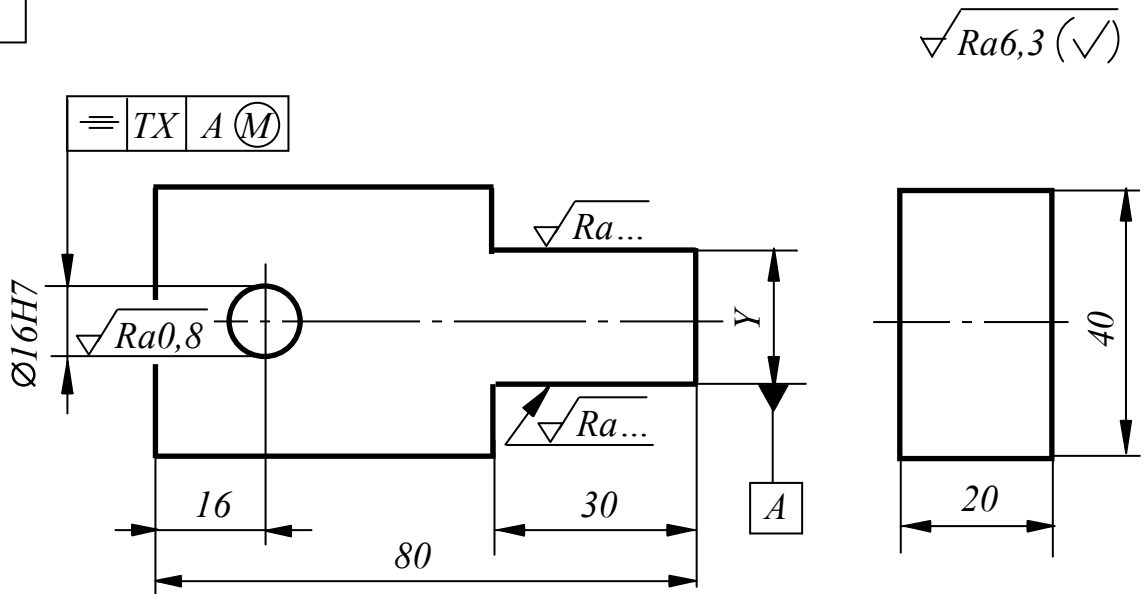
№ 6



ГОСТ 30893.2 – мк.

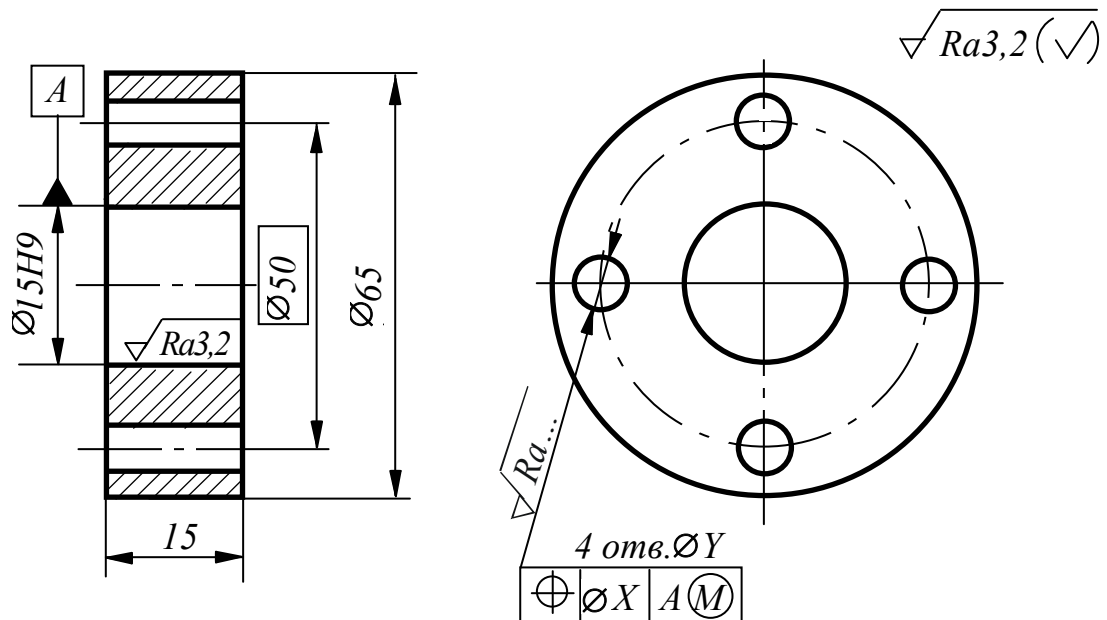
Вариант	6.1	6.2	6.3	6.4	6.5	6.6
Параметр						
X (допуск), мм	0,2	0,1	0,05	0,02	0,01	0,03
Y (поле допуска)	20H12	14H9	16H9	14H8	16H7	18H10

№ 7



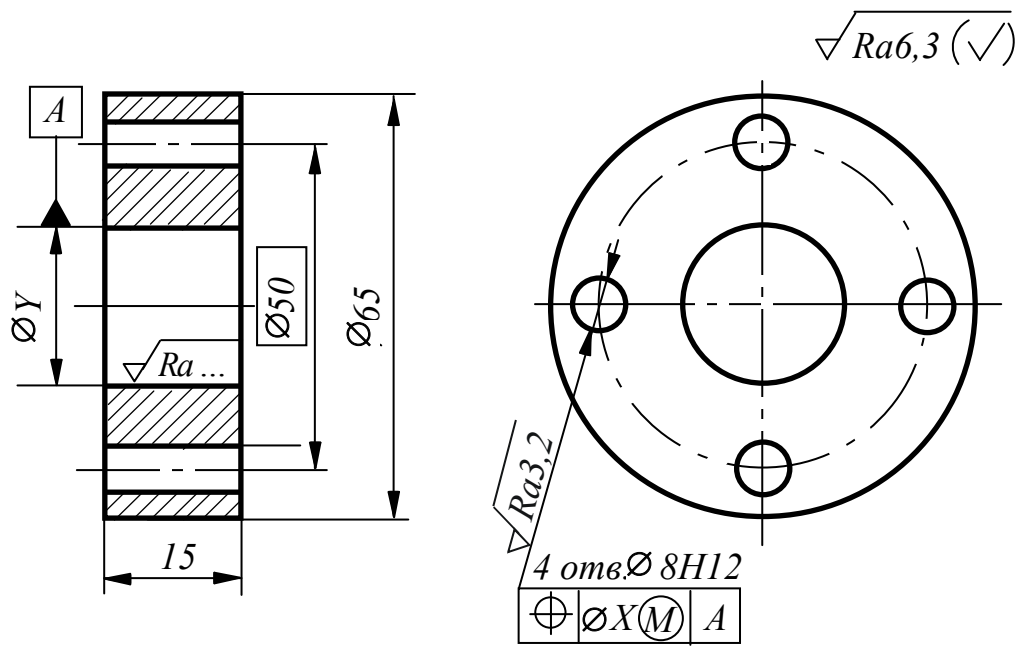
Вариант	7.1	7.2	7.3	7.4	7.5	7.6
Параметр						
X (допуск), мм	0,01	0,02	0,05	0,1	0,2	0,04
Y (поле допуска)	20h6	18h7	20h9	20h9	14h12	20h7

№ 8



Вариант	8.1	8.2	8.3	8.4	8.5	8.6
Параметр						
X (допуск), мм	0,1	0,2	0,3	0,4	0,06	0,08
Y (поле допуска)	8H9	10H10	12H11	8H12	6H8	10H9

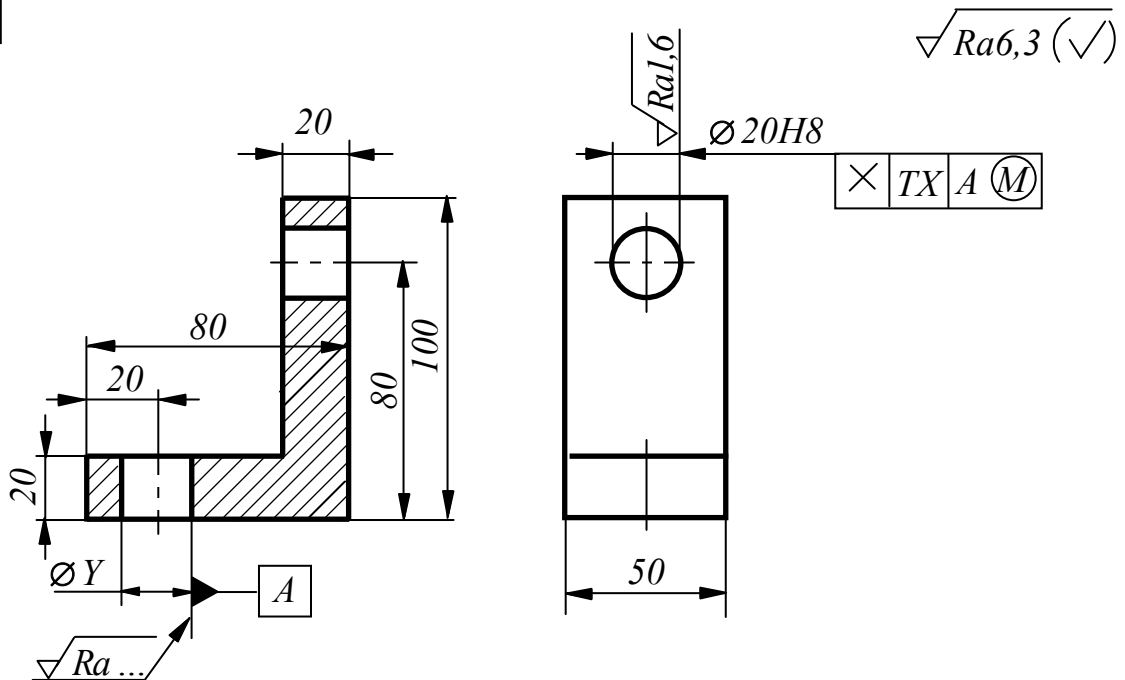
№ 9



ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	9.1	9.2	9.3	9.4	9.5	9.6
Параметр						
X (допуск), мм	0,1	0,2	0,3	0,4	0,06	0,16
Y (поле допуска)	18H9	20H10	16H11	22H12	14H7	24H12

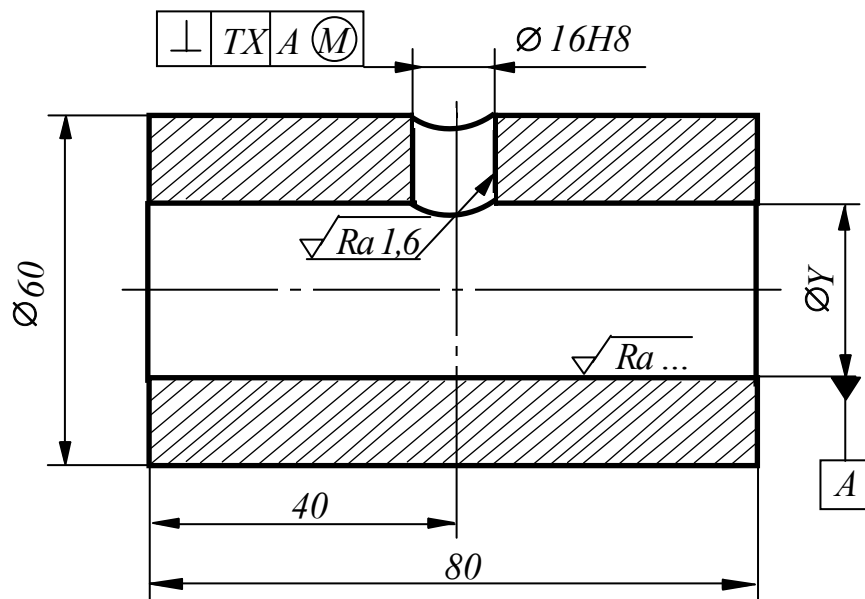
№ 10



ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	10.1	10.2	10.3	10.4	10.5	10.6
Параметр						
X (степень точности)	7	8	9	7	8	8
Y (поле допуска)	20H7	30H8	24H8	18H8	30H7	20H9

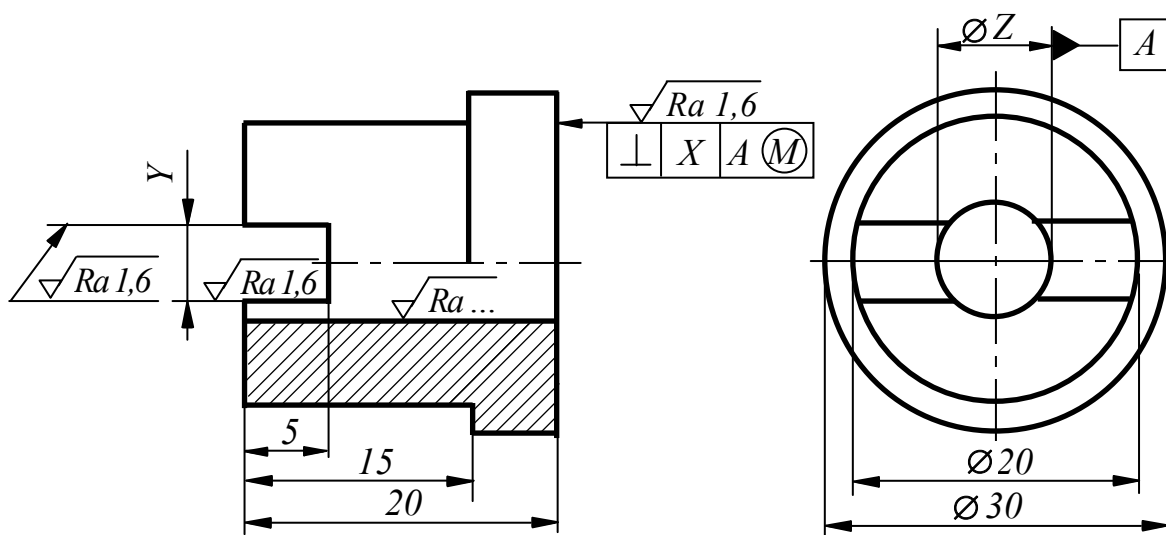
№ 11

 $\sqrt{Ra6,3}$ (✓)

ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	11.1	11.2	11.3	11.4	11.5	11.6
Параметр						
X (степень точности)	10	9	8	7	9	6
Y (поле допуска)	18H12	20H9	28H8	24H7	30H10	20H7

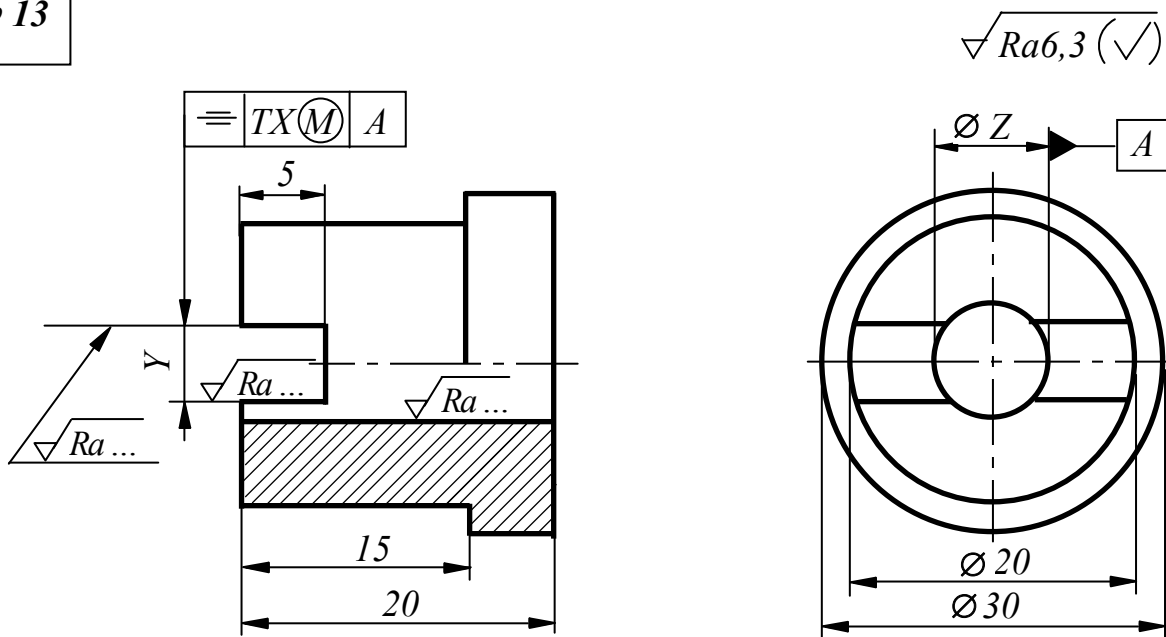
№ 12

 $\sqrt{Ra6,3}$ (✓)

ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	12.1	12.2	12.3	12.4	12.5	12.6
Параметр						
X (степень точности)	6	7	8	9	8	6
Y (поле допуска)	6H6	8H7	8H6	6H9	10H8	4H7
Z (поле допуска)	12H8	12H8	10H7	12H10	12H9	10H7

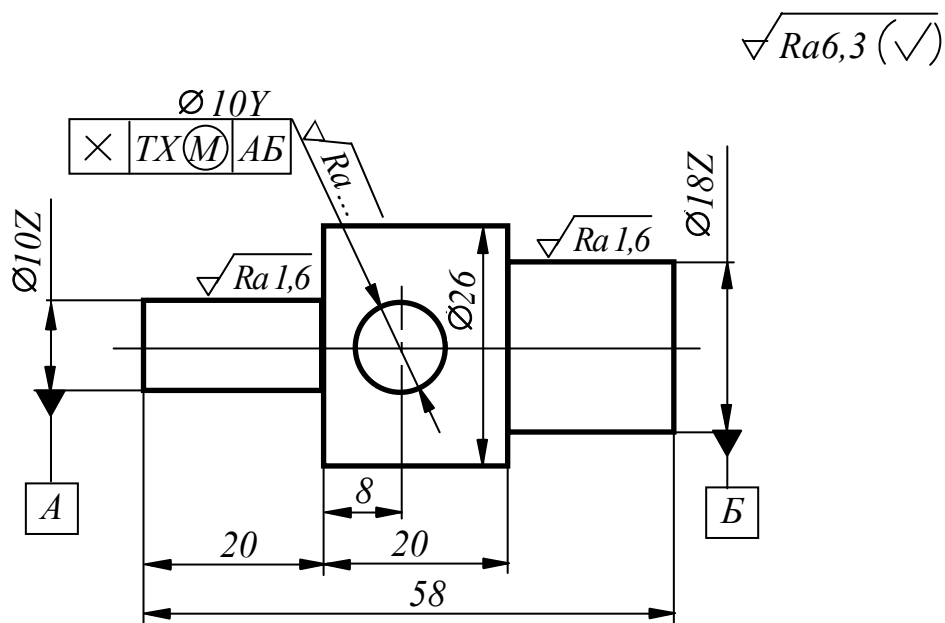
№ 13



ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	13.1	13.2	13.3	13.4	13.5	13.6
Параметр						
X (степень точности)	6	7	8	9	8	7
Y (поле допуска)	6H6	8H7	8H6	6H9	10H8	12H8
Z (поле допуска)	12H8	12H8	10H9	10H10	12H7	12H8

№ 14

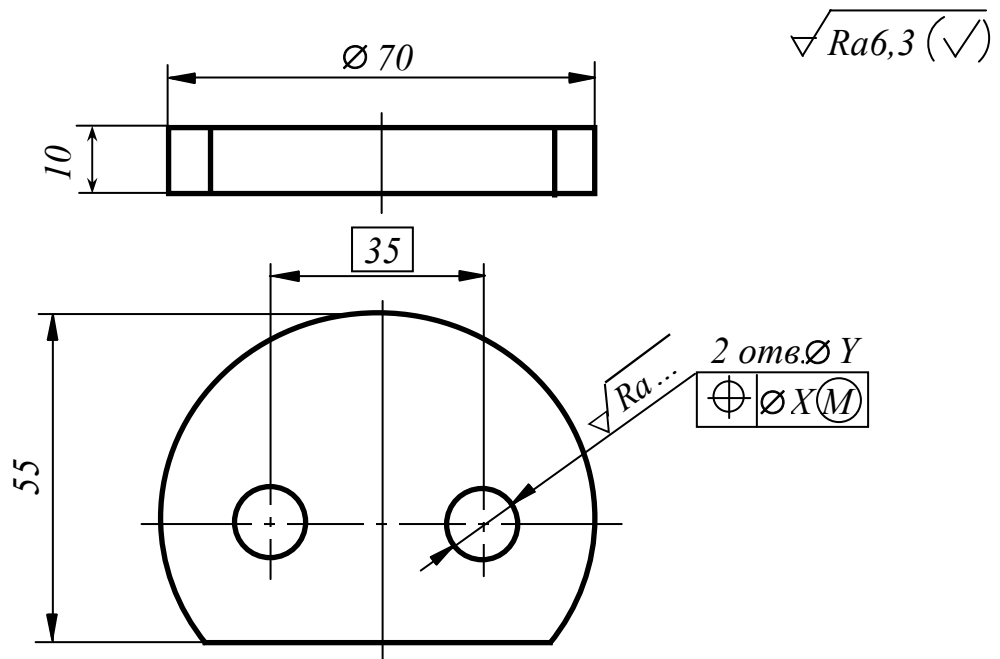


ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	14.1	14.2	14.3	14.4	14.5	14.6
Параметр						
X (допуск), мм	0,01	0,02	0,04	0,025	0,06	0,1
Y (поле допуска)	H6	H7	H8	H8	H7	H7
Z (поле допуска)	k6	k7	k8	k7	k7	k6

189

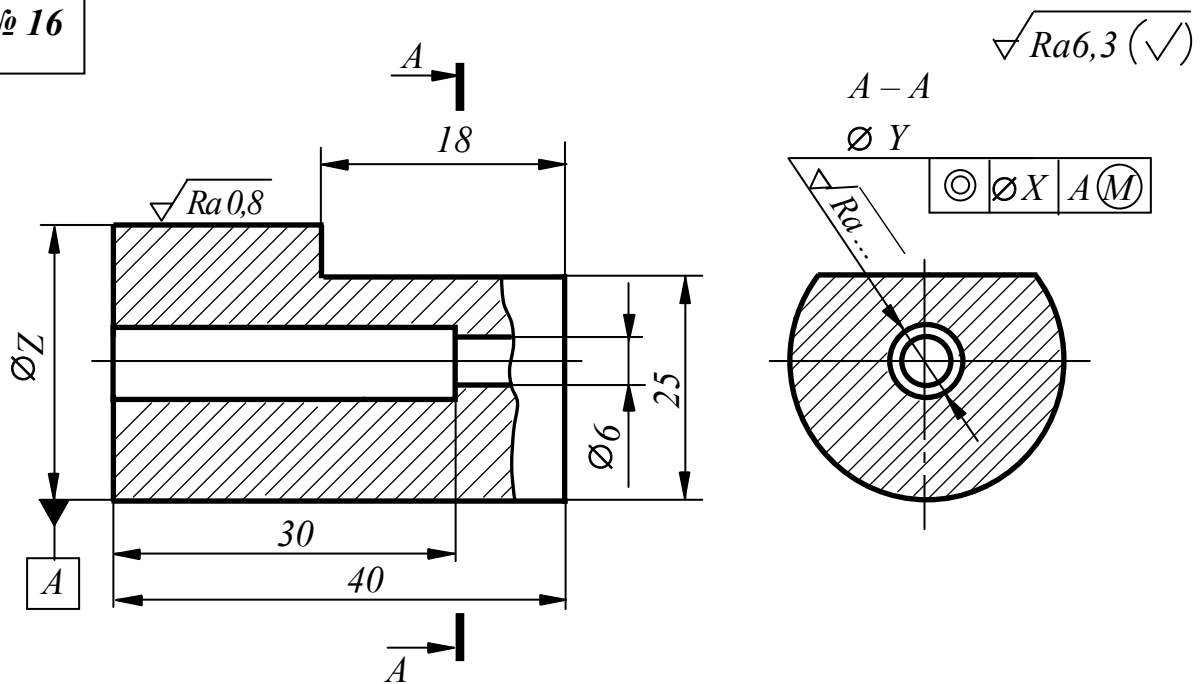
№ 15



ГОСТ 30893.2 – мк.

Вариант	15.1	15.2	15.3	15.4	15.5	15.6
Параметр						
X (допуск), мм	0	0	0,1	0,05	0,05	0
Y (поле допуска)	10H9	15H8	15H9	12H7	10H8	15H7

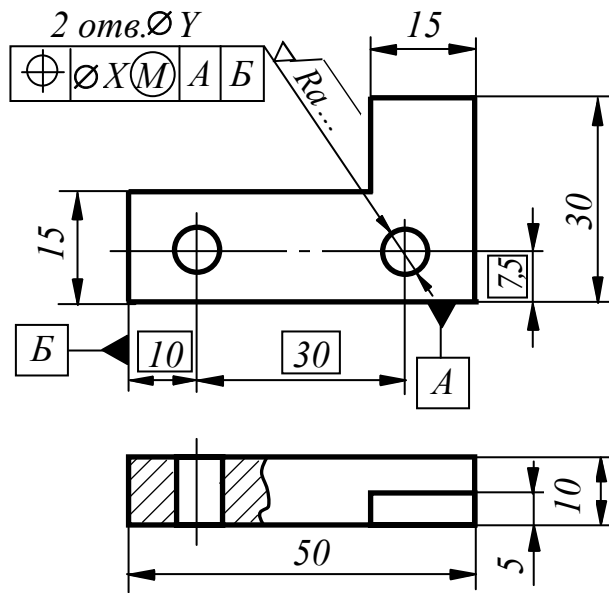
№ 16



ГОСТ 30893.2 – мк.

Вариант	16.1	16.2	16.3	16.4	16.5	16.6
Параметр						
X (допуск), мм	0	0	0,1	0,05	0,05	0
Y (поле допуска)	10H8	10H7	10H8	10H7	10H8	10H9
Z (поле допуска)	30f7	30g6	35g6	30k6	35js7	30h7

№ 17

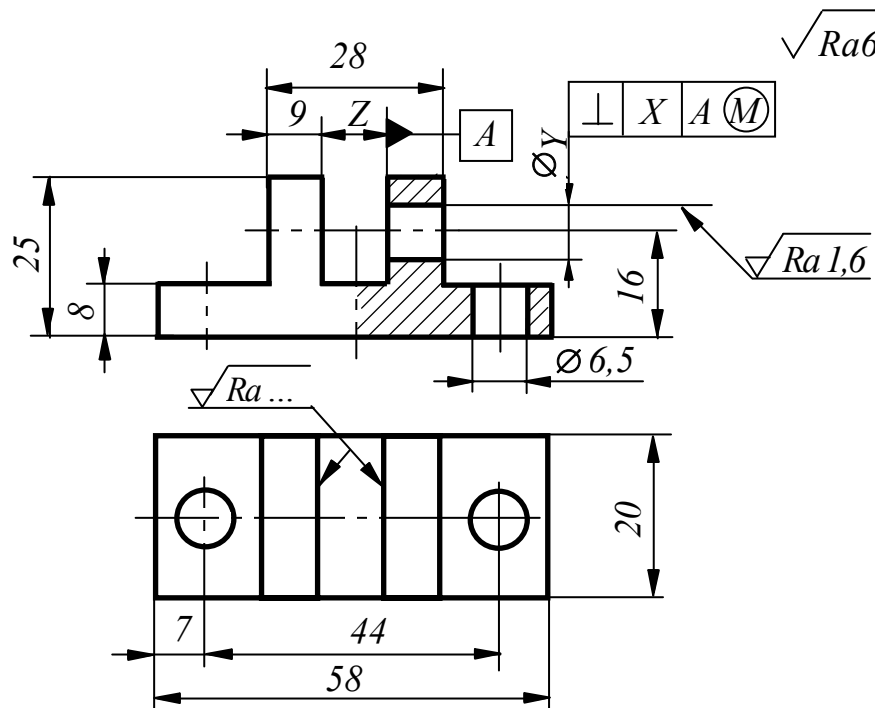


$\sqrt{Ra6,3} (\checkmark)$

ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	17.1	17.2	17.3	17.4	17.5	17.6
Параметр						
X (допуск), мм	0	0,1	0	0,05	0	0,15
Y (поле допуска)	8H8	10H9	8H7	10H8	10H7	8H9

№ 18

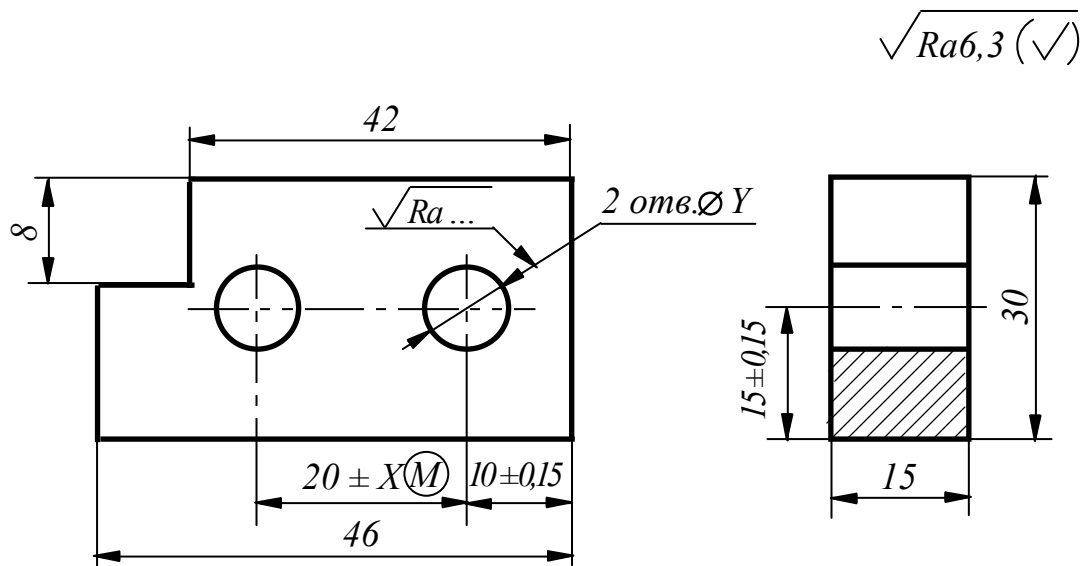


$\sqrt{Ra6,3} (\checkmark)$

ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	18.1	18.2	18.3	18.4	18.5	18.6
Параметр						
X (степень точности)	6	8	7	9	8	7
Y (поле допуска)	6H7	8H8	8H7	8H8	6H7	8H7
Z (поле допуска)	10H7	10H8	12H8	10H9	12H7	10H8

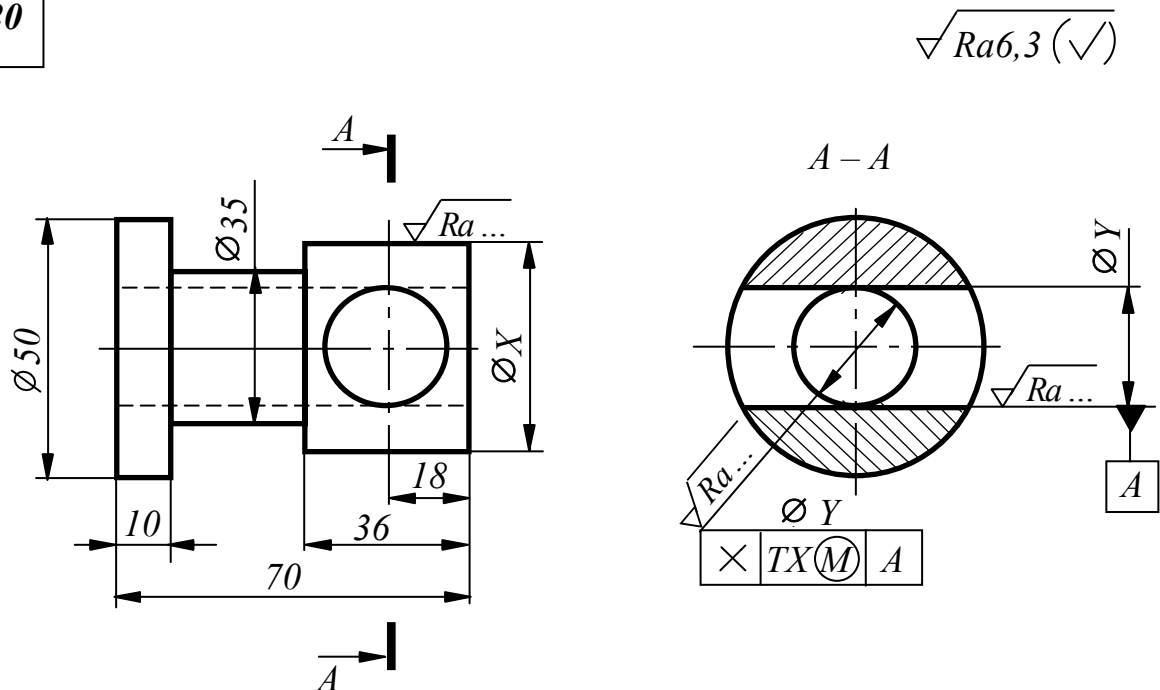
№ 19



ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	19.1	19.2	19.3	19.4	19.5	19.6
Параметр						
X (допуск), мм	0,1	0,05	0,06	0,1	0,08	0,04
Y (поле допуска)	10H9	10H8	12H10	10H12	12H9	10H8

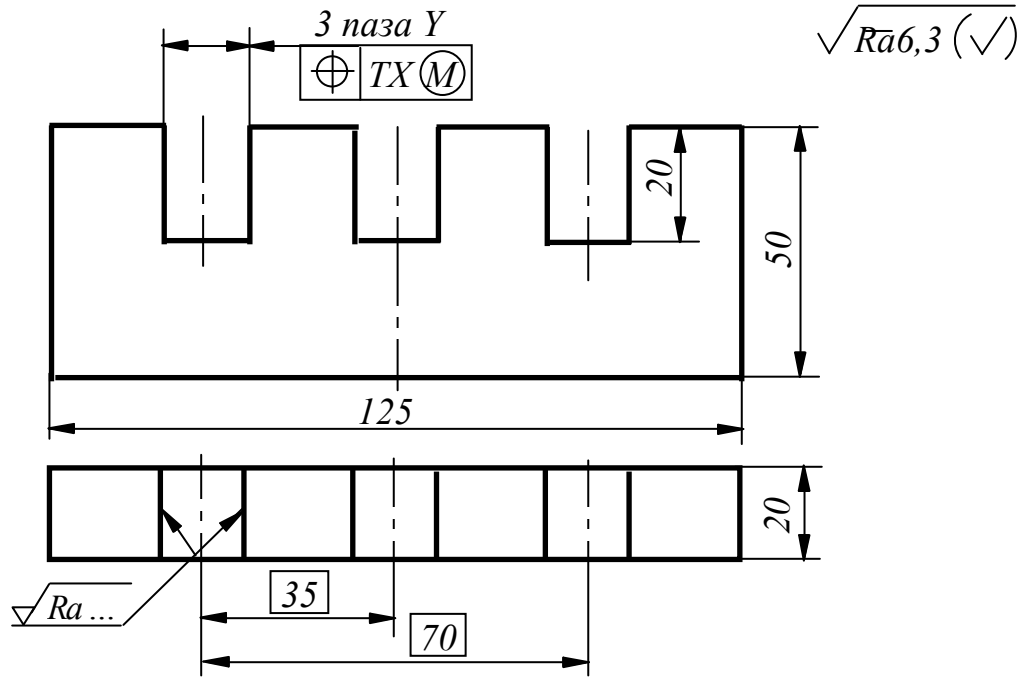
№ 20



ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	20.1	20.2	20.3	20.4	20.5	20.6
Параметр						
X (поле допуска)	40f7	40k6	40f8	40h8	40h7	40k6
Y (поле допуска)	10H7	10H8	15H7	15H8	20H7	20H7
Z (допуск), мм	0,01	0,05	0,03	0,1	0,2	0,15

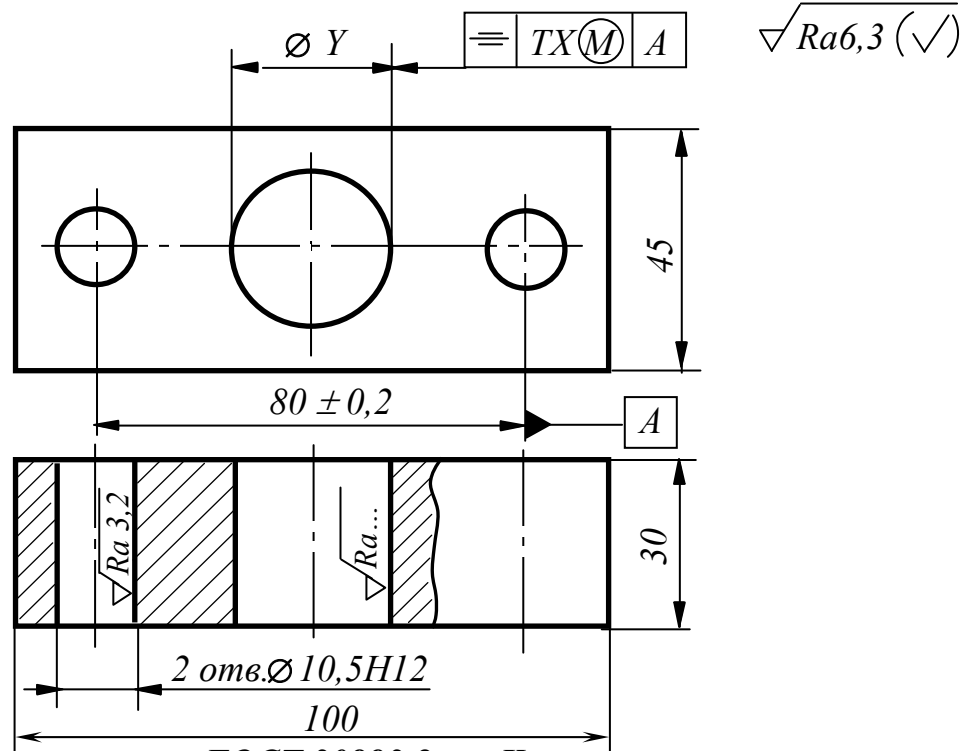
№ 21



ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	21.1	21.2	21.3	21.4	21.5	21.6
Параметр						
X (допуск), мм	0,1	0,08	0,06	0,05	0,1	0,05
Y (поле допуска)	15H8	15H9	20H7	10H7	20H9	20H7

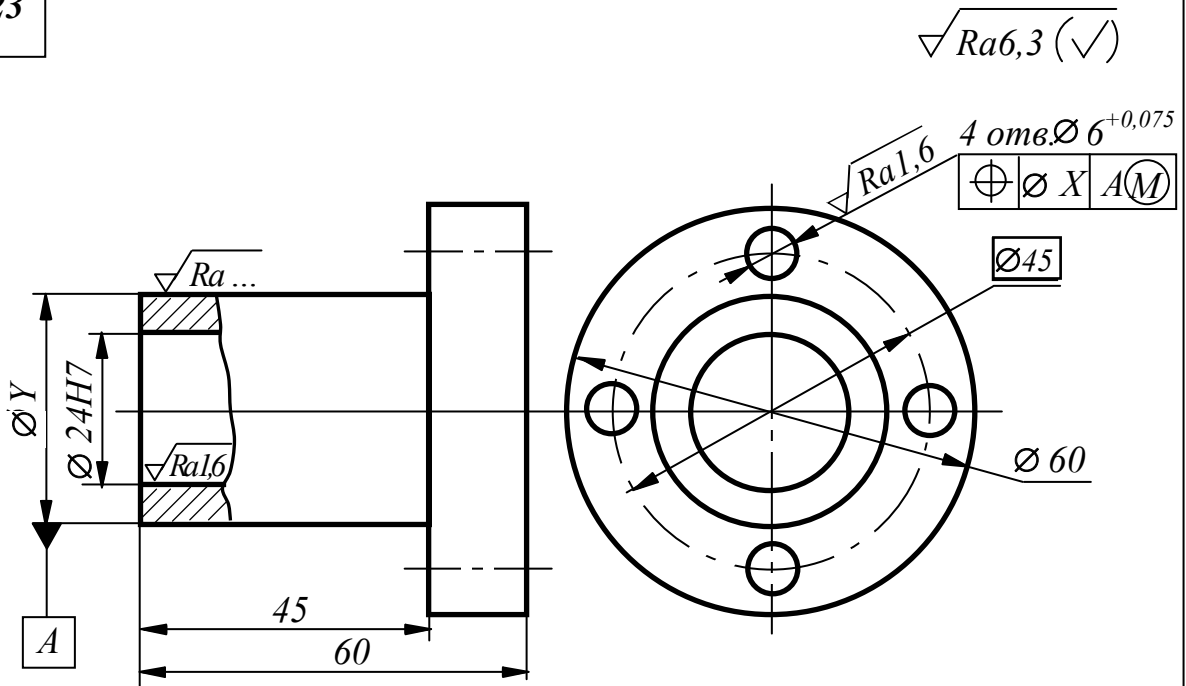
№ 22



ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	22.1	22.2	22.3	22.4	22.5	22.6
Параметр						
X (степень точности)	6	7	8	7	9	7
Y (поле допуска)	16H8	20H9	30H7	25H7	30H9	30H8

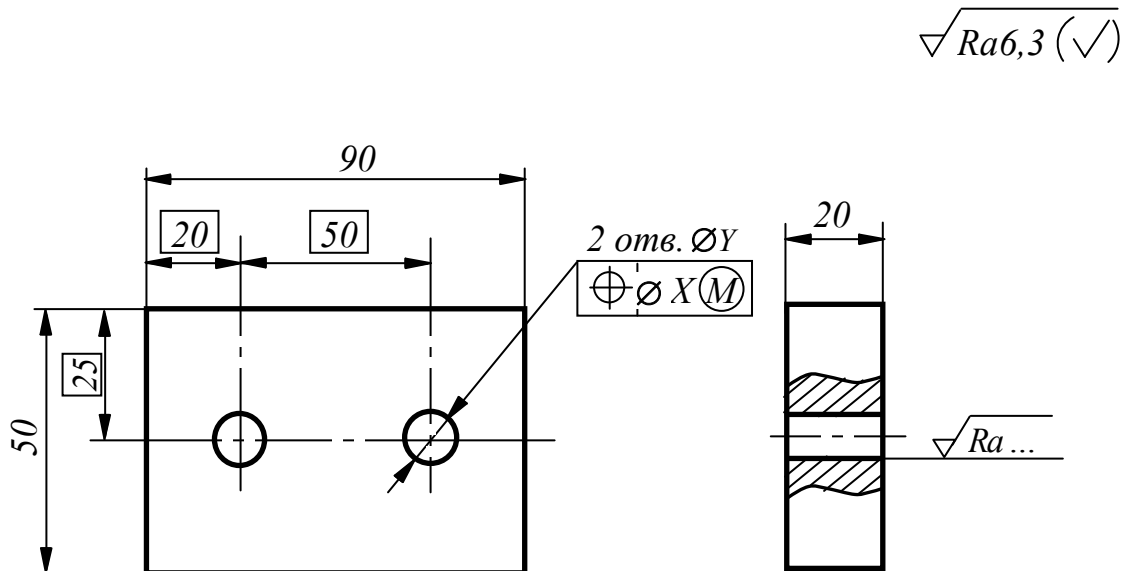
№ 23



ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	23.1	23.2	23.3	23.4	23.5	23.6
Параметр						
X (допуск), мм	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,1
Y (поле допуска)	35js6	35k7	35h7	35h8	35js7	40k6

№ 24



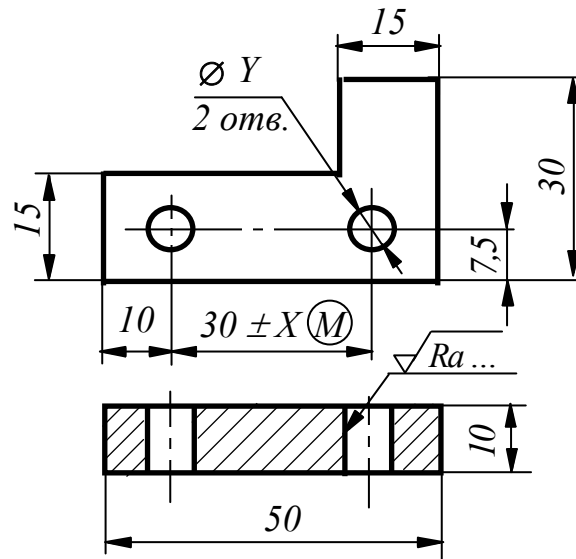
ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	24.1	24.2	24.3	24.4	24.5	24.6
Параметр						
X (допуск), мм	0,1	0,05	0,2	0,05	0,1	0,15
Y (поле допуска)	10H8	10H7	15H8	20H9	15H7	20H8

№ 25

194

$\sqrt{Ra6,3}$ (✓)

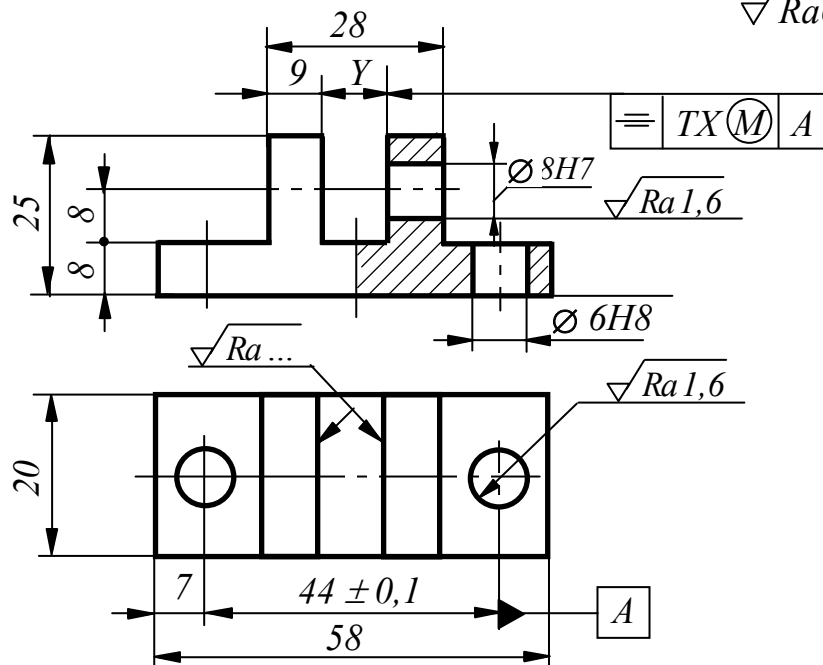


ГОСТ 30893.2 – мк.

Вариант	25.1	25.2	25.3	25.4	25.5	25.6
Параметр						
X (допуск), мм	0,05	0,1	0,04	0,15	0,08	0,15
Y (поле допуска)	5H7	5H8	5H7	5H10	5H9	5H7

№ 26

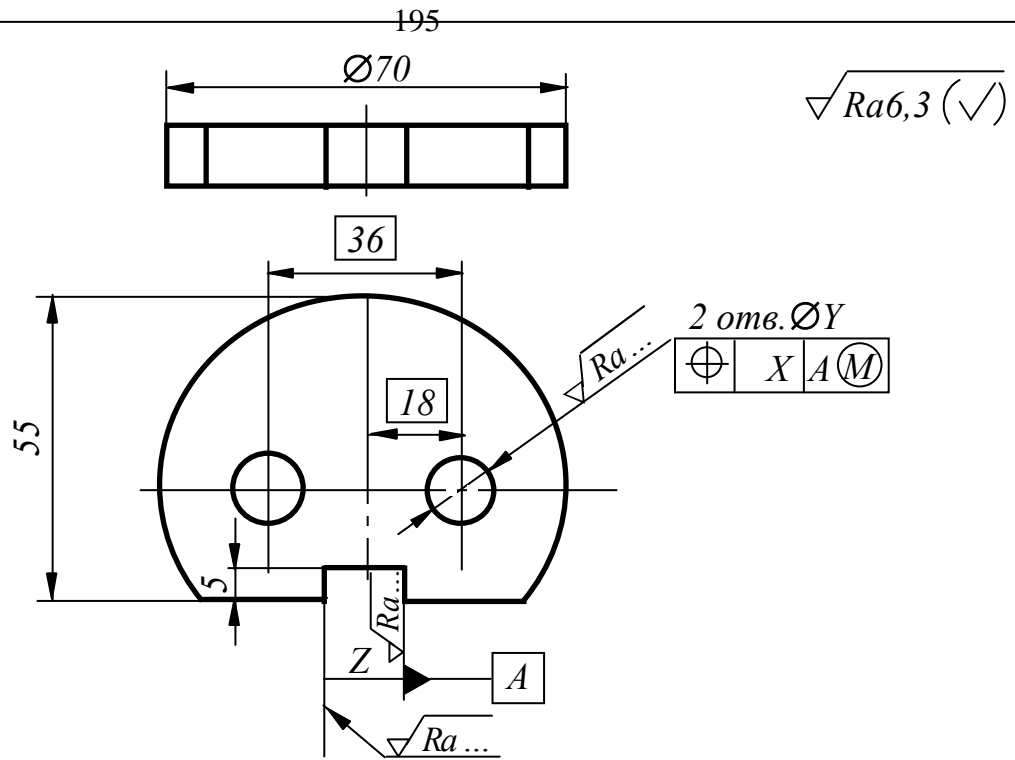
$\sqrt{Ra6,3}$ (✓)



ГОСТ 30893.2 – мк.

Вариант	26.1	26.2	26.3	26.4	26.5	26.6
Параметр						
X (степень точности)	7	8	6	7	9	9
Y (поле допуска)	10H7	12H8	12H7	10H9	12H9	10H8

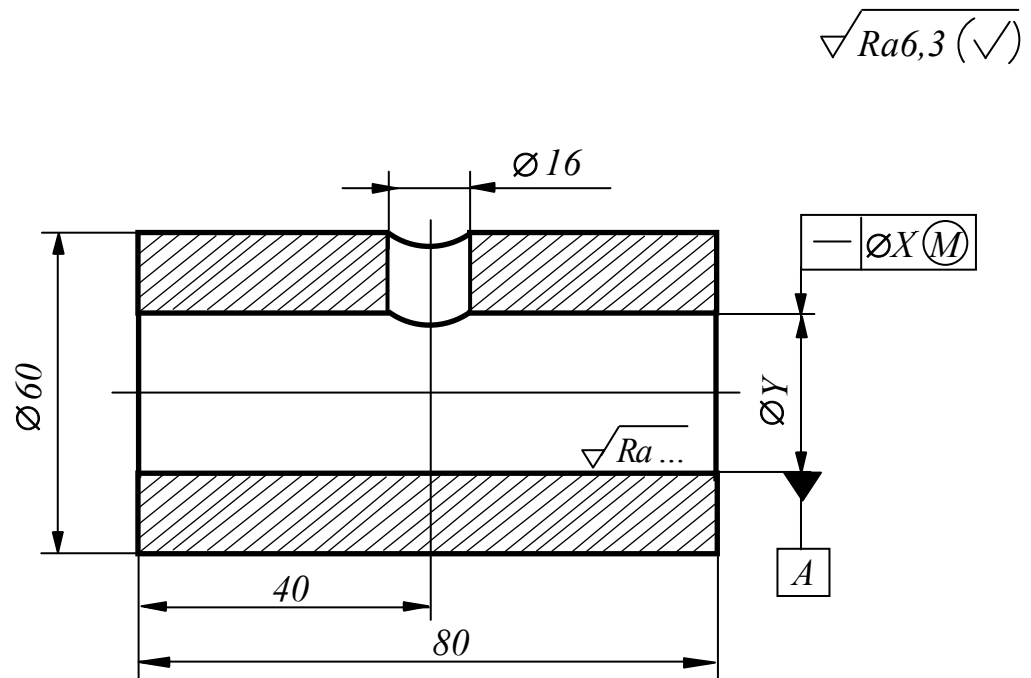
№ 27



ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	27.1	27.2	27.3	27.4	27.5	27.6
Параметр						
X (допуск), мм	0	0	0,1	0,05	0,05	0,1
Y (поле допуска)	10H9	15H8	15H9	12H7	10H8	10H9
Z (поле допуска)	15H7	12H7	15H8	12H8	15H9	12H7

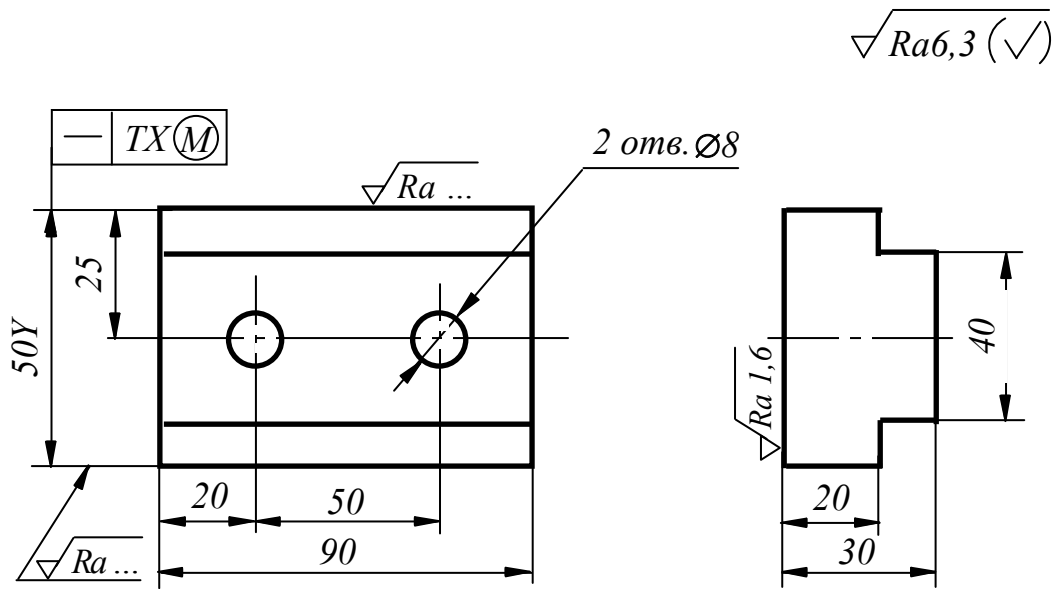
№ 28



ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	28.1	28.2	28.3	28.4	28.5	28.6
Параметр						
X (степень точности)	10	9	8	7	9	6
Y (поле допуска)	18H12	20H9	28H8	24H7	30H10	20H7

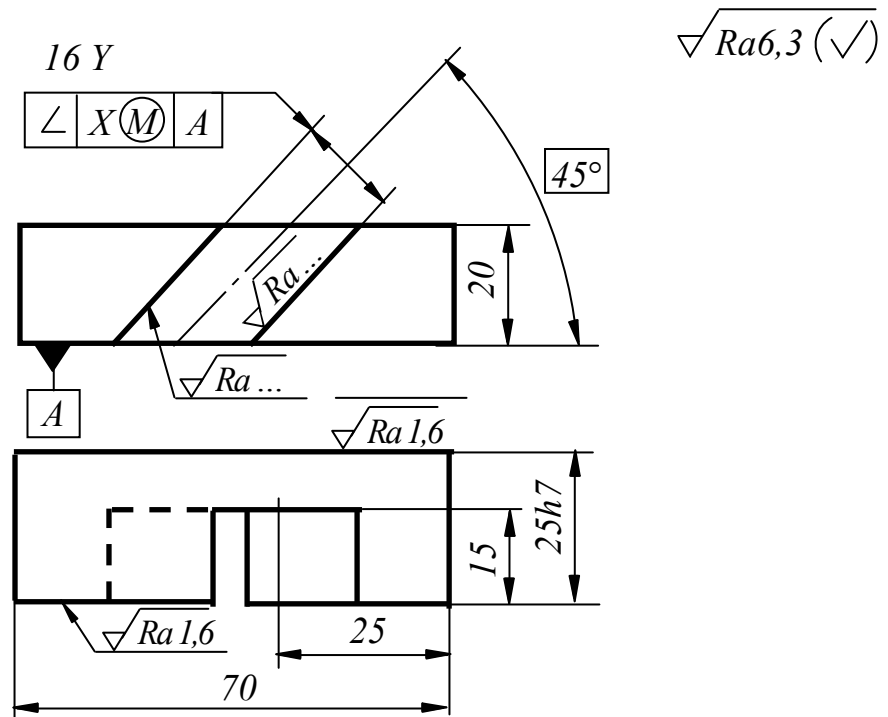
№ 29



ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	29.1	29.2	29.3	29.4	29.5	29.6
Параметр						
X (степень точности)	6	7	7	8	7	6
Y (поле допуска)	f7	f8	e8	d9	h8	h7

№ 30



ГОСТ 30893.2 – мК.

Вариант	30.1	30.2	30.3	30.4	30.5	30.6
Параметр						
X (степень точности)	6	7	8	8	7	6
Y (поле допуска)	H7	H8	H9	Js9	Js8	Js7

**П 1.5. Исходные данные к заданию «Выбор посадок и нормирование
точности деталей шпоночных соединений»**

№ варианта	Диаметр вала d , мм	Конструкция шпонки	Исполнение	Характер соединения	№ варианта	Диаметр вала d , мм	Конструкция шпонки	Исполнение	Характер соединения
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	8	Призматическая	1	Нормальное	36	42	Призматическая	1	Нормальное
2	10		2		37	45		2	
3	12		3		38	48		1	
4	16		1		39	50		2	
5	20		2		40	53		1	
6	22	Сегментная	1	Нормальное	41	56	Призматическая	1	Нормальное
7	25		2		42	60		2	
8	30		1		43	63		3	
9	36		2		44	67		2	
10	40		1		45	80		3	
11	45	Призматическая	1	Свободное	46	85	Призматическая	1	Свободное
12	50		2		47	90		2	
13	56		3		48	95		3	
14	60		1		49	100		1	
15	71		2		50	105		2	
16	75	Призматическая	1	Нормальное	51	8	Сегментная	1	Нормальное
17	80		2		52	10		2	
18	85		3		53	12		1	
19	90		1		54	16		2	
20	95		2		55	20		1	
21	6	Сегментная	1	Плотное	56	22	Призматическая	1	Нормальное
22	8		2		57	25		2	
23	10		1		58	30		3	
24	12		2		59	36		2	
25	16		1		60	40		3	
26	11	Призматическая	1	Плотное	61	45	Призматическая	1	Плотное
27	14		2		62	50		2	
28	18		3		63	56		3	
29	21		1		64	60		1	
30	24		2		65	71		2	
31	28	Сегментная	1	Плотное	66	75	Призматическая	3	Свободное
32	30		2		67	80		2	
33	34		1		68	85		1	
34	36		2		69	90		2	
35	38		1		70	95		1	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
71	6	Сегментная	1	Плотное	111	8	Сегментная	1	Нормальное
72	8		1		112	11		1	
73	10		1		113	12		1	
74	12		1		114	14		1	
75	16		1		115	16		1	
76	18	Сегментная	2	Нормальное	116	18	Призматическая	1	Нормальное
77	20		2		117	20		2	
78	21		2		118	21		3	
79	22		2		119	22		1	
80	24		2		120	24		2	
81	28	Призматическая	1	Свободное	121	25	Сегментная	2	Плотное
82	30		2		122	28		2	
83	34		3		123	30		2	
84	36		1		124	34		2	
85	38		2		125	36		2	
86	42	Призматическая	1	Нормальное	126	38	Призматическая	1	Свободное
87	45		2		127	40		2	
88	48		3		128	42		1	
89	50		1		129	45		2	
90	53		2		130	50		1	
91	56	Призматическая	3	Плотное	131	53	Призматическая	1	Нормальное
92	60		2		132	56		2	
93	63		1		133	60		3	
94	67		2		134	63		2	
95	80		3		135	67		3	
96	8	Сегментная	2	Нормальное	136	8	Сегментная	1	Плотное
97	10		2		137	10		1	
98	12		2		138	14		1	
99	16		2		139	16		1	
100	20		2		140	18		1	
101	22	Призматическая	1	Нормальное	141	20	Призматическая	3	Плотное
102	25		2		142	21		3	
103	30		3		143	22		2	
104	36		1		144	24		2	
105	40		2		145	28		1	
106	45	Призматическая	3	Свободное	146	30	Сегментная	2	Нормальная
107	50		3		147	34		1	
108	56		3		148	36		2	
109	60		3		149	38		1	
110	71		3		150	40		2	

Примечание. Размеры шпонок по ГОСТ 23360 «Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки»; ГОСТ 8790 «Соединения шпоночные с призматическими направляющими шпонками с креплением на валу. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки»; ГОСТ 24071 «Соединения шпоночные с сегментными шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки».

**П 1.6. Исходные данные к заданию «Выбор посадок
и нормирование точности деталей шлицевых соединений»**

№ варианта	Внутренний диаметр соединения d , мм	Серия	Характер соединения	Точность центрирования	Термообработка втулки	№ варианта	Внутренний диаметр соединения d , мм	Серия	Характер соединения	Точность центрирования	Термообработка втулки	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1	23	Легкая	Подвижное	Невысокая	–	31	72	Средняя	Подвижное	Высокая	Закалка, HRC 45...50	
2	26					32	82					
3	28					33	92					
4	32					34	102					
5	36					35	112					
6	42		Неподвижное	Высокая	Закалка, HRC 28...32	36	16	Тяжелая	Неподвижное		Невысокая	Закалка, HRC 28...32
7	46					37	18					
8	52					38	21					
9	56					39	23					
10	62					40	26					
11	72		Подвижное	Высокая	Закалка, HRC 45...50	41	28	Легкая	Подвижное	Невысокая	–	
12	82					42	32					
13	92					43	36					
14	102					44	42					
15	112					45	46					
16	11	Средняя	Неподвижное	Высокая	–	46	52	Легкая	Неподвижное	Высокая	Закалка, HRC 45...50	
17	13					47	56					
18	16					48	62					
19	18					49	72					
20	21					50	82					
21	23		Подвижное	Невысокая	Закалка, HRC 45...50	51	92	Легкая	Подвижное	Высокая	Закалка, HRC 45...50	
22	26					52	102					
23	28					53	112					
24	32					54	23					
25	36					55	26					
26	42	Неподвижное	Высокая	–	56	28	Легкая	Неподвижное	Высокая	Закалка, HRC 28...32		
27	46				57	32						
28	52				58	36						
29	56				59	42						
30	62				60	46						

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
61	52	Легкая	Подвижное	Невысокая	–	106	26	Легкая	Неподвижное	Высокая	Закалка, HRC 50...52
62	56					107	28				
63	62					108	32				
64	72					109	42				
65	82					110	46				
66	92	Средняя	Неподвижное	–	Закалка, HRC 28...32	111	52	Средняя	Подвижное	Невысокая	–
67	102					112	56				
68	112					113	62				
69	11					114	72				
70	13					115	82				
71	16	Средняя	Подвижное	Высокая	–	116	92	Средняя	Неподвижное	–	Закалка, HRC 28...32
72	18					117	102				
73	21					118	112				
74	23					119	11				
75	26					120	13				
76	28	Средняя	Неподвижное	–	Закалка, HRC 28...32	121	16	Средняя	Подвижное	Высокая	Закалка, HRC 50...52
77	32					122	18				
78	36					123	21				
79	42					124	23				
80	46					125	26				
81	52	Средняя	Подвижное	Невысокая	Закалка, HRC 45...50	126	28	Средняя	Неподвижное	–	–
82	56					127	32				
83	62					128	36				
84	72					129	42				
85	82					130	46				
86	92	Средняя	Неподвижное	Высокая	–	131	52	Средняя	Подвижное	Невысокая	Закалка, HRC 28...32
87	102					132	56				
88	112					133	62				
89	16					134	72				
90	18					135	82				
91	26	Средняя	Подвижное	Невысокая	–	136	92	Средняя	Неподвижное	Высокая	Закалка, HRC 50...52
92	28					137	102				
93	32					138	112				
94	36					139	16				
95	42					140	18				
96	46	Тяжелая	Неподвижное	Высокая	Закалка, HRC 28...32	141	21	Тяжелая	Подвижное	Невысокая	–
97	52					142	23				
98	56					143	26				
99	62					144	28				
100	72					145	32				
101	82	Тяжелая	Подвижное	Невысокая	–	146	36	Тяжелая	Неподвижное	Высокая	Закалка, HRC 28...32
102	92					147	42				
103	102					148	46				
104	112					149	52				
105	23					150	56				

**П 1.7. Исходные данные к заданию «Построение схемы
полей допусков резьбового соединения»**

№ варианта	Шаг резьбы P , мм	Наружный диаметр резьбы $d (D)$, мм	Посадка	№ варианта	Шаг резьбы P , мм	Наружный диаметр резьбы $d (D)$, мм	Посадка
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1	10	7H/4h	36	3,5	40	7H/8h
2	1,25	20	7G/6h	37	4	60	6H/4h
3	1,5	15	5H6H/6g	38	1	20	6G/7e6e
4	1,75	22	6G/6e	39	2	24	7G/6d
5	2	45	4H5H/6d	40	3	36	4H5H/8g
6	2,5	20	6H/7h6h	41	4	48	5H6H/6d
7	3	50	7H/7g6g	42	2	20	4H6H/4j
8	3,5	45	5H6H/7e6e	43	2,5	20	3H6H/2m
9	4	50	6G/8h	44	1,5	22	3H6H/2m
10	1	15	5H6H/4h	45	3	24	4H6H/4j
11	2	30	6H/8g	46	1,5	20	4H6H/4jk
12	3	90	4H5H/6h	47	2,5	22	4H6H/4j
13	4	40	6G/6g	48	2	22	4H6H/4j
14	2	36	5H6H/4jh	49	3	27	3H6H/2m
15	2	36	5H6H/4j	50	2	30	3H6H/2m
16	3,5	42	5H6H/4jh	51	2	30	3H6H/2m
17	3,5	42	5H6H/4j	52	2	30	4H6H/4j
18	3,5	33	5H6H/4jh	53	0,8	5	3H6H/3p
19	2	33	5H6H/4j	54	0,8	5	3H6H/3n
20	3	39	5H6H/4j	55	1	6	3H6H/3p
21	3,5	33	5H6H/4j	56	1	6	3H6H/3n
22	1,25	6	5H6H/4jk	57	1,25	8	3H6H/3p
23	1,25	8	3H6H/2m	58	1	8	3H6H/3n
24	1,5	10	5H6H/4jk	59	2	14	5H6H/4jk
25	1	8	5H6H/4jk	60	2	16	3H6H/2m
26	1,25	10	3H6H/2m	61	1,5	16	3H6H/2m
27	1,75	12	5H6H/4jk	62	3	27	3H6H/3p
28	1,5	12	3H6H/2m	63	2	27	3H6H/3n
29	1	12	7G/7h6h	64	2	30	3H6H/3p
30	1,25	15	4H5H/7g6g	65	2	30	3H6H/3n
31	1,5	30	6G/8h	66	3	42	3H6H/3p
32	1,75	18	7H/8g	67	3	42	3H6H/3n
33	2	20	5H6H/7h	68	0,8	5	2H5D/2r
34	2,5	30	5H6H/8h	69	0,8	5	2H5D(2)/3p(2)
35	3	50	5H6H/4h	70	0,8	5	2H4D(3)/3n(3)

1	2	3	4	5	6	7	8
71	1	6	<i>2H5D/2r</i>	111	2	16	<i>2H5C/2r</i>
72	1	6	<i>2H5D(2)/3p(2)</i>	112	1,5	16	<i>2H5C(2)/3p(2)</i>
73	1	6	<i>2H4D(3)/3n(3)</i>	113	1,5	16	<i>2H4C(3)/3n(3)</i>
74	1,25	8	<i>2H5D/2r</i>	114	2,5	18	<i>2H5C/2r</i>
75	1,00	8	<i>2H5D(2)/3p(2)</i>	115	2,5	20	<i>2H5C(2)/3p(2)</i>
76	1,25	8	<i>2H4D(3)/3n(3)</i>	116	2,5	22	<i>2H4C(3)/3n(3)</i>
77	1,00	8	<i>2H5D/2r</i>	117	3	24	<i>2H5C/2r</i>
78	1,00	8	<i>2H5D(2)/3p(2)</i>	118	2	27	<i>2H5C(2)/3p(2)</i>
79	1,25	8	<i>2H4D(3)/3n(3)</i>	119	3	27	<i>2H4C(3)/3n(3)</i>
80	1,25	10	<i>2H5D/2r</i>	120	2	24	<i>2H5C/2r</i>
81	1,5	10	<i>2H5C(2)/3p(2)</i>	121	1	10	<i>5H/5g6g</i>
82	1,25	10	<i>2H4D(3)/3n(3)</i>	122	1,5	12	<i>6G/6d</i>
83	1,75	12	<i>2H5C/2r</i>	123	3	42	<i>6G/6f</i>
84	1,25	12	<i>2H5D(2)/3p(2)</i>	124	1,5	12	<i>5H/4h</i>
85	1,5	12	<i>2H4C(3)/3n(3)</i>	125	2	20	<i>4H5H/4h</i>
86	3	36	<i>2H5C(2)/3p(2)</i>	126	1	8	<i>2H5D/2r</i>
87	3	39	<i>2H4C(3)/3n(3)</i>	127	1,25	8	<i>2H5D(2)/3p(2)</i>
88	3	42	<i>2P5C/2r</i>	128	3,5	30	<i>2H5C(2)/3p(2)</i>
89	3	45	<i>2H4C(3)/3n(3)</i>	129	1,25	14	<i>2H4D(3)/3n(3)</i>
90	1,5	10	<i>3H6H/3p</i>	130	2	16	<i>5H6H/4jk</i>
91	1,25	10	<i>3H6H/3n</i>	131	2,5	18	<i>5H6H/4j</i>
92	1,25	12	<i>3H6H/3p</i>	132	1	6	<i>4H6H/4jk</i>
93	1,75	12	<i>3H6H/3n</i>	133	3	30	<i>4H6H/4j</i>
94	2,5	20	<i>3H6H/3p</i>	134	1,25	12	<i>3H6H/3p</i>
95	1,5	20	<i>3H6H/3n</i>	135	3	27	<i>7H/7g6g</i>
96	1,75	12	<i>3H6H/3p</i>	136	2	20	<i>7G/8g</i>
97	1,25	12	<i>3H6H/3n</i>	137	3,5	30	<i>7H/8g</i>
98	2	16	<i>3H6H/3p</i>	138	1,5	14	<i>6H/6h</i>
99	1,5	16	<i>3H6H/3n</i>	139	1	6	<i>5H/4g</i>
100	3	24	<i>3H6H/3p</i>	140	3	30	<i>3H6H/2m</i>
101	2	24	<i>3H6H/3n</i>	141	2	24	<i>5H6H/4jh</i>
102	1,5	10	<i>2H5D/2r</i>	142	3	24	<i>3H6H/3n</i>
103	1,25	10	<i>2H5D(2)/3p(2)</i>	143	1,25	12	<i>4H6H/4jk</i>
104	1,5	10	<i>2H4C(3)/3n(3)</i>	144	2	16	<i>5H6H/4j</i>
105	1,75	12	<i>2H5C/2r</i>	145	1	10	<i>2H5D/2r</i>
106	1,25	12	<i>2H5D(2)/3p(2)</i>	146	2	14	<i>2H5C/2r</i>
107	1,75	12	<i>2H4C(3)/3n(3)</i>	147	1,5	20	<i>2H5D(2)/3p(2)</i>
108	2	14	<i>2H5C/2r</i>	148	1,25	12	<i>2H4D(3)/3n(3)</i>
109	1,5	14	<i>2H5C(2)/3p(2)</i>	149	3,0	24	<i>2H4C(3)/3n(3)</i>
110	1,5	14	<i>2H4C(3)/3n(3)</i>	150	2	16	<i>7H/6g</i>

**П 1.8. Исходные данные к заданию «Нормирование точности
цилиндрических зубчатых колес и передач»**

№ варианта	Модуль m , мм	Число зубьев зубчатого колеса z		Ширина зубчатого венца B , мм	Тип зубчатой передачи (зубчатого ко- леса)	Условия ра- боты	Окружная скорость V , м/с
		ведущего (шестерни)	ведомого				
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1,0	25	40	5	Прямозубая	Прецизи- онная передача делитель- ного механизма	1
2	1,0	30	50	5			
3	1,0	35	60	5			
4	1,5	40	70	6			
5	1,5	50	80	6			
6	1,5	55	85	6			
7	2,0	60	80	10		Высокоско- ростная передача	30
8	2,0	55	90	10			
9	2,0	40	60	10			
10	3,0	34	60	20			
11	3,0	30	50	20			
12	3,0	24	40	20			
13	3,5	36	36	25	Косозубая	Скоростная передача автомобиля	10
14	3,5	34	68	25			
15	3,5	32	64	25			
16	4,0	30	30	30			
17	4,0	26	52	30			
18	4,0	24	48	30			
19	4,5	36	52	35	Прямозубая	Не предъяв- ляется особых требований	6
20	4,5	34	48	35			
21	4,5	32	44	35			
22	5,0	30	40	40			
23	5,0	28	38	40			
24	5,0	26	34	40			
25	5,5	30	60	50	Прямозубая	Передача грузо- подъемного механизма	3
26	5,5	28	56	50			
27	5,5	26	52	50			
28	6,0	24	48	60			
29	6,0	22	44	60			
30	6,0	20	40	60			
31	7,0	25	40	30	Прямозубая	Ненагру- женная передача	1
32	7,0	24	38	30			
33	7,0	23	36	30			
34	8,0	22	34	40			
35	8,0	21	32	40			
36	8,0	20	30	40			

Продолжение табл. П 1.8

1	2	3	4	5	6	7	8
37	4,0	31	–	20	Прямозубая	Измерительное зубчатое колесо для зубчатых колес 7-В, ГОСТ 1643–81	–
38	4,0	29	–	20			
39	4,0	27	–	20			
40	5,0	25	–	30			
41	5,0	23	–	30			
42	5,0	21	–	30			
43	3,0	25	30	20	Косозубая	Высоко- скоростная передача	40
44	3,0	24	29	20			
45	3,0	23	28	20			
46	4,0	22	27	30			
47	4,0	21	26	30			
48	4,0	20	25	30			
49	1,75	29	37	16	Прямозубая	Зубчатая передача делительного механизма	2
50	1,75	28	36	16			
51	1,75	27	35	16			
52	3,0	26	34	25			
53	3,0	25	33	25			
54	3,0	24	32	25			
55	1,25	28	56	16	Прямозубая	Механизм металлорежу- щего станка, требующий согласованности движения	15
56	1,25	27	54	16			
57	1,25	26	52	16			
58	2,5	25	50	20			
59	2,5	24	48	20			
60	2,5	23	46	20			
61	2,75	26	31	12	Прямозубая	Передача, требуемая бесшумность работы	18
62	2,75	25	30	12			
63	2,75	24	29	12			
64	3,5	23	28	16			
65	3,5	22	27	16			
66	3,5	21	26	16			
67	4,0	31	–	16	Прямозубая	Измерительное зубчатое колесо для зубчатых колес 8-С, ГОСТ 1643–81	–
68	4,0	30	–	16			
69	4,0	29	–	16			
70	6,0	28	–	18			
71	6,0	27	–	18			
72	6,0	25	–	18			
73	5,5	31	41	35	Прямозубая	Передача грузо- подъемного механизма	2
74	5,5	29	39	35			
75	5,5	27	37	35			
76	7,0	25	35	40			
77	7,0	23	33	40			
78	7,0	21	31	40			

Продолжение табл. П 1.8

1	2	3	4	5	6	7	8
79	1,0	30	60	16	Косозубая	Скоростная передача	12
80	1,0	29	58	16			
81	1,0	28	56	16			
82	1,25	27	54	20			
83	1,25	26	52	20			
84	1,25	25	50	20			
85	1,5	28	56	10	Прямозубая	Ненагруженная передача	0,5
86	1,5	27	54	10			
87	1,5	26	52	10			
88	1,75	25	50	16			
89	1,75	24	48	16			
90	1,75	23	46	16			
91	2,0	26	32	10	Прямозубая	Прецизионная передача делительного механизма	0,2
92	2,0	25	31	10			
93	2,0	24	30	10			
94	2,25	23	29	12			
95	2,25	22	28	12			
96	2,25	21	27	12			
97	2,5	28	35	20	Косозубая	Высоко-скоростная передача	50
98	2,5	27	34	20			
99	2,5	26	33	20			
100	2,75	25	32	25			
101	2,75	24	31	25			
102	2,75	23	30	25			
103	3,0	25	32	16	Прямозубая	Зубчатая передача редуктора нормальной точности	5
104	3,0	24	31	16			
105	3,0	23	30	16			
106	3,5	22	29	18			
107	3,5	21	28	18			
108	3,5	20	27	18			
109	4,0	27	54	40	Прямозубая	Не предъявляется особых требований	2
110	4,0	26	52	40			
111	4,0	25	50	40			
112	4,5	24	48	30			
113	4,5	23	46	30			
114	4,5	22	44	30			
115	5,0	25	31	18	Косозубая	Скоростная передача автомобиля	12
116	5,0	24	30	18			
117	5,0	23	29	18			
118	5,5	22	28	20			
119	5,5	21	27	20			
120	5,5	20	26	20			

1	2	3	4	5	6	7	8
121	6,0	23	30	40	Прямозубая	Передача грузо- подъемного механизма	0,5
122	6,0	22	29	40			
123	6,0	21	28	40			
124	7,0	20	27	50			
125	7,0	19	26	50			
126	7,0	18	25	50			
127	6,0	23	–	20	Прямозубая	Измерительное зубчатое колесо для зубчатых колес 9-В, ГОСТ 1643–81	–
128	6,0	22	–	20			
129	6,0	21	–	20			
130	5,0	20	–	25			
131	5,0	19	–	25			
132	5,0	18	–	25			
133	4,5	33	38	20	Прямозубая	Скоростная Передача автомобиля	6
134	4,5	31	37	20			
135	4,5	29	36	20			
136	4,0	27	34	30			
137	4,0	25	32	30			
138	4,0	23	30	30			
139	3,5	25	30	20	Прямозубая	Прецизионная передача делительного механизма	0,3
140	3,5	24	29	20			
141	3,5	23	28	20			
142	3,0	22	27	30			
143	3,0	21	26	30			
144	3,0	20	25	30			
145	4,0	25	50	40	Прямозубая	Передача грузо- подъемного механизма	0,5
146	4,0	24	48	40			
147	4,0	23	46	40			
148	5,0	22	44	50			
149	5,0	21	42	50			
150	5,0	20	40	50			

ТИТУЛЬНЫЙ ЛИСТ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Технология машиностроения»

Дисциплина «Нормирование точности и технические измерения»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовой работе

Студент _____ (_____)

Факультет _____

Группа _____

Консультант _____ (_____)

ПРИМЕР АННОТАЦИИ

АННОТАЦИЯ

курсовой работы по дисциплине «Нормирование точности и технические измерения» студента машиностроительного факультета И.И. Иванова

Пояснительная записка на 28 с., в том числе 12 ил.; 1,5 листа чертежей.
Ульяновский государственный технический университет, 2012 г.

В узле «Масляный насос» назначены посадки методами аналогии и подобия в соединениях: вала 2 и втулки 4 – $\text{Ø}30\text{F}8/\text{h}6$; вала 2 и зубчатого колеса 10 – $\text{Ø}30\text{K}7/\text{h}6$; втулки 4 и корпуса 1 – $\text{Ø}40\text{H}7/\text{n}6$.

В соответствии с заданием рассчитаны предельные зазоры и натяги и выбраны соответствующие им посадки: $\text{Ø}40\text{H}7/\text{e}8$ и $\text{Ø}25\text{H}8/\text{n}8$. Рассчитаны и выбраны посадки подшипника 205 в корпус и на вал: $\text{Ø}25\text{L}0/\text{k}6$ и $\text{Ø}52\text{H}7/\text{i}0$.

Назначены требования к точности вала 2 и выполнен его рабочий чертеж; построен график зависимости допуска соосности от действительного размера отверстия.

Назначены посадки в соединениях:

- шпонки и паза вала – $7\text{N}9/\text{h}9$;
- шпонки и паза втулки – $7\text{Js}9/\text{h}9$;
- в шлицевом соединении – $d-8\text{x}32\text{H}7/\text{g}6 \times 36\text{H}12/\text{a}11 \times 6\text{D}9/\text{h}9$;
- построена схема полей допусков резьбы $\text{M}12 \times 1-7\text{H}/6\text{g}$.

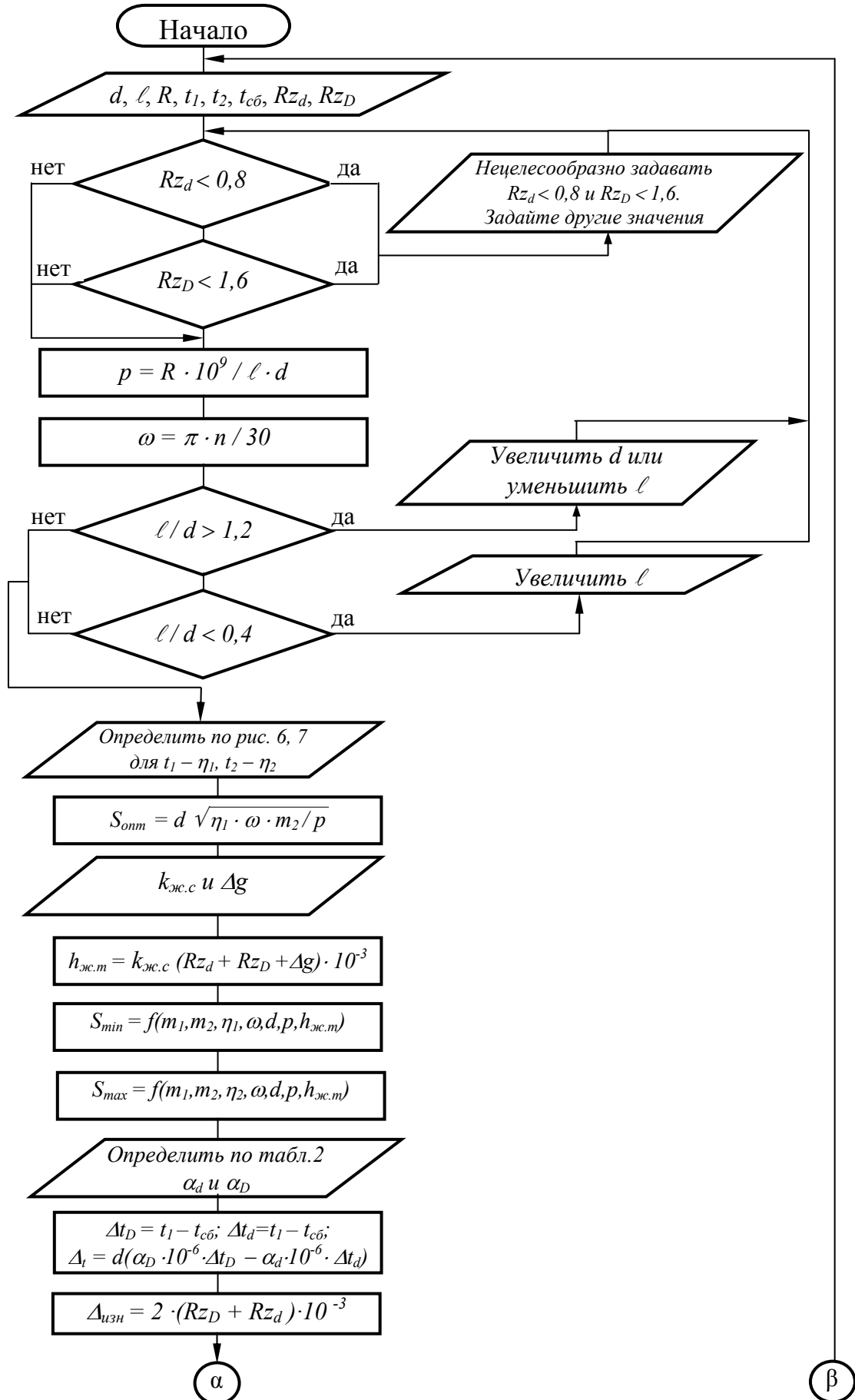
Выбраны универсальные средства измерения $\text{Ø}30\text{h}6$ вала 2 и радиального биения цилиндрической поверхности втулки 4.

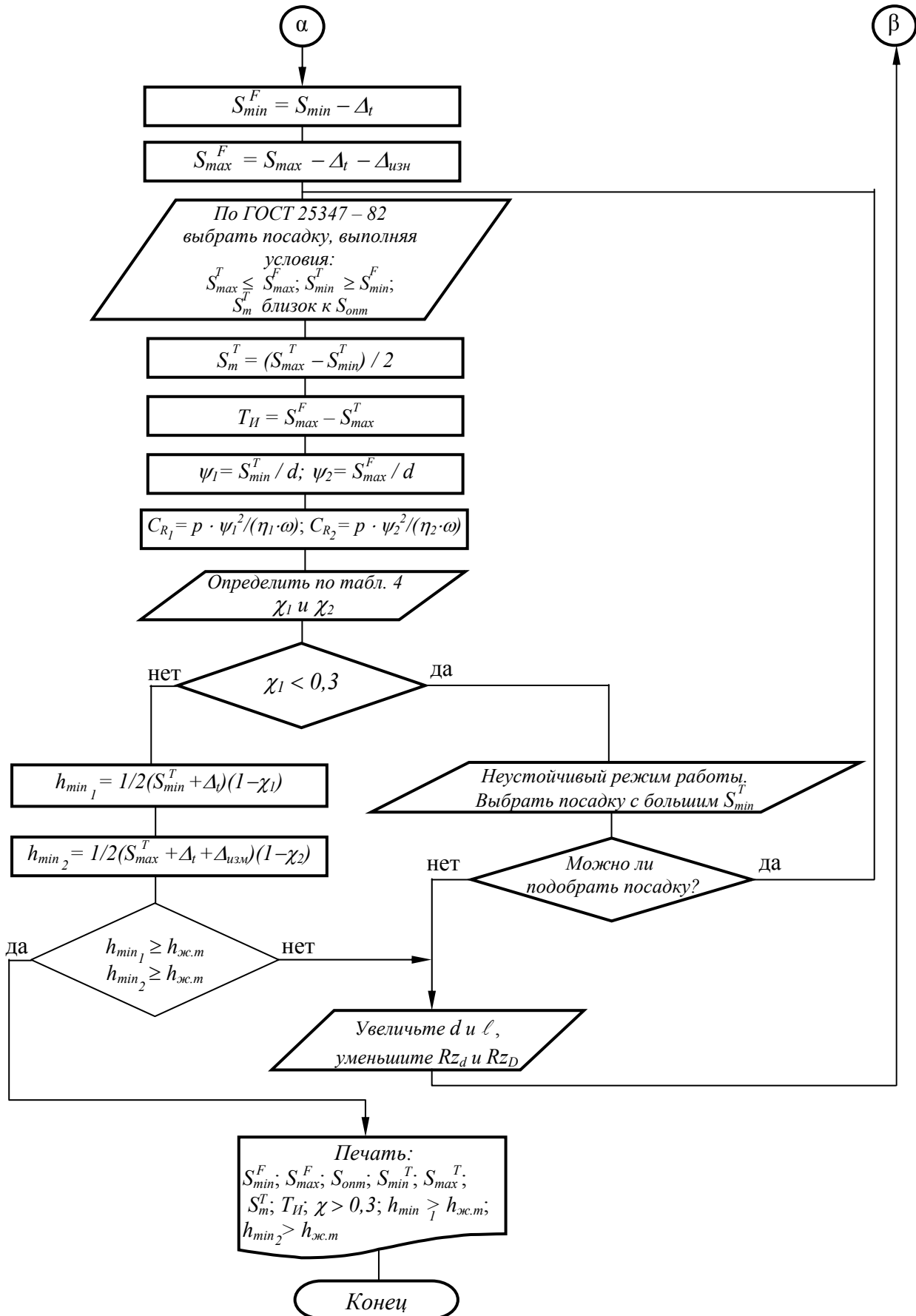
**ПРИМЕР КОМПОНОВКИ ЛИСТОВ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ
КУРСОВОЙ РАБОТЫ**

Узел	Схемы полей допусков посадок, назначенных методом аналогии	Рабочий чертеж детали	
Схемы полей допусков посадок с зазором и натягом	Схемы полей допусков посадок подшипника качения	Обозначение на чертеже и график изменения зависящего допуска расположения	Схема полей допусков резьбового соединения <div style="border: 1px solid black; width: 100px; height: 20px; margin: 0 auto;"></div>

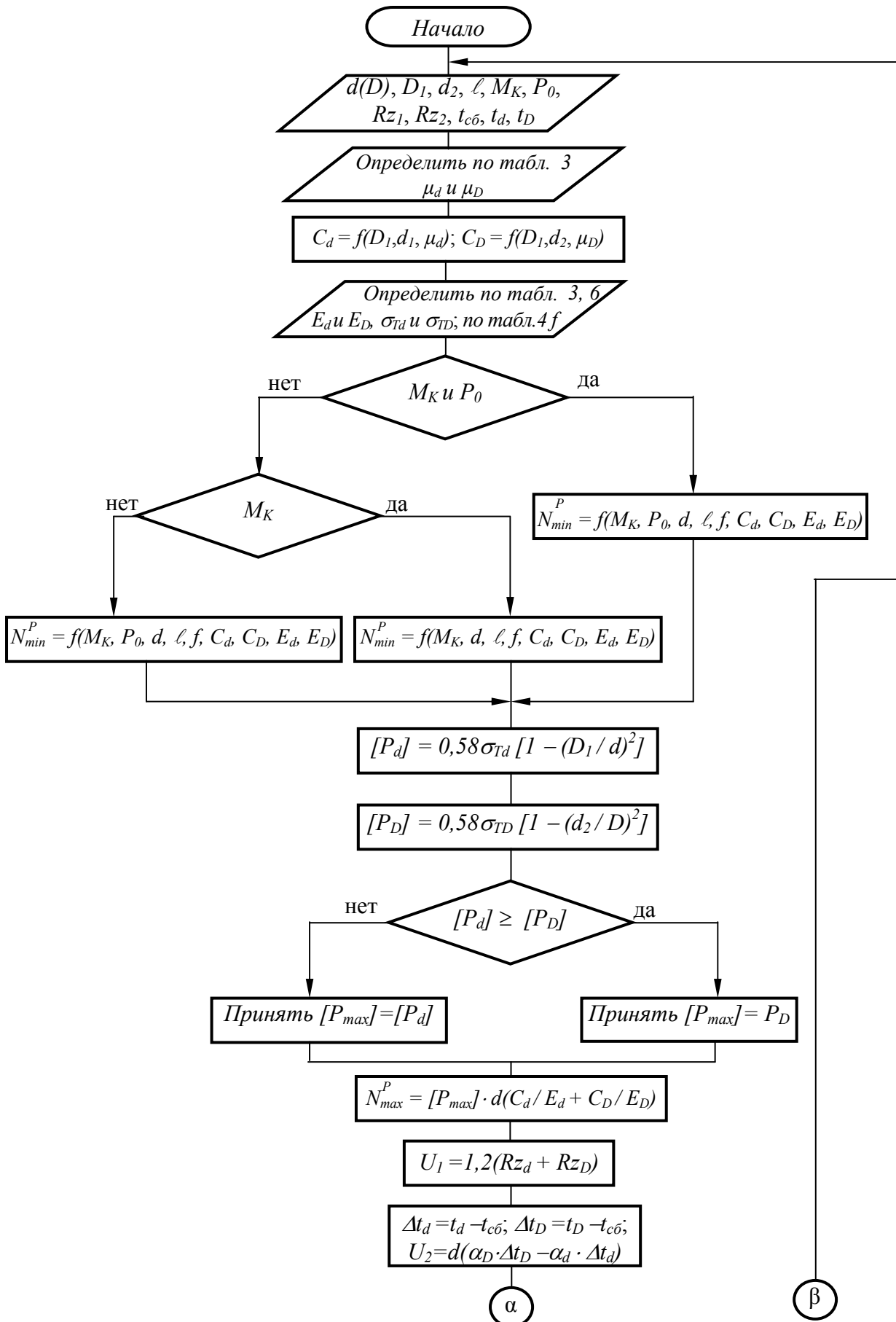
Шлицевое соединение
Шпоночное соединение <div style="border: 1px solid black; width: 100px; height: 20px; margin: 0 auto;"></div>

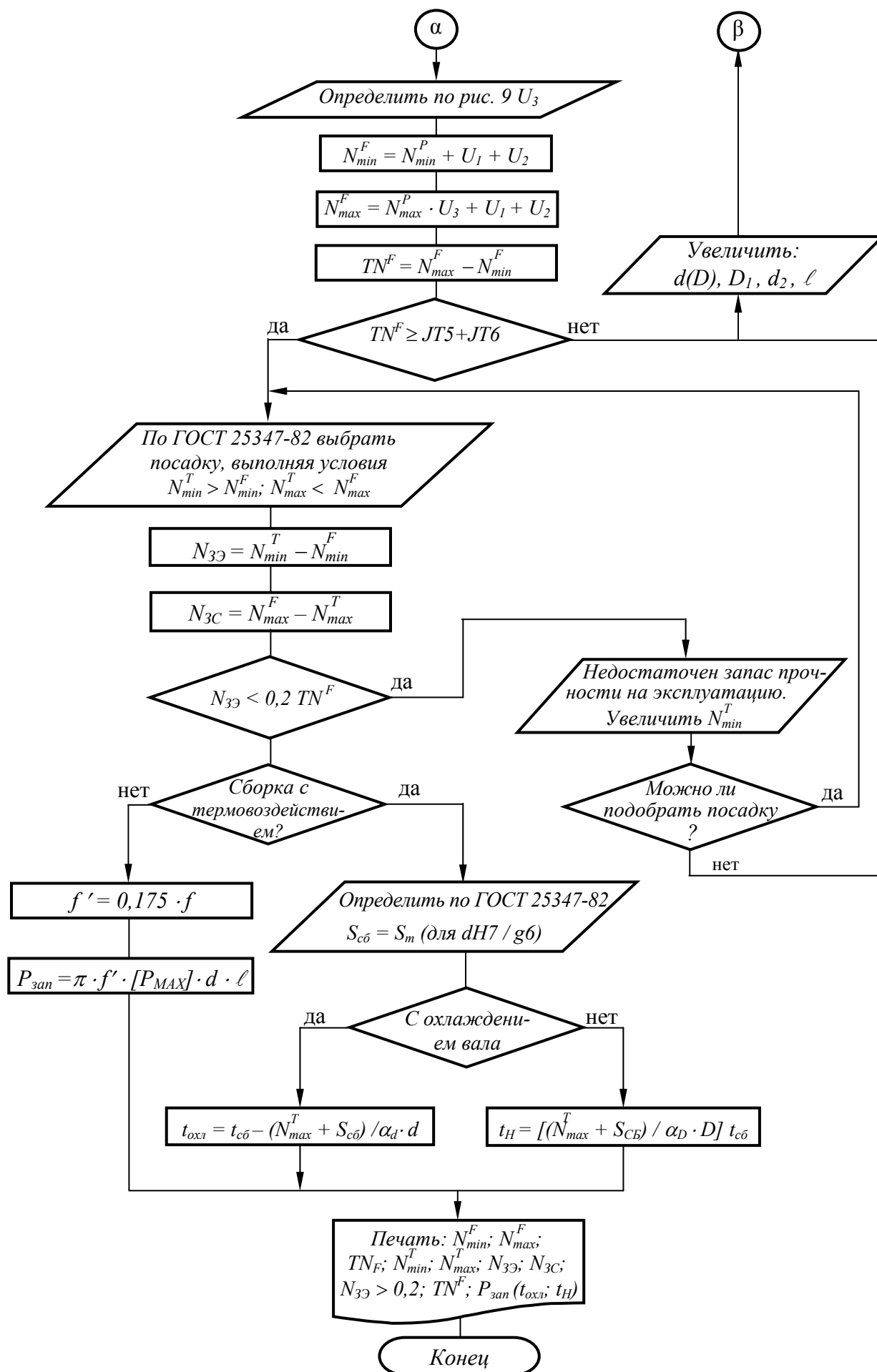
БЛОК-СХЕМА АЛГОРИТМА РАСЧЕТА ПОСАДКИ С ЗАЗОРОМ





БЛОК-СХЕМА АЛГОРИТМА РАСЧЕТА ПОСАДКИ С НАТЯГОМ





II 8.1. Допуски колец подшипников качения радиальные и радиально-упорные (за исключением конических). Верхние (*ES, es*) и нижние (*EI, ei*) отклонения, мкм (ГОСТ 520)

Кольцо подшипника	Обозначение размера	Отклонение	Интервал номинальных размеров <i>d</i> внутреннего и <i>D</i> наружного колец подшипника, мм												
			Св. 0,6 до 2,5	Св. 2,5 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 150	Св. 150 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
Класс точности подшипника L0 (l0)															
Внутреннее L0	<i>d_m</i>	<i>ES</i> <i>+ES</i>	0 8	0 8	0 8	0 8	0 10	0 12	0 15	0 20	0 25	0 25	0 30	0 35	
	<i>d</i>	<i>-ES</i> <i>-EI</i>	1 9	2 10	2 10	3 11	3 13	3 15	4 15	5 25	6 31	6 31	8 38	9 44	
	<i>B</i>	<i>es</i> <i>-ei</i>	0 40	0 120	0 120	0 120	0 120	0 120	0 120	0 150	0 200	0 250	0 250	0 300	0 350
	<i>D_m</i> <i>D</i>	<i>es</i> <i>-ei</i> <i>+es</i> <i>-ei</i>	- - - -	8 8 1 9	8 8 2 10	8 8 2 10	8 8 2 10	9 9 2 11	11 11 3 14	13 13 4 17	15 15 5 20	18 18 6 24	25 25 7 32	30 30 8 38	35 35 9 44
Класс точности подшипника L6 (l6)															
Внутреннее L0	<i>d_m</i>	<i>ES</i> <i>+ES</i>	0 7	0 7	0 7	0 7	0 8	0 10	0 12	0 15	0 18	0 18	0 22	0 25	
	<i>d</i>	<i>-ES</i> <i>-EI</i>	1 8	1 8	1 8	1 8	1 9	1 11	2 14	3 18	3 21	3 21	4 26	5 30	
	<i>B</i>	<i>es</i> <i>-ei</i>	0 40	0 120	0 120	0 120	0 120	0 150	0 200	0 250	0 250	0 250	0 300	0 350	
	<i>D_m</i> <i>D</i>	<i>es</i> <i>-ei</i> <i>+es</i> <i>-ei</i>	- - - -	7 7 1 8	7 7 1 8	7 7 1 8	8 8 1 9	10 10 2 11	12 12 3 14	15 15 4 17	18 18 5 20	18 18 6 24	22 22 7 32	25 25 8 38	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Класс точности подшипника L5 (I5)														
Внутреннее	d_m и	<i>ES</i> <i>-EI</i>	0 5	0 5	0 5	0 5	0 6	0 8	0 9	0 10	0 10	0 13	0 15	0 18
	B	<i>es</i> <i>-ei</i>	0 40	0 40	0 40	0 40	0 120	0 120	0 150	0 150	0 200	0 250	0 300	0 350
Наружное	D_m и	<i>es</i> <i>-ei</i>	— —	0 5	0 5	0 5	0 6	0 7	0 9	0 10	0 10	0 11	0 15	0 18
	B	<i>es</i> <i>-ei</i>	— —	0 40	0 40	0 40	0 120	0 120	0 150	0 150	0 200	0 250	0 300	0 350
Класс точности подшипника L4 (I4)														
Внутреннее	d_m и	<i>ES</i> <i>-EI</i>	0 4	0 4	0 4	0 4	0 5	0 6	0 7	0 8	0 8	0 10	0 12	— —
	B	<i>es</i> <i>-ei</i>	0 40	0 40	0 40	0 40	0 120	0 120	0 150	0 150	0 200	2 250	0 300	— —
Наружное	D_m и	<i>es</i> <i>-ei</i>	— —	0 4	0 4	0 4	0 5	0 6	0 7	0 8	0 8	0 9	0 11	0 13
	B	<i>es</i> <i>-ei</i>	— —	0 40	0 40	0 40	0 120	0 120	0 150	0 150	0 200	0 250	0 300	0 350
Класс точности подшипника L2 (I2)														
Внутреннее	d_m и	<i>ES</i> <i>-EI</i>	0 4	0 4	0 4	0 4	0 4	0 4	0 5	0 5	0 5	0 6,5	0 9	— —
	B	<i>es</i> <i>-ei</i>	0 40	0 40	0 40	0 40	0 120	0 120	0 125	0 125	0 125	2 125	0 150	— —
Наружное	D_m и	<i>es</i> <i>-ei</i>	— —	0 3	0 3	0 3	0 4	0 4	0 4	0 5	0 5	0 6,5	0 8	0 10
	B	<i>es</i> <i>-ei</i>	— —	0 40	0 40	0 40	0 120	0 120	0 125	0 125	0 125	0 125	0 150	0 180

Примечание. Номинальный (средний) диаметр наружной поверхности наружного кольца обозначен $D(D_m)$, а отверстия внутреннего кольца – соответственно $d(d_m)$, ширина кольца – B ; верхнее и нижнее отклонения размеров внутреннего кольца – ES и EI , наружного кольца – соответственно es и ei .

**П 8.2. Подшипники качения роликовые конические.
Верхние (ES, es) и нижние (EI, ei) отклонения, мкм (ГОСТ 520)**

Кольцо подшипника	Обозначение размера	Отклонение	Интервал номинальных размеров d внутреннего и D наружного колец подшипника, мм									
			Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 150	Св. 150 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Класс точности подшипника L0 (P0)												
Внутреннее	d_m	ES -EI	0 8	0 10	0 12	0 15	0 20	0 25	0 25	0 30	0 35	0 40
	d	+ES -EI	3 11	3 13	3 15	4 19	5 25	6 31	6 31	8 38	9 44	10 50
	B	es -ei	0 200	0 200	0 240	0 300	0 400	0 500	0 500	0 600	0 700	0 800
Наружное	D_m	es -ei	- -	0 9	0 11	0 13	0 15	0 18	0 25	0 30	0 35	0 40
	D	+es -ei	- -	2 11	3 14	4 17	5 20	6 24	7 32	8 38	9 44	10 50
	Класс точности подшипника P6 (6), P5(5)											
Внутреннее	d_m	ES -ES	0 7	0 8	0 10	0 12	0 15	0 18	0 18	0 22	0 25	0 30
	d	+ES -EI	1 8	19	1 11	1 14	1 18	1 21	2 21	3 26	3 30	3 35
	B	es -ei	0 200	0 200	0 240	0 300	0 400	0 500	0 500	0 600	0 700	0 800

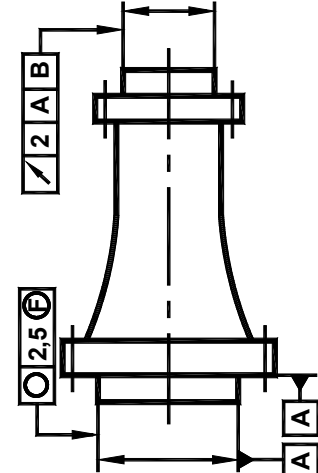
**П 9.1. Классификация и условные обозначения
геометрических допусков на чертежах (ГОСТ 53442)**

Группа допусков	Геометрическая характеристика	Обозначение геометрической характеристики	Необходимость указания базы
Допуски формы	Прямолинейность		Нет
	Плоскостность		Нет
	Круглость		Нет
	Цилиндричность		Нет
	Форма заданного профиля		Нет
	Форма заданной поверхности		Нет
Допуски ориентации	Параллельность		Да
	Перпендикулярность		Да
	Наклон		Да
	Форма заданного профиля		Да
	Форма заданной поверхности		Да
Допуски месторасположения	Позиционирование		Да или нет
	Концентричность (для точек)		Да
	Соосность (для осей)		Да
	Симметричность		Да
	Форма заданного профиля		Да
	Форма заданной поверхности		Да
Допуски биения	Биение		Да
	Полное биение		Да

**П 9.2. Дополнительные условные знаки, используемые при указании
геометрических допусков на чертежах (ГОСТ 53442)**

Описание обозначения	Обозначение
Указание элемента, для которого установлен допуск	
Указание базового элемента	
Указание базового участка	
Теоретически точный размер	
Выступающее поле допуска	
Требование максимума материала	
Требование минимума материала	
Условие свободного состояния (нежесткие детали)	
Со всех сторон (профиль)	
Требование к внешней границе	
Общее поле допуска	CZ
Внутренний диаметр	LD
Наружный диаметр	MD
Делительный диаметр	PD
Элемент – линия	LE
Невыпуклый	NC
Любое поперечное сечение	ASC

П 9.3. Указание на чертежах геометрических допусков нежестких деталей
(ГОСТ 30987 (ИСО 10579:1993))

Указания на чертежах	Пример	интерпретация
<p>Указания на чертежах</p> <p>1. В основной надписи чертежа или вблизи от нее – указание «ГОСТ – NR» (<i>NR</i> – “non rigid” – нежесткая деталь)</p> <p>2. В технических требованиях чертежа – условия, при которых деталь должна быть закреплена, чтобы удовлетворять требованиям чертежа</p> <p>3. Допуски формы и (или) расположения, относящиеся к свободному состоянию, должны указываться в соответствии с ГОСТ 2.308 с дополнением значения допуска символом F</p> <p>4. Условия, при которых должны достигаться допуски формы и расположения в свободном состоянии: направление силы тяжести, ориентация детали и т.д.</p>	<p align="center">указания геометрических допусков</p> <div style="text-align: center;">  <p>ГОСТ – NR Условие закрепления</p> <p>Поверхность, указанная как база <i>A</i>, присоединяется болтами М6 с крутящим моментом затяжки 9...15 Н·м, а элемент, указанный как база <i>B</i>, закреплен на соответствующем пределе максимума материала</p> </div>	<p>Допуск круглости, сопровождаемый символом F, должен быть обеспечен в свободном состоянии.</p> <p>Допуск радиального биения применяется при условиях, указанных текстом.</p>

П 10.2. Допуски соосности, симметричности и пересечения осей в диаметральном выражении, радиального биения и полного радиального биения, цилиндричности, круглости и профиля продольного сечения (по ГОСТ 24643)

Отклонения		Степень точности																
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
		Допуск																
		МКМ																
		ММ																
соосности, симметричности и пересечения осей, радиального и полного радиального биений	цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения	До 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2,0	3,0	5,0	8,0	12	20	30	50	0,08	0,12	0,20	0,30
		Св. 3 до 10	0,4	0,6	1,0	1,6	2,5	4,0	6,0	10	16	25	40	60	0,10	0,16	0,25	0,40
		" 10 " 18	0,5	0,8	1,2	2,0	3,0	5,0	8,0	12	20	30	50	80	0,12	0,20	0,30	0,50
		" 18 " 30	0,6	1,0	1,6	2,5	4,0	6,0	10	16	25	40	60	100	0,16	0,25	0,40	0,60
		" 30 " 50	0,8	1,2	2,0	3,0	5,0	8,0	12	20	30	50	80	120	0,20	0,30	0,50	0,80
		" 50 " 120	1,0	1,6	2,5	4,0	6,0	10	16	25	40	60	100	160	0,25	0,40	0,60	1,00
		" 120 " 250	1,2	2,0	3,0	5,0	8,0	12	20	30	50	80	120	200	0,30	0,50	0,80	1,20
		" 18 " 30	1,6	2,5	4,0	6,0	10	16	25	40	60	100	160	250	0,40	0,60	1,00	1,60
		" 30 " 50	2,0	3,0	5,0	8,0	12	20	30	50	80	120	200	300	0,50	0,80	1,20	2,00
		" 50 " 120	2,5	4,0	6,0	10	16	25	40	60	100	160	250	400	0,60	1,00	1,60	2,50
" 120 " 250	3,0	5,0	8,0	12	20	30	50	80	120	200	300	500	0,80	1,20	2,00	3,00		

РЕКОМЕНДУЕМЫЕ СТЕПЕНИ ТОЧНОСТИ ДЛЯ НОРМИРОВАНИЯ ОТКЛОНЕНИЙ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ [8]

П 11.1. Нормирование отклонений формы цилиндрических поверхностей

Степень точности	Примеры применения	Способ обработки
1 – 2	Шарики и ролики для подшипников. Дорожки качения и посадочные поверхности подшипников качения особо высокой точности и сопрягаемые с ними посадочные поверхности валов и корпусов. Подшипниковые шейки шпинделей прецизионных станков. Детали особо точных плунжерных и золотниковых пар	Доводка, тонкое шлифование и алмазное растачивание повышенной точности
3 – 4	Дорожки качения и посадочные поверхности подшипников качения особо высокой точности и сопрягаемые с ними посадочные поверхности валов и корпусов. Цапфы осей гироскопических приборов. Подшипники жидкостного трения при больших нагрузках (прокатные станы). Подшипниковые шейки коленчатых валов; поршневые пальцы и сопрягаемые с ними отверстия в деталях авиационных и автомобильных двигателей. Плунжеры, золотники, поршни, втулки гидравлической аппаратуры, работающие при высоких давлениях без уплотнений	Доводка, хонингование, тонкое шлифование, алмазное растачивание; тонкое обтачивание, растачивание повышенной точности
5 – 6	Посадочные поверхности колец подшипников качения нормальной точности и сопрягаемые с ними посадочные отверстия валов и корпусов. Подшипниковые шейки и вкладыши коленчатых валов тракторных и судовых двигателей, валов редукторов, паровых турбин, крупных насосов. Поршневые пальцы дизелей и газовых двигателей. Золотники, поршни, гильзы, цилиндры и другие детали гидравлической и пневматической аппаратуры, работающие при средних и низких давлениях без уплотнений или при высоких и средних давлениях с уплотнениями	Шлифование, хонингование, чистовое обтачивание и растачивание, тонкое развертывание, протягивание
7 – 8	Подшипники скольжения крупных гидротурбин, тихоходных двигателей, редукторов. Цилиндры, гильзы, поршни и поршневые кольца автомобильных и тракторных двигателей. Отверстия под втулки шатуна двигателей в гидравлических устройствах средних давлений	Чистовые обтачивание и растачивание, развертывание, протягивание; зенкерование и сверление повышенной точности
9 – 10	Подшипники скольжения при малых скоростях и давлениях. Поршни и цилиндры насосов низкого давления с мягким уплотнением. Поршневые кольца дизелей и газовых двигателей	Обтачивание и растачивание, сверление, литье под давлением

II 11.2. Нормирование отклонений формы плоских поверхностей

Степень точности	Примеры применения	Способ обработки
1 – 2	Измерительные и рабочие поверхности особо точных средств измерения (концевых мер длины, леечных линейек и т.д.). Направляющие прецизионных координатно-расточных, шлифовальных станков	Доводка, суперфиниширование, тонкое шабрение
3 – 4	Измерительные и рабочие поверхности средств измерения нормальной точности (поверочных линейек и плит, микрометров и др.). Опорные поверхности уровней. Направляющие станков повышенной точности. Базовые, установочные и измерительные поверхности контрольных приспособлений повышенной точности	Доводка, шлифование и шабрение повышенной точности
5 – 6	Направляющие и столы станков нормальной точности. Базовые и установочные поверхности технологических приспособлений повышенной точности. Направляющие точных машин и приборов. Поверхности плоских соединений в шестеренчатых и винтовых насосах. Упорные подшипники турбин большой мощности	Шлифование, шабрение, обтачивание повышенной точности
7 – 8	Разметочные плиты. Направляющие кривошипных и гидравлических прессов. Ползуны. Упорные подшипники машин малой мощности. Базовые поверхности кондукторов и других технологических приспособлений. Опорные поверхности корпусов подшипников, фундаментных рам и станин двигателей и паровых машин. Разъемы турбин и корпусов редукторов, масляных насосов, опорных подшипников валопроводов. Фланцы турбин и турбомеханизмов	Грубое шлифование, фрезерование, строгание, протягивание, обтачивание
9 – 10	Стыковые поверхности траверс и станин прокатных станов. Кронштейны и основания вспомогательных ручных механизмов. Опорные поверхности машин, устанавливаемых на клиньях и амортизирующих прокладках. Присоединительные поверхности арматуры, фланцев (с использованием мягких прокладок)	Фрезерование, строгание, обтачивание, долбление
11 – 12	Неответственные рабочие поверхности механизмов пониженной точности. Базовые поверхности столов, рам, рольгангов, планок в литейных машинах	Грубая механическая обработка всех видов

II 11.3. Нормирование отклонений от параллельности

Степень точности	Примеры применения	Способ обработки
1 – 2	Направляющие и базовые поверхности прецизионных станков. Направляющие станины оптической делительной головки. Рабочие поверхности синусных линеек и угольников высокой точности	Доводка, суперфиниширование, алмазная обработка повышенной точности, шабрение повышенной точности
3 – 4	Направляющие поверхности станков высокой и повышенной точности. Особо точные направляющие приборов управления и регулирования. Измерительные и рабочие поверхности поверочных линеек, штриховых мер длины, призм	Доводка, шлифование, шабрение, хонингование
5 – 6	Рабочие поверхности станков нормальной точности. Измерительные поверхности микрометров и штангенциркулей. Рабочие поверхности технологических приспособлений высокой точности. Направляющие пазы и планки приборов и механизмов высокой точности. Торцы подшипников качения высокой точности. Оси отверстий и торцы корпусов рабочих шестерен и винтов в насосах. Базовые плоскости блока, цилиндров двигателей	Шлифование, координатное растачивание, фрезерование, повышенной точности
7 – 8	Рабочие поверхности прессов и молотов. Плоскости плит штампов. Рабочие поверхности кондукторов. Торцы фрез. Опорные торцы крышек и колец для подшипников качения нормальной точности. Оси отверстий в головках шатуна. Оси расточек под гильзы в блоке цилиндров двигателя. Оси отверстий в корпусах зубчатых передач нормальной точности. Уплотнительные поверхности фланцев вентиляей	Фрезерование, строгание, протягивание, шлифование, растачивание
9 – 10	Торцы крышек подшипников в тяжелом машиностроении. Шатунные шейки и ось коленчатого вала дизелей и газовых двигателей. Оси передач в лебедках, в ручных приводах	Фрезерование и растачивание, сверление и развертывание по кондуктору
11 – 12	Плоскости разъема и опорная плоскость в корпусах редукторов подъемно-транспортных машин. Оси и поверхности в вилках включения сельскохозяйственных машин	Грубая механическая обработка всех видов
13 – 16	Поверхности низкой точности	Все виды обработки

П 11.4. Нормирование отклонений от соосности и радиального биения

Степень точности	Примеры применения	Способ обработки
1 – 2	Рабочие поверхности шпинделей и планшайб станков высокой точности. Опорные и посадочные шейки шпинделей зубоизмерительных приборов и оптических делительных головок. Рабочие поверхности колец прецизионных подшипников качения. Шейки валов и отверстий вкладышей подшипников высокоскоростных шпинделей	Доводка, тонкое шлифование, хонингование, алмазная обработка повышенной точности
3 – 4	Рабочие поверхности шпинделей и столов станков повышенной и нормальной точности. Кольца подшипников качения высокой точности. Опорная и посадочная поверхности вкладышей подшипников насосов и гидротурбин. Конец вала электрических машин малой мощности (повышенной и нормальной точности). Посадочные шейки валов под зубчатые колеса высокой точности. Быстроходные валы и оси гидроприборов высокой точности	Тонкое шлифование и точение, внутреннее шлифование с одного установка, хонингование
5 – 6	Втулки станочные повышенной точности. Отрезные алмазные круги. Кольца подшипников качения нормальной точности. Посадочные отверстия валов под зубчатые колеса повышенной точности. Опорные шейки коленчатого и распределительного валов автомобильных двигателей. Быстроходные валы повышенной точности	Шлифование, обтачивание повышенной точности, внутреннее шлифование и растачивание с одного установка
7 – 8	Рабочие кромки зенкеров, конических разверток, метчиков. Коренные шейки коленчатых валов дизелей и газовых двигателей. Отверстия под торцовые крышки и вкладыши в корпусах подшипников насосов и средних гидротурбин. Быстроходные валы нормальной точности (до 1000 об/мин). Трансмиссионные валы длиной до 1000 мм. Поверхности качения ходовых колес и посадочные поверхности барабанов подъемно-транспортных машин	Грубое шлифование; обтачивание и растачивание нормальной точности, протягивание, развертывание
9 – 10	Режущие кромки плашек, метчиков, сверл, фрез. Посадочные шейки валов под зубчатые колеса пониженной точности. Трансмиссионные валы длиной до 1000 – 4000 мм. Шейки валов и осей с допусками по 11 – 12 квалитетам в с/х машинах	Обтачивание и растачивание, сверление
11 – 16	Поверхности низкой точности. Поверхности с неуказанными допусками	Все виды обработки

II 11.5. Нормирование отклонений от перпендикулярности и торцового биения

Степень точности	Примеры применения	Способ обработки
1 – 2	Основные направляющие и базовые поверхности прецизионных станков. Шпиндели и оправки зубоизмерительных приборов, оптической делятельной головки. Кольца прецизионных подшипников качения	Доводка, тонкое шлифование, алмазная обработка повышенной точности
3 – 4	Основные направляющие и базовые поверхности станков высокой и повышенной точности. Рабочие поверхности угольников (90 %). Фланцы крупных турбин и генераторов. Заплевники валов под прецизионные подшипники качения	Доводка, шлифование и шабрение повышенной точности, тонкое точение
5 – 6	Рабочие поверхности станков нормальной точности. Опорные торцы долбяков и шеверов. Торцы корпусов, рабочих шестерен, винтов, рабочих роторов насосов высокого давления. Заплевники валов и корпусов под подшипники качения высокой точности. Торцы вкладышей подшипников гидромашин. Фланцы валов и соединительных муфт двигателей. Торцы рам и корпусов гидроприборов. Торцы планшайб и патронов станков	Шлифование, шабрение, хонингование; фрезерование, строгание и растачивание повышенной точности
7 – 8	Рабочие поверхности прессов. Торцы станочных втулок. Заплевники валов и корпусов под подшипники качения нормальной точности. Торцы ступиц и распорных втулок. Оси отверстий в корпусах конических редукторов. Ось отверстий под палец в автомобильных и тракторных поршнях	Шлифование, фрезерование, строгание, долбление, растачивание
9 – 10	Торцы подшипников в ручных лебедках и приводах. Оси резьбовых шпилек относительно опорных плоскостей в двигателе. Зубчатые венцы колес с обработанными зубьями в с/х машинах	Обтачивание, грубое фрезерование, строгание и растачивание
11 – 12	Уплотнительные поверхности присоединительных фланцев вентилях. Зубчатые венцы звездочек с обработанными зубьями в с/х машинах. Оси и поверхности в вилках включения с/х машин	Грубая механическая обработка всех видов
13 – 16	Поверхности низкой точности. Поверхности с неуказанными допусками	Все виды обработки

П 12.1. Рекомендуемые значения параметра Ra для нормирования шероховатости поверхностей деталей

Характеристика поверхности		Квалитет	Поверхность	Значение параметра Ra , мкм, не более					
				Номинальные размеры до 50	св. 50 до 500				
Посадочные поверхности сменных деталей		5	Вал Отверстие	0,2 0,4	0,4 0,8				
		6	Вал Отверстие	0,4 0,4...0,8	0,8 0,8...1,6				
		7	Вал Отверстие	0,4...0,8 0,8	0,8...1,6 1,6				
		8	Вал Отверстие	0,8 0,8...1,6	1,6 1,6...3,2				
Поверхности деталей в посадках с натягом		Квалитет	Поверхность	Номинальные размеры, мм					
				до 50	св. 50 до 120	св. 20 до 500			
		5	Вал Отверстие	0,1...0,2 0,2...0,4	0,4 0,8	0,4 0,8			
		6 – 7	Вал Отверстие	0,4 0,8	0,8 1,6	1,6 1,6			
Собираемых способом термических деформаций		8	Вал Отверстие	0,8 0,6	0,8...1,6 1,6...1,32				
		–	Вал Отверстие		1,6 1,6...3,2				
Поверхности деталей для посадок с точным центрированием		–	Поверхность	Допуск радиального биения, мм					
			Вал	2,5	4	6	10	16	25
			Отверстие	0,05	0,1	0,1	0,2	0,4	0,8
Посадочные поверхности подшипников скольжения		–	Поверхность	Квалитеты		Жидкостный режим трения			
			Вал	6 – 9	10 – 12				
			Отверстие	0,4...0,8 0,8...1,6	0,8...3,2 1,6...3,2	0,1...0,4 0,2...0,8			

Характеристика поверхности	Поверхность	Значение параметра Ra , мкм, не более		
		Высокое давление	Обычное исполнение	Низкое давление
Поверхности цилиндров, поршней, золотников, гидравлических систем	Вал Отверстие	Диаметр, мм	0,1 0,2	0,2 0,4
		до 10 св. 10		
Поверхности осей и валов под уплотнения	Уплотнение	0,25	0,5	0,2
		0,5	0,1	0,4
		Скорость, м/с		
		до 3	5	св. 5
		0,8...1,6; полировать	0,4...0,8; полировать	0,2...0,4; полировать
		0,8...1,6; полировать		–
Лабиринтное	Жировые канавки	3,2...6,3		
		3,2...6,3		
		3,2...6,3		
Поверхности направляющих: скольжения качения	Скорость, м/с	Допуск плоскостности, мкм (на 100 мм)		
		до 6	10	25
		0,2	0,4	0,8
		0,1	0,2	0,4
		0,1	0,2	0,4
		0,05	0,1	0,2
Поверхности торцовых опор (пят и подпятников)	Скорость, м/с	Допуск торцового биения, мкм		
		до 6	16	25
		0,1	0,4	0,8...1,6
		0,1	0,2	0,8
Поверхности сферических опор	Скорость, м/с	Допуск формы профиля, мкм		
		до 30		св. 30
		0,8		1,6
Торцовые опорные поверхности неподвижных стыков (фланцевые соединения и т.п.)	Скорость, м/с	Допуск перпендикулярности, мкм (на длине 100 м)		
		до 25	60	св. 60
		1,6	3,2	6,3

Характеристика поверхности		Значение параметра R_a , мкм, не более							
Поверхности разъема корпусов (редукторов, подшипников и т.п.)	Соединение	С прокладкой							
	Герметичное	3,2...6,3 0,8...1,6							
	Негерметичное	6,3...12,5 6,3...12,5							
Поверхности кронштейнов, втулок, колец, ступиц, крышек и аналогичных деталей, прилегающих к другим поверхностям, но не являющиеся посадочными		3,2...6,3							
Рабочие поверхности шкивов плоско- и клиноременных передач		Диаметр шкива, мм							
		до 120	св. 120 до 315 св. 315						
		1,6	3,2 6,3						
Рабочие поверхности конических соединений		Соединения							
Соединения с призматическими и сегментными шпонками	Соединение	Герметичные	Центрирующие						
	Неподвижное	0,1...0,4	0,4...1,6						
	С направляющей шпонкой	Шпонка	Паз вала						
Шлицевые соединения	Соединение	Впадина отверстия	Зуб вала						
	Неподвижное	Рабочая	Рабочая						
	С направляющей шпонкой	Рабочая	Нерабочая						
Зубчатые и червячные передачи	Элементы зубчатых колес	Значение параметра R_a , мкм, не более							
	Профили зубьев: Цилиндрических и червячных колес	Степень точности							
		3	4	5	6	7	8	9	10
Конических колес	0,1...0,2	0,2...0,4	0,2...0,4	0,4	0,4...0,8	1,6	3,2	6,3	6,3
	–	–	0,2...0,4	0,4...0,8	0,8...1,6	0,8...1,6	1,6...3,2	3,2...6,3	6,3
По диаметру выступов	3,2...12,5								

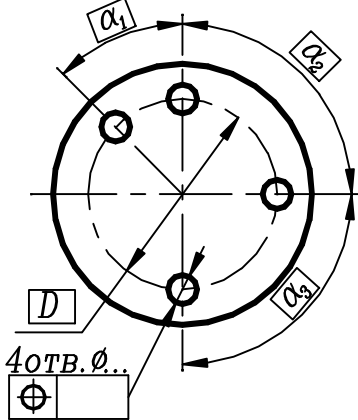
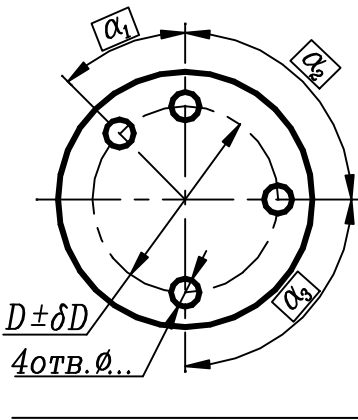
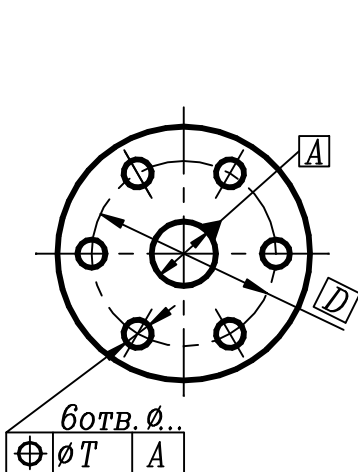
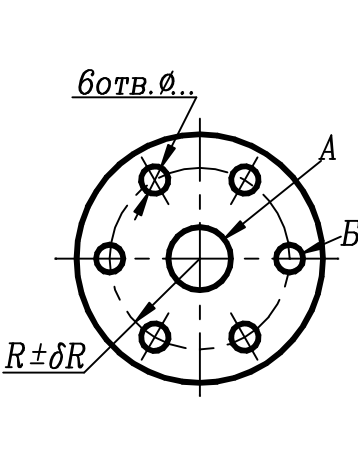
П 13.1. Диаметры D сквозных отверстий под крепежные детали диаметром d и наименьшие гарантированные зазоры S_{min} , мм [2]

Диаметр болта, винта или шпильки, d	Диаметр отверстия					
	первый ряд		второй ряд		третий ряд	
	D	S_{min}	D	S_{min}	D	S_{min}
1,0	1,1	0,1	1,2	0,2	1,3	0,3
1,2	1,3		1,4		1,5	
1,4	1,5		1,6		1,8	
1,6	1,7		1,8		2,0	
1,8	2,0	0,2	2,1	0,3	2,2	0,4
2,0	2,2		2,4	0,4	2,6	
2,5	2,7		2,9		3,1	
3,0	3,2		3,4		3,6	
3,5	3,7		3,9		4,2	
4,0	4,3	0,3	4,5	0,5	4,8	0,8
4,5	4,8		5,0		5,3	
5,0	5,3		5,5		5,8	
6,0	6,4	0,4	6,6	0,6	7,0	1,0
7,0	7,4		7,6		8	
8,0	8,4		9,0	1,0	10,2	2,0
10	10,5	11	12			
12	13	1,0	14	2,0	15	3,0
14	15		16		17	
16	17		18		19	
18	19		20		21	
20	21		22		24	
22	23		24		26	
24	25		26		28	

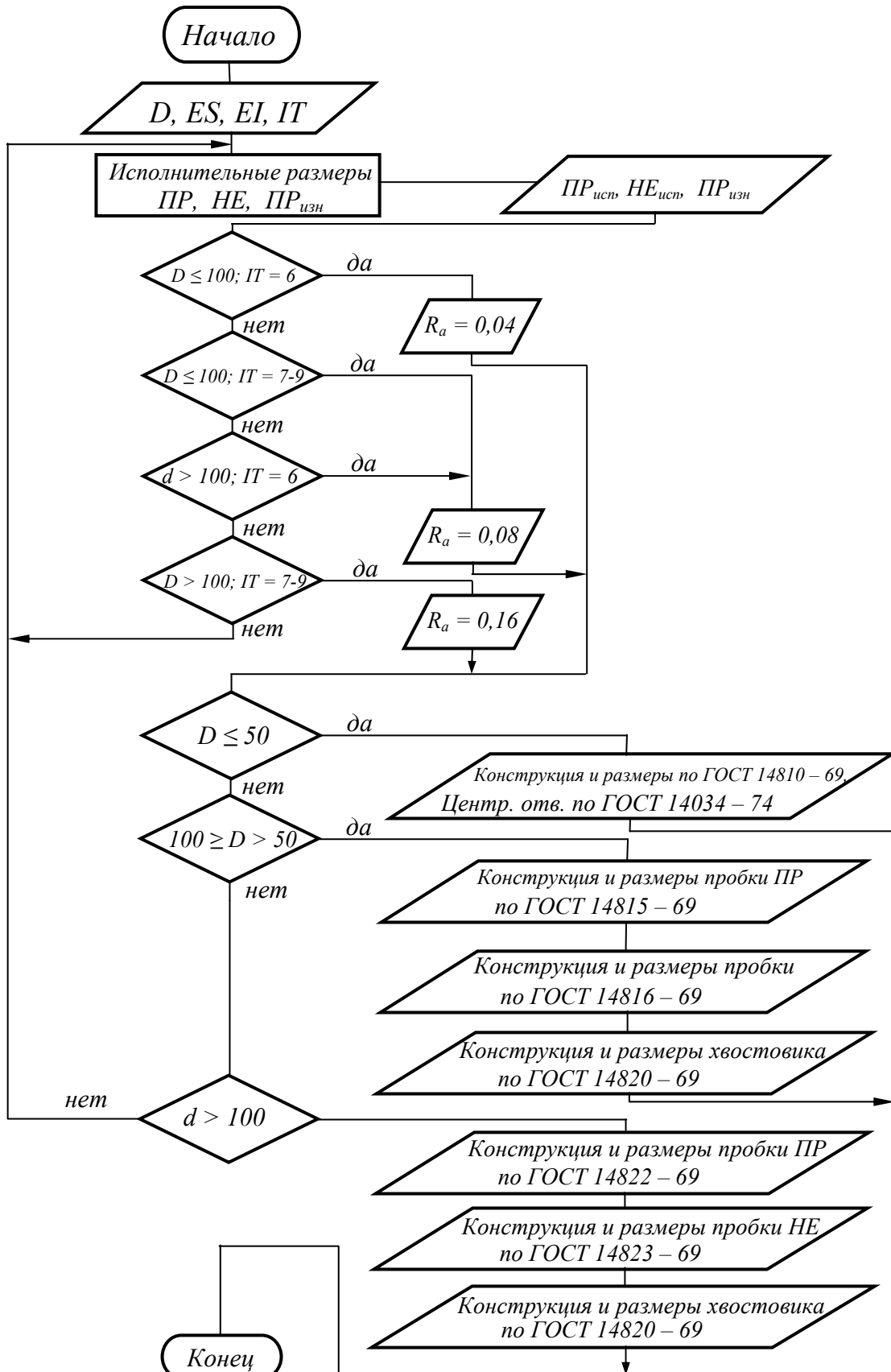
Примечания. 1. Предельные отклонения диаметров D сквозных отверстий: для первого ряда – по $H12$; для второго ряда – по $H13$, для третьего ряда по – $H14$. 2. Первый ряд диаметров сквозных отверстий рекомендуется для соединений типа A и B , в случае обработки отверстий деталей соединений по кондуктору.

**П 14.1. Нормирование отклонений размеров, координирующих
оси отверстий под крепежные детали [8]**

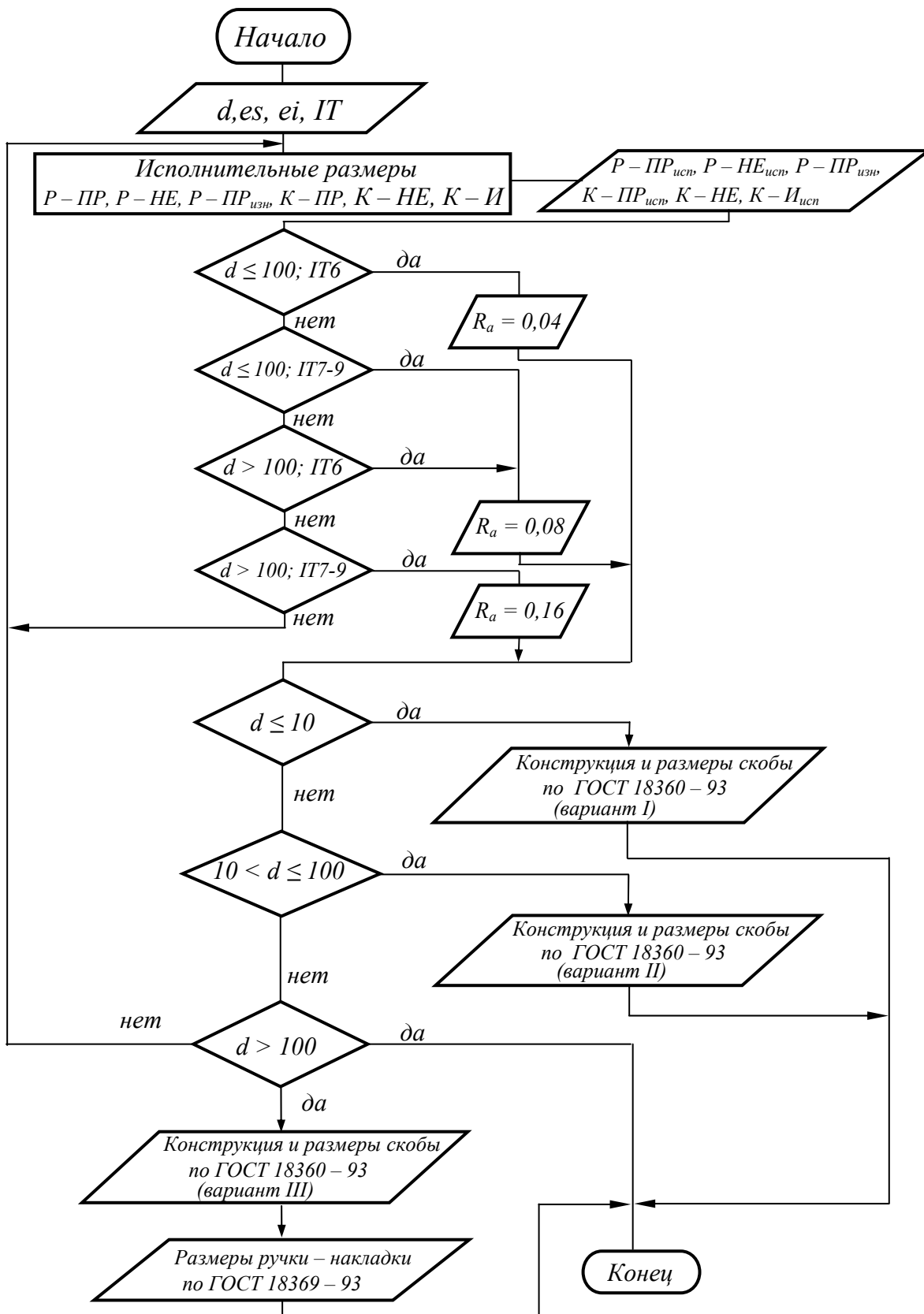
Характеристика расположения отверстий	Указание отклонений расположения отверстий		Соотношение между δL и T
	позиционными допусками T	предельными отклонениями размеров $\pm\delta L$	
1	2	3	4
Три или четыре отверстия, расположенные в два ряда			$\delta L = 0,7 T$
Отверстия, расположенные в несколько рядов			$\delta L = 0,35 T$
Одно или несколько отверстий, координированных относительно двух взаимно перпендикулярных плоскостей			$\delta L = 0,35 T$

1	2	3	4
<p>Три и более отверстий, расположенных по окружности</p>			<p>Отклонение центрального угла между осями двух любых отверстий не более $\pm \delta\alpha_\Sigma$</p> $\delta\alpha_\Sigma = \frac{0,7T}{R} \cdot 3440$ $\delta D = 0,7 T$
<p>Три и более отверстий, равномерно расположенных по окружности и координированных относительно центрального базового отверстия</p>			<p>Отклонение центрального угла между осями двух любых отверстий B не более $\delta\alpha_\Sigma$</p> $\delta\alpha_\Sigma = \frac{0,7T}{R} \cdot 3440$ $\delta R = \pm 0,35 T$
<p>Примечания: 1. T, R и D – в мм; α – в град, мин. 2. В таблице указаны независимые допуски. Зависимые допуски обозначают в соответствии с ГОСТ 2.308-79 или записывают в технических требованиях в скобках словами «допуск зависимый». 3. Задавать линейные и угловые размеры и их предельные отклонения цепочкой при числе отверстий $n > 3$ не рекомендуется ввиду получения малых значений предельных отклонений.</p>			

БЛОК-СХЕМА АЛГОРИТМА РАСЧЕТА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ И ВЫБОРА КОНСТРУТИВНЫХ РАЗМЕРОВ ПРОБОК



БЛОК-СХЕМА АЛГОРИТМА РАСЧЕТА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ И ВЫБОРА КОНСТРУТИВНЫХ РАЗМЕРОВ СКОБ



Учебное электронное издание

МУСЛИНА Галина Рафаиловна
ПРАВИКОВ Юрий Михайлович

**НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ
И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ**

Учебное пособие

Редактор М. В. Теленкова

Объем данных 3,15 Мб. ЭИ № 106.

Печатное издание

ЛР № 026040 от 22.10.97.

Подписано в печать 28.12.2012. Формат 60×84/16.

Усл. печ. л. 13,72. Тираж 100 экз. Заказ 347.

Ульяновский государственный технический университет

432027, г. Ульяновск, Сев. Венец, д. 32.

Ульяновский государственный технический университет, ИПК «Венец»

432027, г. Ульяновск, ул. Сев. Венец, д. 32.

Тел.: (8422) 778-113.

Е-mail: venec@ulstu.ru

<http://www.venec.ulstu.ru>