

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Технология машиностроения»

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

*Методические рекомендации к курсовому проектированию
для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология
машиностроения», 1-53 01 01 «Автоматизация
технологических процессов и производств (по направлениям)»,
1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного
производства», 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация
автомобилей (по направлениям)», 1-37 01 07 «Автосервис»
дневной и заочной форм обучения*



Могилев 2023

УДК 621.01:621.753
ББК 34.41
Н83

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Технология машиностроения» «12» января 2023 г.,
протокол № 8

Составитель канд. техн. наук, доц. Е. Н. Антонова

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. П. Прудников

Методические рекомендации к курсовой работе отражают тематику, объем и содержание всех разделов курсовой работы. Приведены необходимые алгоритмы расчета, примеры решения задач и перечень необходимой литературы.

Учебное издание

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

Ответственный за выпуск	В. М. Шеменков
Корректор	Т. А. Рыжикова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 56 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2023

Содержание

1 Исходные данные и содержание курсовой работы.....	4
1.1 Исходные данные.....	4
1.2 Содержание курсовой работы.....	4
2 Методические указания к выполнению курсовой работы.....	7
2.1 Допуски цилиндрических зубчатых колес.....	7
2.2 Расчет и выбор посадок.....	11
2.3 Расчет калибров для контроля цилиндрических деталей.....	14
2.4 Выбор универсальных измерительных средств.....	18
2.5 Расчет и выбор посадок подшипников качения	19
2.6 Расчет размерной цепи.....	22
Список литературы.....	27
Приложение А	28
Приложение Б.....	36
Приложение В.....	42

1 Исходные данные и содержание курсовой работы

1.1 Исходные данные

Основной задачей при выполнении курсовой работы является закрепление знаний, полученных студентами в процессе изучения курса «Нормирование точности и технические измерения», развитие навыков в применении теоретических знаний для решения практических задач по расчету и нормированию точности узлов машин, их деталей, умение пользоваться справочной и нормативной литературой.

Темой курсовой работы является «Расчет редуктора на точность». Студент выполняет курсовую работу по заданию, выданному преподавателем, которое содержит эскиз редуктора, исходные данные для расчета зубчатой передачи, шпоночного и подшипникового соединения, размерной цепи.

1.2 Содержание курсовой работы

Курсовая работа состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка печатается на принтерных устройствах ЭВМ на листах формата А4, высота шрифта 14 pt в соответствии с ГОСТ 2.105–95. Первым листом пояснительной записки является лист с основной надписью, определяющий содержание записки, выполненной по форме ГОСТ 2.104–68. Все последующие листы выполняются с основной надписью 2а того же ГОСТа. В графу 2 основной надписи записывается код (обозначение) документа, например КР.201.031352.00 ПЗ (КР – курсовая работа, 201 – номер группы, 031352 – шифр, 00 – номер по порядку листа графической части, ПЗ – пояснительная записка).

Слово «Содержание» печатается в виде заголовка (симметрично тексту) с прописной буквы. Наименования, включенные в содержание, печатают строчными буквами, начиная с прописной буквы с абзаца 15 мм.

Расстояние от рамки до границ текста в начале и в конце строки – не менее 3 мм. Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней рамки должно быть не менее 10 мм.

Текст записки разделяют на разделы и подразделы. Разделы должны иметь порядковые номера в пределах всей записки, обозначенные арабскими цифрами без точки и записанные с абзаца. Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номера раздела и подраздела, разделенных точкой. В конце номера подраздела точка не ставится (например, раздел 1, подраздел 1.1).

Разделы и подразделы должны иметь заголовки. Заголовки следует писать с прописной буквы без точки в конце, не подчеркивая. Переносы слов в заголовках не допускаются. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой. Расстояние между заголовком и текстом должно быть равно 15 мм или

два межстрочных интервала. Расстояние между заголовками раздела и подраздела – один межстрочный интервал. Межстрочный интервал по всему тексту пояснительной записки – одинарный.

Пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, должны быть приведены непосредственно под формулой. Пояснение каждого символа следует давать с новой строки в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Первая строка пояснения должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него. Слово «где» пишется с абзаца 15 мм.

Пример – Верхнее предельное отклонение ES рассчитывается по формуле

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

где D_{\max} – наибольший предельный размер детали, мм;

D – номинальный размер детали, мм.

Иллюстрации должны быть выполнены в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД. Иллюстрации следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Допускается нумеровать иллюстрации в пределах раздела. В этом случае номер иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой. Иллюстрации, при необходимости, могут иметь наименование и пояснительные данные (подрисуночный текст). Слово «Рисунок» и наименование помещают после ссылки и располагают с абзаца следующим образом:

Рисунок 1 – Схема размерной цепи.

Цифровой материал, как правило, оформляют в виде таблицы в соответствии с рисунком 1.1. Таблицы слева и справа, снизу и сверху ограничивают линиями. Линии формата не могут служить линиями таблицы. Таблицы следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. Допускается нумеровать таблицы в пределах раздела.

Таблица 1 – Допуски и допускаемые погрешности измерений деталей

В миллиметрах

Св. 3 до 6	0,030	0,008
Св. 6 до 10	0,036	0,009

Рисунок 1.1 – Пример оформления таблицы

Высота строк таблицы должна быть не менее 8 мм.

Таблицу, в зависимости от ее размера, помещают под текстом, в котором впервые дана ссылка на нее или на следующей странице. Допускается помещать таблицу вдоль длинной стороны документа на отдельной странице. Если строки или графы таблицы выходят за формат страницы, ее делят на части, помещая одну часть под другой или рядом, при этом в каждой части таблицы повторяют ее головку и боковик. При делении таблицы на части допускается ее головку или боковик заменять соответственно номером граф и строк. При этом нумеруют арабскими цифрами графы и (или) строки правой части таблицы. Если в конце

страницы таблица прерывается и ее продолжение будет на следующей странице, в первой части таблицы нижнюю горизонтальную линию, ограничивающую таблицу, не проводят. Графу «Номер по порядку» в таблицу включать не допускается.

Слово «Таблица» указывают один раз слева над первой частью таблицы, над другими частями пишут «Продолжение таблицы» с указанием номера таблицы (см. рисунок 1.1). Слово «Таблица» в тексте пишется без сокращений. Если все показатели в графах таблицы выражены в одной и той же единице физической величины, то ее обозначение необходимо помещать над таблицей справа, а при делении таблицы на части над каждой ее частью (см. рисунок 1.1).

Последним листом должен быть лист «Список литературы», содержащий перечень литературы, используемой при выполнении курсовой работы.

Расчетная часть ПЗ должна включать следующие разделы:

- 1) расчет и нормирование точности зубчатой (червячной) передачи;
- 2) расчет и нормирование точности гладких цилиндрических соединений, включающих расчет и выбор посадок: для соединений образованных переходными посадками и для соединений подшипникового узла (объект расчета назначает консультант);
- 3) выбор универсальных измерительных средств (объект измерения назначает консультант);
- 4) расчет предельных и исполнительных размеров калибров для контроля точности вала и отверстия;
- 5) расчет допусков размеров, входящих в размерную цепь (исходное звено указывает консультант).

Текст и расчеты ПЗ должны быть достаточным образом иллюстрированы схемами и таблицами. Объем ПЗ не должен превышать 25 листов формата А4.

В графической части курсовой работы необходимо выполнить (по согласованию с консультантом):

- 1) рабочий чертеж зубчатого (червячного) колеса (формат А3 или А4);
- 2) чертеж поперечного разреза шпоночного соединения (вал – шпонка – колесо) с указанием выбранных посадок по заданному типу шпоночного соединения (нормальное, плотное или свободное), поперечный разрез вала и колеса с указанием точности размеров шпоночного паза и требованиями к взаимному расположению сторон паза. Схемы полей допусков двух-трех посадок, выбранных при расчете (формат А4);
- 3) эскизы калибров (пробки и скобы), схемы расположения полей допусков калибров с указанием на них всех расчетных размеров. Пробка и скоба вычерчиваются на отдельных листах формата А4 или А3;
- 4) эскиз подшипникового узла и его деталей: вала, распорной втулки, корпуса, крышки с указанием технических требований к посадочным поверхностям соответствующих деталей, а также схемы расположения полей допусков выбранных посадок по наружному и внутреннему диаметру подшипника (формат А4);
- 5) сборочный чертеж редуктора со схемой конструкторской размерной цепи с указанием результатов расчета номинальных размеров всех звеньев цепи с

предельными отклонениями (формат А4 или А3).

Примеры оформления графической части работы приведены на рисунках В.1–В.6.

2 Методические указания к выполнению курсовой работы

2.1 Допуски цилиндрических зубчатых колес

2.1.1 Исходные данные.

Из индивидуального задания выписать исходные данные зубчатой передачи: число зубьев зубчатых колес z_1 и z_2 , окружную скорость V , модуль m .

Рассчитать геометрические параметры зубчатой передачи:

– делительный диаметр колеса z_1

$$d_{\partial 1} = m \cdot z_1; \quad (2.1)$$

– делительный диаметр колеса z_2

$$d_{\partial 2} = m \cdot z_2; \quad (2.2)$$

– межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}; \quad (2.3)$$

– ширину зубчатого венца ориентировочно можно принять $B = 8 \dots 10 m$;

– диаметр посадочного отверстия зубчатого колеса (номинальный диаметр для расчета посадок с зазором, натягом или переходной) ориентировочно можно принять равным

$$D \approx \frac{m \cdot z_1}{3}. \quad (2.4)$$

Полученное значение диаметра округлить до нормального линейного размера, взятого по ГОСТ 6636–69 «Нормальные линейные размеры».

2.1.2 Назначение степеней точности зубчатой передачи.

Степень точности проектируемой зубчатой передачи в большинстве случаев устанавливается в зависимости от окружной скорости.

Для показателей, определяющих нормы кинематической точности, плавности и полноты контакта, могут назначаться как одинаковые, так и различные степени точности, т. е. допускается их комбинирование. В курсовой работе обязательным является комбинирование степеней точности. При этом, согласно рекомендациям ГОСТ 1643–81, степень точности по норме плавности может быть

на две степени точнее или на одну степень грубее степени точности по кинематической точности. Степень точности полноты контакта не может быть назначена грубее степени точности по норме плавности, хотя для цилиндрических зубчатых передач допускается степень на одну грубее.

Для средне- и высокоскоростных передач степень точности по норме плавности целесообразно назначать более высокой, чем по кинематической точности.

В зависимости от окружной скорости зубчатые передачи делятся на:

- тихоходные, работающие при скоростях $V = 0,5...3$ м/с;
- среднескоростные – при скоростях свыше 3 до 15 м/с;
- быстроходные – при скоростях свыше 15 м/с.

Учитывая изложенное выше, назначить по таблице 2.1 степень точности по норме плавности и, используя принцип комбинирования, установить степени точности, определяющие кинематическую точность и полноту контакта зубьев.

Таблица 2.1 – Зависимость степени точности по норме плавности от окружной скорости

Степень точности по норме плавности	6	7	8	9
Окружная скорость V , м/с	Св. 10 до 15	Св. 8 до 10	Св. 2 до 8	До 2
Точность отверстия по ГОСТ 25347–82 (квалитет)	6; 7	6; 7	7; 8	7; 8
Шероховатость рабочей поверхности зубьев Ra , мкм	0,63	1,25	3,2	6,3

По этой же таблице определить точность посадочного отверстия, шероховатость поверхности отверстия и рабочих поверхностей зубьев.

2.1.3 Выбор вида сопряжения по боковому зазору.

Гарантированный боковой зазор – это зазор между нерабочими профилями зубьев, который необходим для размещения смазки и для компенсации изменения размеров деталей передачи от температурных деформаций.

Величину гарантированного бокового зазора для цилиндрической передачи ориентировочно можно определить как

$$j_{n.min\ расч.} = V_{см} + a_w (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) 2 \sin \alpha, \quad (2.5)$$

где $V_{см}$ – толщина слоя смазочного материала между поверхностями зубьев, $V_{см} = 0,01 \cdot m$ – для тихоходных передач, $V_{см} = 0,02 \cdot m$ – для среднескоростных передач.

Второе слагаемое равно нулю, из-за отсутствия температурных деформаций (температура сборки и работы передачи примерно одинаковы).

По найденному значению $j_{n.min\ расч.}$ и межосевому расстоянию a_w по ГОСТ 1643–81 выбирают вид сопряжения по боковому зазору.

По указанному стандарту предусмотрено шесть видов сопряжений по боковому зазору A, B, C, D, E, H . Из них выбирается тот, для которого выполняется условие $j_{n.min\ табл.} \geq j_{n.min\ расч.}$.

2.1.4 Назначение комплексов показателей для контроля зубчатого колеса.

Для контроля зубчатого колеса z_1 назначить комплексы в соответствии с ГОСТ 1643–81 и рекомендациями, изложенными в таблице 2.2 обеспечивающими:

- кинематическую точность;
- плавность передачи;
- полноту контакта зубьев;
- гарантированный боковой зазор.

Таблица 2.2 – Комплексы показателей для контроля зубчатых колес

Норма точности	Степень точности		
	3...8	5...8	9...12
	Контрольные комплексы		
Кинематическая точность	Или F'_{ir} , или F_{cr} и F_{rr} , или F_{vwr} и F_{rr} , или F_{pkr} и F_{pr} для 3–6 степеней точности	Или F_{vwr} и F''_{ir} , или F_{cr} и F''_{ir} , или F_{pr} для 7, 8 степеней точности	Или F''_{ir} , или F_{rr}
Плавность работы	Или f''_{ir} , или f_{zkr} , или f_{pbr} и f_{fr} , или f_{pbr} и f_{ptr}	f''_{ir}	Или f''_{ir} , или f_{pbr} , или f_{ptr}
Контакт зубьев	Или $F_{\beta r}$, или F_{kr} , или суммарное пятно контакта		
Боковой зазор	Или E_{ns} и T_n , или E_{wms} и T_{wm} , или E_{wr} и T_w , Или E_{cs} и T_c , или E''_{as} и E''_{ai} (каждый из комплексов назначается в зависимости от вида сопряжения и степени точности по норме плавности)		

Для обеспечения оптимального варианта выбора комплексов необходимо стремиться к минимальному количеству измерительных приборов. Выписать из ГОСТ 1643–81 допуски на выбранные показатели. Пользуясь справочной литературой [5] и таблицей А.1, выбрать приборы для контроля показателей точности зубчатого колеса. Выбранные показатели, допуски на них, наименования и модели приборов свести в таблицу 2.3.

Рассчитать длину общей нормали по формуле

$$W = m \cdot W_1, \quad (2.6)$$

где W_1 – длина общей нормали для зубчатого колеса с $m = 1$ мм.

Значения W_1 взять из таблиц справочника [2]. По ГОСТ 1643–81 выбрать предельные отклонения на длину общей нормали.

Таблица 2.3 – Показатели и приборы для контроля зубчатого колеса

Норма точности	Наименование и условное обозначение контролируемого параметра	Условное обозначение и численное значение допусков, мм	Наименование и модель прибора
1 Кинематическая точность			
2 Плавность работы			
3 Контакт зубьев			
4 Боковой зазор			
Пример заполнения граф таблицы			
1 Кинематическая точность	1 Колебание длины общей нормали F_{vwr}	$F_{vwr} = 0,050$	Нормалемер индикаторный БВ 6045
	2 Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса F_{ir}''	$F_{ir}'' = 0,035$	Межцентромер МЦМ-400

2.1.5 Оформление рабочего чертежа зубчатого колеса.

Рабочие чертежи зубчатых (червячных) колес и червяков должны выполняться в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД. Например, ГОСТ 2403–75, 2.405–75 и 2.406–75 устанавливают только правила выполнения чертежей колес и червяков в части указания параметров зубчатого венца. Согласно им на чертеже зубчатого колеса (червяка) должна быть помещена таблица параметров зубчатого венца.

Точность некоторых ответственных параметров зубчатых колес (червяков) определяется в результате расчета точности соединений, образованных их поверхностями с поверхностями других деталей (валов, шпонок и т. д.), решения размерных цепей, в которых размеры зубчатых колес являются составляющими звеньями и т. д. Допуски на базовые отверстия насадных зубчатых (червячных) колес должны назначаться в зависимости от их степени точности (таблица 2.4).

Таблица 2.4 – Требование к базовым отверстиям насадных зубчатых (червячных) колес

Степень точности	Точность отверстия по ГОСТ 2534–82	Шероховатость поверхности отверстия по R_a , мкм
3–5	<i>H4, H5</i>	0,32.....0,63
6–7	<i>H6, H7</i>	0,63.....1,25
8 и выше	<i>H7, H8</i>	1,25.....2,5

Неответственные размеры колес выбираются конструктивно.

При назначении допусков на диаметр поверхности вершин и на биение этой поверхности и опорного торца необходимо учитывать их использование в процессе контроля. Если в процессе контроля поверхность вершин зубьев не используется в качестве измерительной базы, то допуск на радиальное биение поверхности вершин принимается как

$$Fd_a \leq 0,1 \cdot m . \quad (2.7)$$

Если в процессе контроля эти поверхности используются в качестве измерительных баз, необходимо устанавливать на их параметры жесткие допуски:

- 1) допуск на диаметр окружности вершин

$$Td_a \leq 0,5T_n ; \quad (2.8)$$

- 2) допуск на радиальное биение поверхности вершин

$$Fd_a \leq 0,25T_n ; \quad (2.9)$$

3) допуск на торцовое биение базового торца для прямозубых колес определяется по формуле

$$F_{pxn} = 0,5F_\beta \frac{d}{B}, \quad (2.10)$$

где d – диаметр, на котором определяется биение;

B – ширина зубчатого венца;

F_β – допуск на погрешность направление зуба (ГОСТ 1643–88).

Допуск на торцовое биение для косозубых колес определяется по формуле

$$F_m = 0,5F_{pxn} \frac{d}{B} \cos\beta, \quad (2.11)$$

где F_{pxn} – допуск на отклонение осевых шагов по нормали (ГОСТ 1643–88);

β – угол наклона зуба.

В других случаях допуски на параметры поверхности вершин и базового торца назначаются как для размеров несопрягаемых поверхностей.

Рабочий чертеж выполняется на листе формата А3 или А4 (см. рисунок В.1), форма колеса принимается из сборочного чертежа задания.

2.2 Расчет и выбор посадок

2.2.1 Расчет и выбор посадок разъемных неподвижных соединений с дополнительным креплением.

Зубчатое колесо устанавливается на вал с помощью дополнительного крепления – шпонки. В этом случае применяется переходная посадка на диаметральный размер, который определен по формуле (2.4).

Расчет разъемных соединений, образованных переходными посадками, производится исходя из условий:

- обеспечения высокой точности центрирования зубчатого колеса на валу;
- обеспечения легкой сборки и разборки соединения.

Сочетать высокую точность центрирования с относительной легкостью сборки и разборки соединения можно только при небольших натягах или зазорах в нем. Хорошее центрирование зубчатого колеса на валу необходимо для обеспечения высокой кинематической точности передачи, ограничения динамических нагрузок и т. д. Наличие зазора в сопряжении за счет одностороннего смещения вала в отверстии вызывает появление радиального биения зубчатого венца колеса, определяющего кинематическую точность.

В этом случае наибольший допустимый зазор, обеспечивающий первое условие, может быть определен по формуле

$$S_{\max} \leq \frac{F_r}{K_m}, \quad (2.12)$$

где F_r – допуск радиального биения зубчатого венца (назначается по ГОСТ 1643–81, таблица 6);

K_m – коэффициент запаса точности, $K_m = 2 \dots 5$.

Легкость сборки и разборки соединения определяется наибольшим предельным натягом, величина которого рассчитывается по формуле

$$N_{\max} = S_{\max} \frac{3 - Z}{3 + Z}, \quad (2.13)$$

где Z – аргумент, отвечающий функции Лапласа

$$\Phi_o(Z) = P_{\Delta} - 0,5, \quad (2.14)$$

P_{Δ} – вероятность получения зазора в соединении, выбирается в зависимости от преобладания требований к одному из условий, предъявляемых к соединению. Для установки зубчатого колеса на вал при расчетах принять $P_{\Delta} = 0,3$ для 9-й степени, 0,2 – для 8-й и 0,1 – для 7-й степени точности по нормам кинематической точности.

По рассчитанным значениям S_{\max} и N_{\max} из ГОСТ 25347–82 выбирается переходная посадка, предельные значения $S_{\max m}$ и $N_{\max m}$ которой не превышали бы расчетных.

Для обеспечения неподвижности зубчатых колес с валами обычно применяют призматические шпонки. Работоспособность шпоночных соединений определяется в основном точностью посадок по ширине шпонки (паза) b . В этом случае ГОСТ 23360–78 предусматривает посадки, образующие нормальное, плотное и свободное соединение шпонок с пазами вала и втулки в системе основного вала. Тип шпоночного соединения должен быть задан консультантом в задании на курсовую работу.

Для нормального соединения установлены поля допусков ширины шпонки b для паза на валу $N9$ и для паза во втулке J_s9 ; для плотного соединения одинаковые поля допусков для обоих пазов $P9$; для свободного соединения на ва-

лу $H9$ и во втулке $D10$. Шпонка как основной вал имеет поле допуска $h9$. Предельные отклонения указанных полей допусков соответствуют ГОСТ 25347–82.

Пример выполнения шпоночного соединения и схем полей допусков выбранных посадок представлен на рисунке В.2. Название чертежа в основной надписи «Соединение шпоночное».

Пример 1 – Рассчитать и выбрать переходную посадку для соединения зубчатого колеса с валом в одноступенчатом цилиндрическом редукторе, обеспечивающую высокую точность центрирования колеса. Для дополнительного крепления деталей принято призматическое шпоночное соединение, для которого необходимо подобрать посадки. Тип шпоночного соединения – нормальный.

Исходные данные: точность зубчатого колеса – 9-8-8-С ГОСТ 1643–81; диаметр вала – 60 мм; ширина шпоночных пазов – 18 мм; допуск на радиальное биение зубчатого венца $F_r = 80$ мкм.

Решение

Исходя из условий обеспечения высокой точности центрирования колеса на валу, определим максимально возможный зазор в соединении по формуле (2.12), коэффициент запаса точности принимаем $K_m = 2$.

$$S_{\max} = \frac{80}{2} \approx 40 \text{ мкм.}$$

Задаемся вероятностью получения зазора в соединении $P_\Delta = 0,3$. Тогда

$$\Phi_o(Z) = 0,3 - 0,5 = -0,2.$$

По таблице А.2 находим $Z = -0,52$.

Наибольший возможный натяг в соединении рассчитаем следующим образом:

$$N_{\max} = 40 \frac{3 + 0,52}{3 - 0,52} \approx 57 \text{ мкм.}$$

Из таблицы А.3 выбираем посадку $\text{Ø}60H8/m7$, которая обеспечивает в соединении $S_{\max m} = 35$ мкм и $N_{\max m} = 41$ мкм. Параметры выбранной посадки не превышают расчетных значений.

На рисунке 2.1 показана схема расположения полей допусков сопрягаемых поверхностей для выбранной посадки.

Для нормального типа призматического шпоночного соединения колеса с валом посадка в соединении со шпоночным пазом вала будет $18N9/h9$ и с пазом втулки – $18Js9/h9$.

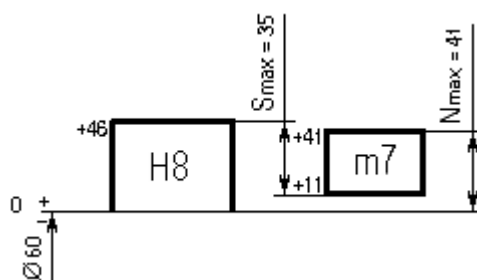


Рисунок 2.1 – Схема расположения полей допусков сопрягаемых поверхностей для переходной посадки $\text{Ø}60\text{H}8/\text{m}7$

2.3 Расчет калибров для контроля цилиндрических деталей

Для выбранной переходной посадки в п. 2.2.1 рассчитать предельные и исполнительные размеры калибров для контроля годности вала и посадочного отверстия зубчатого колеса.

Калибры являются контрольными инструментами для определения годности деталей. С помощью калибров можно установить, находится ли действительный размер детали между наибольшим и наименьшим предельными размерами или нет, т. е. годная деталь или бракованная.

Для контроля отверстий используют калибр-пробки, а для контроля валов – калибр-скобы. В комплект калибров входят проходные (ПР) и непроходные (НЕ) калибры. Деталь считается годной, если проходной калибр проходит в проверяемую деталь под действием собственного веса или усилия, равного ему, а непроходной калибр не проходит. В процессе изготовления и эксплуатации рабочих калибр-скоб используются контрольные калибры: К – ПР, К – НЕ, К – И. Калибры К – ПР и К – НЕ используются для контроля проходной и непроходной скоб при их изготовлении, а калибр К – И для контроля износа проходной скобы.

2.3.1 Расчет калибров для контроля отверстий.

Для контроля отверстий используют калибр-пробки. С помощью проходной пробки проверяют наименьший предельный размер отверстия D_{\min} , а непроходной пробки – наибольший предельный размер D_{\max} , т. е. эти размеры являются номинальными для проходной и непроходной пробки.

Для калибр-пробок в соответствии с ГОСТ 24853–81 установлены следующие допуски и отклонения: H – допуск на изготовление калибра; z – отклонения середины поля допуска проходного калибра относительно наименьшего предельного размера отверстия D_{\min} ; α – величина для компенсации погрешности контроля калибрами отверстий с размерами выше 180 мм; y – допустимый выход размера изношенной проходной пробки за нижнюю границу поля допуска отверстия D_{\min} (для отверстий 9–17 квалитетов точности $y = 0$). Схемы расположения полей допусков калибр-пробок показаны на рисунках 2.2 и 2.3.

В качестве исполнительных размеров, т. е. размеров, проставляемых на чертежах, калибр-пробок принимается их наибольший размер, а допуск задает-

ся в «минус», как для основного вала. Алгоритм расчета исполнительных размеров калибр-пробок приведен в таблице Б.1.

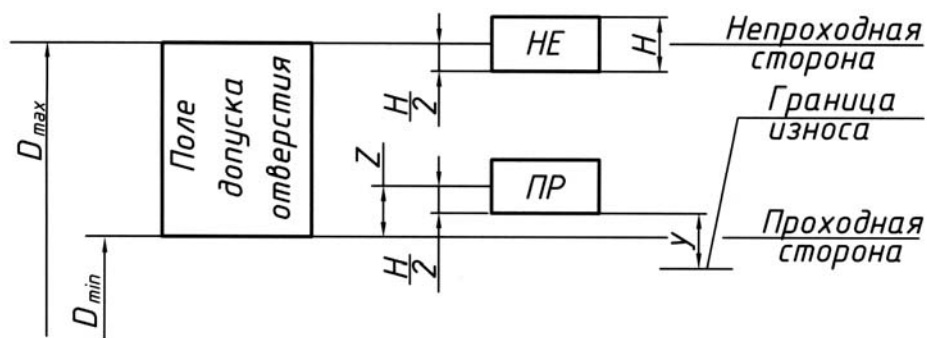


Рисунок 2.2 – Схема расположения полей допусков калибров-пробок для размеров до 180 мм

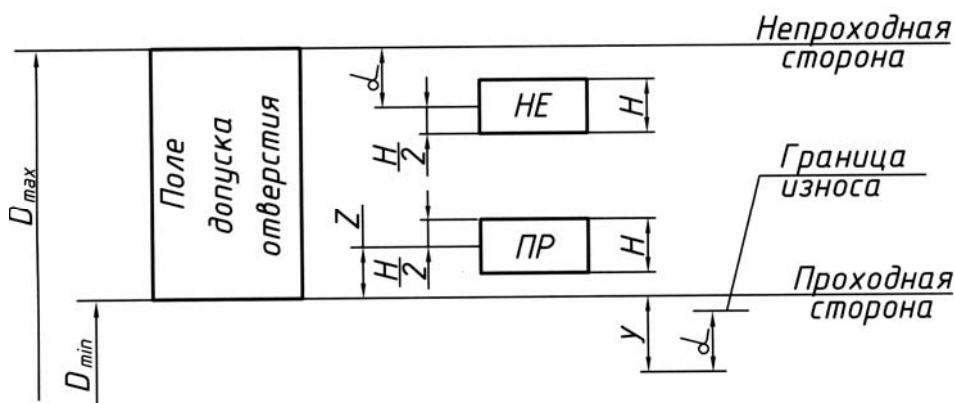


Рисунок 2.3 – Схема расположения полей допусков пробок для отверстий выше 180 мм

Конструкция и основные конструктивные размеры калибр-пробок выбирают из ГОСТ 14807–69, ГОСТ 14827–69 и вычерчивают в графической части курсовой работы. На чертеже указывают исполнительные размеры, требования к качеству рабочих поверхностей и маркировку калибр-пробок. Пример оформления чертежа калибр-пробки и схемы расположения полей допусков приведен на рисунке В.3.

2.3.2 Расчет калибров для контроля валов.

Для контроля валов используют калибр-скобы. С помощью проходной скобы проверяют наибольший предельный размер вала d_{max} , а непроходной — наименьший предельный размер d_{min} , т. е. эти размеры являются номинальными для проходной и непроходной скоб.

Для калибр-скоб в соответствии с ГОСТ 24853–81 установлены следующие допуски и отклонения: H_1 — допуск на изготовление калибра; z_1 — отклонения середины поля допуска проходного калибра относительно наибольшего предельного размера вала d_{max} ; α_1 — величина для компенсации погрешности кон-

троля калибрами валов с размерами свыше 180 мм (для валов до 180 мм $\alpha_1 = 0$); y_1 – допустимый выход размера изношенной проходной скобы за верхнюю границу поля допуска вала d_{\max} (для валов 9–17 квалитетов точности $y_1 = 0$). Схема расположения полей допусков показана на рисунках 2.4 и 2.5.

В качестве исполнительных размеров, т. е. размеров, поставляемых на чертежах, калибр-скоб принимается их наименьший размер, а допуск задается «в плюс», как для основного отверстия.

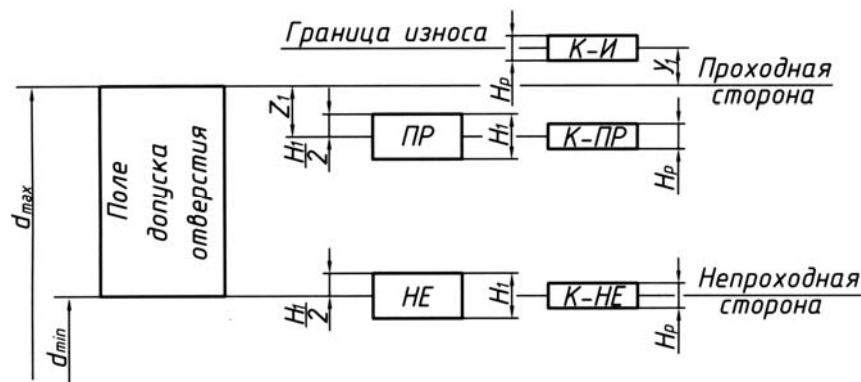


Рисунок 2.4 – Схема полей допусков калибр-скобы для размеров до 180 мм

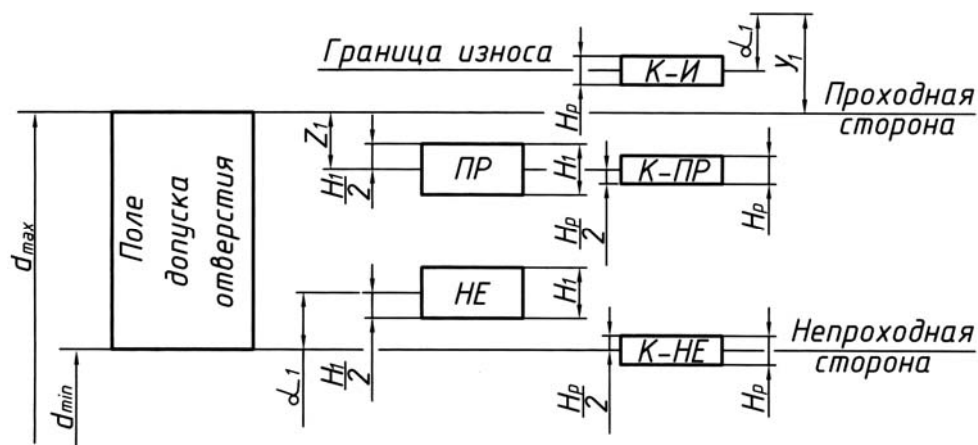


Рисунок 2.5 – Схема полей допусков калибр-скобы для размеров свыше 180 мм

Алгоритм расчета исполнительных размеров калибр-скоб приведен в таблице Б.2.

Конструкция и основные конструктивные размеры калибр-скоб выбирают из ГОСТ 18319–73, ГОСТ 18358–73 и вычерчивают в графической части курсовой работы. На чертеже указывают предельные и исполнительные размеры, шероховатость рабочих поверхностей и маркировку калибр-скоб. Пример оформления чертежа скобы представлен на рисунке В.4.

Маркировка калибров наносится на нерабочих поверхностях калибров. В ее состав входят:

- номинальный размер проверяемого изделия;
- поле допуска и квалитет точности проверяемого изделия;

- назначение калибра (ПР или НЕ);
- предельные отклонения проверяемого изделия;
- товарный знак завода – изготовителя.

Пример 2 – Рассчитать исполнительные размеры калибров для контроля посадочных поверхностей сопряжения ступицы и венца червячного колеса, выполненного по посадке $\text{Ø}90\text{H}7/u7$.

Расчет исполнительных размеров калибр-пробки для отверстия $\text{Ø}90\text{H}7^{(+0,035)}$ выполняем в соответствии с алгоритмом, представленным в таблице Б.1 и результаты сводим в таблицу 2.5.

Таблица 2.5 – Результаты расчетов исполнительных размеров пробок

Расчетный параметр	Расчетная формула
1 Предельные размеры отверстия	$D_{\max} = 90,000 + 0,035 = 90,035 \text{ мм};$ $D_{\min} = 90,000 + 0 = 90,000 \text{ мм}$
2 Значения допусков и отклонения калибров по таблице А.4	$H = 6 \text{ мкм}; Z = 5 \text{ мкм}; \alpha = 0; y = 5 \text{ мкм}$
3 Наибольший предельный размер непроходной пробки	$D_{HE \max} = 90,035 - 0 + 0,5 \cdot 0,006 = 90,038 \text{ мм}$
4 Наименьший предельный размер непроходной пробки	$D_{HE \min} = 90,035 + 0 - 0,5 \cdot 0,006 = 90,032 \text{ мм}$
5 Исполнительный размер непроходной пробки	$D_{HE \text{ усн}} = 90,038_{-0,006} \text{ мм}$
6 Наибольший предельный размер проходной пробки	$D_{ПР \max} = 90,000 + 0,005 + 0,5 \cdot 0,006 = 90,008 \text{ мм}$
7 Наименьший предельный размер проходной пробки	$D_{ПР \min} = 90,00 + 0,005 - 0,5 \cdot 0,006 = 90,002 \text{ мм}$
8 Исполнительный размер проходной пробки	$D_{ПР \text{ усн}} = 90,008_{-0,006} \text{ мм}$
9 Размер предельно изношенной проходной пробки	$D_{ПР \text{ усн}} = 90,000 - 0,005 = 89,995 \text{ мм}$

Пример 3 – Рассчитать исполнительные размеры калибр-скоб для контроля вала $\text{Ø}90u7^{(+0,159}_{+0,124})$. Расчет ведем в соответствии с алгоритмом, представленным в таблице Б.2, и результаты сводим в таблицу 2.6.

Таблица 2.6 – Результаты расчетов исполнительных размеров скоб

Расчетный параметр	Расчетная формула
1 Предельные размеры вала	$d_{\max} = 90,000 + 0,159 = 90,159 \text{ мм};$ $d_{\min} = 90,000 + 0,124 = 90,124 \text{ мм}$
2 Значения допусков и отклонения калибров по таблице А.4	$H_1 = 6 \text{ мкм}; Z_1 = 5 \text{ мкм}; \alpha_1 = 0;$ $y_1 = 4 \text{ мкм}; H_p = 2,5 \text{ мкм}$
3 Наименьший предельный размер непроходной стороны скобы	$d_{ПР \min} = 90,159 - 0,005 - 0,5 \cdot 0,006 = 90,151 \text{ мм}$

Окончание таблицы 2.6

Расчетный параметр	Расчетная формула
4 Наибольший предельный размер непроходной стороны скобы	$d_{PP \max} = 90,159 - 0,005 + 0,5 \cdot 0,006 = 90,157 \text{ мм}$
5 Исполнительный размер проходной стороны скобы	$d_{PP \text{ усн}} = 90,151^{+0,006} \text{ мм}$
6 Размер предельно изношенной скобы	$d_{PP \text{ изн}} = 90,159 + 0,004 - 0 = 90,163 \text{ мм}$
7 Наименьший предельный размер непроходной стороны скобы	$d_{HE \min} = 90,124 + 0 - 0,5 \cdot 0,006 = 90,121 \text{ мм}$
8 Наибольший предельный размер непроходной стороны скобы	$d_{HE \max} = 90,124 + 0 + 0,5 \cdot 0,006 = 90,127 \text{ мм}$
9 Исполнительный размер непроходной стороны скобы	$d_{HE \text{ усн}} = 90,121^{+0,006} \text{ мм}$

2.4 Выбор универсальных измерительных средств

Любой линейный размер может быть измерен различными измерительными средствами, обеспечивающими точности измерения. В каждом конкретном случае точность измерения зависит от принципа действия, конструкции и точности изготовления измерительного средства, а также от условий его настройки и применения. Требуемая точность измерения может быть получена только при правильном выборе средств и условий измерения.

Выбор средств измерения заключается в сравнении предельной (наибольшей возможной) погрешности измерений Δ с допускаемой погрешностью δ , регламентированной ГОСТ .051–81, т. е. предельная погрешность измерений не должна превышать допускаемую погрешность $\Delta \leq \delta$.

Под допускаемой погрешностью измерения δ понимается наибольшее значение погрешности, при которой полученный в результате измерения размер может быть признан действительным. В соответствии с ГОСТ 8. 051–81 допускаемая погрешность измерения составляет от 20 % до 35 % допуска на измеряемый размер. В таблице А.5 приведены значения допусков (числитель) и допускаемых погрешностей измерения (знаменатель).

Выбор технических средств производится по их техническим характеристикам, где, наряду с основными параметрами, указаны их предельные погрешности измерений. Некоторые технические средства с их характеристиками представлены в таблицах А.6–А.11. Результаты выбора оформить в виде таблицы 2.7.

Таблица 2.7 – Универсальные средства измерения

Номинальный размер, поле допуска	Допуск изделия, мкм	Допускаемая погрешность измерения, мкм	Наименование средства измерения, модель, ГОСТ	Цена деления отсчетного устройства, мкм	Предельная погрешность отсчетного устройства, мкм

Пример 4 – Подобрать универсальные средства для измерения деталей, входящих в соединение $\text{Ø}90\text{H}7/u7$.

Номинальный размер отверстия и вала $D = 90$ мм, допуск $T = 35$ мкм, допускаемая погрешность измерения вала и отверстия $\delta = 10$ мкм (см. таблицу А.5). Для измерения вала $\text{Ø}90u7$ может быть использована скоба рычажная СР-100 (ГОСТ 11098–75), имеющая цену деления $c = 0,002$ мм и погрешность измерения $\pm 0,002$ мм, $\Delta = 0,004$ мм. $\Delta \leq \delta$, $0,004 \leq 0,010$. Класс применяемых концевых мер длины второй.

Для измерения отверстия $\text{Ø}90\text{H}7$ может быть использован индикаторный нутромер, снабженный многооборотным индикатором 2МИГ (ГОСТ 9696–75) с ценой деления $c = 0,02$ мм и погрешностью измерения $\pm 0,004$ мм, $\Delta = 0,008$ мм. Класс применяемых концевых мер длины второй.

2.5 Расчет и выбор посадок подшипников качения

2.5.1 Расчет посадок подшипников качения.

Номинальный диаметр соединения внутреннего кольца с валом назначить конструктивно на 5–10 мм меньше диаметра отверстия зубчатого колеса, рассчитанного по формуле (2.4). Учитывая этот диаметр, выбрать подшипник согласно чертежу редуктора: шариковый (ГОСТ 8338–75) или роликовый (ГОСТ 8328–75). Из стандарта выписать его номер, серию, номинальные размеры D , d , B , r (для шарикоподшипника) или D , d , T , b , c , r (для роликового подшипника).

Остальные исходные данные принимаются из задания, выданного преподавателем.

По условиям работы подшипника в узле устанавливается вид нагружения наружного и внутреннего колец подшипника. В редукторах внутреннее кольцо подшипника является циркуляционно нагруженным, наружное – местно нагруженным.

Посадки для циркуляционно нагруженного кольца подшипника выбираются по интенсивности радиальной нагрузки или по минимальному натягу. В курсовой работе использовать расчет по минимальному натягу. Посадка выбирается при соблюдении условия: $N_{\min \text{ расч.}} \leq N_{\min \text{ табл.}}$

ГОСТ 520–89 устанавливает пять основных классов точности подшипников качения, обозначенных (в порядке повышения точности): 0; 6; 5; 4; 2.

Поле допуска посадочной поверхности внутреннего кольца согласно ГОСТ 3325–85 обозначается прописной буквой L и цифрой, определяющей класс точности подшипника ($L0$, $L6$, $L5$, $L4$, $L2$), поле допуска наружного кольца – строчной буквой l и цифрой, определяющей класс точности подшипника ($l0$, $l6$, $l5$, $l4$, $l2$).

В зависимости от класса точности подшипника назначается точность посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса (таблица 2.8).

Алгоритм расчета посадки по минимальному расчетному натягу приведен в таблице Б.3. Посадка кольца, испытывающего местное нагружение при установке в неподвижный корпус (корпус применять разъемный), выбирается, как правило, с зазором. При выборе поля допуска для корпуса использовать рекомен-

дании таблицы А.14.

Таблица 2.8 – Точность посадочных поверхностей подшипников качения

Класс точности подшипника	Квалитет точности вала IT	Квалитет точности корпуса IT
0 или 6	6	7
5 или 4	5	6
2	4	5

Выписать предельные отклонения размеров посадочных поверхностей вала, отверстия корпуса (ГОСТ 25347–82), внутреннего и наружного колец подшипника (ГОСТ 520–89). В зависимости от заданного класса точности и размеров подшипника установить параметры шероховатости, допуски круглости, профиля продольного сечения и торцового биения заплечиков посадочных поверхностей вала и отверстия в корпусе под подшипник по ГОСТ 3325–85.

Графическая часть выполняется на листе формата А.3 или А.4, где вычерчиваются схемы расположения полей допусков сопрягаемых деталей: внутреннего кольца с валом, наружного кольца с отверстием в корпусе. На этих схемах показываются S_{\max} , S_{\min} , N_{\max} , N_{\min} и их численные значения, обозначение полей допусков. На этом же листе вычертить эскизы части вала и корпуса, сопрягаемые с подшипником, обозначить шероховатость, допуски размеров, формы и расположения поверхностей. Пример оформления этого листа приведен на рисунке В.5. Название чертежа в основной надписи «Соединение подшипниковое».

Пример 5 – Определить виды нагружения колец подшипника. Рассчитать и выбрать посадки для установки подшипника на вал и в корпус.

Исходные данные. Подшипник шариковый легкой серии № 210, радиальная нагрузка $R = 950 \text{ Н}$; класс точности подшипника – 0; вал вращается, вал сплошной, корпус массивный; нагрузка умеренная, перегрузки не превышают 150 %.

Решение

Из ГОСТ 8338–85 по номеру подшипника выписываем его параметры: $D = 90 \text{ мм}$, $d = 50 \text{ мм}$, $B = 20 \text{ мм}$, $r = 2 \text{ мм}$.

Так как в изделии вращается вал, внутреннее кольцо подшипника является циркуляционно нагруженным, наружное кольцо соединяется с неподвижным корпусом и испытывает местное нагружение, следовательно, внутреннее кольцо должно соединяться с валом по посадке с натягом, наружное с отверстием в корпусе – с зазором.

Посадку внутреннего кольца подшипника выбираем по расчетному натягу по формулам таблицы Б.3.

Минимальный расчетный натяг

$$N_{\min} = \frac{1,3 \cdot 950 \cdot 2,3}{(0,020 - 2 \cdot 0,004) \cdot 10^{11}} \cdot 10^3 = 0,0017 \text{ мм}.$$

Квалитет точности вала определяем по таблице 2.8, т. е. *IT6*. По расчетному значению N_{\min} по ГОСТ 3325–85 выбираем поле допуска для посадочной поверхности вала *k6*, выполняя условие $N_{\min \text{ расч.}} \leq N_{\min \text{ табл.}}$. Посадка внутреннего кольца на вал – $\varnothing 50 \frac{L0}{k6} \begin{matrix} (-0,012) \\ (+0,018) \\ (+0,002) \end{matrix}$ обеспечивает $N_{\min \text{ табл.}} = 0,002$ мкм.

Прочность внутреннего кольца проверим по допустимому натягу

$$N_{\text{дон}} = \frac{1,14 \cdot 400 \cdot 10^6 \cdot 2,3 \cdot 0,05}{2 \cdot 10^{11} (2,3 - 1)} = 0,2 \text{ мм.}$$

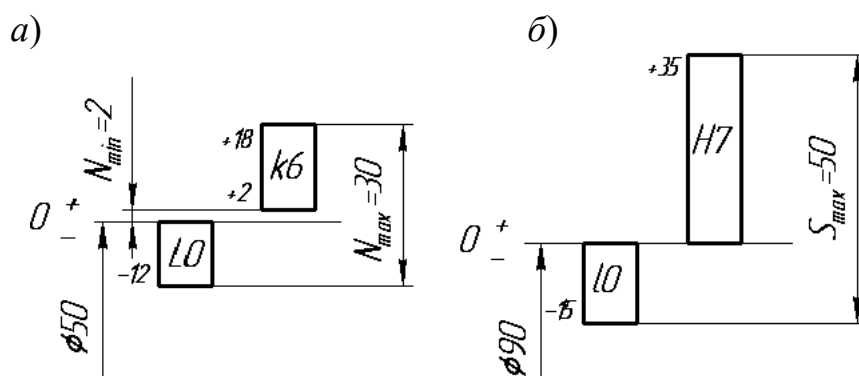
Прочность кольца гарантируется, т. к. $N_{\text{дон}} > N_{\text{max табл.}}$, $0,2 > 0,03$ мм.

Предельные отклонения для колец (*I0*, *L0*) подшипника выбираем по ГОСТ 520–89 (таблицы А.12 и А.13).

Наружное кольцо подшипника испытывает местное нагружение. Для посадочной поверхности отверстия корпуса по таблице А.14 выбираем поле допуска *H7* (квалитет точности уточняем по таблице 2.8).

Посадка по наружному кольцу – $\varnothing 90 \frac{H7}{I0} \begin{matrix} (+0,035) \\ (-0,015) \end{matrix}$.

Строим схемы полей допусков выбранных посадок (рисунок 2.6).



а – посадка внутреннего кольца на вал; б – посадка наружного кольца в корпус

Рисунок 2.6 – Схемы полей допусков подшипника качения

Требования к посадочным поверхностям вала и отверстия определяются по таблицам А.15–А.17. Шероховатость посадочной поверхности вала $Ra_s = 1,25$ мкм; для отверстия в корпусе $Ra_{отв} = 2,5$ мкм; для торца вала $Ra_{т.в} = 2,5$ мкм. Допуски круглости и профиля продольного сечения для вала $T_{пр.сеч.в} = 0,004$ мм, для отверстия в корпусе $T_{пр.сеч.о} = 0,009$ мм. Допуск торцового биения опорного торца вала $T_{т.б} = 0,025$ мм. Выбранные посадки обозначаются на сборочном чертеже редуктора.

2.6 Расчет размерной цепи

Расчет размерной цепи может выполняться по трем методам согласно полученному заданию: методом максимума-минимума, теоретико-вероятностным и методом регулирования.

2.6.1 Расчет размерной цепи методом максимума-минимума.

По исходному звену A_{Δ} , указанному на чертеже узла, выявить размерную цепь, определить допуски всех составляющих звеньев. Исходные данные взять из выданного задания. Размеры подшипников принимаются из предыдущей задачи, а допуски на них определяются по ГОСТ 520–89 в зависимости от заданного класса точности подшипника (использовать подшипники классов точности 0 или 6). Алгоритм расчета размерной цепи методом максимума-минимума приведен в таблице Б.4.

Пример 6 – Методом полной взаимозаменяемости рассчитать размерную цепь Γ (рисунок 2.7). Исходя из служебного назначения исходным (замыкающим звеном) является зазор между кольцом и щекой водила $\Gamma_{\Delta} = 0^{+0,1}$ мм.

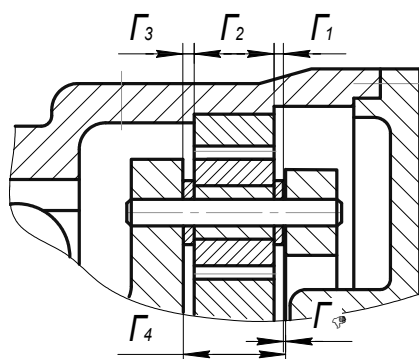


Рисунок 2.7 – Размерная цепь Γ

Расчет выполняем в соответствии с алгоритмом, представленным в таблице Б.4, и результаты сводим в таблицу 2.9.

Таблица 2.9 – Результаты расчетов размерной цепи Γ

Расчетный параметр	Расчет результатов, мм
1 Параметры замыкающего звена	$\Gamma_{\Delta} = 0^{+0,1}$; $ES\Gamma_{\Delta} = +0,1$; $EI\Gamma_{\Delta} = 0$; $T\Gamma_{\Delta} = 0,1 - 0 = 0,1$; $Ec_{\Delta} = +0,05$
2 Размерная цепь	
3 Номинальные значения составляющих звеньев	$\Gamma_1 = 6$; $\Gamma_2 = 30$; $\Gamma_3 = 6$; $\Gamma_4 = 42$
4 Проверка правильности установления номинальных значений	$\Gamma = \Gamma_4 - \Gamma_1 - \Gamma_2 - \Gamma_3$; $0 = 42 - 6 - 30 - 6 = 0$
5 Среднее значение допусков составляющих звеньев	$T\Gamma_{icp} = \frac{0,1}{5-1} = 0,025$
6 Корректировка допусков по таблице А.18	$T\Gamma_1 = 0,018$; $T\Gamma_2 = 0,033$; $T\Gamma_3 = 0,018$; $T\Gamma_4 = 0,031$

Окончание таблицы 2.9

Расчетный параметр	Расчет результатов, мм
7 Проверка правильности корректировки допусков	$0,1 = 0,018 + 0,033 + 0,018 + 0,031 = 0,1$
8 Предельные отклонения составляющих звеньев, кроме звена Γ_4	$ES\Gamma_1 = 0; EI\Gamma_1 = -0,018;$ $ES\Gamma_2 = 0; EI\Gamma_2 = -0,033;$ $ES\Gamma_3 = 0; EI\Gamma_3 = -0,018$
9 Координаты средин полей допусков составляющих звеньев, кроме звена Γ_4	$Ec_1 = -0,009; Ec_2 = -0,0165;$ $Ec_3 = -0,009$
10 Координата середины поля допуска звена Γ_4	$Ec_\Delta = Ec_4 - Ec_1 - Ec_2 - Ec_3;$ $Ec_4 = Ec_\Delta + Ec_1 + Ec_2 + Ec_3;$ $Ec_4 = + 0,05 - 0,009 - 0,0165 - 0,009;$ $Ec_4 = + 0,0155$
11 Предельные отклонения звена Γ_4	$ES\Gamma_4 = + 0,0155 + 0,5 \cdot 0,031 = + 0,031;$ $EI\Gamma_4 = + 0,0155 - 0,5 \cdot 0,031 = 0$
12 Результаты расчетов	$\Gamma_1 = 6_{-0,018}; \Gamma_2 = 30_{-0,033};$ $\Gamma_3 = 6_{-0,018}; \Gamma_4 = 42_{+0,031}$
13 Проверка правильности расчетов	$ES\Gamma_\Delta = Ec_4 - Ec_1 - Ec_2 - Ec_3 + \frac{T\Gamma_1 + T\Gamma_2 + T\Gamma_3 + T\Gamma_4}{2},$ $0,1 = 0,0155 + 0,009 + 0,0165 + 0,009 + \frac{0,018 + 0,033 + 0,018 + 0,031}{2} = +0,1;$ $EI\Gamma_\Delta = Ec_4 - Ec_1 - Ec_2 - Ec_3 + \frac{T\Gamma_1 + T\Gamma_2 + T\Gamma_3 + T\Gamma_4}{2},$ $0 = 0,0155 + 0,009 + 0,0165 + 0,009 - \frac{0,018 + 0,033 + 0,018 + 0,031}{2} = 0$

2.6.2 Расчет размерной цепи теоретико-вероятностным методом.

По исходному звену Γ_Δ , указанному на чертеже узла, выявить размерную цепь, определить допуски всех составляющих звеньев. Исходные данные взять из выданного задания.

Сущность метода состоит в том, что точность замыкающего звена обеспечивается не у всех изделий, а только у заранее обусловленной их части. При этом предварительно устанавливают процент риска, т. е. процент изделий, у которых может не обеспечиваться точность замыкающего звена.

Коэффициент риска t может быть выбран из таблиц значений функции Лапласа $\Phi(t)$ в зависимости от принятого процента риска. Ряд значений коэффициента t приведен в таблице 2.10.

Таблица 2.10 – Значение коэффициента t

Процент риска P	32,00	10,00	4,50	1,00	0,27	0,10	0,01
Коэффициент t	1,00	1,65	2,00	2,57	3,00	3,29	3,89

В расчетах учитывается коэффициент λ_i^2 , зависящий от закона распределения размеров. При нормальном законе распределения размеров коэффициент

$\lambda_i^2 = 1/9$. Если закон неизвестен, например, при изготовлении малых партий изделий, то $\lambda_i^2 = 1/3$. Если распределение размеров подчиняется закону треугольника, то $\lambda_i^2 = 1/6$.

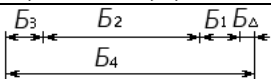
Алгоритм расчета размерной цепи теоретико-вероятностным методом приведен в таблице Б.5.

Пример 7 – Методом неполной взаимозаменяемости рассчитать размерную цепь Γ (рисунок 2.7). Исходя из служебного назначения исходным (замыкающим звеном) является зазор между кольцом и щекой водила $\Gamma_{\Delta} = 0^{+0,1}$ мм.

Примем процент риска $P = 1\%$, при котором коэффициент $t = 2,57$. Поскольку на данном этапе неизвестны условия производства редукторов, то полагаем, что отклонения размеров подчиняются нормальному закону распределения, т. е. $\lambda_i^2 = 1/9$.

Расчет выполняем в соответствии с алгоритмом, представленным в таблице Б.5 и результаты сводим в таблицу 2.11.

Таблица 2.11 – Результаты расчетов размерной цепи B

Расчетный параметр	Расчеты результатов, мм
1 Параметры замыкающего звена	$B_{\Delta} = 0^{+0,1}; ES_{B_{\Delta}} = +0,1; EI_{B_{\Delta}} = 0;$ $T_{B_{\Delta}} = 0,1 - 0 = 0,1; Ec_{\Delta} = +0,05$
2 Размерная цепь	
3 Номинальные значения составляющих звеньев	$B_1 = 6; B_2 = 30; B_3 = 6; B_4 = 42$
4 Проверка правильности установления номинальных значений	$B = B_4 - B_1 - B_2 - B_3;$ $0 = 42 - 6 - 30 - 6 = 0$
5 Среднее значение допусков составляющих звеньев	$T_{B_{ic}} = \frac{0,1}{2,57 \sqrt{\frac{1}{9}(5-1)}} = 0,058$
6 Корректировка допусков по таблице А.18	$T_{B_1} = 0,058; T_{B_2} = 0,052; T_{B_3} = 0,058; T_{B_4} = 0,064$
7 Проверка правильности корректировки допусков	$0,1 = 2,57 \sqrt{\frac{1}{9}(0,058^2 + 0,052^2 + 0,058^2 + 0,064^2)}$
8 Предельные отклонения составляющих звеньев, кроме звена B_4	$ES_{B_1} = 0; EI_{B_1} = -0,058;$ $ES_{B_2} = 0; EI_{B_2} = -0,052;$ $ES_{B_3} = 0; EI_{B_3} = -0,058$
9 Координата середины полей допусков составляющих звеньев, кроме звена B_4	$Ec_1 = -0,029; Ec_2 = -0,026; Ec_3 = -0,029$
10 Координата середины поля допуска звена B_4	$Ec_{\Delta} = Ec_4 - Ec_1 - Ec_2 - Ec_3$ $Ec_4 = Ec_{\Delta} + Ec_1 + Ec_2 + Ec_3$ $Ec_4 = +0,05 - 0,029 - 0,026 - 0,029 = +0,034$
11 Предельные отклонения звена B_4	$ES_{B_4} = -0,034 + 0,5 \cdot 0,064 = -0,002$ $EI_{B_4} = -0,034 - 0,5 \cdot 0,064 = 0,066$
12 Результаты расчетов	$B_1 = 6_{-0,058}; B_2 = 30_{-0,052};$ $B_3 = 6_{-0,0518}; B_4 = 42_{\begin{smallmatrix} -0,002 \\ -0,066 \end{smallmatrix}}$

Окончание таблицы 2.11

Расчетный параметр	Расчеты результатов, мм
13 Проверка правильности расчетов	$ESB_{\Delta} = Ec_4 - Ec_1 - Ec_2 - Ec_3 + t \sqrt{\lambda_i^2 \left(\left(\frac{TB_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{TB_2}{2} \right)^2 + \left(\frac{TB_3}{2} \right)^2 + \left(\frac{TB_4}{2} \right)^2 \right)}$ $+ 0,1 = -0,034 + 0,029 + 0,026 + 0,029 + 2,57 \cdot \sqrt{\frac{1}{9} \left(\frac{0,058^2 + 0,052^2 + 0,058^2 + 0,064^2}{4} \right)} = +0,1;$ $EIB_{\Delta} = Ec_4 - Ec_1 - Ec_2 - Ec_3 - t \sqrt{\lambda_i^2 \left(\left(\frac{TB_1}{2} \right)^2 + \left(\frac{TB_2}{2} \right)^2 + \left(\frac{TB_3}{2} \right)^2 + \left(\frac{TB_4}{2} \right)^2 \right)}$ $0 = -0,034 + 0,029 + 0,026 + 0,029 - 2,57 \cdot \sqrt{\frac{1}{9} \left(\frac{0,058^2 + 0,052^2 + 0,058^2 + 0,064^2}{4} \right)} = 0$

2.6.3 Расчет размерной цепи методом регулирования.

По исходному звену D_{Δ} размерной цепи, представленной на чертеже заданного узла, определить допуски всех составляющих звеньев, рассчитать необходимое количество прокладок для обеспечения заданной точности замыкающего звена. Алгоритм расчета размерной цепи методом регулирования приведен в таблице Б.6.

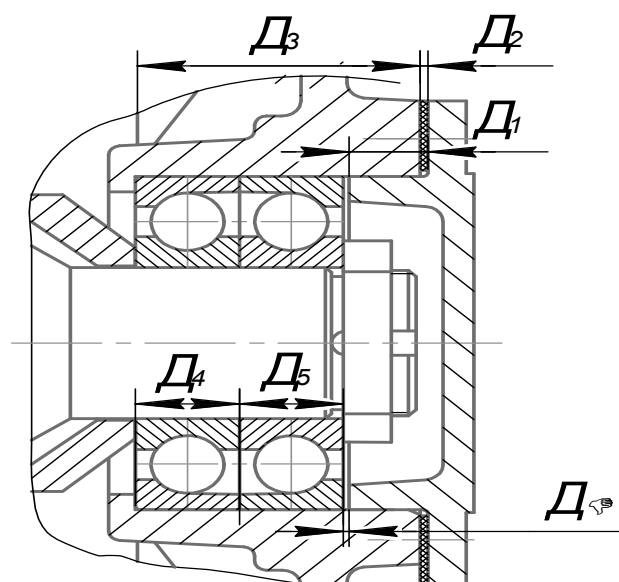
Сущность метода состоит в том, что на составляющие звенья допуски увеличивают до экономически целесообразных в данных производственных условиях величин (по 10–14 качеству точности), а точность замыкающего звена обеспечивается за счет изменения размеров компенсирующего звена. Этот метод предполагает наличие в изделиях подвижных или неподвижных компенсаторов: регулирующих винтов, подкладных плит, колец, прокладок, втулок и т. п.

Пример 8 – Методом регулирования обеспечить осевой зазор в шариковых подшипниках червячного редуктора.

Задача решается с помощью размерной цепи D , у которой замыкающее звено D_{Δ} – зазор между торцом крышки и подшипником (рисунок 2.8). Зазор условно отнесен к одному подшипнику. Исходя из требований обеспечения нормальных условий работы подшипников, устанавливаем, что $D_{\Delta} = 0^{+0,15}_{+0,05}$ мм. Ширина подшипников $D_4 = D_5 = 16,25_{-0,2}$ мм (ГОСТ 333–71).

Компенсирующее звено D_2 является увеличивающим. Задачу решаем в соответствии с алгоритмом, представленным в таблице Б.6, и результаты сводим в таблицу 2.12.

В графическую часть задания входит сборочный чертеж редуктора. На сборочном чертеже проставляются размеры составляющих звеньев с рассчитанными предельными отклонениями, а также указываются выбранные в предыдущих задачах посадка зубчатого колеса с валом, подшипника с валом и корпусом. Пример оформления этого листа приведен на рисунке В.6.

Рисунок 2.8 – Размерная цепь D Таблица 2.12 – Результаты расчетов размерной цепи D

Размерный параметр	Результат расчетов, мм
1 Параметры замыкающего звена	$D_{\Delta} = 0^{+0,15}_{+0,05}$; $ES D_{\Delta} = +0,15$; $EI D_{\Delta} = +0$ $TD_{\Delta} = 0,15 - 0,05 = 0,1$; $Ec_{\Delta} = (0,15 + 0,05) / 2 = +0,1$
2 Размерная цепь	
3 Номинальные значения составляющих звеньев	$D_1 = 5$; $D_2 = 0,5$; $D_3 = 37$; $D_4 = D_5 = 16,25$ (ГОСТ 333-71)
4 Проверка правильности установления номинальных значений	$D_{\Delta} = D_2 + D_3 - D_1 - D_4 - D_5$; $0 = 0,5 + 37 - 5 - 16,25 - 16,25$
5 Предельные отклонения составляющих звеньев, кроме компенсирующего звена	$D_1 = 5 \pm 0,06$; $D_4 = D_5 = 16,25_{-0,2}$; $D_3 = 37^{+0,16}$
6 Допуски и координаты средин полей допусков составляющих звеньев, кроме компенсирующего звена (таблица А.18)	$TD'_1 = 0,12$; $TD'_3 = 0,16$; $TD'_4 = TD'_5 = 0,2$; $Ec'_1 = 0$; $Ec'_3 = +0,08$; $Ec'_4 = Ec'_5 = -0,1$
7 Производственный допуск замыкающего звена	$TD'_{\Delta} = 0,12 + 0,16 + 0,2 + 0,2 = 0,68$
8 Величина компенсации	$T_k = 0,68 - 0,1 + 0,04 = 0,62$
9 Координата середины поля производственного допуска замыкающего звена	$Ec'_{\Delta} = Ec'_3 - Ec'_1 - Ec'_4 - Ec'_5$; $Ec'_{\Delta} = +(0,1 - 0,28) = -0,18$

Окончание таблицы 2.12

Размерный параметр	Результат расчетов, мм
10 Предельные значения величины компенсации	$ES_k = -0,18 + 0,5 \cdot 0,62 = +0,13;$ $EI_k = -0,18 - 0,5 \cdot 0,62 = -0,49$
11 Величина изменения координат и середины поля допуска звена D_3 (увеличивающее звено)	$ESD_3'' = +0,087 - (-0,49) = +0,57$
12 Новые предельные отклонения звена D_3	$ESD_3'' = +0,57 + 0,5 \cdot 0,16 = +0,65;$ $EID_3'' = +0,57 - 0,5 \cdot 0,16 = +0,49$
13 Толщина одной прокладки	$S = 0,1$
14 Число прокладок	$N = 0,62 / 0,1 = 6,2; \quad N_{np} = 7$

Список литературы

- 1 Палей, М. А. Допуски и посадки: справочник: в 2 ч. / М. А. Палей. – 8-е изд., перераб. и доп. – Санкт-Петербург: Политехника, 2001. – Ч. 1. – 576 с.
- 2 Палей, М. А. Допуски и посадки: справочник: в 2 ч. / М. А. Палей. – 8-е изд., перераб. и доп. – Санкт-Петербург: Политехника, 2001. – Ч. 2. – 608 с.
- 3 Якушев, А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / А. И. Якушев, Л. Н. Воронцов, Н. М. Федотов. – 6-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1987. – 352 с.
- 4 ГОСТ 2.403–75. Правила выполнения чертежей цилиндрических зубчатых колес. – Москва: Изд-во стандартов, 1982. – 23 с.
- 5 Марков, А. Л. Измерение зубчатых колес / А. Л. Марков. – Ленинград: Машиностроение, 1977. – 275 с.
- 6 ГОСТ 2.105–95. Общие требования к текстовым документам. – Москва: Изд-во стандартов, 1995. – 50 с.
- 7 ГОСТ 3325–85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки. – Москва: Изд-во стандартов, 1985. – 21 с.

Приложение А (справочное)

Таблица А.1 – Приборы для контроля зубчатых (червячных) колес

Прибор, контролируемый показатель	Тип, модель	Техническая характеристика				Цена деления
		m , мм	d , мм	a , мм	l , мм	
Для контроля кинематической погрешности зубчатых колес и пары F'_{ir}, F'_{ior}	БВ-5033	0,2...1	5...40	–	До 100	0,002
	БВ-5058	1...8	20...320	75...400	100...320	0,002
Для контроля шага и накопленной погрешности шага F_{pr}, F_{pkr}	БВ-5056	1...16	20...400	–	60...400	0,001
	БВ-5090	1...8	20...320	–	До 320	0,0005
Для проверки измерительного межосевого расстояния (межцентромер) F''_{ir}, f''_{ir}	МЦ-400Б	1...10	20...320	50...320	100...320	0,001
	МЦ160М	0,2...1	5...160	25...160	40...200	0,001
Для поэлементного контроля цилиндрических колес F_{rr}	БВ-5061	1...8	20...320	–	100...320	0,001
Биениемер F_{rr} (ГОСТ 8137–81)	Б-10М	1...10	20...400	–	До 320	0,001
	БВ-5060	0,3...1	5...120	–	До 100	0,001
Нормалемер F_{vvr} (ГОСТ 7760–81)	БВ-5045	Св. 1	до 360	–	–	0,002
	БВ-5046	Св. 2	150...900	–	–	0,002
	22202	Св. 2,5	450...2100	–	–	0,002
Эвольвентомер универсальный f_{fr}	БВ-5062	1...12	20...340	–	100...400	0,001
Шагомер для шага зацепления (ГОСТ 3883–81) f_{phr}	БВ-5070	2...28	20	–	–	0,001
Шагомер для разности шагов (ГОСТ 3883–81) f_{phr}	21703	28...50	300	–	–	0,01
Волномер $f'_{ir}, f_{xkr}, f_{zkor}, f_{zvor}$	БВ-5024	1,5...10	–	–	–	0,001
Ходомер $F_{\beta r}$	БВ-5075	1...12	20...320	–	100...400	0,005
Универсальный контрольно-обкатной станок (ГОСТ 15988–80), суммарное пятно контакта	5Б-720	–	До 125	0...100	–	–
	5А-725	–	До 500	0...260	–	–
Зубомер смещения (ГОСТ 4446–81) E_{Hs}	НЦ-23500	2...10	–	–	–	0,01
	НЦ-23600	4...16	–	–	–	0,01
Штангензубомер с нониусом E_{cs}	ШЗ-18	1...18	–	–	–	0,05
Микрометр зубомерный (нормалемер) (ГОСТ 6507–78) E_{cs}, F_{vvr}	МЗ-25	Св. 0,5	До 75	–	–	0,1
	МЗ-50	Св. 0,5	75...150	–	–	
	МЗ-75	Св. 0,5	150...225	–	–	
	МЗ-100	Св. 0,5	225...300	–	–	

Примечание – m – модуль контролируемого колеса; d – делительный диаметр; a – межосевое расстояние при контроле; l – длина оправки или вала контролируемого колеса

Таблица А.2 – Значение функции $\Phi_0(z) = \frac{1}{2\pi} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$

<i>z</i>	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	0000	0040	0080	0120	0160	0199	0239	0279	0319	0359
0,1	0398	0438	0478	0517	0557	0596	0636	0675	0714	0753
0,2	0793	0832	0871	0909	0948	0987	1026	1064	1103	1141
0,3	1179	1217	1255	1293	1331	1368	1406	1443	1480	1517
0,4	1555	1591	1628	1664	1700	1735	1776	1808	1844	1879
0,5	1915	1950	1985	2019	2045	2088	2123	2157	2190	2224
0,6	2257	2291	2324	2357	2389	2422	2454	2486	2517	2549
0,7	2580	2611	2642	2673	2703	2734	2764	2794	2823	2852
0,8	2881	2910	2939	2967	2995	3023.	3051	3078	3106	3133
0,9	3159	3186	3212	3238	3264	3289	3315	3340	3365	3389
1,0	3413	3438	3461	3485	3508	3531	355 1	3577	3599	3621
1,1	3643	3665	3686	3708	3729	3749	3770	3790	3810	3830
1,2	3849	3869	3888	3907	3925	3944	3962	3980	3997	4015
1,3	4032	4049	4066	4082	4099	4115	4131	4147	4162	4177
1,4	4192	4207	4222	4235	4251	4265	4279	4292	4306	4219
1,5	4332	4345	43-57	4370	4382	4394	4405	4418	4429	4441
1,6	4452	4463	4171	4484	4495	4505	4515	4525	4535	4545
1,7	4554	4564	4573	4582	4591	4509	4608	4616	4625	4633
1,8	4641	4649	4656	4664	4671	4678	4686	4693	4699	4706
1.9	4713	4719	4726	4732	4738	4744	4750	4756	4761	4767
2,0	4772	4778	4783	4788	4793	4798	4803	4808	4812	4817

Примечание – Значение 0 для $\Phi_0(z)$ опущено, а для $z = 3,0...3,49$ опущено 0,4 (помещены десятичные значения начиная со второго знака после запятой). Например: $z = 3,25$; $\Phi_0(z) = 0,42942$

Таблица А.3 – Предельные зазоры и натяги для переходных посадок (ГОСТ 25347–82)

Интервал диаметров, мм	Натяг, мкм; зазор, мкм	Посадка											
		$\frac{H6}{j_s 5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H7}{j_s 6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H8}{j_s 7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$
18...30	N_{max}	4,5	11	17	24	6,5	15	21	28	10	23	29	36
	$S_{max} S_{max}$	17,5	11	5	-2	27,5	19	13	6	43	31	25	18
30...50	N_{max}	5,5	13	20	28	8	18	25	33	12	27	34	42
	$S_{max} S_{max}$	21,5	14	7	-1	33	23	16	8	51	37	30	22
50...80	N_{max}	6,5	15	24	33	9,5	21	30	39	15	32	41	50
	$S_{max} S_{max}$	25,5	17	8	-1	39,5	28	19	10	61	44	35	26
80...120	N_{max}	7,5	18	28	38	11	25	33	45	17	38	48	58
	$S_{max} S_{max}$	29,5	19	9	-1	46	32	22	12	71	51	41	31

Таблица А.4 – Допуски и отклонения калибров для размеров до 500 мм (ГОСТ 24853–81)

Ква- ли- тет	Обозна- чение допус- ков	Интервал размеров, мм													
		До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500	
		Размер и допуски калибров, мкм													
6	z	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	3	4	5	6	7	8	
	y	1	1	1	1,5	1,5	2	2	3	3	4	5	6	7	
	a, a_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	3	4	5	
	z_1	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11	
	y_1	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	5	6	6	7	
	H, H_s	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
	H_1	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H_p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8	
7	z, z_1	1,5	2	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11	
	y, y_1	1,5	1,5	1,5	2	3	3	3	4	4	6	7	8	9	
	a, a_p	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	4	6	7	
	H, H_1	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H_s	–	–	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
	H_p	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8	
8	z, z_1	2	3	3	4	5	6	7	8	9	12	14	16	18	
	y, y_1	3	3	3	4	4	5	5	6	6	7	9	9	11	
	a, a_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H_1	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	
	H_p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	
9	z, z_1	5	6	7	8	9	11	13	15	18	21	24	28	32	
	y, y_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	a, a_1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	6	7	9	
	H	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	10	12	13	15	
	H_1	3	4	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	
	H_p	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10	

Таблица А.5 – Допускаемые погрешности измерений

В микрометрах

Номинальный размер, мм	Квалитет											
	5		6		7		8		9		10	
	<i>IT</i>	$\delta_{из}$	<i>IT</i>	$\delta_{из}$	<i>IT</i>	$\delta_{из}$	<i>IT</i>	$\delta_{из}$	<i>IT</i>	$\delta_{из}$	<i>IT</i>	$\delta_{из}$
До 3	4	1,4	6	1,8	10	3,0	14	3,0	25	6	40	8
Св. 3 до 6	5	1,6	8	2,0	12	3,0	18	4,0	30	8	48	10
Св. 6 до 10	6	2,0	9	2,0	15	4,0	22	5,0	36	9	58	12
Св. 10 до 18	8	2,8	11	3,0	18	5,0	27	7,0	43	10	70	14
Св. 18 до 30	9	3,0	13	4,0	21	6,0	33	8,0	52	12	84	18
Св. 30 до 50	11	4,0	16	5,0	25	7,0	39	10,0	62	16	100	20
Св. 50 до 80	13	4,0	19	5,0	30	9,0	46	12,0	74	18	120	30
Св. 80 до 120	15	5,0	22	6,0	35	10,0	54	12,0	87	20	140	30
Св. 120 до 180	18	6,0	25	7,0	40	12,0	63	16,0	100	30	160	40
Св. 180 до 250	20	7,0	29	8,0	46	12,0	72	18,0	115	30	185	40

Примечание – *IT* – допуски размеров, мкм; $\delta_{из}$ – допускаемые погрешности измерений, мкм

Таблица А.6 – Техническая характеристика штангенциркулей (ГОСТ 166–80)

Тип, модель	Диапазон измерения, мм	Показание нониуса, мм	Допускаемая погрешность при отсчёте по нониусу, мм, не более	Тип, модель	Диапазон измерения, мм	Показание нониуса, мм	Допускаемая погрешность при отсчёте по нониусу, мм, не более
ШЦ-I	До 125	0,1	$\pm 0,1$	ШЦ-III	До 160	0,1	$\pm 0,1$
ШЦ-II	До 150	0,05	$\pm 0,1$	ШЦ-III	До 400	0,1	$\pm 0,1$
ШЦ-II	До 250	0,05	$\pm 0,1$	ШЦ-III	250...630	0,1	$\pm 0,1$

Таблица А.7 – Технические характеристики микрометров (ГОСТ 6507–78)

Тип, модель	Диапазон измерения, мм	Цена деления, мм	Допускаемая погрешность для приборов класса точности 2, мм, не более	Тип, модель	Диапазон измерения, мм	Цена деления, мм	Допускаемая погрешность для приборов класса точности 2, мм, не более
МК-25	0...25	0,01	$\pm 0,004$	МК-200	175...200	0,01	$\pm 0,005$
МК-50	25...50	0,01	$\pm 0,004$	МК-225	200...225	0,01	$\pm 0,006$
МК-75	50...75	0,01	$\pm 0,004$	МК-250	225...250	0,01	$\pm 0,006$
МК-100	75...100	0,01	$\pm 0,004$	МК-275	250...275	0,01	$\pm 0,006$
МК-125	100...125	0,01	$\pm 0,005$	МК-300	275...300	0,01	$\pm 0,006$
МК-150	125...150	0,01	$\pm 0,005$	МК-400	300...400	0,01	$\pm 0,008$
МК-175	150...175	0,01	$\pm 0,005$	МК-500	400...500	0,01	$\pm 0,010$

Таблица А.8 – Технические характеристики микрометров рычажных (ГОСТ 6507–78)

Тип, модель	Диапазон измерения, мм	Цена деления, мм	Допускаемая погрешность, мм, не более	Тип, модель	Диапазон измерения, мм	Цена деления, мм	Допускаемая погрешность, мм, не более
MP-25	0...25	0,02	±0,003	МРИ-200	150...200	0,02	±0,006
MP-50	25...50	0,02	±0,003	МРИ-250	200...250	0,02	±0,006
MP-75	50...75	0,02	±0,003	МРИ-300	250...300	0,02	±0,006
MP-100	75...100	0,02	±0,003	МРИ-400	300...400	0,02	±0,006
МРИ-125	100...125	0,02	±0,005	МРИ-500	400...500	0,01	±0,008
МРИ-150	125...150	0,02	±0,005				

Таблица А.9 – Технические характеристики скоб с отсчетным механизмом (ГОСТ 11098–75)

Скоба	Тип, модель	Диапазон измерения, мм	Цена деления, мм	Допускаемая погрешность, мм, не более	Скоба	Тип, модель	Диапазон измерения, мм	Цена деления, мм	Допускаемая погрешность, мм, не более
Рычажная	CP-25	0...25	0,02	±0,002	Индикаторная	СИ-50	0...50	0,01	±0,008
	CP-50	25...50	0,02	±0,002		СИ-100	50...100	0,01	±0,008
	CP-75	50...75	0,02	±0,002		СИ-200	100...200	0,01	±0,010
	CP-100	75...100	0,02	±0,002		СИ-300	200...300	0,01	±0,010
	CP-125	100...125	0,02	±0,002		СИ-400	300...400	0,01	±0,012
	CP-150	125...150	0,02	±0,002		СИ-500	400...500	0,01	±0,012

Таблица А.10 – Техническая характеристика нутромеров

Нутромер	Тип, модель	Диапазон измерения, мм	Допускаемая погрешность, мм, не более	Нутромер	Тип, модель	Диапазон измерения, мм	Допускаемая погрешность, мм, не более
Индикаторный (ГОСТ 868–82)	НИ 10	6...10	±0,012	С измерительными головками (ГОСТ 9244–75)	153	1,5...2,0	±0,0018
	НИ 18	10...18	±0,012		116	2...3	±0,0018
	НИ 50Л	18...50	±0,015		103	3...6	±0,0018
	НИ 100	50...100	±0,018		104	6...10	±0,0018
	НИ 160	100...160	±0,018		105	10...18	±0,0035
	НИ 250	160...250	±0,018		109	18...50	±0,0035
	НИ 450	250...450	±0,022		154	50...100	±0,004
					155	100...160	±0,004
			156	160...260	±0,004		

Таблица А.11 – Технические характеристики нутромеров микрометрических (ГОСТ 10–75)

Тип, модель	Диапазон измерения, мм	Допускаемая погрешность, мм, не более	Тип, модель	Диапазон измерения, мм	Допускаемая погрешность, мм, не более
НМ 50-75	50...75	±0,004	НМ 75-600	75...600	±0,015
НМ 75-175	75...175	±0,006	НМ 150-1250	150...1250	±0,020

Таблица А.12 – Предельные отклонения внутренних колец подшипников (ГОСТ 520–89)

Интервал диаметров d , мм	Класс точности подшипника				Интервал диаметров d , мм	Класс точности подшипника			
	0	6	5	4		0	6	5	4
	Нижнее предельное отклонение, мкм					Нижнее предельное отклонение, мкм			
Св. 2,5 до 10	-8	-7	-5	-4	Св. 50 до 80	-15	-12	-9	-7
Св. 10 до 18	-8	-7	-5	-4	Св. 80 до 120	-20	-15	-10	-8
Св. 18 до 30	-10	-8	-6	-5	Св. 120 до 180	-25	-18	-13	-10
Св. 30 до 50	-12	-10	-8	-6					

Примечание – Верхние предельные отклонения $ES = 0$

Таблица А.13 – Предельные отклонения наружных колец подшипников (ГОСТ 520–89)

Интервал диаметров D , мм	Класс точности подшипника				Интервал диаметров D , мм	Класс точности подшипника			
	0	6	5	4		0	6	5	4
	Нижнее предельное отклонение, мкм					Нижнее предельное отклонение, мкм			
Св. 2,5 до 6	-8	-7	-5	-4	Св. 80 до 120	-15	-13	-10	-8
Св. 6 до 18	-8	-7	-5	-4	Св. 120 до 150	-18	-15	-11	-9
Св. 18 до 30	-9	-8	-6	-5	Св. 150 до 180	-25	-18	-13	-10
Св. 30 до 50	-11	-9	-7	-6	Св. 180 до 250	-30	-20	-15	-11
Св. 50 до 80	-13	-11	-9	-7	Св. 250 до 315	-35	-25	-18	-13

Примечание – Верхние предельные отклонения $es = 0$

Таблица А.14 – Поля допусков для отверстий корпусов и валов при местном нагружении колец подшипников

Нагружение	Диаметр отверстия	Корпус стальной или чугунный		Поле допуска вала
		неразъемный	разъемный	
Спокойное или с умеренными толчками и вибрацией. Перегрузка до 150 %	< 80	H6, H7	H6, H7, H8	h5, h6, g5
	80...260	G6, G7		g6, f6, Js6
С ударами и вибрацией. Перегрузка до 300 %	< 80	Js6, Js7	Js6, Js7	h5, h6
	80...260	H6, H7		g5, g6

Таблица А.15 – Допуск формы посадочных поверхностей подшипников качения (ГОСТ 3325–85)

Интервал номинального диаметра d и D , мм	Допуск круглости и профиля продольного сечения, мкм					
	валов (осей)			отверстий корпусов		
	Класс точности подшипника			Класс точности подшипника		
	0 или 6	5 или 4	2	0 или 6	5 или 4	2
Св. 3 до 6	2,0	0,8	0,5	3,0	1,3	0,6
Св. 6 до 10	2,5	1,0	0,5	4,0	1,5	0,8
Св. 10 до 18	3,0	1,3	0,6	4,5	2,0	1,0
Св. 18 до 30	3,5	1,5	0,8	5,0	2,0	1,0
Св. 30 до 50	4,0	2,0	1,0	6,0	2,5	1,4
Св. 50 до 80	5,0	2,0	1,0	7,5	3,0	1,6
Св. 80 до 120	6,0	2,5	1,4	9,0	3,5	2,0
Св. 120 до 180	6,0	3,0	1,5	5,0	2,0	1,0

Таблица А.16 – Шероховатости для посадочных поверхностей подшипников качения (ГОСТ 3325–85)

Посадочная поверхность	Класс точности подшипника по ГОСТ 520–71	Параметр шероховатости R_a , мкм, для номинальных диаметров подшипников		
		До 80 мм	Св. 80 до 500 мм	Св. 500 до 2500 мм
Валов	0	1,25	2,50	5,0
	6 и 5	0,63	1,25	2,5
	4	0,32	0,63	–
Отверстий корпусов	0	1,25	2,50	5,0
	6, 5 и 4	0,63	1,25	2,5
Опорных торцов запле- чиков валов корпусов	0	2,5	2,5	5,0
	6,5 и 4	1,25	2,5	5,0

Таблица А.17 – Допуски торцового биения опорных поверхностей заплечиков валов и отверстий корпусов ГОСТ 3325–85

Номинальный диаметр d , мм	Допуск торцового биения заплечиков валов, мкм				
	Класс точности подшипников				
	0	6	5	4	2
От 1 до 3	10	6	3	2,0	1,2
Св. 3 до 6	12	8	4	2,5	1,5
Св. 6 до 10	15	9	4	2,5	1,5
Св. 10 до 18	18	11	5	3,0	2,0
Св. 18 до 30	21	13	6	4,0	2,5
Св. 30 до 50	25	16	7	4,0	2,5
Св. 50 до 80	30	19	8	5,0	3,0
Св. 80 до 120	35	22	10	6,0	4,0
Св. 120 до 180	40	25	12	8,0	5,0

Таблица А.18 – Допуски для размеров от 1 до 500 мм (ГОСТ 25346–82)

Интервал размеров, мм	Квалитет точности											
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	Допуск, мкм											
От 1 до 3	6	10	14	25	40	60	100	140	250	400	600	1000
Св. 3 до 6	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200
Св. 6 до 10	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500
Св. 10 до 18	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800
Св. 18 до 30	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100
Св. 30 до 50	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500
Св. 50 до 80	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000
Св. 80 до 120	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500
Св. 120 до 180	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000
Св. 180 до 250	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600
Св. 250 до 315	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200
Св. 315 до 400	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700
Св. 400 до 500	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300

Приложение Б (рекомендуемое)

Таблица Б.1 – Алгоритм расчета исполнительных размеров калибров-пробок

Расчетный параметр	Расчетная формула
1 Для выбранного отверстия по номинальному размеру и качеству точности выписать из ГОСТ 24853–81 значения	$H = \dots;$ $z = \dots;$ $\alpha = \dots;$ $y = \dots$
2 Построить схему полей допусков калибр-пробок	См. рисунок 2.1 или 2.2
3 Рассчитать наибольший предельный размер непроходной пробки	$D_{HE \max} = D_{\max} - \alpha + \frac{H}{2}$
4 Рассчитать наибольший предельный размер проходной пробки	$D_{HE \min} = D_{\max} - \alpha - \frac{H}{2}$
5 Записать исполнительный размер непроходной пробки	$D_{HE \text{ иЕ}} = D_{HE \max} - H$
6 Рассчитать наибольший предельный размер проходной пробки	$D_{ПП \max} = D_{\min} + z + \frac{H}{2}$
7 Рассчитать наименьший предельный размер проходной пробки	$D_{ПП \min} = D_{\min} + z - \frac{H}{2}$
8 Записать исполнительный размер проходной пробки	$D_{ПП \text{ иП}} = D_{ПП \max} - H$
9 Рассчитать размер предельно изношенной проходной пробки	$D_{ПП \text{ иЭИ}} = D_{\min} - y + \alpha$

Таблица Б.2 – Алгоритм расчета исполнительных размеров калибр-скоб

Расчетный параметр	Расчетная формула
1 Рассчитать предельные размеры вала	$d_{\max} = d + es;$ $d_{\min} = d + ei$
2 Для выбранного вала по номинальному размеру и качеству точности выписать из ГОСТ 24853–81 значения	$H_1 = \dots;$ $\alpha_1 = \dots;$ $H_p = \dots;$ $y_1 = \dots;$ $z_1 = \dots$
3 Построить схему полей допусков калибр-скоб	См. рисунок 2.3 или 2.4
4 Рассчитать наибольший предельный размер непроходной скобы	$d_{ПП \min} = d_{\max} - z_1 - \frac{H_1}{2}$
5 Рассчитать наибольший предельный размер проходной скобы	$d_{ПП \max} = d_{\max} - z_1 + \frac{H_1}{2}$
6 Записать исполнительный размер проходной скобы	$d_{ПП \text{ иП}} = d_{ПП \min} + H_1$
7 Рассчитать размер предельно изношенной проходной скобы	$d_{ПП \text{ иЭИ}} = d_{\max} + y_1 - \alpha_1$
8 Рассчитать наименьший предельный размер непроходной скобы	$d_{HE \min} = d_{\min} + \alpha_1 - \frac{H_1}{2}$

Окончание таблицы Б.2

Расчетный параметр	Расчетная формула
9 Рассчитать наименьший предельный размер непроходной скобы	$d_{HE \max} = d_{\min} + \alpha_1 + \frac{H_1}{2}$
10 Записать исполнительный размер непроходной скобы	$d_{HE \text{исн}} = d_{HE \min}^{+H_1}$

Таблица Б.3 – Алгоритм расчета и выбора посадок для колец подшипников, испытывающих циркуляционное нагружение по минимальному расчетному натягу

Расчетный параметр	Расчетная формула
1 Минимальный расчетный натяг	$N_{\min} = \frac{1,3R \cdot N}{(B - 2r) \cdot 10^n}$
2 Допустимый натяг	$N_{\text{дон}} = \frac{1,14 \cdot [\sigma] \cdot Nd}{2 \cdot 10^{11} (N - 1)} \cdot 10^3$
3 Выбрать посадку, из рекомендованных ГОСТ 3325–85, удовлетворяющую условию	$N_{\min} \leq N_{\min m}$ $N_{\text{дон}} > N_{\max m}$

В таблице Б.3 приняты следующие обозначения:

R – радиальная нагрузка на опору, Н;

N – коэффициент (для подшипников легкой серии $N = 2,8$, средней $N = 2,3$ и тяжелой $N = 2$);

d – номинальный диаметр кольца подшипника, м;

$[\sigma]$ – допустимое напряжение материала кольца при растяжении, Па (для подшипниковой стали $[\sigma] = 400 \cdot 10^6$ Па).

Таблица Б.4 – Алгоритм расчета размерной цепи методом полной взаимозаменяемости

Расчетный параметр	Расчетная формула
1 Записать параметры замыкающего звена: номинальное значение, предельные отклонения, допуск, координату середины поля допуска	$A_{\Delta}; ESA_{\Delta}; EIA_{\Delta};$ $TA_{\Delta} = ESA_{\Delta} - EIA_{\Delta};$ $Esa_{\Delta} = \frac{ESA_{\Delta} + EIA_{\Delta}}{2}$
2 Выявить размерную цепь, увеличивающие и уменьшающие звенья. Составить ее схему	По чертежу изделия
3 Записать номинальные значения составляющих звеньев	По чертежу изделия
4 Проверить правильность назначения номинальных значений составляющих звеньев	$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m A_{\text{ув.}} - \sum_{i=1}^n A_{\text{ум.}}$
5 Определить среднее значение допусков составляющих звеньев	$TA_{i \text{cp}} = \frac{TA_{\Delta}}{m + n}$

Окончание таблицы Б.4

Расчетный параметр	Расчетная формула
6 По номинальным размерам составляющих звеньев, используя ГОСТ 25347–82, назначить стандартные допуски на все звенья, близкие к среднему значению, кроме одного звена и подшипников	$TA_1 = \dots; \quad TA_2 = \dots;$ $TA_3 = \dots; \quad TA_{m-1} = \dots$
7 Проверить правильность назначения допусков и рассчитать допуск неизвестного звена путем вычитания из допуска замыкающего звена суммы допусков всех составляющих звеньев (см. п. 6)	$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m+n} TA_i$
8 Задать расположение допусков составляющих звеньев и записать их предельные отклонения, кроме одного звена	<p>Для звеньев, определяющих размеры охватываемых поверхностей, $ESA_i = +TA_i; \quad EIA_i = 0.$</p> <p>Для звеньев, определяющих размеры охватывающих поверхностей, $ESA_i = 0; \quad EIA_i = -TA_i.$</p> <p>Для поверхностей, определяющих размеры ступеней (крышек), $ESA_i = + TA_i/2; \quad EIA_i = - TA_i/2$</p>
9 Определить координаты середин полей допусков, кроме одного звена	$Ec_i = \frac{ESA_i + EIA_i}{2}$
10 Определить координату середины поля допуска оставшегося неизвестным звена (при расчетах учитывать знаки координат)	$Ec_{\Delta} = \sum^m Ec_{ув.} - \sum^n Ec_{ум.}$
11 Определить предельные отклонения оставшегося неизвестным звена	$ESA_i = Ec_i + \frac{TA_i}{2};$ $EIA_i = Ec_i - \frac{TA_i}{2}$
12 Записать результаты расчетов: номинальные значения и найденные предельные отклонения составляющих звеньев	$A_1 = \dots; \quad A_2 = \dots;$ $A_3 = \dots; \quad A_{m-1} = \dots$
13 Проверить правильность расчетов	$ESA_{\Delta} = \sum^m Ec_{ув.} - \sum^n Ec_{ум.} + \frac{\sum TA_i}{2};$ $EIA_{\Delta} = \sum^m Ec_{ув.} - \sum^n Ec_{ум.} - \frac{\sum TA_i}{2}$
<p><i>Примечания</i></p> <p>1 При наличии в размерной цепи стандартных изделий (подшипников, шпонок и т. п.) в процессе корректировки допусков на них следует установить допуски, предусмотренные соответствующими стандартами.</p> <p>2 В таблице приняты следующие обозначения: $A_{ув.}, A_{ум.}$ – увеличивающие и уменьшающие звенья; m, n – количество увеличивающих и уменьшающих звеньев</p>	

Таблица Б.5 – Алгоритм расчета размерной цепи теоретико-вероятностным методом

Содержание работы	Расчетная формула
1 Записать параметры замыкающего звена: номинальное значение, предельные отклонения, допуск, координату середины поля допуска	$A_{\Delta} = \dots; ESA_{\Delta} = \dots; EIA_{\Delta} = \dots;$ $TA_{\Delta} = ESA_{\Delta} - EIA_{\Delta};$ $EcA_{\Delta} = \frac{ESA_{\Delta} + EIA_{\Delta}}{2}$
2 Выявить размерную цепь, увеличивающие и уменьшающие звенья. Составить ее схему	По чертежу изделия
3 Конструктивно определить номинальные значения составляющих звеньев	По чертежу изделия
4 Проверить правильность определения номинальных значений составляющих звеньев	$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m A_{yв.} - \sum_{i=1}^n A_{yм.}$
5 Определить среднее значение допусков составляющих звеньев	$TA_{icp} = \frac{TA_{\Delta}}{t \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} \lambda_i^2}}$
6 По номинальным размерам составляющих звеньев, используя ГОСТ 25347–82, назначить стандартные допуски на все звенья, близкие к среднему значению, кроме одного звена и подшипников	$TA_1 = \dots; TA_2 = \dots;$ $TA_3 = \dots; TA_{m-1} = \dots$
7 Проверить правильность назначения допусков и рассчитать допуск неизвестного звена, выразив его из заданной формулы	$TA_{\Delta} = t \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} \lambda_i^2 TA_i^2}$
8 Задать расположение допусков составляющих звеньев и записать их предельные отклонения, кроме одного звена	<p>Для звеньев, определяющих размеры охватываемых поверхностей, $ESA_i = +TA_i; EIA_i = 0.$</p> <p>Для звеньев, определяющих размеры охватываемых поверхностей, $ESA_i = 0; EIA_i = -TA_i.$</p> <p>Для поверхностей «типа ступеней» $ESA_i = +TA_i/2; EIA_i = -TA_i/2$</p>
9 Определить координаты середин полей допусков составляющих звеньев, кроме одного звена	$Ec_i = \frac{ESA_i + EIA_i}{2}$
10 Определить координату середины поля допуска оставшегося неизвестным звена	$Ec_{\Delta} = \sum_{i=1}^m Ec_{yв.} - \sum_{i=1}^n Ec_{yм.}$
11 Определить предельные отклонения оставшегося неизвестным звена	$ESA_i = Ec_i + \frac{TA_i}{2};$ $EIA_i = Ec_i - \frac{TA_i}{2}$
12 Записать результаты расчетов: номинальные значения и предельные отклонения составляющих звеньев	$A_1 = \dots; A_2 = \dots;$ $A_3 = \dots; A_{m-1} = \dots$

Окончание таблицы Б.5

Содержание работы	Расчетная формула
13 Проверить правильность расчетов	$ESA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m Ec_{yв.} - \sum_{i=1}^n Ec_{yм.} + t \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} \lambda_i^2 \left(\frac{TA_i}{2}\right)^2};$ $EIA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m Ec_{yв.} - \sum_{i=1}^n Ec_{yм.} - t \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} \lambda_i^2 \left(\frac{TA_i}{2}\right)^2}$

Таблица Б.6 – Алгоритм расчета размерной цепи методом регулирования

Расчетный параметр	Расчетная формула
1 Записать параметры замыкающего звена: номинальное значение, предельные отклонения, допуск, координату середины поля допуска	$A_{\Delta} = \dots; ESA_{\Delta} = \dots; EIA_{\Delta} = \dots;$ $TA_{\Delta} = ESA_{\Delta} - EIA_{\Delta};$ $EсA_{\Delta} = \frac{ESA_{\Delta} + EIA_{\Delta}}{2}$
2 Выявить размерную цепь, увеличивающие и уменьшающие звенья, составить ее схему, определить компенсирующее звено	По чертежу изделия
3 Конструктивно определить номинальные значения составляющих звеньев	По чертежу изделия
4 Проверить правильность определения номинальных значений составляющих звеньев	$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m A_{yв.} - \sum_{i=1}^n A_{yм.}$
5 По ГОСТ 25346–82 установить экономически целесообразные допуски TA'_i (по IT12...IT14)	$TA'_1 = \dots; TA'_2 = \dots;$ $TA'_3 = \dots; TA'_{m-2} = \dots$
6 Задать расположение допусков составляющих звеньев и записать их предельные отклонения, кроме компенсирующего звена	<p>Для звеньев, определяющих размеры охватывающих поверхностей, $ESA_i = +TA_i; EIA_i = 0.$</p> <p>Для звеньев, определяющих размеры охватываемых поверхностей, $ESA_i = 0; EIA_i = -TA_i.$</p> <p>Для поверхностей «типа ступеней» $ESA_i = +TA_i/2; EIA_i = -TA_i/2$</p>
7 Определить координаты середины полей допусков составляющих звеньев, кроме компенсирующего	$EсA_i = \frac{ESA_i + EIA_i}{2}$
8 Определить производственный допуск замыкающего звена, за исключением компенсирующего	$TA'_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m+n-1} TA'_i$
9 Определить величину компенсации	$T_{\kappa} = TA'_{\Delta} - TA_{\Delta} + T_{мк}$

Окончание таблицы Б.6

Расчетный параметр	Расчетная формула
11 Определить величину компенсации координаты середины поля производственного допуска замыкающего звена	$EсA_k = \pm (EcA_{\Delta} - EcA'_{\Delta}) *$
12 Определить предельные значения величины необходимой компенсации	$ESA_k = EcA_k + \frac{TA_k}{2};$ $EIA_k = EcA_k - \frac{TA_k}{2}$
Если $EIA_k > 0$, то дальше выполнить пункты 15 и 16 Если $EIA_k < 0$, то выполнить пункт 13 и далее	
13 Изменить координату середины поля допуска одного из составляющих звеньев на величину	$EсA''_i = EcA'_i - EIA_k$ (для увеличивающих звеньев); $EсA''_i = EcA'_i + EIA_k$ (для уменьшающих звеньев)
14 Определить новые предельные отклонения для измененного звена	$ESA''_i = EcA''_i + \frac{TA'_i}{2};$ $EIA''_i = EcA''_i - \frac{TA'_i}{2}$
15 Установить толщину одной прокладки	$S \leq TA_{\Delta}$
16 Определить количество прокладок	$N = T_k / S$
<p><i>Примечания</i></p> <p>1 – * – знак «плюс» ставится в том случае, если компенсатор является увеличивающим звеном, а знак «минус» – уменьшающим звеном.</p> <p>2 В таблице приняты следующие обозначения: $T_{мк}$ – допуск на изготовление компенсатора. В расчетах принять $T_{мк} = 40$ мкм (по 10-му качеству точности)</p>	

Приложение В (рекомендуемое)

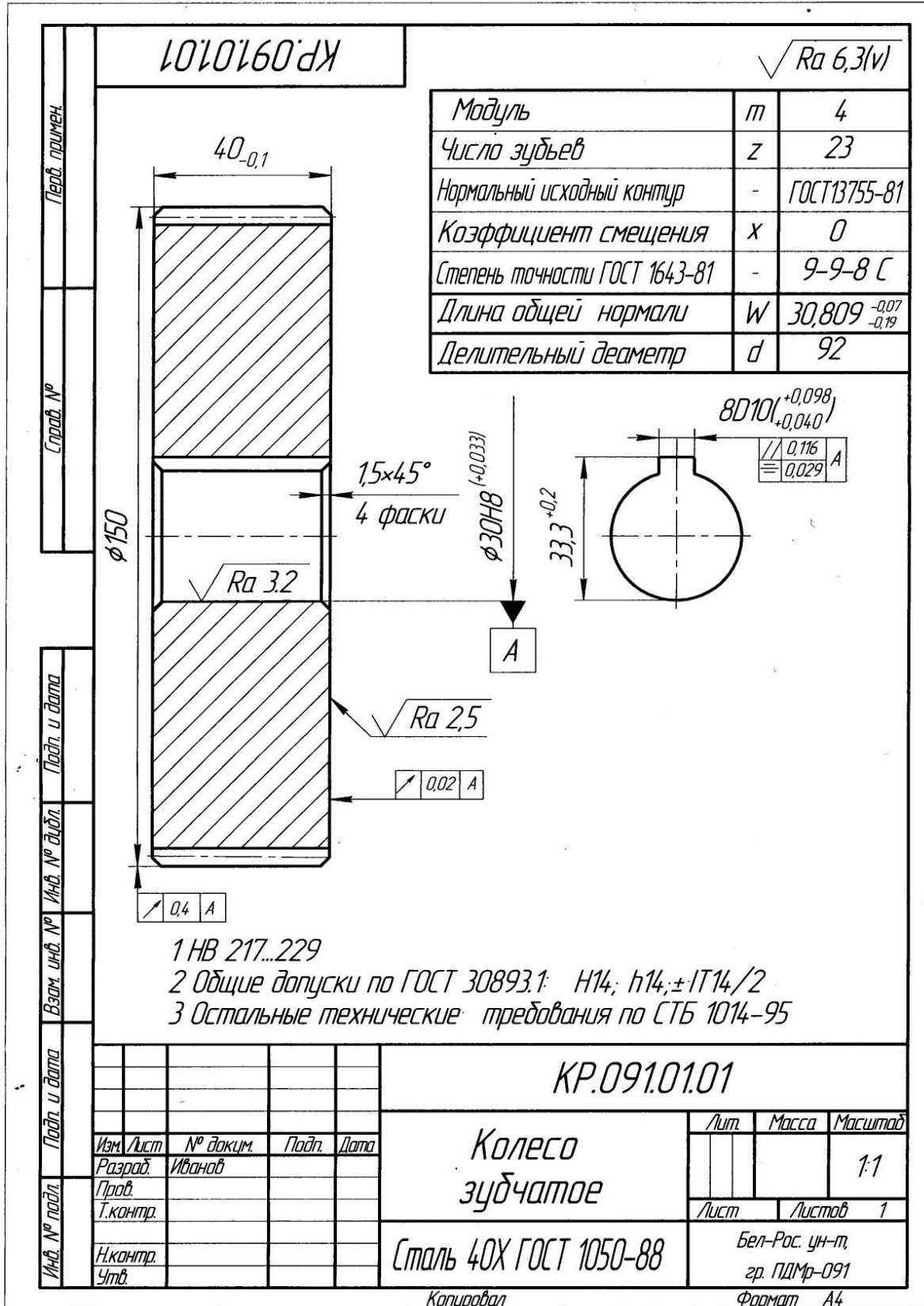


Рисунок В.1 – Чертеж зубчатого колеса

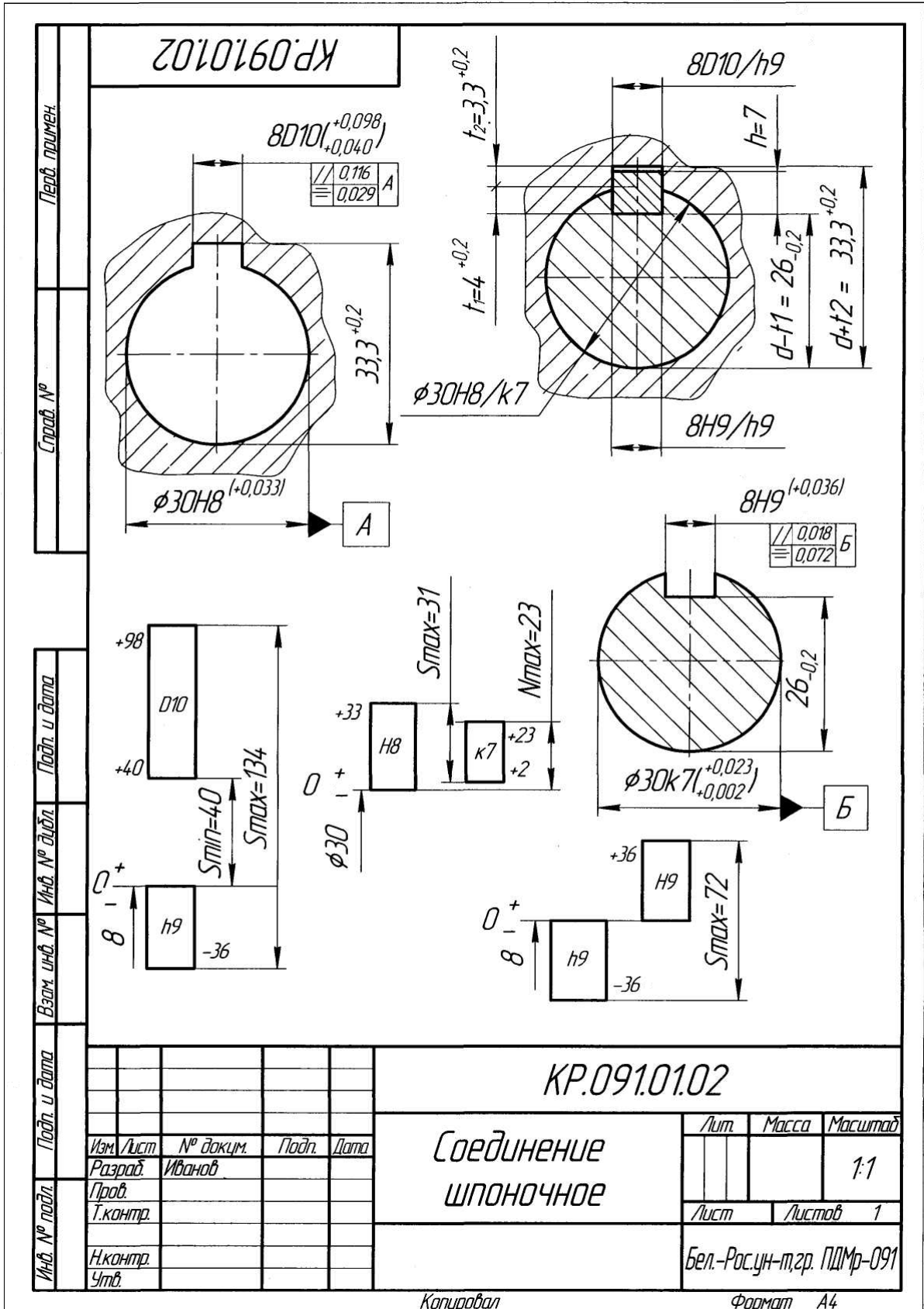


Рисунок В.2 – Чертеж шпоночного соединения

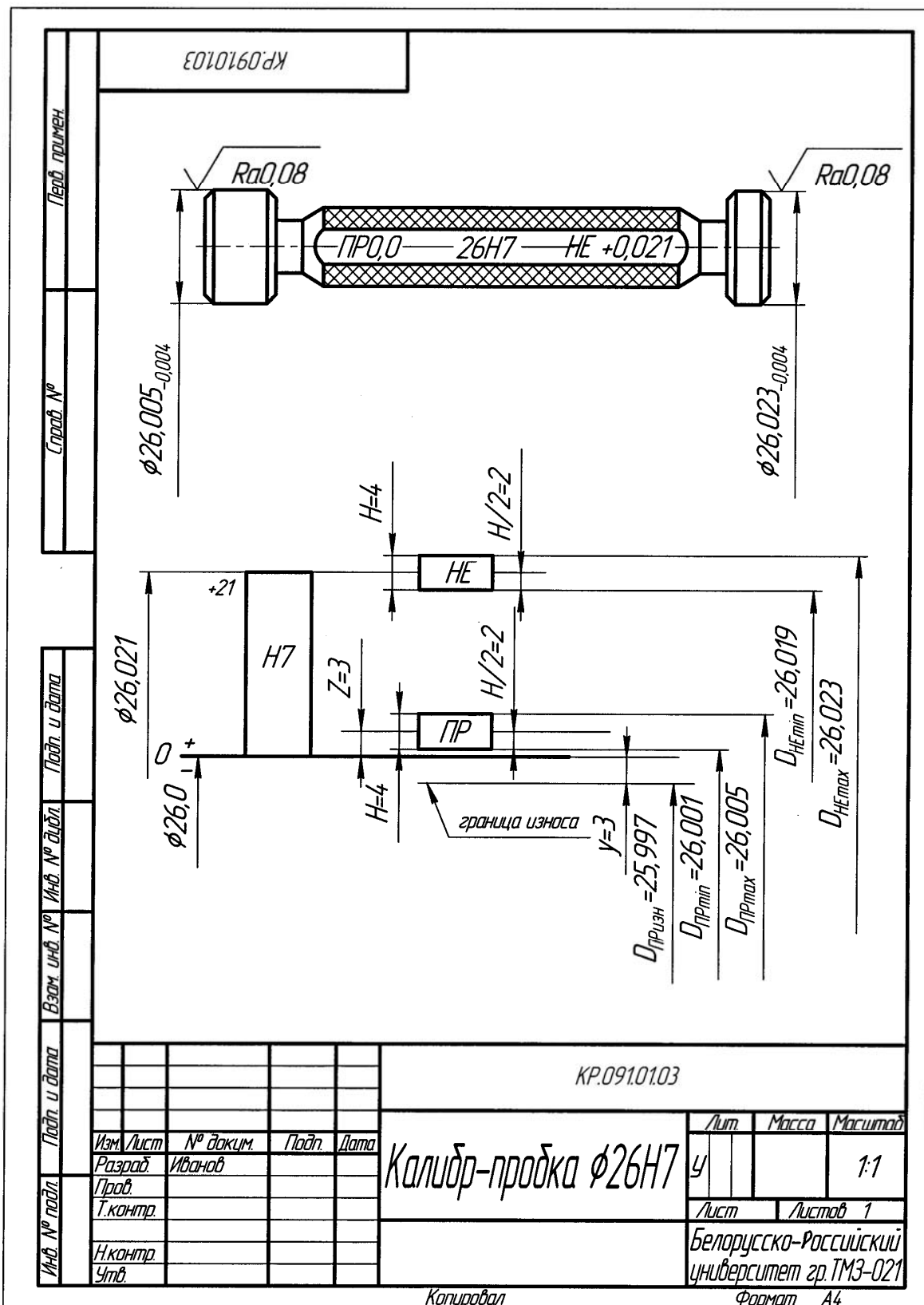


Рисунок В.3 – Чертеж калибр-пробки

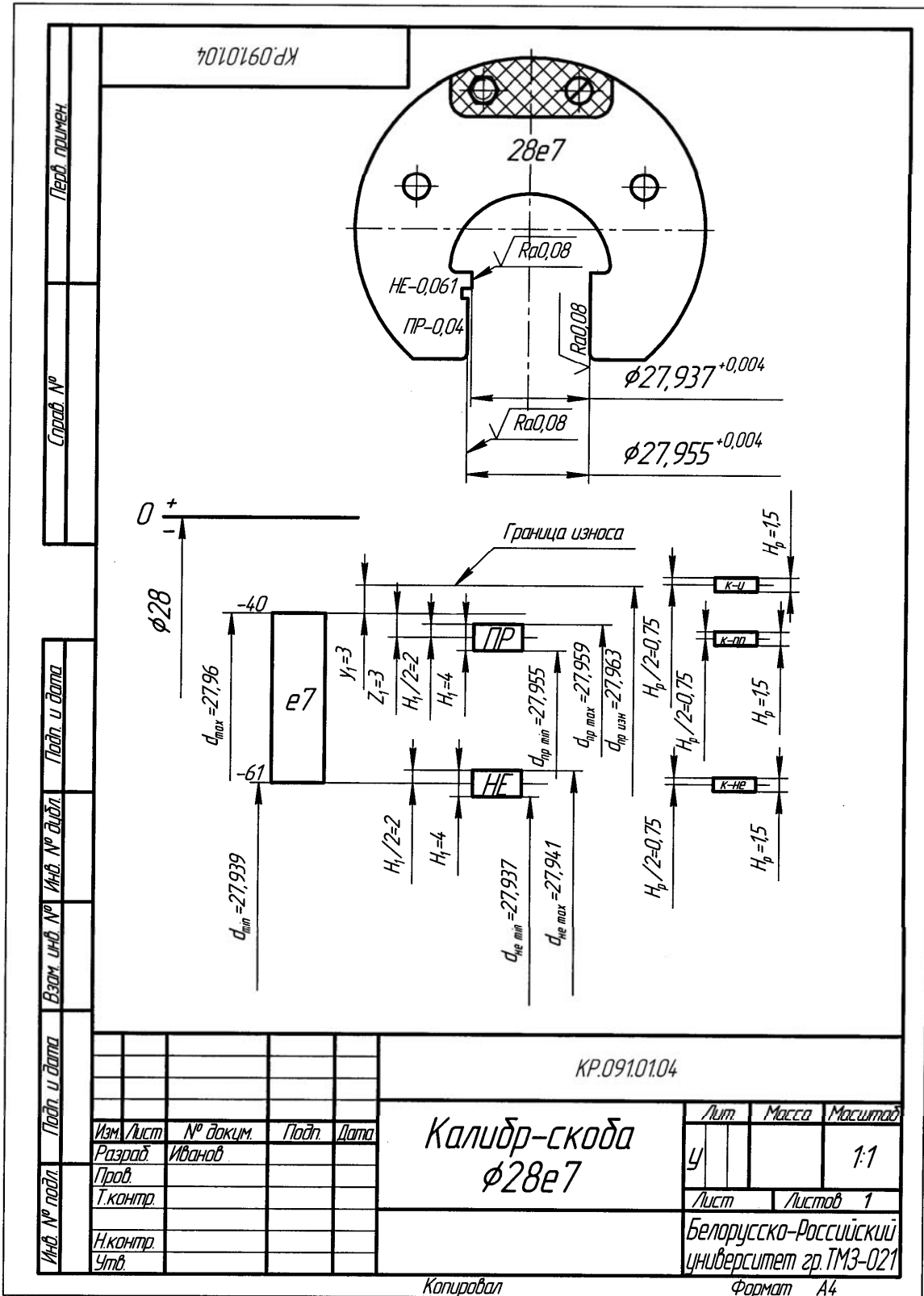


Рисунок В.4 – Чертеж калибр-скобы

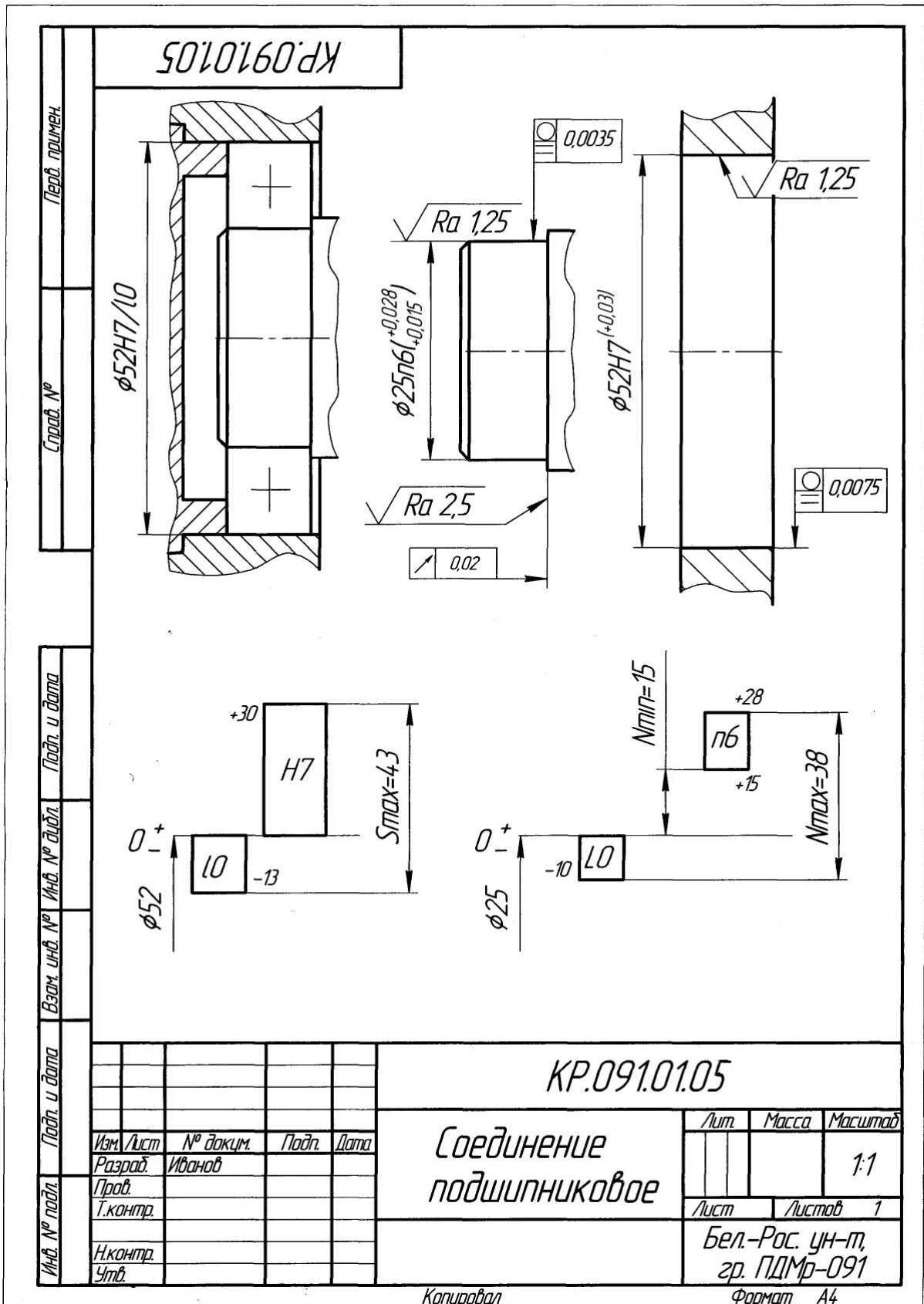


Рисунок В.5 – Чертеж подшипникового соединения

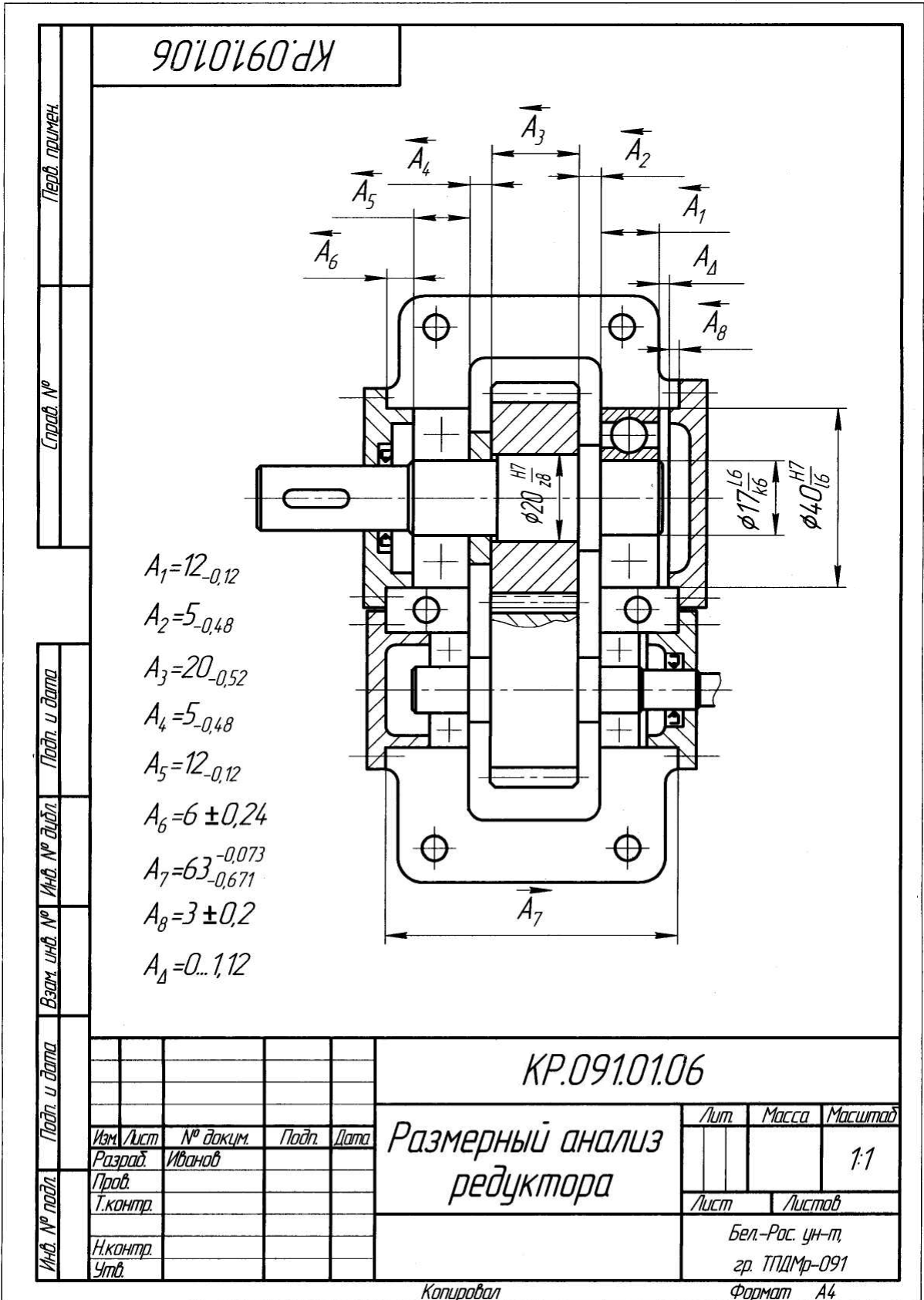


Рисунок В.6 – Чертеж редуктора