

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

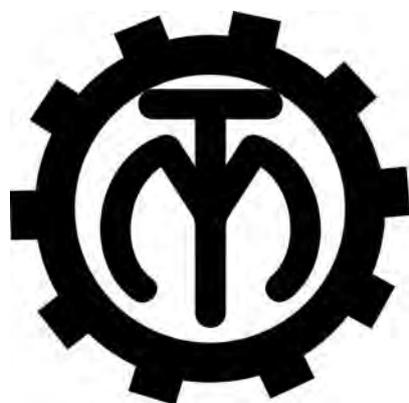
Кафедра «Технология машиностроения»

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

*Методические рекомендации к курсовому проектированию
для студентов специальностей*

1-36 01 01 «Технология машиностроения»

*и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного
производства» дневной и заочной форм обучения*



Могилев 2019

УДК 621.01
ББК 34.43
Н 83

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Технология машиностроения» «28» февраля 2019 г.,
протокол № 12

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

Рецензент канд. техн. наук, доц. В. В. Кутузов

Методические рекомендации к курсовому проектированию для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» дневной и заочной форм обучения. Отражают тематику, объем, содержание всех разделов курсовой работы и ее графической части. Приведены необходимые алгоритмы расчета, перечень литературы.

Учебно-методическое издание

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗМЕРЕНИЯ

Ответственный за выпуск	В. М. Шеменков
Технический редактор	А. А. Подошевка
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 86 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, Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2019



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 и в работе со справочной литературой.

Студент выполняет работу по варианту для текущего учебного года, номер которого соответствует двум последним цифрам его зачетной книжки. Исходные данные для выполнения работы указаны на чертеже узла и приведены в соответствующих таблицах методических рекомендаций.

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 и оформляется в соответствии с ГОСТ 2.105–95.

Первым листом пояснительной записки является лист, определяющий содержание записки, с основной надписью, 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.191.191352.01 ПЗ (КР – курсовая работа, 191 – номер группы, 191352 – шифр, 01 – номер по порядку листа графической части, ПЗ – пояснительная записка).

Слово «Содержание» записывается в виде заголовка (симметрично тексту) с прописной буквы. Наименования, включенные в содержание, записывают 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, высота шрифта 14 pt. 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 абзацного отступа. 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. Расстояние между заголовками раздела и подраздела 8 мм или 1 межстрочный интервал. Ширина строк 8 мм.



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.

Слово «Рисунок» и его наименование помещают после ссылки и располагают с абзацного отступа следующим образом:

Рисунок 1 – Схема размерной цепи.

Цифровой материал, как правило, оформляют в виде таблицы в соответствии с таблицей 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. 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.

Если в конце страницы таблица прерывается и ее продолжение будет на следующей странице, нижнюю горизонтальную линию, ограничивающую таблицу, не проводят. Слово «Таблица» указывают один раз слева с отступа над первой частью таблицы, над другими частями пишут «Продолжение таблицы» с указанием номера таблицы в соответствии с рисунком 1. Слово «Таблица» в тексте пишется без сокращений.

В пояснительной записке студент должен разработать следующие вопросы:

- для заданного зубчатого или червячного колеса назначить степени точности, определяющие кинематическую точность, плавность и полноту контакта передачи, установить вид сопряжения по боковому зазору, назначить комплексы показателей для контроля колеса, установить для них допуски, выбрать приборы и инструменты для контроля;

- рассчитать и выбрать посадку с зазором или натягом (согласно варианту задания по двум последним цифрам зачетной книжки для текущего учебного года по таблице 1);

- рассчитать и выбрать посадку с дополнительным креплением (переходную) для установки зубчатого колеса на вал;

- рассчитать и выбрать посадки колец подшипника на вал и в корпус, определив предварительно их виды нагружения;

- выбрать универсальные средства для измерения отверстия и вала переходной посадки, выбранной в п. 2.2.3;

- рассчитать допуски размеров, входящих в размерную цепь, изобразить



схему размерной цепи с указанием составляющих звеньев.

Объем пояснительной записки не должен превышать 20...25 листов формата А4. Пример оформления титульного листа, листа содержания и текста пояснительной записки приведен в приложении В.

Таблица 1 – Варианты заданий к выбору номера рисунка сборочного узла

Номер варианта	Учебный год														
	19, 22	20, 23	21, 24		19, 22	20, 23	21, 24		19, 22	20, 23	21, 24		19, 22	20, 23	21, 24
	Номер рисунка				Номер рисунка				Номер рисунка				Номер рисунка		
01	1	3	2	21	2	1	3	51	3	2	1	76	1	3	2
02	2	1	3	22	3	2	1	52	1	3	2	77	2	1	3
03	3	2	1	23	1	3	2	53	2	1	3	78	3	2	1
04	1	3	2	24	2	1	3	54	3	2	1	79	1	3	2
05	2	1	3	25	3	2	1	55	1	3	2	80	2	1	3
06	3	2	1	26	1	3	2	56	2	1	3	81	3	2	1
07	1	3	2	27	2	1	3	57	3	2	1	82	1	3	2
08	2	1	3	28	3	2	1	58	1	3	2	83	2	1	3
09	3	2	1	29	1	3	2	59	2	1	3	84	3	2	1
10	1	3	2	30	2	1	3	60	3	2	1	85	1	3	2
11	2	1	3	31	3	2	1	61	1	3	2	86	2	1	3
12	3	2	1	32	1	3	2	62	2	1	3	87	3	2	1
13	1	3	2	33	2	1	3	63	3	2	1	88	1	3	2
14	2	1	3	34	3	2	1	64	1	3	2	89	2	1	3
15	3	2	1	35	1	3	2	65	2	1	3	90	3	2	1
16	1	3	2	36	2	1	3	66	3	2	1	91	1	3	2
17	2	1	3	37	3	2	1	67	1	3	2	92	2	1	3
18	3	2	1	38	1	3	2	68	2	1	3	93	3	2	1
19	1	3	2	39	2	1	3	69	3	2	1	94	1	3	2
20	2	1	3	40	3	2	1	70	1	3	2	95	2	1	3
41	3	2	1	46	1	3	2	71	2	1	3	96	3	2	1
42	1	3	2	47	2	1	3	72	3	2	1	97	1	3	2
43	2	1	3	48	3	2	1	73	1	3	2	98	2	1	3
44	3	2	1	49	1	3	2	74	2	1	3	99	3	2	1
45	1	3	2	50	2	1	3	75	3	2	1	100	1	3	2

Примечание – В таблице в колонке «Учебный год» указаны две последние цифры года (2019, 2022)

Графическая часть курсовой работы должна включать пять чертежей:

- 1) сборочный чертеж узла (номер рисунка 1, 2 или 3 согласно варианту задания выбирается по таблице 1) с указанием выбранных посадок, размеров составляющих звеньев цепи с отклонениями;
- 2) графическое изображение полей допусков выбранных посадок (с зазором или натягом согласно варианту);
- 3) рабочий чертеж зубчатого в соответствии с ГОСТ 2.403–75 (на рисунках 2 и 3 обозначено Z_1) или червячного (на рисунке 1 – Z_2) по ГОСТ 2.406-76 колеса;
- 4) рабочий чертеж вала (на рисунках 1–3 вынесен позицией 1);



5) графическое изображение полей допусков выбранных посадок для подшипника качения, части вала и корпуса, сопрягаемых с подшипником. Обозначить шероховатость, допуски размеров, формы и расположения поверхностей.

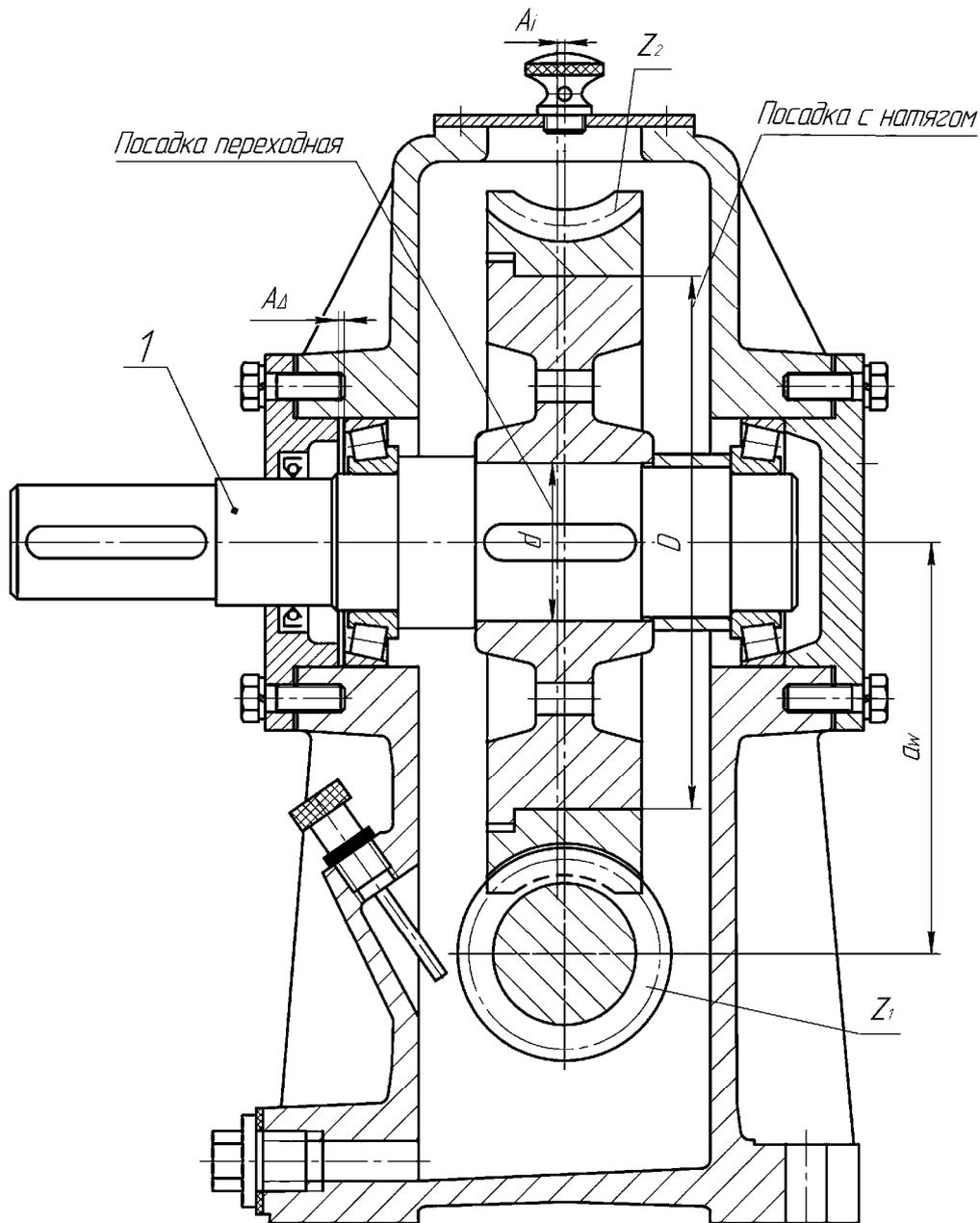


Рисунок 1 – Редуктор червячный

Графическая часть курсовой работы выполняется на листе формата А1 или на отдельных листах форматов А3, А4. Примеры оформления графической части работы приведены в приложении Г.

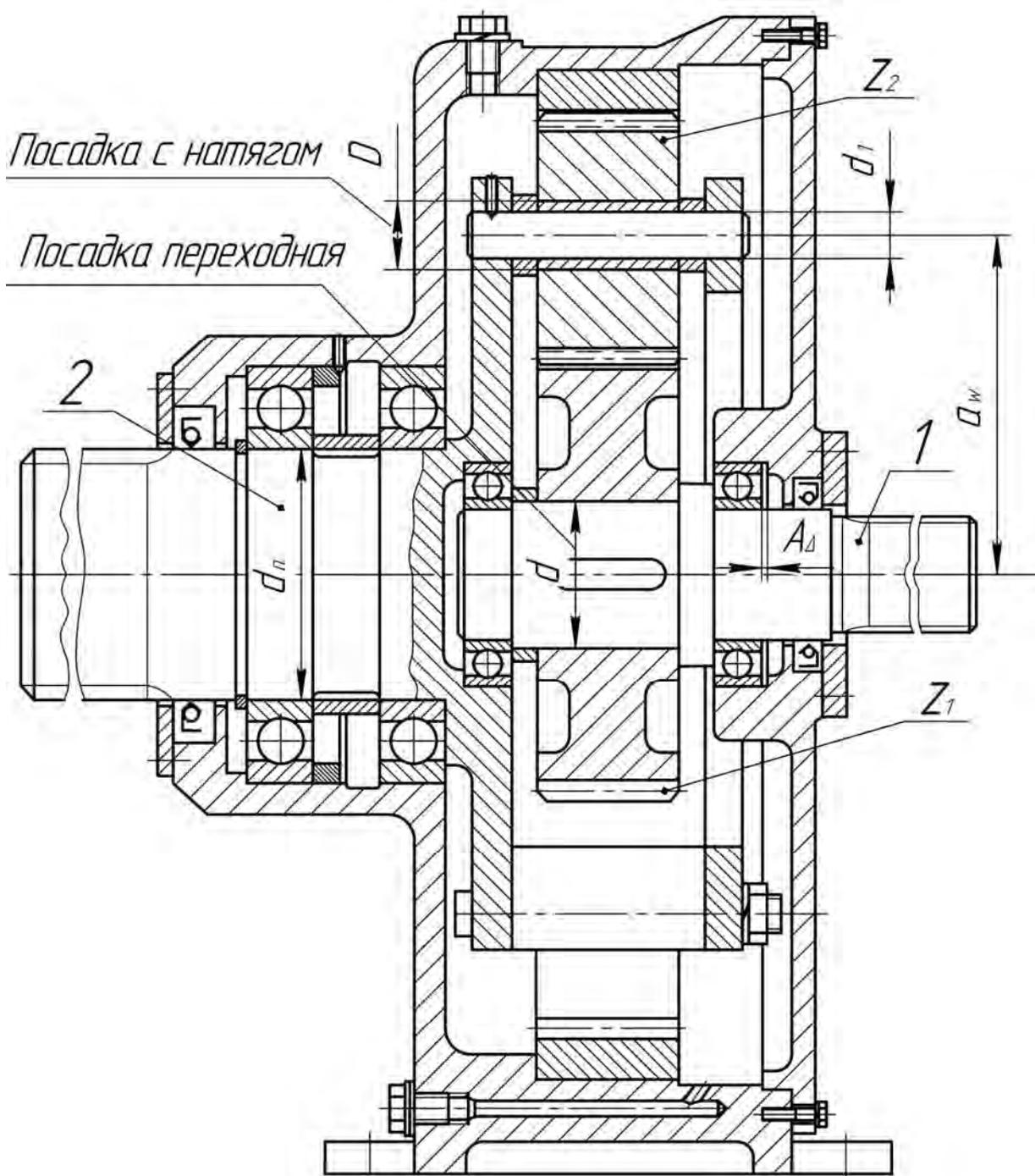


Рисунок 2 – Редуктор планетарный

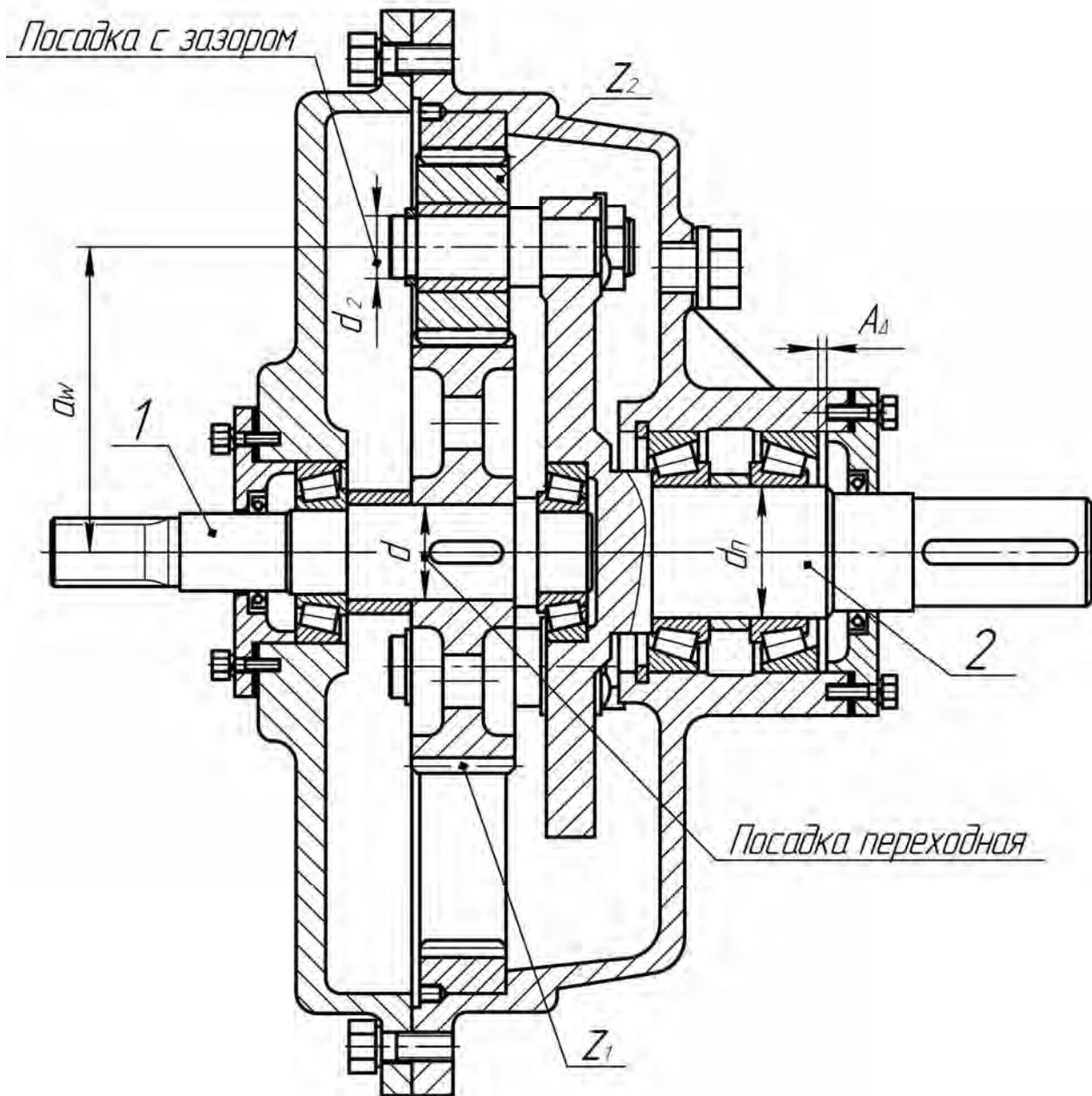


Рисунок 3 – Редуктор планетарный

2 Методические указания к выполнению курсовой работы

2.1 Задание 1. Допуски цилиндрических зубчатых (червячных) колес

2.1.1 Исходные данные.

Согласно выбранному по таблице 1 номеру рисунка сборочного узла из таблицы 2 или 3 выписать исходные данные цилиндрической или червячной передачи.

Таблица 2 – Исходные данные для назначения допусков червячной передачи для рисунка 1

Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Число заходов червяка Z_1	4	2	1	4	2	1	4	2	1	4
Модуль m , мм	2	2,5	3,15	4	5	6	3,15	4	2,5	2
Коэффициент диаметра червяка q	8	10	12,5	16	20	8	10	12,5	16	20
Последняя цифра шифра	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0
Скорость скольжения V , м/с	8	12	10	5	7	14	9	11	2	4
Число зубьев колеса Z_2	44	40	48	42	46	32	35	32	43	30

Таблица 3 – Исходные данные для назначения допусков цилиндрической зубчатой передачи для рисунков 2 и 3

Предпоследняя цифра шифра	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Число зубьев колеса Z_1	38	36	58	35	48	40	64	70	60	54
Модуль m , мм	4	3	2,5	6	1,5	2	5	1,5	2	3,5
Последняя цифра шифра	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0
Окружная скорость V , м/с	1,5	3	7	8	9	2	10	11	2	12
Число зубьев колеса Z_2	18	20	27	30	23	28	32	30	25	36

Рассчитать геометрические параметры зубчатой (червячной) передачи.

Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи:

– делительный диаметр колеса Z_1

$$d_{\partial 1} = m \cdot Z_1; \quad (1)$$

– делительный диаметр колеса Z_2

$$d_{\partial 2} = m \cdot Z_2; \quad (2)$$

– межосевое расстояние

$$a_w = m (Z_1 + Z_2) / 2; \quad (3)$$

– ширину зубчатого венца ориентировочно принять $B = 10m$;

– диаметр посадочного отверстия зубчатого колеса (номинальный диаметр для расчета переходной посадки) ориентировочно можно принять равным

$$d \approx m \cdot Z_1 / 3. \quad (4)$$

Полученные значения диаметра и ширины B округлить до нормальных линейных размеров, взятых по ГОСТ 6636–69 *Нормальные линейные размеры*.

Геометрические параметры червячной передачи, представленные на рисунке 4, рассчитать по следующим формулам:

– делительный диаметр червяка



$$d_1 = m \cdot q, \quad (5)$$

где q – коэффициент диаметра червяка;

– наружный диаметр червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad (6)$$

– внутренний диаметр червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m; \quad (7)$$

– делительный диаметр червячного колеса при нарезании без смещения

$$d_2 = m \cdot Z_2; \quad (8)$$

– наружный диаметр червячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m; \quad (9)$$

– внутренний диаметр червячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m; \quad (10)$$

– межосевое расстояние

$$a_w = 0,5m (q + Z_2); \quad (11)$$

– диаметр посадочного отверстия червячного колеса (номинальный диаметр для расчета переходной посадки) ориентировочно можно принять равным

$$d \approx m \cdot Z_2 / 4; \quad (12)$$

– диаметр соединения ступицы с венцом червячного колеса (номинальный диаметр для расчета посадки с натягом) ориентировочно принять равным

$$D = (1,5d_{f2} - 0,5d_{aM2}). \quad (13)$$

Конструктивно расчетное значение D при необходимости можно уменьшить на 5...20 мм. Полученные значения диаметров d , D и b_2 округлить до нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636–69 *Нормальные линейные размеры*.

Ширину венца червячного колеса b_2 и размер d_{aM2} , соответствующие углу обхвата червяка колесом $2\delta \approx 100^\circ$, принять по таблице 4.



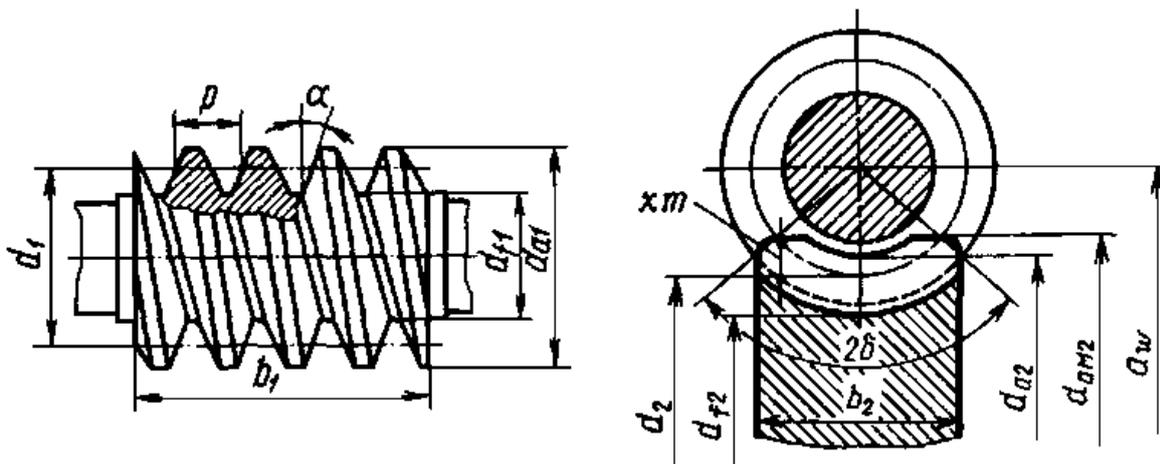


Рисунок 4 – Геометрические параметры червячной передачи

Таблица 4 – Геометрические параметры червяка

Z_1	1	2	4
d_{aM2}	$\leq d_{a2} + 2m$	$\leq d_{a2} + 1,5m$	$\leq d_{a2} + m$
b_2	$\leq 0,75d_{a1}$		$\leq 0,67d_{a1}$

2.1.2 Назначение степеней точности зубчатой (червячной) передачи.

Степень точности проектируемой зубчатой передачи в большинстве случаев устанавливается в зависимости от окружной скорости (для червячной передачи – в зависимости от скорости скольжения).

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 и ГОСТ 3675–81, степень точности по норме плавности может быть на две степени выше 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 на одну грубее.

Для средних 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 $V = 0,5 \dots 3$ м/с;
- среднескоростные – при скоростях свыше 3 до 15 м/с;
- быстроходные – при скоростях свыше 15 м/с.

Учитывая вышеизложенное, назначить по таблице 5 степень точности, определяющую плавность передачи, и, используя принцип комбинирования, установить степени точности, определяющие кинематическую точность и полноту контакта.

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

Таблица 5 – 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 поверхности отверстия для соединений по посадкам с зазором Ra , мкм	0,63	1,25	1,25	2,5
Шероховатость рабочей поверхности зубьев Ra , мкм	0,63	1,25	3,2	6,3

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 зубчатой передачи ориентировочно можно определить как

$$j_{n \min \text{ расч}} = V + a_w (\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) 2 \sin \alpha, \quad (14)$$

где V – толщина слоя смазочного материала между поверхностями зубьев ($V = 0,01m$ – для тихоходных передач; $V = 0,02m$ – для среднескоростных).

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

По найденному значению $j_{n \min \text{ расч}}$ и межосевому расстоянию a_w по ГОСТ 1643–81 для цилиндрических зубчатых передач и по ГОСТ 3675–81 для червячных выбирают вид сопряжения по боковому зазору.

По указанным стандартам предусмотрено шесть видов сопряжений по боковому зазору А, В, С, D, Е и Н. Из них выбирается тот, для которого выполняется условие $j_{n \min m} \geq j_{n \min \text{ расч}}$.

2.1.4 Назначение комплексов показателей для контроля зубчатого (червячного) колеса.

Для контроля зубчатого колеса Z_1 назначить комплексы в соответствии с ГОСТ 1643–81, а для червячного колеса Z_2 – в соответствии с ГОСТ 3675–81 и рекомендациями, изложенными в таблице 6, обеспечивающими кинематическую точность, плавность передачи, полноту контакта зубьев, гарантированный боковой зазор.

Для обеспечения оптимального варианта выбора комплексов необходимо руководствоваться рекомендациями [1].

Выписать из соответствующих стандартов допуски на выбранные показатели зубчатых (червячных) колес.

Пользуясь справочной литературой [7], выбрать приборы для контроля показателей точности зубчатого (червячного) колеса.

Выбранные показатели, допуски на них, наименования и модели приборов свести в таблицу 7.



Таблица 6 – Комплексы показателей для контроля колес

Норма точности	Цилиндрические зубчатые колеса			Червячные колеса		
	Степень точности					
	3–8	5–8	9–12	2–8	2–6	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}	или F'_{ir} или F_{cr} и F_{rr} для 7, 8 степеней точности F_{pr} ; для 8 степени точности F''_{ir} и F_{cr}	F_{pkr} и F_{pr}	F''_{ir} или F_{rr}
Плавность работы	или f''_{ir} или f_{zr} или f_{pbr} и f_{fr} или f_{pbr} и f_{ptr}	f''_{ir}	или f''_{ir} или f_{pbr} или f_{ptr}	для 2–7 степеней точности f_{zkr}	для 5–8 степеней точности f_{ptr} и f_{f2r}	для 8–12 степеней точности f''_{ir} или f_{ptr}
Контакт зубьев	или $F_{\beta r}$; или F_{kr} ; или суммарное пятно контакта			или суммарное пятно контакта или f_{xr} и f_{ar} и $f_{\Sigma r}$		
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)			E''_{ss} и T''_s – для червячной передачи с нерегулируемым положением осей; $j_{n \min}$ – с регулируемым положением осей		

Таблица 7 – 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 графы таблицы			
1 Кинематическая точность	Колебание длины общей нормали F_{vwr} Колебание измерительного межосевого расстояния за оборот колеса F''_{ir}	$F_{vwr} = 0,05$ $F''_{ir} = 0,035$	Нормалемер индикаторный БВ 6045 Межцентромер МЦ-400Б

Для цилиндрического зубчатого колеса рассчитать длину общей нормали по формуле

$$W = m \cdot W_1, \quad (15)$$

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

Значения W_1 взять из таблиц справочника [4]. По ГОСТ 1643–81 выбрать предельные отклонения на длину общей нормали.

В соответствии с рекомендациями, изложенными в [1], определить допуски диаметра наружного цилиндра, радиального биения наружного цилиндра, торцового биения базового торца. Шероховатость рабочей поверхности зубьев принять по таблице 5.

Для обеспечения неподвижности зубчатых (червячных) колес с валами обычно применяют призматические шпонки. Работоспособность шпоночных соединений определяется в основном точностью посадок по ширине шпонки (паза) b . ГОСТ 23360–78 предусматривает посадки, образующие нормальное, свободное и плотное соединение шпонок с пазами вала и втулки в системе основного вала. Тип шпоночного соединения (нормальное – Н, плотное – П, свободное – С) по вариантам принять по таблице 8.

Таблица 8 – Тип шпоночного соединения

Предпоследняя цифра шифра									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Н	П	С	Н	П	С	Н	П	С	Н

По номинальному диаметру соединения d (см. расчет по формуле (4) или (12) из ГОСТ 25347–82 выписать размеры шпоночного паза (шпонки) вала и колеса b , поля допусков с предельными отклонениями по ширине паза согласно типу шпоночного соединения.

Рассчитать допуски симметричности сторон шпоночного паза относительно оси $T_{сим}$ и параллельности плоскости симметрии паза относительно оси детали $T_{пар}$ по зависимостям

$$T_{сим} = 2T; \quad T_{пар} = 0,5T, \quad (16)$$

где T – допуск на размер ширины шпоночного паза (b).

2.1.5 Оформление рабочего чертежа зубчатого (червячного) колеса.

Рекомендации по оформлению рабочего чертежа цилиндрического зубчатого колеса приведены в [1] и ГОСТ 2.403–75, червячного – ГОСТ 2.406–76.

Рабочий чертеж выполняется на листе формата А3 или А4 (рисунки Г.1 и Г.2), форма колеса принимается из сборочного чертежа (см. рисунки 1–3). Размеры отверстий, облегчающих конструкцию колеса, принять конструктивно. На чертеже указать размеры шпоночного паза, допуски симметричности и па-

раллельности сторон паза, торцовое и радиальное биение, шероховатость. Точность посадочного отверстия проставляется согласно данным таблицы 5.

2.2 Задание 2. Расчет и выбор посадок

2.2.1 Расчет и выбор посадок с зазором.

Расчет посадок с зазором выполняют студенты, имеющие сборочный чертеж согласно рисунку 3.

Номинальным диаметром соединения для расчета является диаметр посадочного отверстия шестерни Z_2 на вал, который принимается ориентировочно

$$d_2 \approx m \cdot Z_2 / 4. \quad (17)$$

Длину соединения l принять равной $B = 8m$.

Полученные значения D и B округлить до нормального линейного размера, взятого по ГОСТ 6636–69 *Нормальные линейные размеры*. Остальные исходные данные выбираются из таблицы 9.

Таблица 9 – Исходные данные для расчета посадок с зазором для рисунка 3

Вариант	По предпоследней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Радиальная нагрузка $R, Н$	70	92	75	55	78	60	90	120	95	80
Вариант	По последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Частота вращения вала $n, \text{мин}^{-1}$	1150	1050	1200	1250	1000	1200	1150	1080	1220	1100
Марка масла: индустриальное	И30	И20	–	И30	–	И20	И30	–	–	И20
турбинное	–	–	Т30	–	Т22	–	–	Т30	Т22	–
Шероховатость вала $R_{z2}, \text{мкм}$	0,63	0,63	1,25	1,6	1,25	1,6	1,25	0,63	1,6	0,63
Шероховатость отверстия $R_{z1}, \text{мкм}$	$R_{z1} = 4Ra$, значение Ra принимается по таблице 5									

Расчет посадки с зазором сводится к определению двух предельных функциональных зазоров $S_{\min \phi}$ и $S_{\max \phi}$, по которым выбираются стандартные посадки, обеспечивающие нормальную работу соединения, причем выполняются условия $S_{\min \phi} \leq S_{\min m}$; $S_{\max \phi} > S_{\max m}$. Посадки выбирать из 6–8 квалитетов точности с учетом точности зубчатого колеса (см. таблицу 5). В случае получения малых значений $S_{\max \phi}$, следует внести корректировку в параметры соединения (D или l) или принять другой вид смазывающего материала.

В работе выбираются три различные посадки, из которых оптимальной считается та посадка, которая обеспечивает наибольшую надежность и долговечность соединения, определяемые эксплуатационным допуском.



$$TS_9 = TS_{3.c.} + TS_{3.э.}, \quad (18)$$

где $TS_{3.c.}$ – часть допуска TS_9 , определяющая запас на сборку (гарантирует надежность);

$TS_{3.э.}$ – часть допуска TS_9 , определяющая запас на эксплуатацию (гарантирует долговечность).

Алгоритм расчета посадок с зазором приведен в таблице Б.1; последовательность расчета посадок с зазором, необходимые справочные материалы и примеры расчетов – в [1].

Графическая часть выполняется на листе формата А4 или А3, где даются схемы расположения полей допусков для всех выбранных посадок с обозначением на них полей допусков, предельных отклонений, $S_{\min \phi}$, $S_{\max \phi}$, $S_{\min m}$, $S_{\max m}$, $TS_{3.э.}$, $TS_{3.c.}$. Пример выполнения схем приведен на рисунке Г.3. Название чертежа в основной надписи «Поля допусков посадок с зазором». Оптимальная посадка проставляется на сборочном чертеже (см. рисунок 3).

2.2.2 Расчет и выбор посадок с натягом.

Расчет посадок с натягом выполняют студенты, имеющие сборочный узел согласно рисунку 1 или 2.

Для рисунка 1 номинальным диаметром соединения D для расчета является диаметр соединения венца со ступицей, рассчитанный по формуле (13). Длина соединения l принимается равной ширине венца червячного колеса b_2 . Остальные исходные данные выбираются из таблицы 10.

Таблица 10 – Исходные данные для расчета посадок с натягом для рисунка 1

Вариант	По предпоследней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Крутящий момент $M_{кр}$, Н·м	50	200	250	150	80	105	100	250	220	100
Марка материала венца колеса	БрАЖ9-4		БрОФ10-1		БРОФ10-1		ЛАЖМЦ 66-6-3-2		БрОНФ	
Вариант	По последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Марка материала ступицы	СЧ20		Сталь 20Л		Сталь 45		Сталь 20Л		Сталь 45	
<i>Примечание</i> – Пределы текучести различных марок материалов приведены в таблице А.1										

Для рисунка 2 номинальным диаметром соединения D для расчета является диаметр соединения шестерни Z_2 со втулкой, который ориентировочно рассчитывается как $D = d_1 + 10$, где

$$d_1 \approx m \cdot Z_2 / 5. \quad (19)$$

Длина соединения l принимается равной ширине венца зубчатого колеса B . Остальные исходные данные выбираются из таблицы 11.



Таблица 11 – Исходные данные для расчета посадок с натягом для рисунка 2

Вариант	По предпоследней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Крутящий момент $M_{кр}$, Н·м	100	80	50	125	98	150	90	86	100	66
Марка материала колеса	45ХН	12ХН3А	40Х	20ХН3А	40Х	18ХГТ	35Х	45ХН	35Х	40Х
Вариант	По последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Марка материала втулки	40Х	20ХН3А	18ХГТ	45ХН	35Х	40Х	20ХН3А	18ХГТ	45ХН	35Х
<i>Примечание</i> – Пределы текучести различных марок материалов приведены в таблице А.1										

Основная задача расчета – определить минимально необходимый натяг N_{\min} , обеспечивающий прочность соединения в условиях максимально возможного нагружения, и максимально допустимый расчетный натяг N_{\max} , определяющий прочность соединяемых деталей в процессе сборки. При этих условиях соединение будет передавать заданный крутящий момент или осевую силу, а детали будут выдерживать без разрушения напряжения, вызванные натягом или другими факторами.

По рассчитанным, с учетом поправок, функциональным предельным натягам $N_{\min \phi}$ и $N_{\max \phi}$ из ГОСТ 25347–82 выбирают три различные посадки, соблюдая условия $N_{\max \phi} > N_{\max m}$; $N_{\min \phi} < N_{\min m}$.

Посадки выбирать из 6–8 квалитетов точности с учетом точности зубчатого колеса (см. таблицу 5). Если в результате расчётов получено малое значение $N_{\max \phi}$, то рекомендуется заменить марку материала ступицы колеса (втулки) на материал с большим пределом текучести σ_m , используя таблицу А.1.

Из трех выбранных определяется оптимальная посадка, обеспечивающая наибольший запас прочности соединения деталей, который определяется эксплуатационным допуском натяга

$$TN_{\phi} = TN_{з.с.} + TN_{з.э.} + N_{\max \phi} - N_{\min \phi} - (Td + TD), \quad (20)$$

где $TN_{з.с.}$ – часть эксплуатационного допуска, определяющая запас прочности деталей соединения при сборке;

$TN_{з.э.}$ – часть эксплуатационного допуска, определяющая запас прочности соединения при эксплуатации;

Td, TD – допуски вала и отверстия.

В зависимости от требований, предъявляемых к соединению по надежности и долговечности, гарантированные запасы на эксплуатацию и сборку можно определить по формулам

$$TN_{з.с.} = K_c \cdot TN_{\phi} \quad \text{и} \quad TN_{з.э.} = K_{\phi} \cdot TN_{\phi}, \quad (21)$$



где K_c и $K_э$ – коэффициенты, определяющие, какая доля допуска идет соответственно на гарантированный запас на сборку и эксплуатацию.

Обычно $0 < K_c < 1$ и $0 < K_э < 1$, но при этом необходимо, чтобы K_c определялся из неравенства $K_c + K_э < 1$ и K_c был значительно меньше $K_э$.

Оптимальная посадка проставляется на сборочном чертеже редуктора (см. рисунок 1 или 2) и на чертеже червячного колеса. Алгоритм расчета посадок с натягом приведен в таблице Б.2; необходимые справочные материалы и примеры расчетов – в [1]. В расчетах по алгоритму таблицы Б.2 принять:

– для червячного колеса по рисунку 1: $d_1 = d$, рассчитанный по формуле (12), и диаметр d_2 определить по формуле

$$d_2 = (Z_2 - 2,4)m; \quad (22)$$

– для рисунка 2: d_1 , рассчитанный по формуле (19), $d_2 = (Z_2 - 2,4)m$.

Графическая часть выполняется на листах формата А4 или А3, где даются схемы расположения полей допусков для всех выбранных посадок с обозначением на них предельных отклонений, полей допусков, $N_{\max \phi}$, $N_{\min \phi}$, $N_{\min m}$, $N_{\max m}$, $N_{з.э.}$, $N_{з.с.}$. Пример выполнения схем полей допусков представлен на рисунке Г.4. Название чертежа в основной надписи «Поля допусков посадок с натягом».

2.2.3 Расчет посадок с дополнительным креплением.

Расчет посадки с дополнительным креплением (переходной) выполняется по всем вариантам. Номинальным диаметром соединения для расчета является диаметр соединения зубчатого (червячного) колеса с валом d , рассчитанный по формуле (4) для цилиндрических зубчатых колес и формуле (12) для червячного колеса.

Характерными видами разъемных неподвижных соединений в редукторах являются соединения зубчатых колес с валами с применением дополнительного крепления шпонками или стопорными винтами. Эти соединения должны обеспечить точное центрирование зубчатых колес на валах, передавать заданную нагрузку за счет дополнительного крепления, легко собираться и разбираться, иметь высокую точность вращения и долговечность. Для обеспечения высокой точности центрирования, легкости сборки и разборки применяются переходные посадки.

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

- обеспечение высокой точности центрирования зубчатого колеса на валу;
- обеспечение 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. Известно, что 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

$$S_{\max} \leq F_r / K_m, \quad (23)$$

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

F_r – допуск радиального биения зубчатого (червячного) венца.

Легкость сборки и разборки соединения определяется наибольшим предельным натягом, величину которого можно найти по формуле

$$N_{\max} = S_{\max} \cdot (3 - z) / (3 + z), \quad (24)$$

где z – аргумент ($z = \bar{X} / S$), отвечающий функции Лапласа, которая рассчитывается по формуле $\Phi_o(z) = P_\Delta - 0,5$ [8, приложение 11];

P_Δ – вероятность получения зазора в соединении, выбирается в зависимости от преобладания требований к одному из условий, предъявляемых к соединению.

По рассчитанным 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. При выборе посадки необходимо учитывать требования таблицы 5. Пример расчета переходной посадки приведен в [1].

2.3 Задание 3. Расчет и выбор посадок подшипников качения

Номинальный диаметр соединения внутреннего кольца с валом назначить конструктивно на 5...10 мм меньше диаметра отверстия зубчатого колеса, принятого при расчете переходной посадки. По ГОСТ 8338–75, учитывая этот диаметр, выбрать для сборочного узла по рисунку 2 радиальный шарикоподшипник и выписать его номинальные размеры D, d, B, r . Для сборочного узла по рисунку 1 или 3 по ГОСТ 27365–87 выбрать роликовый подшипник и выписать его номинальные размеры D, d, T, b, c, r . Остальные исходные данные выбираются из таблицы 12.

Таблица 12 – Исходные данные для расчета посадок подшипников качения

Вариант	По предпоследней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Класс точности подшипника	0	5	6	5	6	0	6	0	5	6
Радиальная нагрузка R, H	1750	700	1200	2500	3500	2800	800	1650	1000	2300

По условиям работы подшипника в узле устанавливается вид нагружения наружного и внутреннего колец подшипника. Внутреннее кольцо подшипника является циркуляционно нагруженным, наружное кольцо подшипника испытывает местное нагружение.



Кольца подшипников, имеющих циркуляционное нагружение, как правило, сопрягаются по посадкам с натягом.

В работе посадки для циркуляционно нагруженного кольца подшипника выбираются по интенсивности радиальной нагрузки (таблица А.2) или по минимальному натягу. Второй метод применяется в том случае, если расчет по интенсивности радиальной нагрузки не позволяет выбрать посадку с натягом. Методика расчета посадок по обоим методам приведена в [1]. Посадка по второму методу выбирается при соблюдении условия $N_{\min \text{ расч}} \leq N_{\min \text{ м}}$.

Алгоритм расчета посадки по второму методу приведен в таблице Б.3. Посадка кольца, испытывающего местное нагружение при установке в неподвижный корпус (корпус применять разъемный, перегрузки не превышают 150 %), выбирается, как правило, с зазором (таблица А.3).

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 А3 или А4, где даются 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 листа приведен на рисунке Г.5. Название чертежа в основной надписи «Поля допусков подшипникового соединения». Выбранные посадки обозначаются на сборочном чертеже заданного узла.

2.4 Задание 4. Выбор универсальных измерительных средств

Выбор универсальных измерительных средств производится для отверстия и вала переходной посадки, полученной в результате выполнения п. 2.2.3.

Выбор средств измерения заключается в сравнении их предельной (наибольшей возможной) погрешности измерения Δ с допускаемой погрешностью δ , регламентированной ГОСТ 8.051–82, т. е. предельная погрешность измерений не должна превышать допускаемую погрешность: $\pm\Delta < \delta$.

Под допускаемой погрешностью измерения δ понимается наибольшее значение погрешности, при которой полученный в результате измерения размер может быть признан действительным. В соответствии с ГОСТ 8.051–82 допускаемая погрешность измерения составляет от 20 до 35 % допуска на измеряемый размер. В таблице А.4 приведены значения допусков и допускаемых погрешностей измерения для квалитетов от 5-го до 10-го и для размеров от 1 до 500 мм.

Выбор технических средств измерения производится по их техническим характеристикам, где наряду с основными параметрами указаны их предельные



погрешности измерений. Результаты выбора оформляют в виде таблицы 13. Характеристики технических средств измерения содержатся в [6].

Таблица 13 – Универсальные средства измерения

Номинальный размер, поле допуска	Допуск изделия, мкм	Допускаемая погрешность измерения δ , мкм	Наименование средства измерения, модель, ГОСТ	Цена деления отсчетного устройства, мкм	Предельная погрешность измерения $\pm\Delta$, мкм
40h7	25	7	Микрометр рычажный МР-50 ГОСТ 4381–80	2	± 3

2.5 Задание 5. Расчет размерной цепи

2.5.1 Расчет размерной цепи методом максимума-минимума.

Расчет размерной цепи методом максимума-минимума выполняют студенты, имеющие схему сборочного узла по рисунку 3.

По исходному звену A_{Δ} , представленному на чертеже узла (см. рисунок 3), выявить размерную цепь, определить допуски всех составляющих звеньев. Исходные данные взять из таблицы 14.

Таблица 14 – Варианты заданий для расчета размерной цепи по рисунку 3

Вариант	По последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A_{Δ}	0...0,86	0...1,1	0...0,82	0...0,96	0...1,1	0...0,88	0...0,9	0...1,3	0...0,98	0...1,2

Примечание – Номинальные размеры, принадлежащие подшипникам, принять равными монтажной высоте подшипников T по ГОСТ 27365–87

Номинальные размеры звеньев определяются по чертежу при соблюдении условия

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m A_{ув.} - \sum_{i=1}^n A_{ум.}, \quad (25)$$

где m – число увеличивающих звеньев цепи;

n – число уменьшающих звеньев цепи.

Размеры подшипников, установленных на валу поз. 2 (см. рисунок 3), принять в соответствии с диаметром вала d_n , который ориентировочно рассчитать по формуле $d_n = d + (15...20)$.

Допуски на подшипники определяются по ГОСТ 520–89 в зависимости от заданного класса точности подшипника. Алгоритм расчета размерной цепи методом максимума-минимума приведен в таблице Б.4; таблица стандартных допусков и примеры расчетов – в [2].



2.5.2 Расчет размерной цепи теоретико-вероятностным методом.

Расчет размерной цепи теоретико-вероятностным методом выполняют студенты, имеющие схему сборочного узла по рисунку 2.

Таблица 15 – Варианты заданий для расчета размерной цепи по рисунку 2

Вариант	По последней цифре шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A_{Δ}	0...1,1	0...0,9	0...0,96	0...0,76	0...0,92	0...0,8	0...0,84	0...0,96	0...1,2	0...0,98
Процент риска p	4,5	1,0	0,27	0,1	0,01	4,5	1,0	0,27	0,1	0,01
Коэффициент t	2,0	2,57	3,0	3,29	3,89	2,0	2,57	3,0	3,29	3,89

Алгоритм расчета размерной цепи теоретико-вероятностным методом приведен в таблице Б.5. Номинальные размеры, принадлежащие подшипникам, принять равными ширине колец подшипников по ГОСТ 8338–75. Диаметр вала (поз. 2, рисунок 2) под подшипники принять ориентировочно $d_n = d + (20...30)$. Таблица стандартных допусков и примеры расчетов приведены в [2].

2.5.3 Расчет размерной цепи методом регулирования.

Расчет размерной цепи методом регулирования выполняют студенты, имеющие сборочный узел по рисунку 1.

По исходному звену A_{Δ} размерной цепи, представленной на чертеже узла, определить допуски всех составляющих звеньев. Исходные данные приведены в таблице 16.

Таблица 16 – Варианты заданий для расчета размерной цепи по рисунку 1

Вариант	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
A_{Δ}	0...0,6	0...0,5	0...0,58	0...0,64	0...0,48	0...0,42	0...0,62	0...0,7	0...0,44	0...0,52
<i>Примечание</i> – Номинальные размеры, принадлежащие подшипникам, принять равными монтажной высоте подшипников T по ГОСТ 3478–79										

При расчетах в качестве известного звена (на чертеже обозначен размер A_i) взять показатель f_{xr} – смещение средней плоскости червячного колеса относительно плоскости, перпендикулярной его оси и проходящей через ось червяка в собранной передаче. Величина этого смещения определена ГОСТ 3675–81 и зависит от степени точности червячного колеса по нормам контакта зубьев, назначенной в задании 1, и межосевого расстояния червячной передачи, рассчитанного по формуле (11). За номинальное значение звена A_i принять 0 мм, а предельные отклонения выбрать из таблицы 17. Например, для 6-й степени точности при межосевом расстоянии, равном 130 мм, $A_i = 0 \pm 0,028$ мм.



Таблица 17 – Нормы контакта (показатель f_{xr}) ГОСТ 3675–81

Межосевое расстояние a_w , мм	Степень точности				
	6	7	8	9	10
	$\pm f_{xr}$, МКМ				
До 80	22	34	53	85	130
Св. 80 до 120	25	40	43	100	130
Св. 120 до 180	28	45	71	110	180
Св. 180 до 250	32	50	90	130	200

2.5.4 Оформление чертежа сборочного узла.

В графическую часть задания входит сборочный чертеж редуктора (см. рисунок 1, 2 или 3). На сборочном чертеже проставляются размеры звеньев, входящих в цепь с рассчитанными предельными отклонениями, посадки: зубчатого колеса с валом (задание 2), подшипника с валом и корпусом (задание 3). Размеры деталей, входящих в редуктор, принять конструктивно, кроме размеров зубчатых колес и подшипников, принятых в заданиях 1 и 3. Пример оформления этого листа приведен на рисунке Г.6.

2.6 Задание 6. Оформление рабочего чертежа вала

Рабочий чертеж вала (на сборочном узле вынесен поз. 1) выполняется на листе формата А3, форма и размеры вала принимаются из сборочного чертежа. Параметры шпоночного паза и точность посадочной поверхности под колесо проставляются согласно данным, полученным в п. 2.2.3 при выборе переходной посадки. Для этой ступени вала допуск цилиндричности выбрать из таблицы А.5.

Для поверхностей вала, предназначенных для установки подшипников качения, указать точность размеров, шероховатость, допуски формы и торцового биения согласно данным, определенным в подразделе 2.3, задание 3.

Для вала со шлицами (см. рисунок 2 или 3) принять шлицы общего назначения с прямобочным профилем. Поверхность центрирования (по наружному диаметру D , внутреннему диаметру d , боковым поверхностям b) и серию (легкую – Л, среднюю – С) выбрать по таблице 18.

По ГОСТ 1139–80*, учитывая наружный диаметр вала и серию, выписать параметры для исполнения С: z , D , d , b , c , r , назначить поля допусков по размерам D , d , b . Рекомендуемые поля допусков вала приведены в таблице А.6; пример оформления чертежа вала – на рисунке Г.7.

Таблица 18 – Поверхность центрирования и серия шлиц

Последняя цифра шифра									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
D	d	b	D	d	b	D	d	b	D
Предпоследняя цифра шифра									
0	9	8	7	6	5	4	3	2	1
Л	С	Л	С	Л	С	Л	С	Л	С



Список литературы

1 Нормирование точности и технические измерения: методические указания к курсовой работе для студентов всех специальностей: в 2 ч. / Сост. Р. Н. Шадуро, В. А. Лукашенко. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – Ч. 1. – 39 с.

2 Нормирование точности и технические измерения: методические указания к курсовой работе для студентов всех специальностей: в 2 ч. / Сост. Р. Н. Шадуро, В. А. Лукашенко. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – Ч. 2. – 40 с.

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

4 **Палей, М. А.** Допуски и посадки: справочник в 2 ч. / М. А. Палей, А. Б. Романов, В. А. Брагинский. – 8-е изд., перераб. и доп. – Санкт-Петербург: Политехника, 2001. – Ч. 2. – 608 с.

5 **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.

6 **Виноградов, А. Н.** Допуски, посадки, линейные измерения: справочник контролера машиностроительного завода / А. Н. Виноградов, Ю. А. Воробьев, Л. Н. Воронцов; под ред. А. И. Якушева. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1980. – 527 с.

7 **Марков, А. Л.** Измерение зубчатых колес / А. Л. Марков. – Санкт-Петербург: Машиностроение, 1977. – 275 с.

8 **Зябрева, Н. Н.** Пособие к решению задач по курсу «Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения» / Н. Н. Зябрева, Е. И. Перельман. – Москва: Высшая школа, 1977. – 282 с.

9 **ГОСТ 2. 105–95.** Общие требования к текстовым документам. – Москва: Изд-во стандартов, 1995. – 50 с.



Приложение А (справочное)

Таблица А.1 – Предел текучести σ_m для материалов (сталь, бронза, латунь, чугун)

Марка стали	σ_m , МПа	Марка стали	σ_m , МПа	Марка стали	σ_m , МПа	Марка бронзы, латуни, чугуна	σ_m , МПа
30	300	60	410	65	420	БРОФ10-1	120
35	320	35Х	750	45ХН	850	БрОФ10-1	150
40	340	40Х	800	12ХНЗА	700	БрОНФ	170
45	360	40Г	360	20ХНЗА	750	БрАЖ9-4	200
50	380	50Г	400	20Л	250	ЛАЖМЦ 66-6-3-2	236
55	390	18ХГТ	900	–	–	Чугун СЧ20	80

Таблица А.2 – Допустимые интенсивности радиальных нагрузок на посадочные поверхности вала

Диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника, мм		Допустимые значения P_R , кН/м, при поле допуска			
Свыше	До	j_5, j_6	k_5, k_6	m_5, m_6	n_5, n_6
18	80	300	300...1400	1400...1600	1600...3000
60	180	600	600...2000	2000...2500	2500...4000
180	360	700	700...3000	3000...3500	3500...6000

Таблица А.3 – Рекомендуемые поля допусков для отверстий корпусов при местном нагружении наружных колец подшипников

Нагружение	Диаметр отверстия	Корпус стальной или чугунный	
		Разъемный	Неразъемный
Спокойное или с умеренными толчками и вибрацией. Перегрузка до 150 %	< 80	H6, H7	H6, H7, H8
	80...260	G6, G7	



Таблица А.4 – Допускаемые погрешности измерения размеров 1...500 мм по ГОСТ 8.051–82

В микрометрах

Номинальный размер	Квалитет											
	5		6		7		8		9		10	
	<i>T</i>	$\delta_{\text{изм.}}$										
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
Св. 250 до 315	23	8,0	32	10,0	52	14,0	81	20,0	130	30	210	50
Св. 315 до 400	25	9,0	36	10,0	57	16,0	89	24,0	140	40	230	50

Примечание – *T* – допуски размеров; $\delta_{\text{изм.}}$ – допускаемые погрешности измерений

Таблица А.5 – Допуски цилиндричности поверхностей для размеров с нормальной (А) относительной геометрической точностью по ГОСТ 24643–81

В микрометрах

Номинальная длина поверхности, мм	Квалитет допуска диаметра IT		
	6	7	8
	Степень точности формы		
	5	6	7
Св. 10 до 18	3	5	8
Св. 18 до 30	4	6	10
Св. 30 до 50	5	8	12
Св. 50 до 120	6	10	16

Таблица А.6 – Рекомендуемые поля допусков шлицевого вала по ГОСТ 1139–80*

При центрировании по <i>D</i>	
для размера <i>D</i>	для размера <i>b</i>
<i>f7*</i> , <i>g6</i> , <i>h7</i> , <i>js6*</i> , <i>n6</i> , <i>e8</i>	<i>d9</i> , <i>e8</i> , <i>f7*</i> , <i>js7*</i> , <i>f8*</i> , <i>h8</i> , <i>h9</i>
При центрировании по <i>d</i>	
для размера <i>d</i>	для размера <i>b</i>
<i>f7*</i> , <i>g6*</i> , <i>h7</i> , <i>js6</i> , <i>js7</i> , <i>n6</i> , <i>e8</i>	<i>f7</i> , <i>f8</i> , <i>h7</i> , <i>js7*</i> , <i>k7*</i> , <i>h8</i> , <i>e9</i> , <i>h9*</i>
При центрировании по <i>b</i>	
для размера <i>b</i> : <i>d9*</i> , <i>e8*</i> , <i>f8*</i> , <i>js7*</i> , <i>e9</i> , <i>h9</i> , <i>k7</i>	

Примечание – * – поля допусков предпочтительного использования



Приложение Б (рекомендуемое)

Таблица Б.1 – Алгоритм расчета и выбора посадок с зазором

Содержание работы	Расчетная формула
1 Определить минимальную толщину масляного слоя h_{\min} , обеспечивающего жидкостную смазку	$h_{\min} = k (R_{Z1} + R_{Z2} + h_{\delta})$
2 Определить минимальный расчетный зазор	$S_{\min} = \frac{2h_{\min}}{1 - \chi}$
3 Определить минимальный функциональный зазор	$S_{\min \phi} = S_{\min} - 2 \cdot (R_{Z1} + R_{Z2})$
4 Определить максимальный функциональный зазор	$S_{\max \phi} = \frac{55 \cdot 10^{-3} \cdot \mu n l d^3}{R \cdot h_{\min}}$
5 Определить эксплуатационный допуск посадки	$TS_{\phi} = S_{\max \phi} - S_{\min \phi} - (TD + Td)$
6 Определить гарантированный запас на эксплуатацию	$TS_{\phi}^{\Gamma} = K_{\phi} \cdot TS_{\phi}$
7 Определить гарантированный запас на сборку	$TS_{\phi}^{\Gamma} = K_c \cdot TS_{\phi}$
8 Выбрать три стандартные посадки (ГОСТ 25437–82) исходя из условия	$S_{\min \phi} \leq S_{\min m}$ $S_{\max \phi} > S_{\max m}$
Проверка посадки на обеспечение неразрывности масляного слоя	
9 Определить среднее давление на единицу площади проекции опорной поверхности подшипника	$\rho = \frac{R}{l \cdot d}$
10 Определить угловую скорость	$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$
11 Определить относительные зазоры для $S_{\min m}$ и $S_{\max \phi}$	Ψ $\Psi_1 = S_{\min m} / d; \quad \Psi_2 = S_{\max \phi} / d$
12 Определить безразмерные коэффициенты нагруженности подшипника для $S_{\min m}$ и $S_{\max \phi}$	$C_{R1} = \frac{\rho \cdot \Psi_1^2}{\mu \cdot \omega}; \quad C_{R2} = \frac{\rho \cdot \Psi_2^2}{\mu \cdot \omega}$
13 Определить минимальную толщину масляного слоя $S_{\min m}$ и $S_{\max \phi}$	$h_{\min 1} = \frac{S_{\min m}}{2} (1 - \chi_1); \quad h_{\min 2} = \frac{S_{\max \phi}}{2} (1 - \chi_2)$
14 Определить коэффициенты запаса надежности по толщине масляного слоя	$K_1 = \frac{h_{\min 1}}{R_{Z1} + R_{Z2} + h_{\delta}}; \quad K_2 = \frac{h_{\min 2}}{R_{Z1} + R_{Z2} + h_{\delta}}$
15 Сделать оценку годности посадки	Посадка годна, если $K_1 \geq 2; K_2 \geq 2$
16 Определить запас на износ деталей соединения	$\Delta_{з.и.} = (S_{\max \phi} - S_{\max m}) / 2$

В таблице Б.1 приняты следующие обозначения:

R_{Z1} и R_{Z2} – высота неровностей сопрягаемых поверхностей колеса и вала (назначается в зависимости от точности поверхности);

h_{δ} – добавка, учитывающая отклонения нагрузки, скорости, температуры от расчетных, а также механические включения в масле, $h_{\delta} = 1 \dots 4$ мкм;

K – коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя, $K \geq 2$;

χ – относительный эксцентриситет ($\chi = 0,5 \dots 0,95$, принимается меньшее значение);



μ – динамическая вязкость материала [1];

l – длина ступицы колеса, м;

d – диаметр вала, м;

R – радиальная сила, м;

n – частота вращения, мин^{-1} ;

χ_1, χ_2 – относительные эксцентриситеты, определяются по [9, таблица III-5] в зависимости от l/d и C_{R1}, C_{R2} ;

$S_{\min m}, S_{\max m}$ – минимальный и максимальный табличные зазоры (для рекомендованных ГОСТ 25347–82 посадок их значения приведены в [1]).

Таблица Б.2 – Алгоритм расчета и выбора посадок с гарантированным натягом

Содержание работы	Расчетная формула
1 Определить минимальный расчетный натяг	$N_{\min} = \frac{\sqrt{P^2 + \left(\frac{2M_{kp}}{d}\right)^2}}{\pi \cdot l \cdot f} \left(\frac{C_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{C_2 + \mu_1}{E_2} \right)$
2 Определить наибольшее допускаемое давление на поверхности контакта охватываемой детали	$P_{\text{дон}1} \leq 0,58\sigma_m \left(1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right)$
3 То же на поверхности охватывающей детали	$P_{\text{дон}2} \leq 0,58\sigma_r \left(1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right)$
4 По меньшему значению $P_{\text{дон}}$ рассчитать максимальный расчетный натяг	$N_{\max} = P_{\text{дон}} \cdot d \left(\frac{C_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{C_2 + \mu_1}{E_2} \right)$
5 Определить поправку, учитывающую смятие неровностей контактных поверхностей	$U = 2(K_1Rz_1 + K_2Rz_2)$
6 Определить поправку компенсаций температурных деформаций	$U_t = (\alpha_1\Delta t_1 - \alpha_2\Delta t_2)d$
7 Определить поправку $U_{y\partial}$, учитывающую неравномерность давления по длине поверхности охватывающей детали	[1, рисунок 3.1]
9 Определить максимальный функциональный натяг	$N_{\max \phi} = (N_{\max} + U + U_t)U_{y\partial}$
10 Определить эксплуатационный допуск натяга	$TN_{\text{э}} = N_{\max \phi} - N_{\min \phi} - (TD + Td)$
11 Определить гарантированный запас на сборку	$TN_{\text{з.с.}}^r = K_c \cdot TN_{\text{э}}$
12 Определить гарантированный запас на эксплуатацию	$TN_{\text{з.э.}}^r = K_{\text{э}} \cdot TN_{\text{э}}$
13 Выбрать посадку из рекомендованных ГОСТ 25347–82, удовлетворяющих условиям	$N_{\min m} > N_{\min \phi}$ $N_{\max m} < N_{\max \phi}$
14 Рассчитать запасы на сборку и эксплуатацию	$TN_{\text{з.с.}}^r \leq N_{\max \phi} - N_{\max m}$ $TN_{\text{з.э.}}^r \leq N_{\min m} - N_{\min \phi}$

В таблице Б.2 приняты следующие обозначения:

P – сдвигающая сила (при расчетах принять $P = 0$ Н), Н;

$M_{кр}$ – крутящий момент, воспринимаемый соединением, Н·м;

d – номинальный диаметр соединения, м;

d_1 – диаметр отверстия полого вала (значение d_1 принять согласно рекомендациям, изложенными в п. 2.2.2), м;

C_1, C_2 – коэффициенты пропорциональности между величиной нормальных окружных напряжений на поверхностях соприкосновения и давлением соответственно для вала и втулки [1];

μ_1, μ_2 , – коэффициенты Пуассона для материала втулки и вала (для стали $\mu = 0,3$; для чугуна и бронзы $\mu = 0,26$; для латуни $\mu = 0,25$);

E_1, E_2 – модули продольной упругости для материалов вала и втулки (для стали $E = 2,06 \cdot 10^{11}$ Па; для чугуна $E = 1,2 \cdot 10^{11}$ Па; для бронзы и латуни $E = 1,1 \cdot 10^{11}$ Па);

f – комплексный коэффициент трения сцепления (для стальных и чугунных деталей $f = 0,12$ – при сборке гидропрессованием; для пары чугун–бронза $f = 0,07$; для пары сталь–алюминиевый сплав $f = 0,03 \dots 0,09$);

l – длина соединения, длина ступицы колеса, м;

σ_T – предел текучести материала деталей (см. таблицу А.1), Па;

K_1, K_2 – коэффициенты, учитывающие высоту смятия неровностей на поверхности вала и отверстия соответственно [1];

R_{z1}, R_{z2} – высота неровностей поверхностей вала и отверстия (см. таблицу 9);

α_1, α_2 – температурные коэффициенты линейного расширения материала вала и втулки;

$\Delta t_1, \Delta t_2$ – отклонение рабочей температуры деталей от температуры сборки (принять равным 0, т. к. температура сборки и работы соединения отличается незначительно, тогда $U_t = 0$);

$U_{y\delta}$ – поправка, учитывающая неравномерность контактного давления по длине сопрягаемой поверхности охватывающей детали (определяется по графику [1]);

$N_{\min m}, N_{\max m}$ – минимальный и максимальный табличные натяги (для рекомендованных ГОСТ 25347–82 посадок их значения приведены в [1]).

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

Содержание работы	Расчетная формула
1 Определить минимальный расчетный натяг	$N_{\min} = \frac{1,3R \cdot N}{(B - 2r) \cdot 10^{11}}$
2 Определить допустимый натяг	$N_{\text{доп}} = \frac{1,14 \cdot [\sigma] \cdot N \cdot d}{2 \cdot 10^{11} (N - 1)} \cdot 10^3$
3 Выбрать посадку из рекомендованных ГОСТ 3325–85, удовлетворяющую условию	$N_{\min} \leq N_{\min m}$ $N_{\text{доп}} > N_{\max m}$



В таблице Б.3 приняты следующие обозначения:

R – радиальная нагрузка на опору, Н;

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

B – ширина кольца для шарикового подшипника. Для роликового подшипника в расчете вместо B принять ширину внутреннего кольца подшипника b ;

D – номинальный диаметр кольца подшипника, м;

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

Таблица Б.4 – Алгоритм расчета размерной цепи методом максимума-минимума

Расчетный параметр	Расчетная формула
1	2
1 Записать параметры замыкающего звена: номинальное значение, предельные отклонения, допуск, координату середины поля допуска	$A_{\Delta} = \dots; ESA_{\Delta} = \dots; EIA_{\Delta} = \dots;$ $TA_{\Delta} = ESA_{\Delta} - EIA_{\Delta};$ $Ec_{\Delta} = \frac{ESA_{\Delta} + EIA_{\Delta}}{2}$
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	$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m A_{ув.} - \sum_{i=1}^n A_{ум.}$
5 Определить среднее значение допусков составляющих звеньев	$TA_{i_{cp}} = \frac{TA_{\Delta}}{m+n}$
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 путем вычитания из допуска замыкающего звена суммы допусков всех составляющих звеньев (см. пункт б)	$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m+n} TA_i.$
8 Проверить правильность назначения допусков и рассчитать допуск неизвестного звена путем вычитания из допуска замыкающего звена суммы допусков всех составляющих звеньев (см. пункт б)	$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m+n} TA_i.$
9 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 охватывающих 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>



Окончание таблицы Б.4

1	2
10 Определить координаты середин полей допусков, кроме одного звена	$Ec_i = \frac{ESA_i + EIA_i}{2}$
11 Определить координату середины поля допуска оставшегося неизвестным звена (при расчетах учитывать знаки координат)	$Ec_{\Delta} = \sum^m Ec_{yв.} - \sum^n Ec_{yм.}$
12 Определить предельные отклонения оставшегося неизвестным звена	$ESA_i = Ec_i + \frac{TA_i}{2}$ $EIA_i = Ec_i - \frac{TA_i}{2}$
13 Записать результаты расчетов: номинальные значения и найденные предельные отклонения составляющих звеньев	$A_1 = \dots; \quad A_2 = \dots;$ $A_3 = \dots; \quad A_{m-1} = \dots$
14 Проверить правильность расчетов	$ESA_{\Delta} = \sum^m Ec_{yв.} - \sum^n Ec_{yм.} + \frac{\sum TA_i}{2}$ $EIA_{\Delta} = \sum^m Ec_{yв.} - \sum^n Ec_{yм.} - \frac{\sum TA_i}{2}$
<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: $A_{yв.}$, $A_{yм.}$ – 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	2
1 Записать параметры замыкающего звена: номинальное значение, предельные отклонения, допуск, координату середины поля допуска	$A_{\Delta} = \dots; \quad ESA_{\Delta} = \dots; \quad EIA_{\Delta} = \dots;$ $TA_{\Delta} = ESA_{\Delta} - EIA_{\Delta}$ $EcA_{\Delta} = \frac{ESA_{\Delta} + EIA_{\Delta}}{2}$
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	$TA_{icp} = \frac{TA_{\Delta}}{t \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} \lambda_i^2}}$



Окончание таблицы Б.5

1	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 (см. примечание таблицы Б.4)	$TA_1 = \dots; TA_2 = \dots;$ $TA_3 = \dots; TA_{m-1} = \dots$
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 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>
9 Определить координаты средин 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	$A_1 = \dots; A_2 = \dots;$ $A_3 = \dots; A_{m-1} = \dots$
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	2
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, 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 охватываемых поверхностей, $ESA_i = +TA_i; EIA_i = 0.$</p> <p>Для звеньев, определяющих размеры охватывающих 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	$EcA_i = \frac{ESA_i + EIA_i}{2}$
8 Определить производственный допуск замыкающего звена, за исключением компенсирующего	$TA'_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m+n-1} TA'_i$
9 Определить величину компенсации	$T_{\kappa} = TA'_{\Delta} - TA_{\Delta} + T_{мк}$
10 Определить координату середины производственного допуска замыкающего звена, не учитывая компенсатор	$EcA'_{\Delta} = \sum_{i=1}^m Ec_{i.в.} - \sum_{i=1}^n Ec_{i.м.}$
11 Определить величину компенсации координаты середины поля производственного допуска замыкающего звена	$EcA_{\kappa} = \pm (EcA_{\Delta} - EcA'_{\Delta}) *$
12 Определить предельные значения величины необходимой компенсации	$ESA_{\kappa} = EcA_{\kappa} + \frac{TA_{\kappa}}{2}$ $EIA_{\kappa} = EcA_{\kappa} - \frac{TA_{\kappa}}{2}$



Окончание таблицы Б.6

1	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	$EcA_i'' = EcA_i' - EIA_k$ (для увеличивающих звеньев); $EcA_i'' = EcA_i' + EIA_k$ (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:</p> <p>T_{mk} – допуск на изготовление компенсатора. В расчетах принять $T_{mk} = 40$ мкм (по 10-му качеству точности)</p>	



Приложение В (рекомендуемое)

Пример оформления пояснительной записки

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Технология машиностроения»

КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине

«Нормирование точности и технические измерения»
на тему «Расчет редуктора на точность»

Шифр:
Выполнил:
студент гр.

Проверил:

Могилев 2019



Содержание

1 Допуски цилиндрической зубчатой передачи.....	2
1.1 Исходные данные.....	2
1.2 Расчет геометрических параметров зубчатой передачи..	2
1.3 Назначение степеней точности зубчатой передачи.....	3
1.4 Выбор вида сопряжения по боковому зазору.....	4
1.5 Назначение комплексов показателей для контроля зубчатого колеса.....	5
2 Расчет и выбор посадок.....	7
2.1 Расчет посадок с натягом.....	7
2.2 Расчет посадки с дополнительным креплением.....	10
3 Выбор универсальных измерительных средств.....	11
4 Расчет размерной цепи теоретико-вероятностным методом	12
4.1 Исходные данные.....	12
4.2 Выявление размерной цепи.....	12
4.3 Расчет размерной цепи.....	19
4.4 Проверка правильности расчета размерной цепи.....	24
Список литературы.....	25



					КР.191.112187 ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
Разраб.		Иванов			Расчет редуктора на точность	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
Провер.							2	25
Н. контр.					Пояснительная записка	Бел.-Рос.ун-т, гр.ТМЗ-191		
Утв.								

Рисунок В.2 – Заглавный лист (содержание пояснительной записки)

1 Допуски цилиндрической зубчатой передачи

1.1 Исходные данные

Число зубьев большого колеса $Z_1 = 24$.

Число зубьев малого колеса $Z_2 = 20$.

Окружная скорость $V = 4$ м/с.

Модуль $m = 4$ мм.

1.2 Расчет геометрических параметров зубчатой передачи

Геометрические параметры зубчатой передачи рассчитываем по следующим формулам:

– делительный диаметр большого колеса

$$d_1 = m \cdot Z_1, \quad (1)$$

$$d_1 = 4 \cdot 24 = 96 \text{ мм};$$

– делительный диаметр малого колеса

$$d_2 = m \cdot Z_2, \quad (2)$$

$$d_2 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм};$$

– межосевое расстояние

$$a_w = m (Z_1 + Z_2) / 2, \quad (3)$$

$$a_w = 4 (24 + 20) / 2 = 88 \text{ мм};$$

– ширина зубчатого венца $B = (8 \dots 10)m$,

$$B = 10 \cdot 4 = 40 \text{ мм};$$

– диаметр посадочного отверстия зубчатого колеса

$$D = m Z_1 / 3, \quad (4)$$

$$D = 24 \cdot 4 / 3 = 32 \text{ мм}.$$

Рассчитанные значения B и D округляются по ГОСТ 6636–69, принимаем $B = 40$ мм, $D = 30$ мм.

1.3 Назначение степеней точности зубчатой передачи

Согласно [1] степень точности зубчатой передачи по норме плавности 8. Тогда

					КР.191.112187.ПЗ	Лист
						2
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Рисунок В.3 – Последующие листы пояснительной записки



Приложение Г (рекомендуемое)

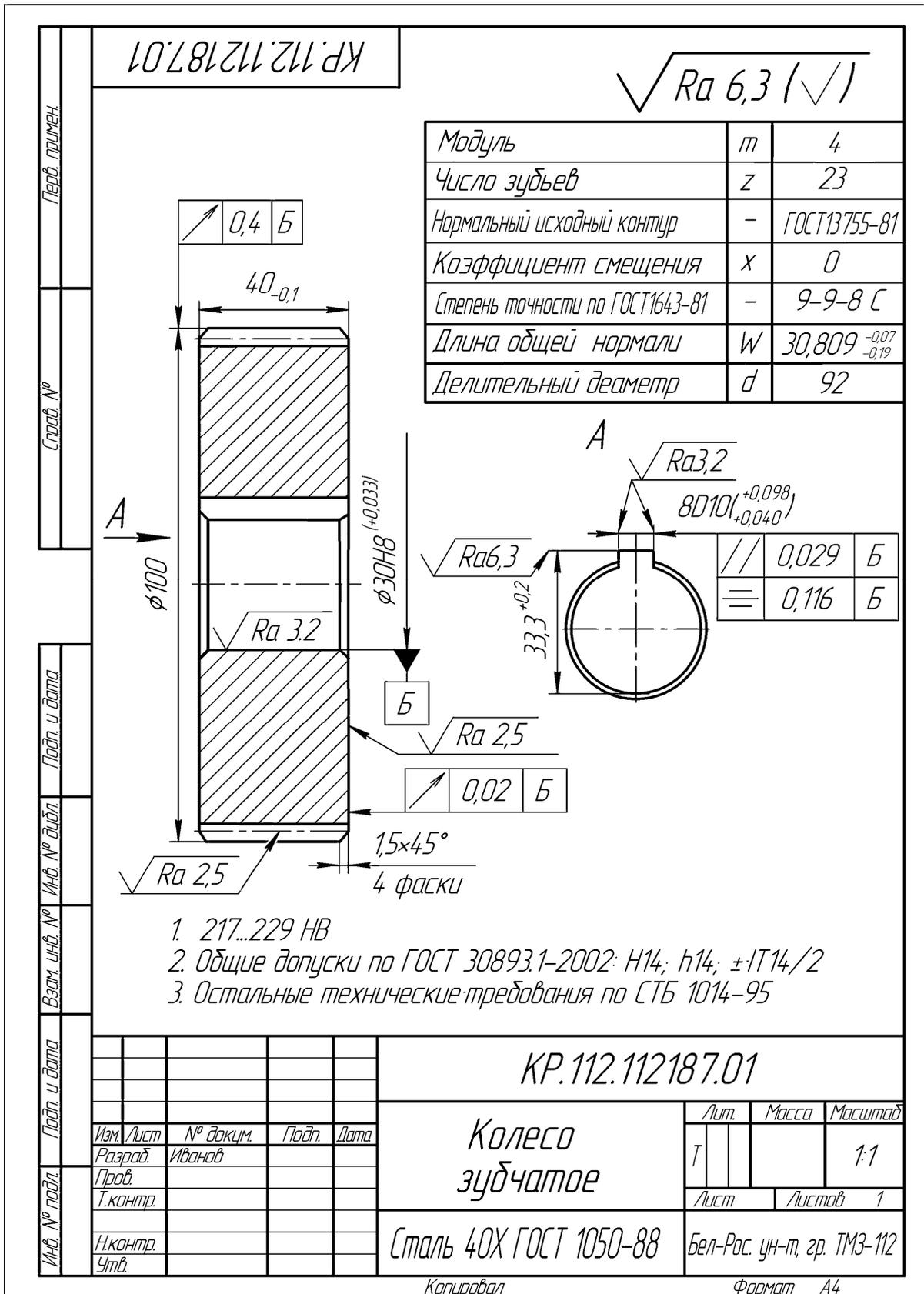


Рисунок Г.1 – Пример оформления чертежа цилиндрического зубчатого колеса



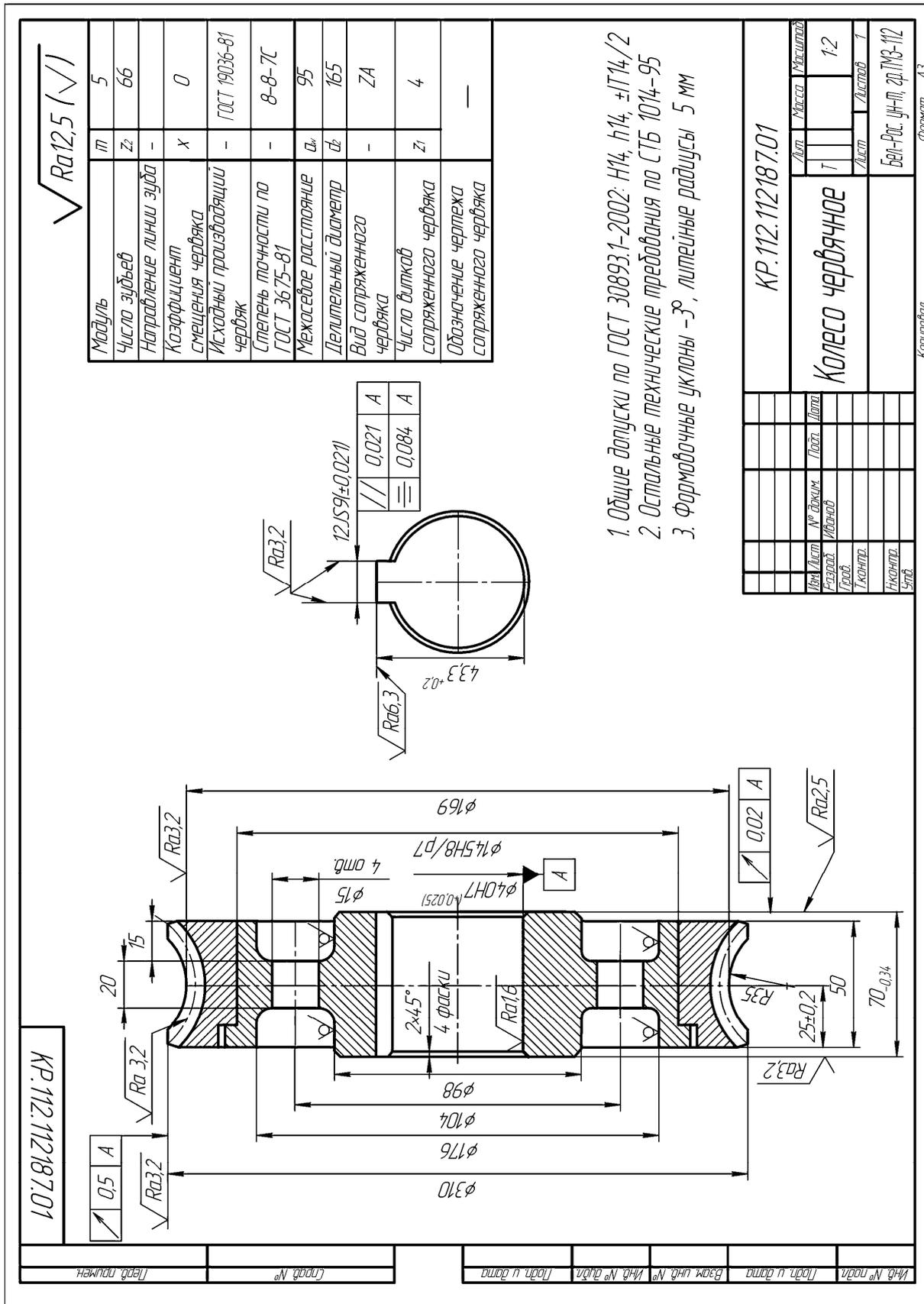


Рисунок Г.2 – Пример оформления чертёжа червячного колеса

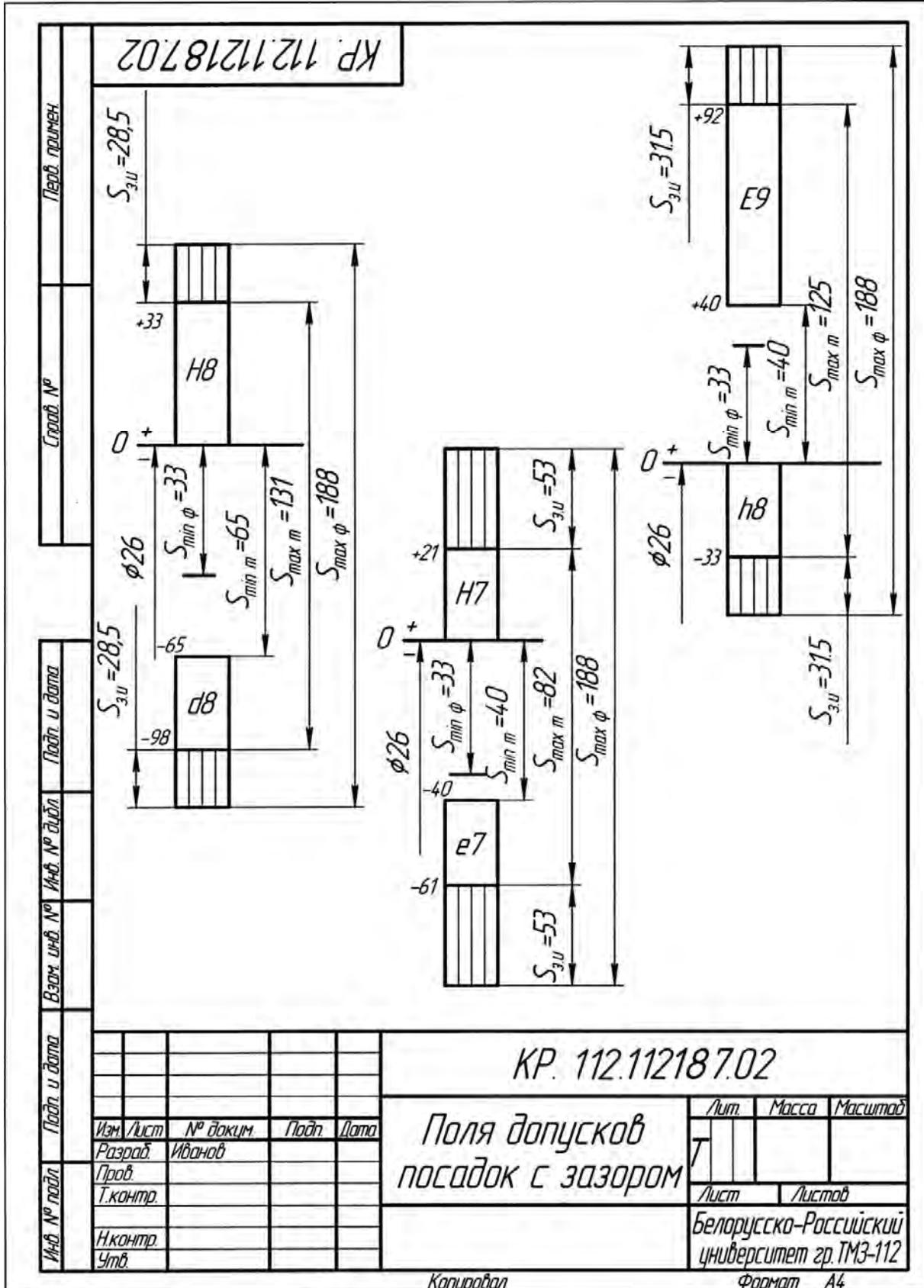


Рисунок Г.3 – Пример оформления чертежа полей допусков посадок с зазором

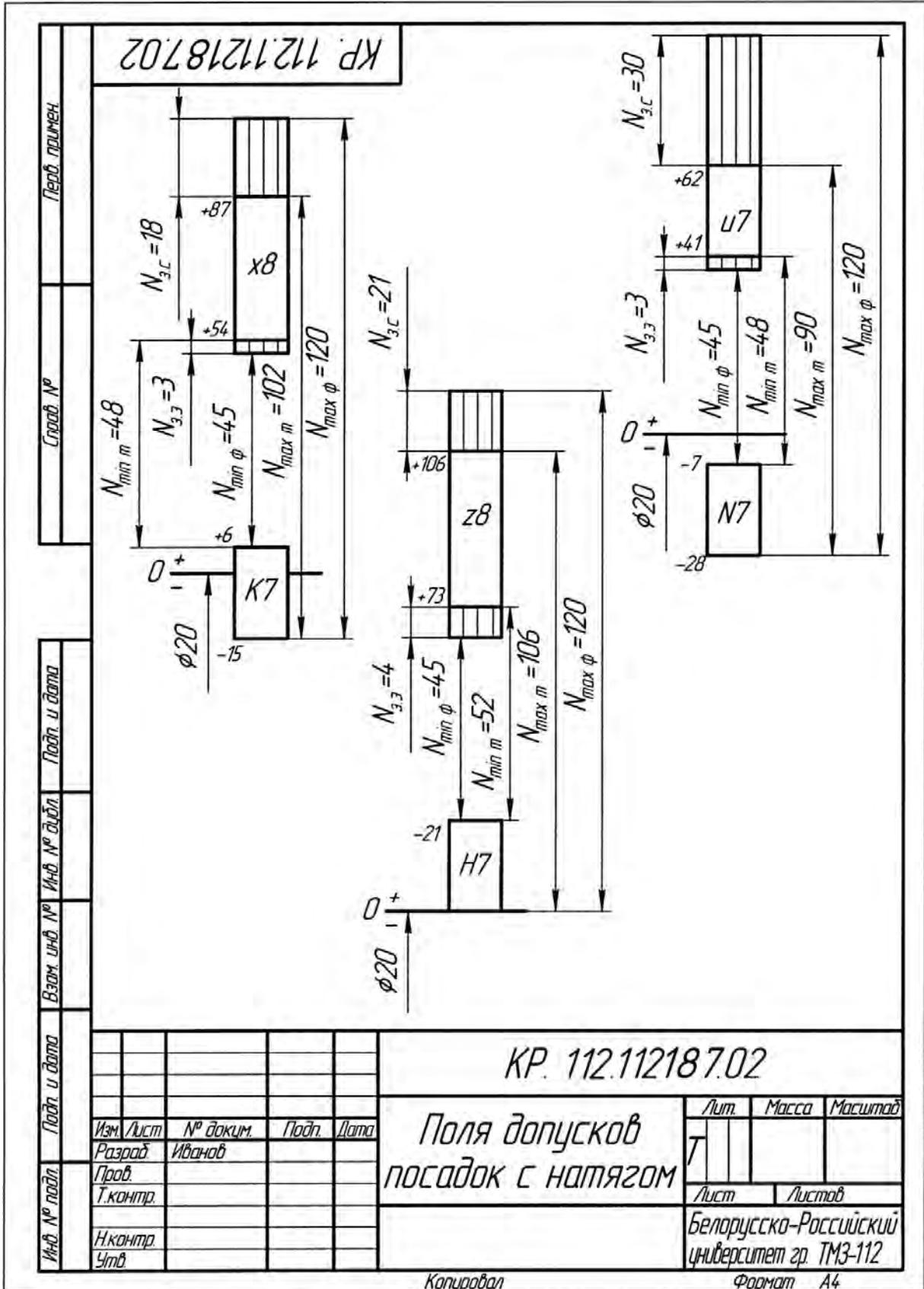


Рисунок Г.4 – Пример оформления чертежа полей допусков посадок с натягом

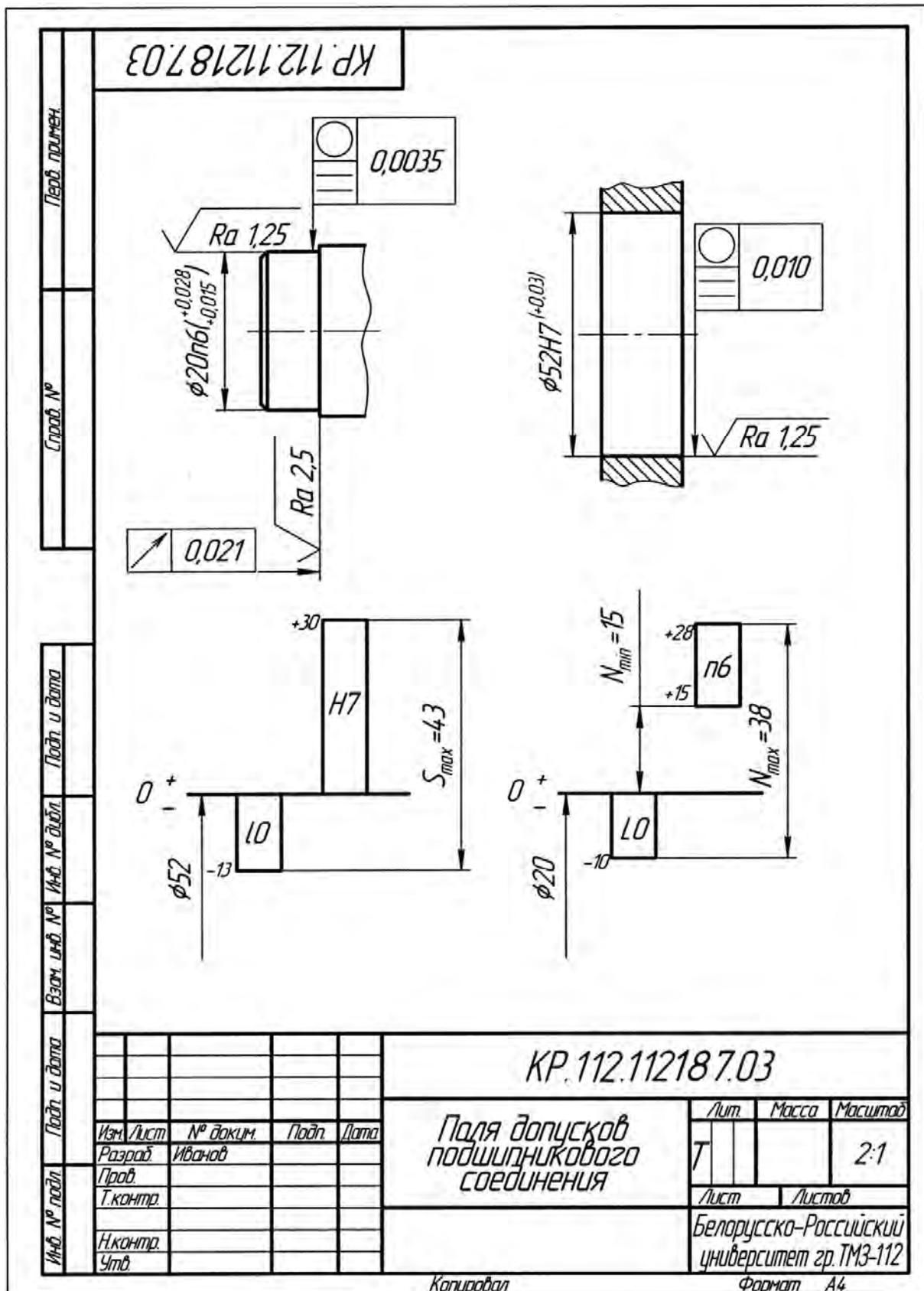


Рисунок Г.5 – Пример оформления чертежа полей допусков посадок подшипникового соединения

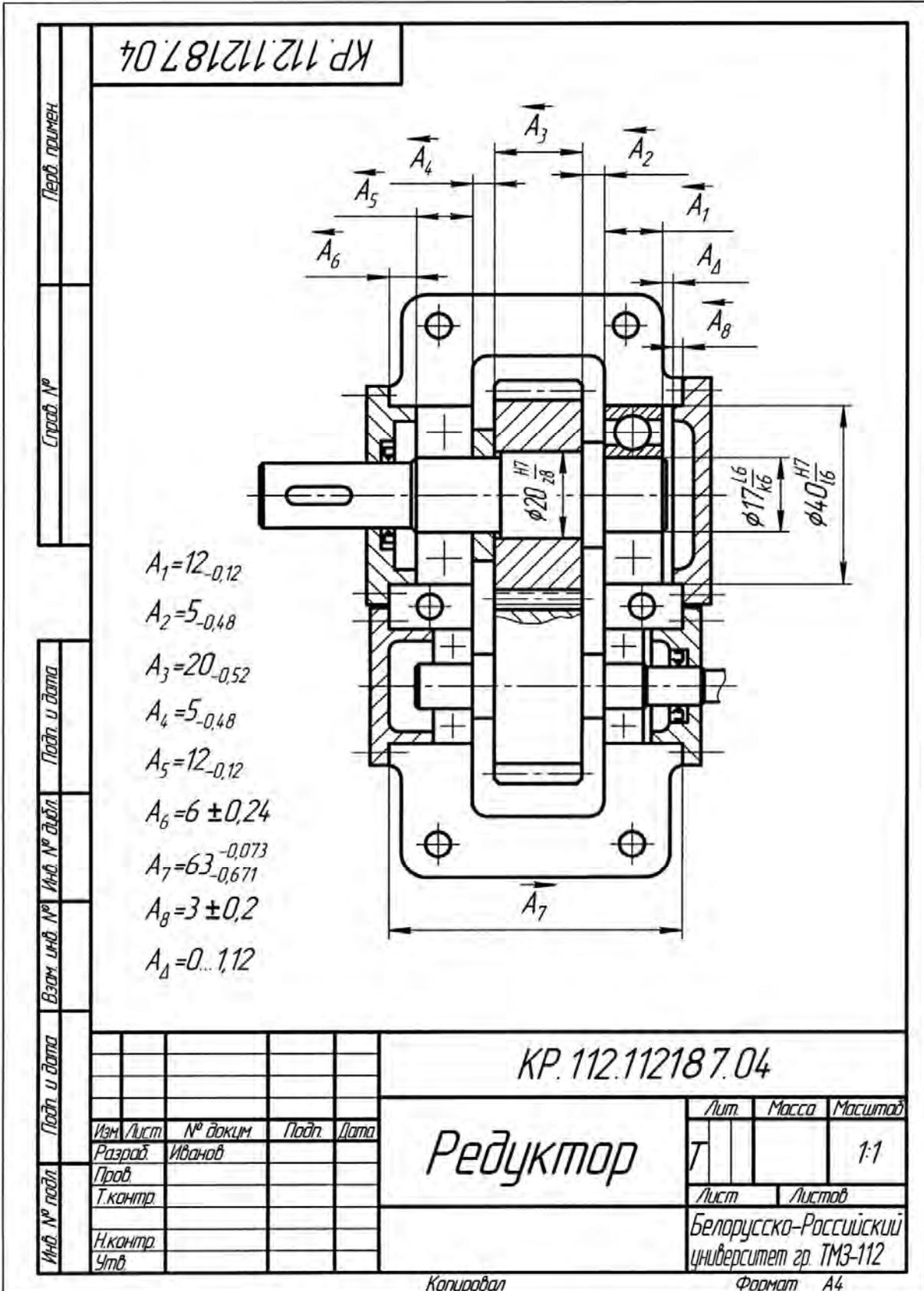


Рисунок Г.6 – Пример оформления чертежа редуктора

