

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Ильшат Ринатович Мухаметьянов

Должность: директор

Дата подписания: 13.07.2023 14:34:25

Уникальный идентификатор:

aba80b84033c9ef196388e9ea0434f90a83a40954ba270e84bche64f02d1d8d0

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Казанский национальный исследовательский**

технический

университет им. А.Н. Туполева-КАИ»

Чистопольский филиал «Восток»

Кафедра приборостроения

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

ПО ВЫПОЛНЕНИЮ

КУРСОВОГО ПРОЕКТА

по дисциплине (модулю)

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Чистополь
2023 г.

Методические указания (рекомендации) по выполнению курсовой работы/курсового проекта предназначены для обучающихся всех форм обучения по направлениям подготовки:

Код и наименование направления подготовки / специальности	Направленность (профиль, специализация, магистерская программа)	ФГОС ВО утвержден приказом Минобрнауки России
12.03.01 Прибостроение	Приборостроение	19.09.2017 № 945

В методических указаниях приведены требования к выполнению курсового проекта, даны рекомендации по структуре, содержанию, оформлению, порядку выполнения и защите курсового проекта по дисциплине «Прикладная механика».

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
ПРИМЕР ТИТУЛЬНОГО ЛИСТА	9
ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ ЧАСТИ	10
Техническое задание	10
Справочные данные	11
1. Кинематический и силовой расчет редуктора	12
1.1. Определение передаточного числа редуктора.....	12
1.2. Разбивка передаточного числа редуктора по ступеням	12
1.3. Определение мощности на выходном валу.....	12
1.4. Определение оборотов и угловых скоростей на валах редуктора...	13
1.5. Определение чисел зубьев колес и шестерен	14
1.6. Определение крутящих моментов на валах без учета потерь.....	14
2. Расчет прямозубой цилиндрической передачи	15
2.2. Определение межосевого расстояния передачи исходя из условия обеспечения прочности зубчатого зацепления по контактным напряжениям	15
2.3. Определение расчетного модуля передачи	18
2.4. Определение межосевого расстояния для стандартного модуля	18
2.5. Определение основных геометрических параметров колес и шестерен	19
2.6. Определение окружной скорости в прямозубом зацеплении.....	22
2.7. Определение сил, действующих в зацеплении	22
2.8. Проверочный расчёт на прочность зубьев при изгибе.....	24
2.9. Таблица основных параметров проектируемой прямозубой цилиндрической передачи	27
3. Проектный расчёт валов и подбор подшипников	27
3.1. Проектный расчет валов	27
3.2. Подбор подшипников качения	28
4. Компоновка редуктора	29

5. Определение реакций в опорах валов и проверка подшипников качения на долговечность	29
5.1. Определение радиальных реакций в опорах валов	29
5.2. Проверка подшипников качения на долговечность	33
6. Проверочный расчёт валов на прочность	34
6.1. Проверочный расчёт выходного вала с учетом изгиба и кручения	34
6.2. Определение истинного запаса прочности вала в опасном сечении	40
7. Подбор шпонок и расчёт шпоночных соединений	43
7.1. Подбор шпонок по диаметру вала	43
7.2. Расчет шпоночных соединений	44
8. Выбор смазки	46
9. Допуски и посадки	46
9.1. Посадка зубчатого колеса на вал двигателя	46
9.2. Посадка зубчатых колес на валы редуктора	47
9.3. Посадка шпонки на вал	48
9.4. Посадка шпонки в ступицу	48
Литература	49
ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ	51
Приложение	51

ВВЕДЕНИЕ

В методических указаниях к курсовому проекту для студентов приведен пример выполнения курсового проекта по дисциплине «Прикладная механика» на тему «Проектирование маломощного привода».

Примерный список тем курсового проектирования по вариантам для дисциплины приведен в фонде оценочных средств, с которым можно ознакомиться на кафедре «Приборостроение».

В курсовом проекте студент решает конкретную техническую задачу – проектирует маломощный привод – мотор-редуктор, предназначенный для понижения частоты вращения и увеличения крутящего момента на выходном валу, с требуемым ресурсом.

В связи с тем, что в рекомендуемой литературе вопросы, которые рассматриваются в курсовом проекте, освещены очень кратко без подробных примеров, в настоящих методических указаниях приведен подробный пример выполнения расчетной части курсового проекта, а также приведена графическая часть с необходимыми чертежами.

Проект должен содержать расчетную и графическую части. Расчетная часть состоит из пояснительной записки к курсовому проекту со всеми необходимыми расчетами. Графическая часть включает в себя компоновку привода (в случае выполнения чертежей от руки), сборочный чертеж привода к которому прилагаются листы спецификации, а также рабочий чертеж выходного вала привода.

Пояснительная записка должна быть выполнена на листах формата А4, озаглавлена титульным листом, иметь содержание, задание, необходимые расчеты, заканчиваться списком литературы и приложением.

Работа должна быть вложена в папку-скоросшиватель. Задание на проектирование, выданное преподавателем, должно быть вложено в файл для бумаги и скреплено с пояснительной запиской перед ней! Использовать файлы для бумаги и вкладывать в них листы пояснительной записки недопустимо!

Текст курсового проекта должен быть выполнен с применением

печатающих и графических устройств на одной стороне листа белой бумаги формата А4. При выполнении набора текста необходимо соблюдать равномерную плотность, контрастность и чёткость изображения по всему тексту.

Страницы текста нумеруются арабскими цифрами в нижнем правом углу, соблюдая сквозную нумерацию по всему документу, включая приложения. Титульный лист включают в общую нумерацию страниц. На титульном листе номер страницы «1» не ставится.

Абзацный отступ должен быть одинаковым по всему тексту и равен 1,25 см. Правый край текста должен быть выравнен по ширине. Опечатки, описки, помарки, повреждения листов не допускаются. В конце заголовка точка не ставится.

Расстояние между заголовками структурных единиц основного текста и предыдущим текстом должно быть равно 15 пт. Расстояние между основаниями строк заголовков принимают таким же, как в тексте (в случае, когда заголовок состоит из нескольких предложений, не помещающихся на одной строке).

Набор текста должен быть произведен в текстовом редакторе. Тип шрифта: Times New Roman Cyr. При этом:

- шрифт основного текста – обычный, размер 14 пт;
- шрифт заголовков первого уровня – полужирный, размер 16 пт;
- шрифт заголовка второго и последующих уровней – полужирный, размер 14 пт;
- межсимвольный интервал – обычный;
- междустрочный интервал – полуторный.

В случае написания символа на латинице необходимо выделять его курсивом! Это позволяет различать символы, написанные на разных языках.

Поля страниц:

- верхнее 2 см;
- нижнее 2 см;
- левое 2,5 см;

- правое 1,5 см.

В тексте курсового проекта должно быть отражено следующее:

- четкая запись технического задания на проектирование;
- подробный расчет с приведением промежуточных числовых значений;
- нумерация рисунков и таблиц;
- ссылки на литературу.

В расчетах нужно придерживаться следующего правила: формула – числовые подстановки во вспомогательных (основных) единицах измерения – ответ во вспомогательных (основных) единицах измерения.

В случае выполнения графической части от руки компоновка привода вычерчивается на миллиметровой бумаге. Рабочий чертеж детали выходного вала выполняются на листах формата А3, сборочный – на А1, листы спецификации – на формате А4. Все чертежи должны соответствовать требованиям ЕСКД. Чертежи приводятся в Приложении, они должны быть свернуты в соответствии с требованиями ЕСКД и скреплены с пояснительной запиской (свернуты и вложены в файл, который следует за пояснительной запиской в приложении).

Курсовые проекты защищаются до сдачи экзаменов по дисциплине «Прикладная механика». При защите студент должен уметь объяснить физический смысл и результат расчета в любом пункте текста курсового проекта. Помимо этого, студент должен быть готовым ответить на следующие вопросы для подготовки к защите курсового проекта:

1. Как называется разработанное устройство? Для чего оно предназначено?
2. Сколько ступеней в устройстве?
3. Какие зубчатые колеса в устройстве?
4. Опишите работу устройства?
5. Во сколько раз изменяет крутящий момент и число оборотов каждая передача?

6. Что показывает передаточное отношение передачи и в целом устройства?
7. Какова мощность на выходе устройства?
8. Покажите выходной вал, входной вал и промежуточные валы.
9. Покажите шпонки. Дайте им названия.
10. Что называется допуском или полем допуска?
11. По какой системе выполнена та или иная посадка? Какие системы посадок существуют? Какая система посадок наиболее предпочтительна?
12. Что означает цифра в обозначении посадки?
13. Какие типы посадок существуют?
14. Ваше устройство открытого или закрытого типа?
15. Для чего нужна та или иная деталь?
16. Как рассчитываются зубчатые передачи на прочность?
17. Какой вид деформации испытывает вал? Как вал рассчитывается на прочность?
18. Что называется валом?
19. Какие деформации испытывает шпонка? Как шпонка рассчитывается на прочность?
20. Что называется шпонкой?
21. Что такое модуль передачи? Для чего он стандартизован?
22. Какой модуль и межосевое расстояние в каждой зубчатой передаче?
23. Какая смазка используется в устройстве?
24. По какой посадке устанавливают подшипники качения на вал и в корпус?
25. Из каких деталей состоит корпус устройства?

Для обеспечения самостоятельной работы студентов кафедра Приборостроение организует индивидуальные консультации. Иногородние студенты могут получить письменные консультации через интернет-почту, социальные сети или по телефону.

ПРИМЕР ТИТУЛЬНОГО ЛИСТА

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Казанский национальный исследовательский
технический
университет им. А.Н. Туполева-КАИ»
(КНИТУ-КАИ)
Чистопольский филиал «Восток»

12.03.01 Приборостроение

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по дисциплине: Прикладная механика

на тему: Проектирование маломощного привода (вар.№)

Обучающийся _____
(номер группы) (подпись, дата) (Ф.И.О.)

Руководитель старший преподаватель _____ Гатауллина Л.А.
(должность) (Ф.И.О.)

Курсовой проект зачтен с оценкой _____

(подпись, дата)

ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ ЧАСТИ

Техническое задание

Необходимо спроектировать маломощный привод – мотор-редуктор, предназначенный для понижения частоты вращения и увеличения крутящего момента на выходном валу, с требуемым ресурсом $L_h = 20000$ ч согласно исходным данным приведенным ниже.

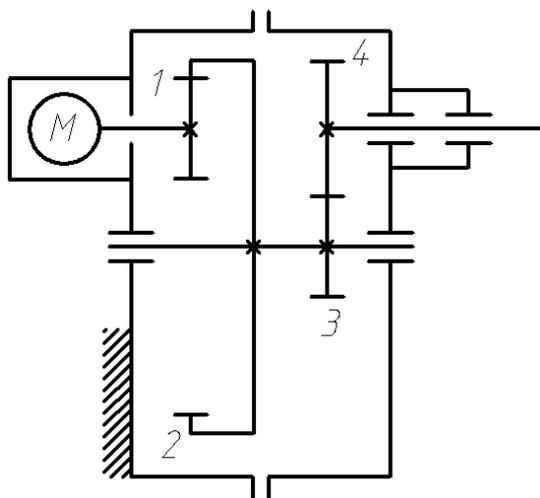


Рис. 1. Структурная схема привода

Технические характеристики привода:

- тип двигателя УАД – 72;
- число оборотов на выходе редуктора $n_{\text{вых}} = 325$ об/мин.

Материалы основных деталей привода:

- вал – 15 (сталь);
- шестерня – 40Х (сталь);
- шпонка – Ст5 (сталь);
- корпус – ПА 610 (полиамид, пластмасса).

Основные параметры и конструкция электродвигателя приведены в [18]:

- мощность двигателя – $P_{\text{дв}} = 70$ Вт
- частота вращения вала двигателя $n_{\text{дв}} = 2760$ об/мин
- номинальный момент – $T_{\text{дв}} = 242$ Нмм

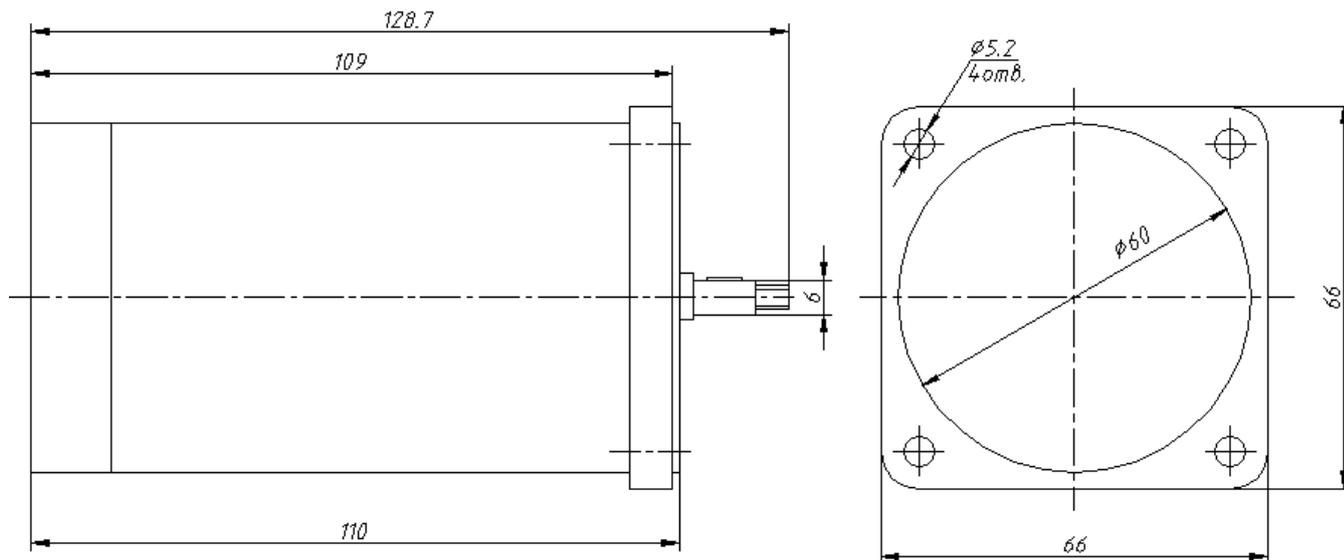


Рис. 2. Конструкция двигателя УАД – 72

Справочные данные

Таблица 1 Механические свойства некоторых материалов

Материал	ГОСТ	НВ	Е, МПа	σ_B , МПа	σ_T , МПа
ПТК	5-78	25 ...40	5000	70 ...88	
Д16Т	21488-76	110 ...120	80000	390 ...420	260 ...270
БрОФ10-4	613-79	160 ...180	90000	680 ...700	500 ...550
БрАЖ9-4	18175-78	100 ...120	93000	400 ...450	300 ...350
ЛС59-1	15527-70	145 ...160	93000	280 ...300	200 ...210
Ст3	1050-88	110 ...130	200000	390 ...420	200 ...250
Ст5	1050-88	130 ...140	200000	430 ...450	210 ...220
10	1050-88	140 ...150	190000	360 ...450	220 ...230
15	1050-88	160 ...180	200000	400 ...490	240 ...250
20	1050-88	160 ...180	200000	440 ...550	260 ...270
30	1050-88	170 ...190	200000	510 ...620	350 ...360
40	1050-88	170 ...200	200000	600 ...720	360 ...370
50	1050-88	200 ...220	200000	690 ...800	360 ...380
60	1050-88	210 ...250	200000	730 ...850	420
15Х	4543-74	210 ...230	200000	700 ...750	550 ...570
20Х	4543-74	220 ...250	200000	740 ...760	580 ...600
40Х	4543-74	235 ...262	200000	1000	800

1. Кинематический и силовой расчет редуктора

1.1. Определение передаточного числа редуктора

Передаточное число редуктора определяется по формуле

$$u_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{ВХ}}}{n_{\text{ВЫХ}}}.$$

По заданию на входе редуктора частота вращения вала двигателя $n_{\text{ДВ}} = 2760$ об/мин, а на выходе $n_{\text{ВЫХ}} = 325$ об/мин, поэтому

$$u_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_{\text{ВЫХ}}} = \frac{2760}{325} = 8,49$$

1.2. Разбивка передаточного числа редуктора по ступеням

Произведём разбивку полученного значения передаточного числа по ступеням. Передаточное число редуктора есть произведение передаточных чисел каждой ступени редуктора. Так как в редукторе две ступени, имеем формулу

$$u_{\text{ред}} = u_{12}u_{34},$$

где u_{12} – передаточное число первой ступени, u_{34} – передаточное число второй ступени.

Положим передаточные числа первой и второй ступени равными. Тогда

$$u_{12} = u_{34} = \sqrt{u_{\text{ред}}}$$

$$u_{12} = u_{34} = \sqrt{8,49} = 2,91$$

1.3. Определение мощности на выходном валу

Мощность на выходном валу в ваттах определяется по зависимости:

$$P_{\text{ВЫХ}} = T_{\text{ВЫХ}} \omega_{\text{ВЫХ}} \eta_{\text{ред}}$$

где $T_{\text{ВЫХ}}$ – максимальный вращающий момент на выходном валу механизма, Нм; $\omega_{\text{ВЫХ}}$ – угловая скорость вращения выходного вала, рад/с; $\eta_{\text{ред}}$ – общий коэффициент полезного действия (КПД) редуктора.

Угловая скорость вращения выходного вала определяется по формуле:

$$\omega_{\text{ВЫХ}} = \frac{\pi n_{\text{ВЫХ}}}{30},$$

где $n_{\text{ВЫХ}}$ – число оборотов на выходе редуктора, об/мин

$$\omega_{\text{ВЫХ}} = \frac{3,14 \cdot 325}{30} = 34 \text{ рад/с}$$

Общий КПД редуктора находится как произведение КПД отдельных звеньев кинематической цепи. Так как потери на трение в редукторе происходят в подшипниках и зубчатом зацеплении, имеем формулу

$$\eta_{\text{ред}} = \eta_{\text{зуб}}^2 \eta_{\text{подш}}^2$$

где $\eta_{\text{зуб}} = 0,98$ – КПД зубчатой передачи, $\eta_{\text{подш}} = 0,99$ – КПД пары подшипников.

$$\eta_{\text{ред}} = 0,98^2 \cdot 0,99^2 = 0,94$$

а $T_{\text{ВЫХ}}$ – крутящий момент на выходе редуктора

$$T_{\text{ВЫХ}} = T_{\text{дв}} i_{\text{ред}}.$$

Тогда

$$T_{\text{ВЫХ}} = 242 \cdot 8,49 = 2054,58 \text{ Нмм} = 2,05 \text{ Нм}$$

Таким образом, подставляя полученные значения, получаем:

$$P_{\text{ВЫХ}} = T_{\text{ВЫХ}} \omega_{\text{ВЫХ}} \eta_{\text{ред}} = 2,05 \cdot 34 \cdot 0,94 = 65,5 \text{ Вт}$$

1.4. Определение оборотов и угловых скоростей на валах редуктора

Обороты на входном валу

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 2760 \text{ об/мин}.$$

Обороты на втором валу

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{12}} = \frac{2760}{2,91} = 948,45 \text{ об/мин}.$$

Обороты на выходном валу

$$n_3 = n_{\text{ВЫХ}} = 325 \text{ об/мин}.$$

Угловая скорость на входном валу

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 2760}{30} = 288,88 \text{ рад/с.}$$

Угловая скорость на втором валу

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{12}} = \frac{288,88}{2,91} = 99,27 \text{ рад/с.}$$

Угловая скорость на выходном валу

$$\omega_3 = \omega_{\text{ВЫХ}} = 34 \text{ рад/с.}$$

1.5. Определение чисел зубьев колес и шестерен

Примем число зубьев шестерен $z_1 = z_3 = 20$.

Тогда число зубьев колеса

$$z_2 = z_4 = u_{12} z_1 = u_{34} z_3 = 2,91 \cdot 20 = 58$$

1.6. Определение крутящих моментов на валах без учета потерь

Крутящий момент на входном валу

$$T_1 = T_{\text{ДВ}} = 242 \text{ Нмм.}$$

Крутящий момент на втором валу

$$T_2 = T_1 u_{12} = 242 \cdot 2,91 = 704,22 \text{ Нмм}$$

Крутящий момент на выходном валу

$$T_3 = T_{\text{ВЫХ}} = 2054,58 \text{ Нмм}$$

1.7. Результаты кинематического и силового расчета

Таблица 2

Результаты кинематического расчета

Параметр	I ступень	II ступень
Номинальный момент на ведомом валу, Нмм	704,22	2054,58
Частота вращения вала, об/мин		
ведущего	2760	948,45
ведомого	948,45	325
Угловая скорость вала, рад/с		
ведущего	288,88	99,27
ведомого	99,27	34
Передаточное число	2,91	2,91

2. Расчет прямозубой цилиндрической передачи

2.1. Выбор материала, твёрдости зубчатых колес и шестерен

По заданию материалом для шестерен является сталь 40Х с твёрдостью HB235. Материал для колёс должен быть несколько мягче. Зададимся твёрдостью для колеса самостоятельно и примем HB210. Такой твердости соответствует материал сталь 60.

2.2. Определение межосевого расстояния передачи исходя из условия обеспечения прочности зубчатого зацепления по контактным напряжениям

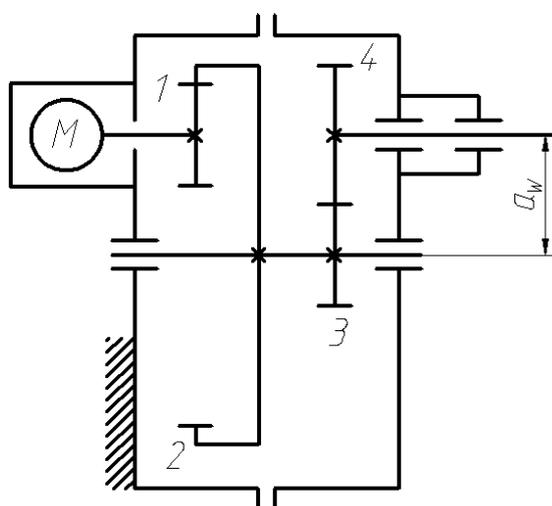


Рис. 3. Кинематическая схема с обозначением межосевого расстояния a_w

Межосевое расстояние определяется по формуле

$$a_w \geq K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} \sigma_{HP}^2}}, \text{ мм},$$

где знак “+” ставится при расчете внешнего, “-” - внутреннего зацеплений.

K_a – вспомогательный коэффициент зависящий от материала и формы зубьев (для прямозубых стальных передач $K_a = 49,5$, для косозубых и шевронных стальных передач $K_a = 43$).

T_2 – номинальный вращающий момент на тихоходном валу (на колесе в передаче), Нмм.

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев, расположения опор и коэффициента относительной ширины венца зубчатого колеса ψ_{ba} . В учебном проектировании принимаем $K_{H\beta} = 1,3$.

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a_w} \text{ – коэффициент ширины венца зубчатого колеса относительно}$$

межосевого расстояния назначают в зависимости от нагруженности передачи по табл. 3.

Таблица 3

Нагруженность передачи	ψ_{ba}
Кинематические и слабонагруженные	0,01 – 0,1
Легконагруженные	0,1 – 0,3
Средненагруженные	0,3 – 0,45

Принимаем для первой ступени $\psi_{ba} = 0,1$, а для второй $\psi_{ba} = 0,2$.

u – передаточное число передачи.

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа;

Допускаемое контактное напряжение σ_{HP} определяется по формуле

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{S_H},$$

где $\sigma_{H \lim b}$ – предел контактной выносливости для прямозубых поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений значения, для стальных деталей с твердостью меньшей 350НВ

$$\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70.$$

Для колес

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 \cdot 210 + 70 = 490 \text{ МПа}.$$

Для шестерен

$$\sigma_{H \lim b1} = 2 \cdot 235 + 70 = 540 \text{ МПа}.$$

S_H – коэффициент безопасности, который можно принять: для случая нормализации, улучшения и объемной закалки, равным 1,1, а для случая поверхностной закалки, цементации или азотирования, равным 1,2. Коэффициент безопасности примем для обеих ступеней $S_H = 1,1$.

K_{HL} – коэффициент долговечности в учебном проектировании принимаем $K_{HL} = 1$.

Тогда допускаемое контактное напряжение σ_{HP} :

для колес

$$\sigma_{HP2} = \frac{490}{1,1} = 445 \text{ МПа};$$

для шестерен

$$\sigma_{HP1} = \frac{540}{1,1} = 490 \text{ МПа}.$$

В формулу для определения межосевого расстояния подставляем меньшее из полученных значений, т.е. расчет ведем по менее прочному (с точки зрения контактной прочности) звену

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP2} = 445 \text{ МПа}.$$

Т. о. межосевое расстояние равно:

для первой ступени

$$a_{w12} = 49,5(2,91-1)\sqrt[3]{\frac{704,22 \cdot 1,3}{2,91^2 \cdot 0,1 \cdot 445^2}} = 16,65 \text{ мм},$$

для второй ступени

$$a_{w34} = 49,5(2,91+1)\sqrt[3]{\frac{2054,58 \cdot 1,3}{2,91^2 \cdot 0,2 \cdot 445^2}} = 38,65 \text{ мм}.$$

2.3. Определение расчетного модуля передачи

Модуль определяется по формуле

$$m_p = \frac{2a_w}{z_i \pm z_{i+1}},$$

где знак “+” ставится при расчете внешнего, “-“ - внутреннего зацеплений.

для первой ступени

$$m_{p12} = \frac{2a_w}{z_2 - z_1} = \frac{2 \cdot 16,65}{58 - 20} = 0,876,$$

для второй ступени

$$m_{p34} = \frac{2a_w}{z_3 + z_4} = \frac{2 \cdot 38,65}{20 + 58} = 0,991.$$

Округляем полученные значения модуля до значений из стандартного ряда ГОСТ 9563-60.

Для первой ступени

$$m_{12} = 1,$$

для второй ступени

$$m_{34} = 1.$$

2.4. Определение межосевого расстояния для стандартного модуля

Уточняем межосевое расстояние для стандартных значений модуля.

Для первой ступени

$$a_{12} = \frac{m(z_2 - z_1)}{2} = \frac{1(58 - 20)}{2} = 19 \text{ мм},$$

для второй ступени

$$a_{34} = \frac{m(z_3 + z_4)}{2} = \frac{1(20 + 58)}{2} = 39 \text{ мм.}$$

2.5. Определение основных геометрических параметров колес и шестерен

К основным геометрическим параметрам колес и шестерен относятся: b_2 – ширина венца зубчатого колеса; b_1 – ширина венца шестерни; d – делительный диаметр; d_a – диаметр вершин зубьев; d_f – диаметр впадин зубьев.

На рис. 4 приведены элементы зубчатого зацепления, на рис. 5 возможные конструкции зубчатых колес.

Ширина венца зубчатого колеса b_2 определяется по формуле

$$b_2 = \Psi_{ba} a_w$$

Определим ширину венца колес и, исходя из конструктивных соображений, округлим ее до предпочтительного значения:

для колеса первой ступени

$$b_2 = 0,1 \cdot 16,65 = 1,7 \text{ мм}, b_2 = 4 \text{ мм},$$

для колеса второй ступени

$$b_2 = 0,2 \cdot 38,65 = 7,73 \text{ мм}. b_2 = 8 \text{ мм}.$$

Определим ширину венца шестерни

$$b_1 = b_2 + 2m,$$

для шестерни первой ступени

$$b_1 = 4 + 2 \cdot 1 = 6 \text{ мм},$$

для шестерни второй ступени

$$b_1 = 8 + 2 \cdot 1 = 10 \text{ мм}.$$

Делительные диаметры, диаметры вершин и диаметры впадин находятся соответственно по формулам:

для колеса внутреннего зацепления

$$d = mz,$$

$$d_a = d_2 - 2m + 15,2 \frac{m}{z_2},$$

$$d_f = d_2 + 2,5m;$$

для колес и шестерен внешнего зацепления

$$d = mz,$$

$$d_a = d + 2m,$$

$$d_f = d - 2,5m.$$

Найдем диаметры.

Для колеса первой ступени

$$d_2 = 1 \cdot 58 = 58 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = 58 - 2 \cdot 1 + 15,2 \frac{1}{58} = 56,262 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = 58 + 2,5 \cdot 1 = 60,5 \text{ мм}.$$

Для шестерни первой ступени

$$d_1 = 1 \cdot 20 = 20 \text{ мм},$$

$$d_{a1} = 20 + 2 \cdot 1 = 22 \text{ мм},$$

$$d_{f1} = 20 - 2,5 \cdot 1 = 17,5 \text{ мм}.$$

Для колеса второй ступени

$$d_4 = 1 \cdot 58 = 58 \text{ мм},$$

$$d_{a4} = 58 + 2 \cdot 1 = 60 \text{ мм},$$

$$d_{f4} = 58 - 2,5 \cdot 1 = 55,5 \text{ мм}.$$

Для шестерни второй ступени

$$d_3 = 1 \cdot 20 = 20 \text{ мм},$$

$$d_{a3} = 20 + 2 \cdot 1 = 22 \text{ мм},$$

$$d_{f3} = 20 - 2,5 \cdot 1 = 17,5 \text{ мм}.$$

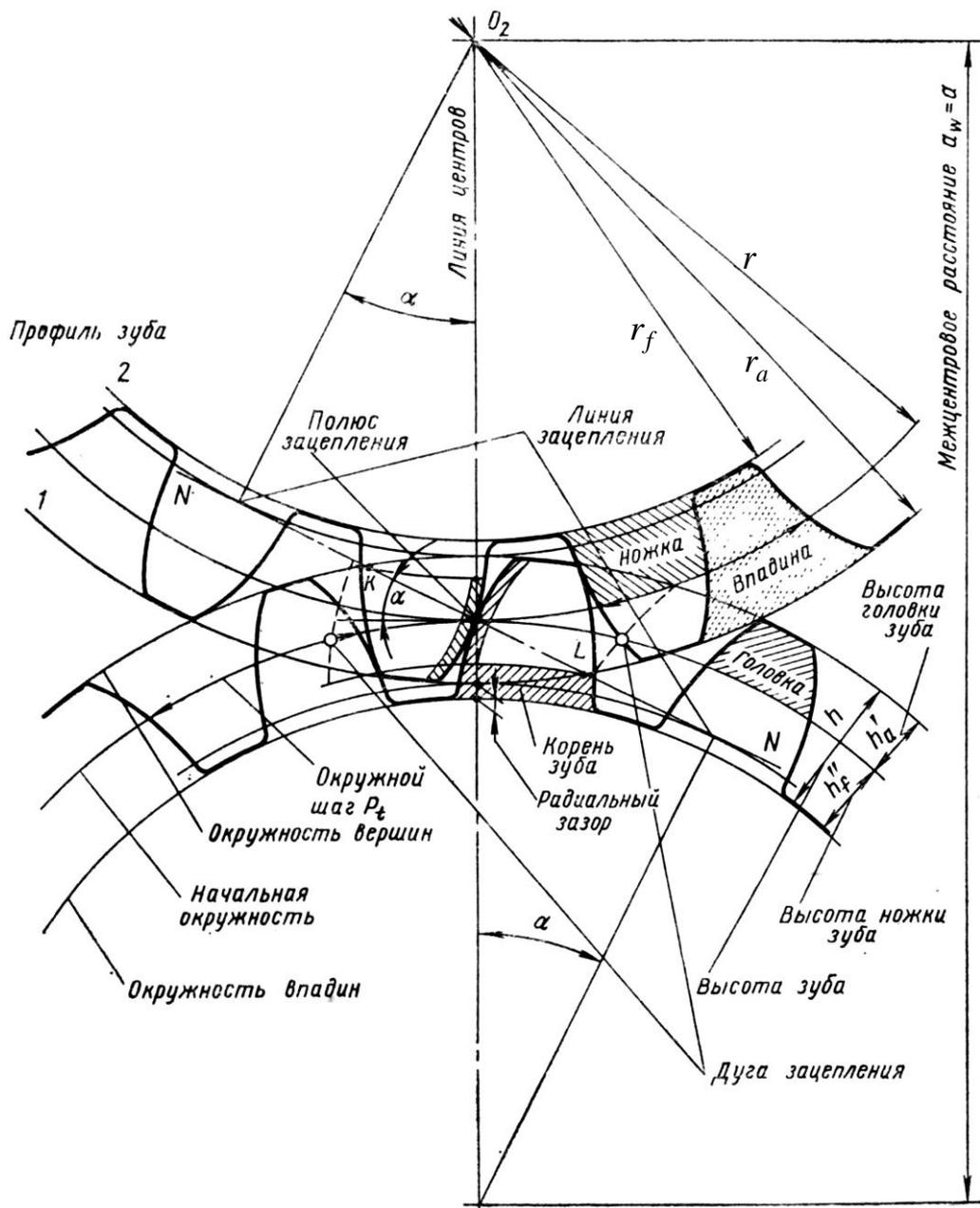


Рис. 4. Элементы зубчатого зацепления: r – делительный радиус; p_t – окружной шаг; r_a – радиус вершин зубьев; r_f – радиус впадин зубьев; h_a – высота делительной головки зуба; h_f – высота делительной ножки зуба; c – радиальный зазор; a_w – межосевое расстояние; a – делительное межосевое расстояние; α – угол зацепления.

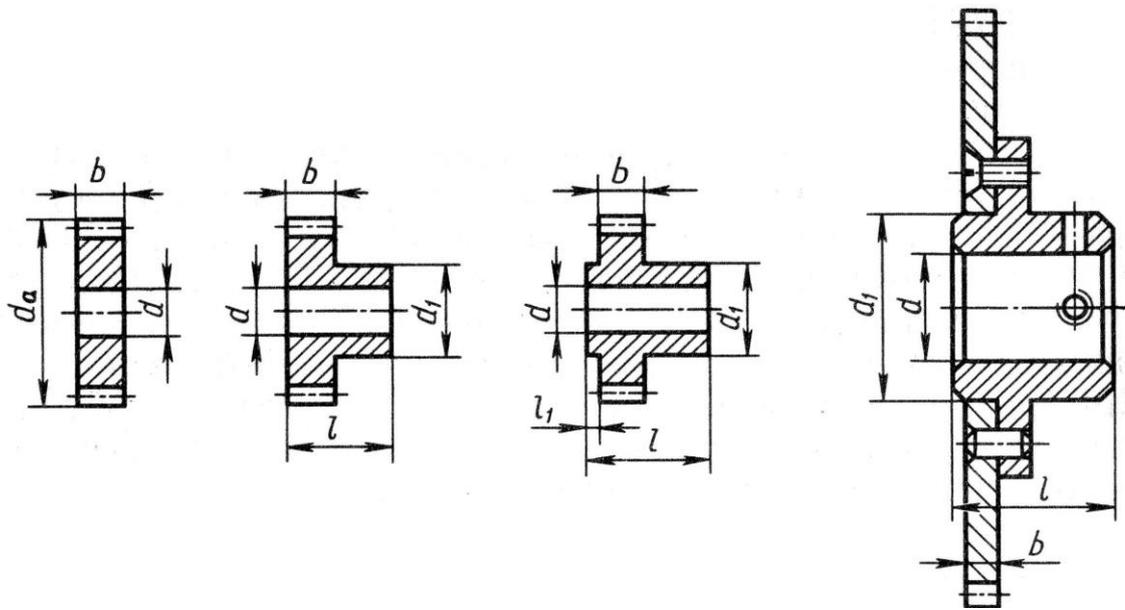


Рис. 5. Конструкции зубчатых колес

2.6. Определение окружной скорости в прямозубом зацеплении.

Окружная скорость в зацеплении определяется по формуле

$$V = \frac{\omega d}{2 \cdot 1000}, \text{ м/с},$$

где d – делительный диаметр колеса, ω – угловая скорость колеса.

Для первой ступени

$$V = \frac{99,27 \cdot 58}{2 \cdot 1000} = 2,87 \text{ м/с}.$$

Для второй ступени

$$V = \frac{34 \cdot 58}{2 \cdot 1000} = 0,98 \text{ м/с}.$$

2.7. Определение сил, действующих в зацеплении

В прямозубой передаче нормальную силу раскладывают на две составляющие (рис. 6) – окружную и радиальную.

Окружную и радиальную силу находят соответственно по формулам:

$$F_t = \frac{2T}{d},$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha,$$

где T – крутящий момент на колесе, d – делительный диаметр колеса,

$\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления.

Определим силы

для первой ступени

$$F_{t12} = \frac{2 \cdot 704,22}{58} = 24,28 \text{ Н},$$

$$F_{r12} = 24,28 \cdot \text{tg}20^0 = 8,84 \text{ Н},$$

для второй ступени

$$F_{t34} = \frac{2 \cdot 2054,58}{58} = 70,84 \text{ Н},$$

$$F_{r34} = 70,84 \cdot \text{tg}20^0 = 25,78 \text{ Н}.$$

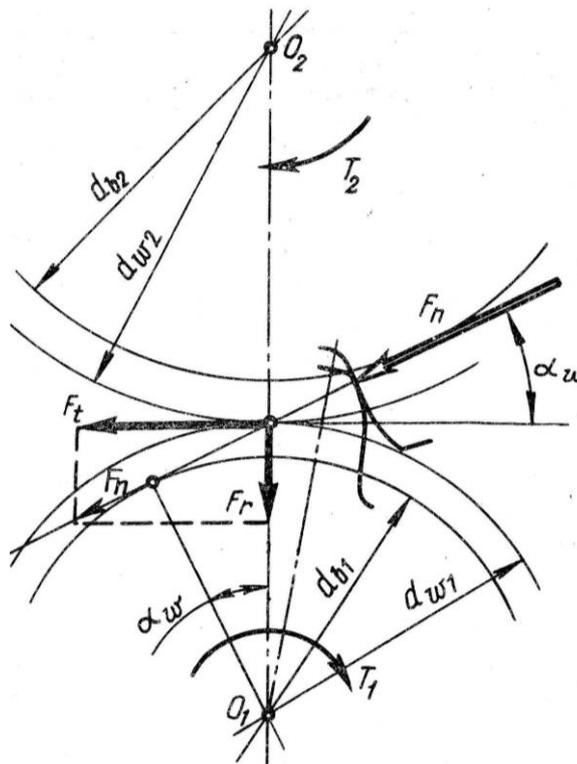


Рис. 6. Силы действующие в прямозубом зацеплении

Тогда нормальную силу в зубчатом зацеплении можно определить

$$F_n = \sqrt{(F_r)^2 + (F_t)^2}.$$

Для первой ступени

$$F_{n12} = \sqrt{(F_{r12})^2 + (F_{t12})^2} = \sqrt{8,84^2 + 24,28^2} = 25,8 \text{ Н},$$

для второй ступени

$$F_{n34} = \sqrt{(F_{r34})^2 + (F_{t34})^2} = \sqrt{25,78^2 + 70,84^2} = 75,4 \text{ Н}.$$

2.8. Проверочный расчёт на прочность зубьев при изгибе

Выполняем проверочный расчет из условия обеспечения выносливости зубьев колес при изгибе. Проверочный расчет на изгиб ведется по формуле

$$\sigma_F = \frac{2T_2 K_F Y_F}{b_{w2} d_2 m} \leq \sigma_{FP},$$

где K_F – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки. Принимаем в учебном проектировании $K_F = 1,5$.

T_2 – номинальный вращающий момент на колесе в передаче, Нмм.

d_2 – делительный диаметр колеса с номинальным вращающим моментом
 T_2 мм.

Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба, определяют по графикам рис. 7 и рис. 8 в зависимости от числа зубьев и коэффициента смещения.

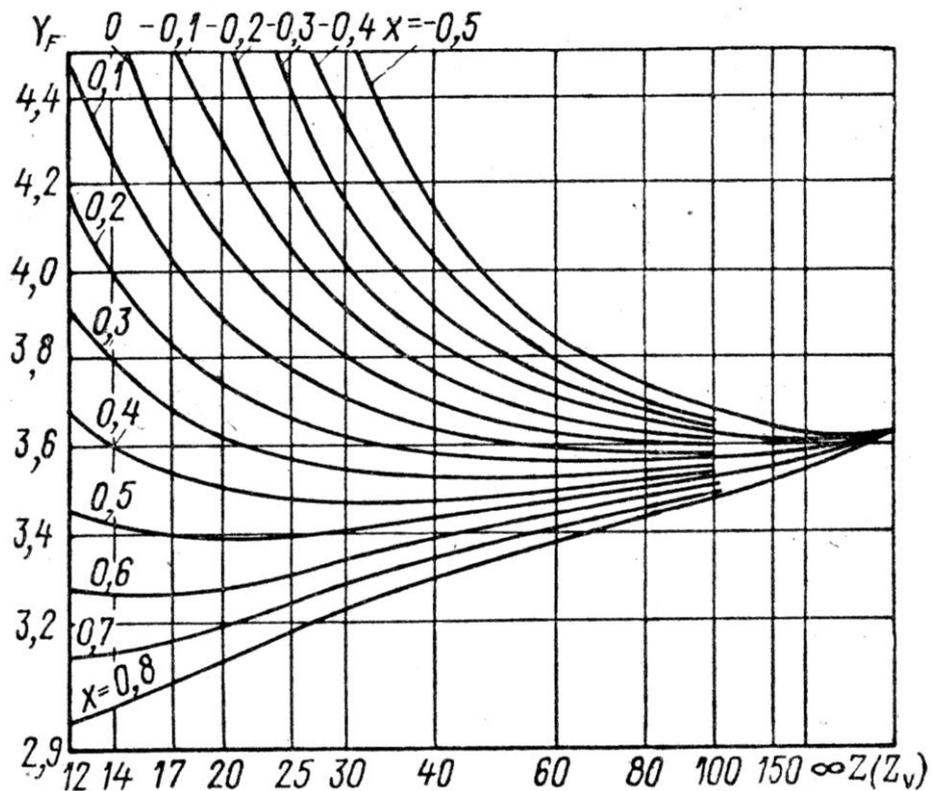


Рис. 7. График для определения коэффициента Y_F колес с внешними зубьями

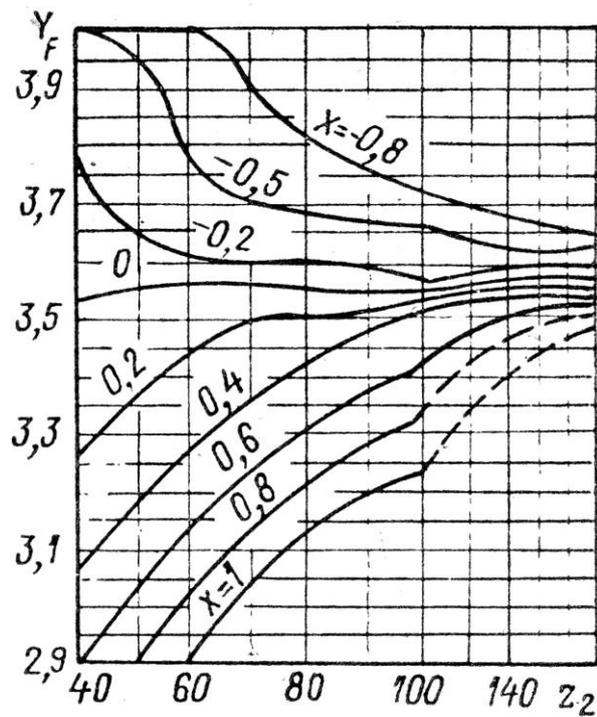


Рис. 8. График для определения коэффициента Y_F колес с внутренними зубьями нарезаемые долбяком с числом зубьев $z_0 = 20$

В нашем случае для шестерен

$$Y_{F1} = Y_{F3} = 4,05,$$

для колеса с внешними зубьями

$$Y_{F4} = 3,62,$$

для колеса с внутренними зубьями

$$Y_{F2} = 3,56.$$

σ_{FP} – допускаемое напряжение при расчете на выносливость при изгибе.

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}^0}{S_F} K_{FC} K_{FL}, \text{ МПа}$$

$\sigma_{F \lim b}^0$ – предел выносливости зубьев на изгиб соответствующий базовому числу циклов перемен напряжений для пульсирующего цикла. Для стальных деталей с твердостью меньшей 350НВ

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 1,8HB.$$

Для колес

$$\sigma_{F \lim b2}^0 = 1,8HB = 1,8 \cdot 210 = 378 \text{ МПа}.$$

Для шестерен

$$\sigma_{F \lim b1}^0 = 1,8HB = 1,8 \cdot 235 = 423 \text{ МПа}.$$

K_{FL} – коэффициент долговечности. В учебном проектировании принимаем $K_{FL} = 1$.

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (при односторонней нагрузке равен 1).

$$K_{FC} = 1.$$

S_F – коэффициент безопасности;

$$S_F = 1,75.$$

Тогда допускаемое напряжение при расчете на выносливость при изгибе σ_{FP} :

для колес

$$\sigma_{FP2} = \sigma_{FP4} = \frac{378}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 216 \text{ МПа},$$

для шестерен

$$\sigma_{FP1} = \sigma_{FP3} = \frac{423}{1,75} = 241,7 \text{ МПа}.$$

Проверим выполнение условия прочности для всех колес и шестерен.

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_2 K_F Y_{F1}}{b_{w1} d_2 m_{12}} = \frac{2 \cdot 704,22 \cdot 1,5 \cdot 4,05}{6 \cdot 58 \cdot 1} = 24,6 \text{ МПа},$$

$$24,6 \text{ МПа} < 241,7 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2T_2 K_F Y_{F2}}{b_{w2} d_2 m_{12}} = \frac{2 \cdot 704,22 \cdot 1,5 \cdot 3,56}{4 \cdot 58 \cdot 1} = 32,4 \text{ МПа},$$

$$32,4 \text{ МПа} < 216 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F3} = \frac{2T_2 K_F Y_{F3}}{b_{w3} d_2 m_{34}} = \frac{2 \cdot 2054,58 \cdot 1,5 \cdot 4,05}{10 \cdot 58 \cdot 1} = 43 \text{ МПа},$$

$$43 \text{ МПа} < 241,7 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F4} = \frac{2T_2 K_{F2} Y_{F4}}{b_{w4} d_2 m_{34}} = \frac{2 \cdot 2054,58 \cdot 1,5 \cdot 3,62}{8 \cdot 58 \cdot 1} = 48 \text{ МПа},$$

$$48 \text{ МПа} < 216 \text{ МПа}.$$

Условия прочности для всех звеньев выполняются.

2.9. Таблица основных параметров проектируемой прямозубой цилиндрической передачи

Таблица 4

Основные параметры проектируемой прямозубой цилиндрической
передачи

Параметр	I ступень	II ступень
Материал зубчатых колёс		
шестерни	40Х	40Х
колеса	60	60
Межосевое расстояние, мм	19	39
Число зубьев		
шестерни	20	20
колеса	58	58
Модуль зацепления	1	1
Диаметры делительных окружностей, мм		
шестерни	20	20
колеса	58	58
Ширина зубчатого венца, мм		
шестерни	6	10
колеса	4	8
Силы, действующие в зацеплении, Н		
окружная	24,28	70,84
радиальная	8,84	25,78

3. Проектный расчёт валов и подбор подшипников

3.1. Проектный расчет валов

Из условия прочности при кручении сплошного вала круглого сечения получаем формулу для проектного расчета вала

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_{кр}]}}$$

где $[\tau_{кр}] = (10 \div 100)$ МПа допускаемые касательные напряжения при кручении.

Принимаем в запас прочности $[\tau_{кр}] = 15$ МПа.

По заданной структурной схеме шестерня насаживается на вал двигателя. Поэтому проектный расчет входного (первого) вала выполнять не нужно.

Промежуточный (второй) вал

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{704,22}{0,2 \cdot 15}} = 6,1 \text{ мм.}$$

По конструктивным соображениям примем диаметр вала под подшипник $d_{п2} = 7 \text{ мм.}$

Выходной (третий) вал

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{2054,58}{0,2 \cdot 15}} = 8,8 \text{ мм.}$$

Диаметр вала под подшипники принимаем с учётом конструктивных соображений $d_{п3} = 9 \text{ мм.}$

3.2. Подбор подшипников качения

Выбор подшипников качения осуществляет по диаметру вала с учетом нагрузки в зубчатом зацеплении, которую будут в процессе работы воспринимать опоры валов. В нашем случае для обеих передач в зубчатом зацеплении действуют небольшие окружная и радиальная силы, а осевая составляющая нагрузки отсутствует. Поэтому целесообразно применить шариковые радиальные подшипники рис. 9.

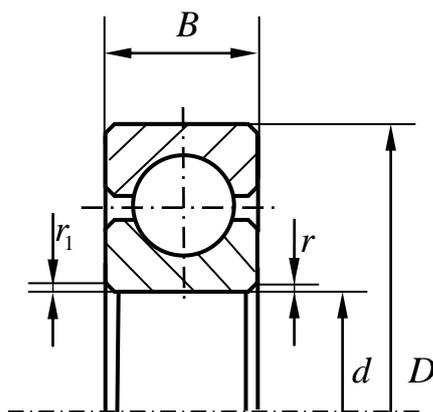


Рис. 9. Конструкция шарикового радиального подшипника

Предварительно для опор промежуточного вала принимаем по [17] радиальные шариковые подшипники сверхлёгкой серии 1000097.

Размеры подшипников, мм – $7 \times 17 \times 5$ ($d \times D \times B$).

Грузоподъемность – $C_r = 2020 \text{ Н}$, $C_{0r} = 770 \text{ Н}$.

Предварительно для опор выходного вала принимаем по [17] радиальные шариковые подшипники серии 1000099

Размеры подшипников, мм – $9 \times 20 \times 6$ ($d \times D \times B$).

Грузоподъемность – $C_r = 2680\text{Н}$, $C_{0r} = 1050\text{Н}$.

4. Компоновка редуктора

По результатам выполненных расчетов и полученным геометрическим параметрам деталей передач, а также с некоторым предвидением конструктивных решений выполняют первую эскизную компоновку редуктора. Компоновку вычерчивают в тонких линиях в масштабе 1:1. Если чертеж выполняется от руки, то компоновку вычерчивают на миллиметровой бумаге. Последовательность зависит от типа редуктора.

Компоновка проектируемого редуктора приведена в приложении.

5. Определение реакций в опорах валов и проверка подшипников качения на долговечность

5.1. Определение радиальных реакций в опорах валов

Определим радиальные реакции в опорах промежуточного вала. Для этого построим расчетные схемы в вертикальной и горизонтальной плоскости (рис. 10, 11) и запишем уравнения равновесия моментов для каждой плоскости. Согласно компоновке редуктора $l_1 = 16\text{мм}$, $l_2 = 11\text{мм}$, $l_3 = 9\text{мм}$.

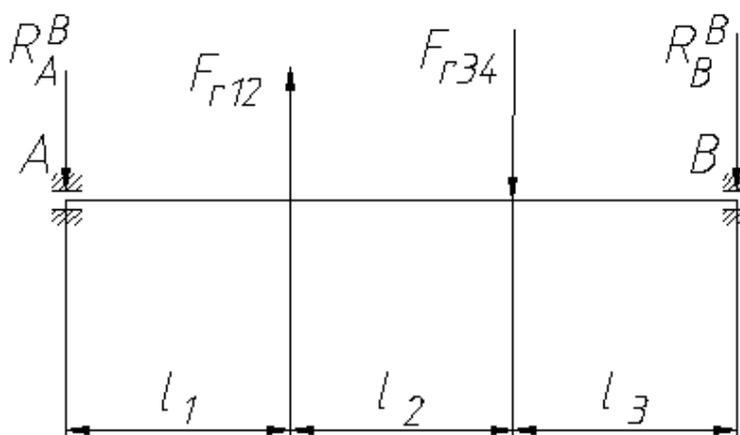


Рис. 10. Расчетная схема промежуточного вала в вертикальной плоскости

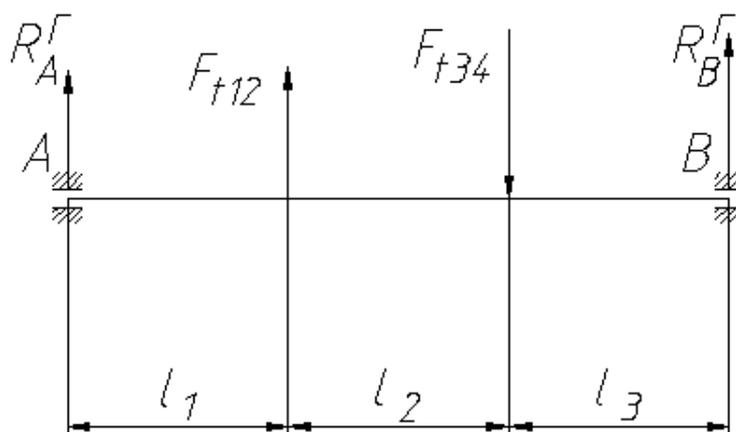


Рис. 11. Расчетная схема промежуточного вала в горизонтальной плоскости

Составим уравнения для вертикальной плоскости и найдем реакции

$$\sum M_A = 0,$$

$$F_{r12}l_1 - F_{r34}(l_1 + l_2) - R_B^B(l_1 + l_2 + l_3) = 0,$$

$$R_B^B = \frac{F_{r12}l_1 - F_{r34}(l_1 + l_2)}{(l_1 + l_2 + l_3)} = \frac{8,84 \cdot 16 - 25,78 \cdot (16 + 11)}{(16 + 11 + 9)} = -15,41 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0,$$

$$-F_{r12}(l_2 + l_3) + F_{r34}l_3 + R_A^B(l_1 + l_2 + l_3) = 0,$$

$$R_A^B = \frac{F_{r12}(l_2 + l_3) - F_{r34}l_3}{(l_1 + l_2 + l_3)} = \frac{8,84 \cdot (11 + 9) - 25,78 \cdot 9}{(16 + 11 + 9)} = -1,53 \text{ Н.}$$

Сделаем проверку

$$F_{r12} - F_{r34} - R_A^B - R_B^B = 0,$$

$$8,84 - 25,78 + 1,53 + 15,41 = 0.$$

Знак «-» полученных реакций говорит о том, что направление реакций нужно изменить на противоположное.

Составим уравнения для горизонтальной плоскости и найдем реакции

$$\sum M_A = 0,$$

$$F_{t12}l_1 - F_{t34}(l_1 + l_2) + R_B^Gamma(l_1 + l_2 + l_3) = 0,$$

$$R_B^Gamma = \frac{-F_{t12}l_1 + F_{t34}(l_1 + l_2)}{(l_1 + l_2 + l_3)} = \frac{-24,28 \cdot 16 + 70,84 \cdot (16 + 11)}{(16 + 11 + 9)} = 42,34 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0,$$

$$-F_{t12}(l_2 + l_3) + F_{t34}l_3 - R_A^{\Gamma}(l_1 + l_2 + l_3) = 0,$$

$$R_A^{\Gamma} = \frac{-F_{t12}(l_2 + l_3) + F_{t34}l_3}{(l_1 + l_2 + l_3)} = \frac{-24,28 \cdot (11 + 9) + 70,84 \cdot 9}{(16 + 11 + 9)} = 4,22 \text{ Н}.$$

Сделаем проверку

$$F_{t12} - F_{t34} + R_A^{\Gamma} + R_B^{\Gamma} = 0,$$

$$24,28 - 70,84 + 4,22 + 42,34 = 0.$$

Определим суммарные радиальные реакции в подшипниках.

Для опоры *A*

$$F_{rA} = R_A = \sqrt{(R_A^B)^2 + (R_A^{\Gamma})^2} = \sqrt{(-1,53)^2 + 4,22^2} = 4,49 \text{ Н}.$$

Для опоры *B*

$$F_{rB} = R_B = \sqrt{(R_B^B)^2 + (R_B^{\Gamma})^2} = \sqrt{(-15,41)^2 + 42,34^2} = 45,06 \text{ Н}.$$

Определим радиальные реакции в опорах выходного вала, считая, что выходной вал внешней нагрузкой не нагружен. Для этого построим расчетные схемы в вертикальной и горизонтальной плоскости (рис. 12, 13) и запишем уравнения равновесия моментов для каждой плоскости. Согласно компоновке редуктора $l_1 = 9 \text{ мм}$, $l_2 = 11 \text{ мм}$.

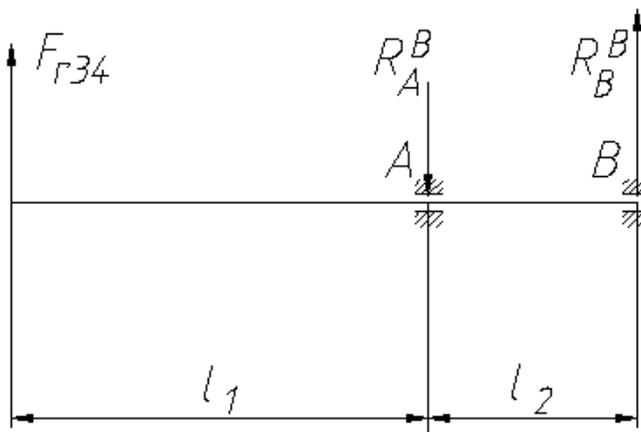


Рис. 12. Расчетная схема выходного вала в вертикальной плоскости

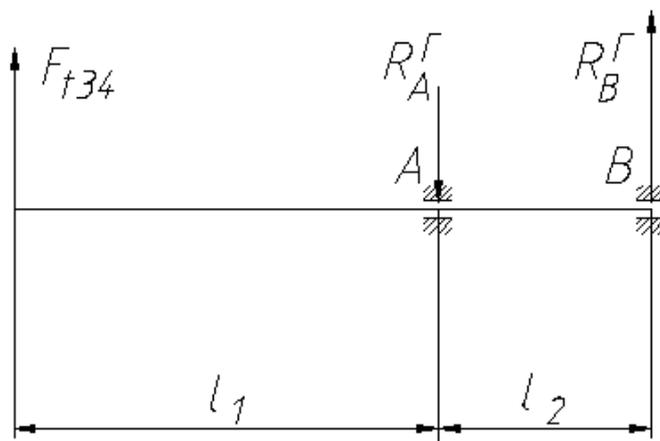


Рис. 13. Расчетная схема выходного вала в горизонтальной плоскости

Составим уравнения для вертикальной плоскости и найдем реакции

$$\sum M_A = 0,$$

$$-F_{r34}l_1 + R_B^B l_2 = 0,$$

$$R_B^B = \frac{F_{r34}l_1}{l_2} = \frac{25,78 \cdot 9}{11} = 21,1 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0,$$

$$-F_{r34}(l_1 + l_2) + R_A^B l_2 = 0,$$

$$R_A^B = \frac{F_{r34}(l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{25,78 \cdot (9 + 11)}{11} = 46,88 \text{ Н.}$$

Сделаем проверку

$$F_{r34} - R_A^B + R_B^B = 0,$$

$$25,78 - 46,88 + 21,1 = 0.$$

Составим уравнения для горизонтальной плоскости и найдем реакции.

$$\sum M_A = 0,$$

$$-F_{t34}l_1 + R_B^{\Gamma} l_2 = 0,$$

$$R_B^{\Gamma} = \frac{F_{t34}l_1}{l_2} = \frac{70,84 \cdot 9}{11} = 57,96 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0,$$

$$-F_{t34}(l_1 + l_2) + R_A^{\Gamma} l_2 = 0,$$

$$R_A^{\Gamma} = \frac{F_{t34}(l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{70,84 \cdot (9 + 11)}{11} = 128,8 \text{ Н.}$$

Сделаем проверку

$$F_{t34} - R_A^{\Gamma} + R_B^{\Gamma} = 0,$$

$$70,84 - 128,8 + 57,96 = 0.$$

Определим суммарные радиальные реакции в подшипниках.

Для опоры *A*

$$F_{rA} = R_A = \sqrt{(R_A^B)^2 + (R_A^{\Gamma})^2} = \sqrt{46,88^2 + 128,8^2} = 137 \text{ Н.}$$

Для опоры *B*

$$F_{rB} = R_B = \sqrt{(R_B^B)^2 + (R_B^{\Gamma})^2} = \sqrt{21,1^2 + 57,96^2} = 61,7 \text{ Н.}$$

5.2. Проверка подшипников качения на долговечность

Сделаем проверку подшипников серии 1000097 для промежуточного вала. Расчёт ресурса ведём по более нагруженному подшипнику в опоре *B*.

Определяем расчётный ресурс по формуле

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3$$

где *n* – частота вращения вала, об/мин.

C_r – динамическая грузоподъемность, Н.

P_r – расчетная динамическая нагрузка на шарик, Н

$$P_r = VF_{rB}K_{\sigma}$$

V = 1 – коэффициент вращения (вращается внутреннее кольцо), *K_σ* = 1,3 – коэффициент, учитывающий характер изменения внешней нагрузки (умеренные толчки)

$$P_r = 1 \cdot 45,06 \cdot 1,3 = 58,578 \text{ Н,}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 948,45} \left(\frac{2020}{58,578} \right)^3 = 0,72 \cdot 10^6 \text{ ч.}$$

Такой ресурс намного больше требуемого *L_h* = 20000 ч.

Окончательно для промежуточного вала принимаем радиальные шариковые подшипники сверхлёгкой серии 1000097.

Сделаем проверку подшипников серии 1000099 для выходного вала. Расчёт ресурса ведём по более нагруженному подшипнику в опоре В. Принимая $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо), $K_\sigma = 1,3$ (умеренные толчки).

$$P_r = 1 \cdot 61,7 \cdot 1,3 = 80,21 \text{ Н},$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 325} \left(\frac{2680}{80,21} \right)^3 = 1,9 \cdot 10^6 \text{ ч.}$$

Такой ресурс намного больше требуемого $L_h = 20000$ ч.

Окончательно для промежуточного вала принимаем радиальные шариковые подшипники сверхлёгкой серии 1000099.

6. Проверочный расчёт валов на прочность

6.1. Проверочный расчёт выходного вала с учетом изгиба и кручения

Запишем условие прочности, которое должно выполняться при совместном действии изгиба и кручения.

$$\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma_{\text{и}}]_{\text{III}},$$

где $[\sigma_{\text{и}}]_{\text{III}}$ – допускаемое напряжение при симметричном цикле изгиба, характерного для механической системы. Для диаметров валов менее 10 мм

$$[\sigma_{\text{и}}]_{\text{III}} = \frac{0,33}{3,8} \sigma_{\text{в}},$$

$\sigma_{\text{в}}$ – предел прочности.

По заданию материалом для вала является сталь 15 $\sigma_{\text{в}} = 400$ МПа

Таким образом, для входного вала предел прочности составит

$$[\sigma_{\text{и}}]_{\text{III}} = \frac{0,33}{3,8} \cdot 400 = 34,7 \text{ МПа.}$$

По третьей теории прочности

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 4\tau_{\text{кр}}^2},$$

где

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{\text{ос}}}, \tau_{\max} = \frac{T}{W_{\text{р}}},$$

M_{\max} – максимальный изгибающий момент на валу, Нмм.

T – крутящий момент на валу, Нмм.

$W_{\text{ос}}$ – осевой момент сопротивления, мм³.

$W_{\text{р}}$ – полярный момент сопротивления сечения, мм³.

Построим эпюру изгибающего момента и определим максимальный изгибающий момент M_{\max} .

Строим эпюру в вертикальной плоскости с учетом правила знаков (рис. 14). Для этого разделим вал на два участка и запишем уравнения для изгибающего момента на каждом участке.

На первом участке

$$M^B = F_{r34}x_1, 0 \leq x_1 \leq l_1.$$

При

$$x_1 = 0, M^B = 0,$$

$$x_1 = l_1, M^B = 25,78 \cdot 9 = 232,1 \text{ Нмм}.$$

На втором участке

$$M^B = R_B^B x_2, 0 \leq x_2 \leq l_2.$$

При

$$x_2 = 0, M^B = 0,$$

$$x_2 = l_2, M^B = 21,1 \cdot 11 = 232,1 \text{ Нмм}.$$

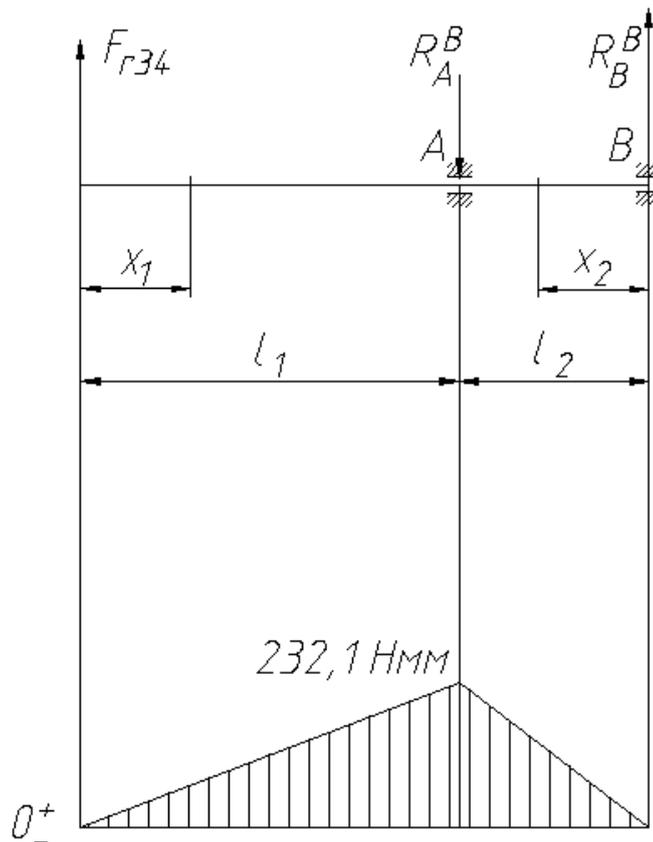


Рис. 14. Эпюра изгибающего момента выходного вала в вертикальной плоскости

Строим эпюру в горизонтальной плоскости с учетом правила знаков (рис. 15). Для этого разделим вал на два участка и запишем уравнения для изгибающего момента на каждом участке.

На первом участке

$$M^I = F_{r34}x_1, 0 \leq x_1 \leq l_1.$$

При

$$x_1 = 0, M^I = 0,$$

$$x_1 = l_1, M^I = 70,84 \cdot 9 = 637,56 \text{ Нмм}.$$

На втором участке

$$M^I = R_B^I x_2, 0 \leq x_2 \leq l_2.$$

При

$$x_2 = 0, M^I = 0,$$

$$x_2 = l_2, M^{\Gamma} = 57,96 \cdot 11 = 637,56 \text{ Нмм}.$$

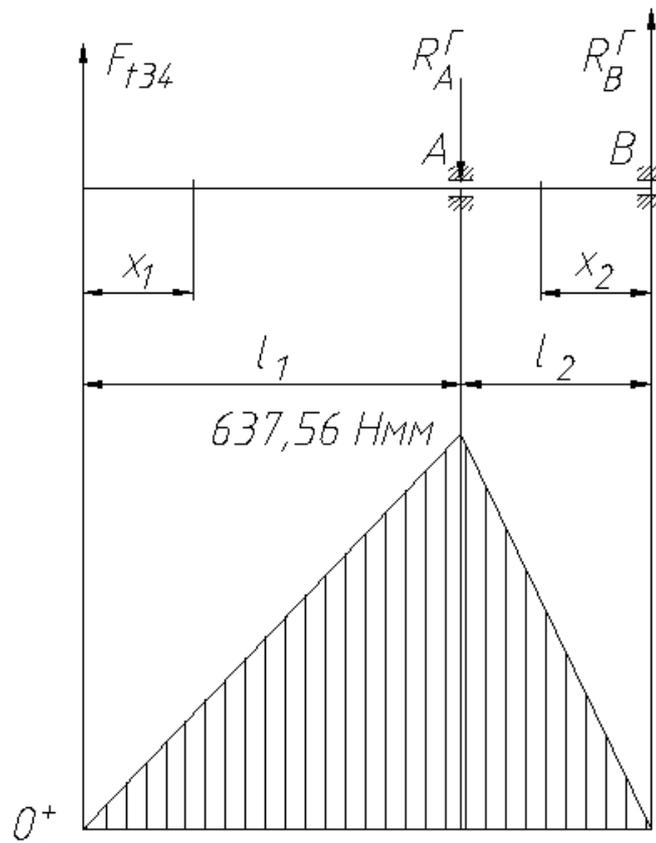


Рис. 15. Эпюра изгибающего момента выходного вала в горизонтальной плоскости

Складываем векторно изгибающий момент в точках перегиба на эпюрах

$$M = \sqrt{(M^B)^2 + (M^{\Gamma})^2} = \sqrt{232,1^2 + 637,56^2} = 678,5 \text{ Нмм}$$

и строим суммарную эпюру изгибающего момента (рис. 16).

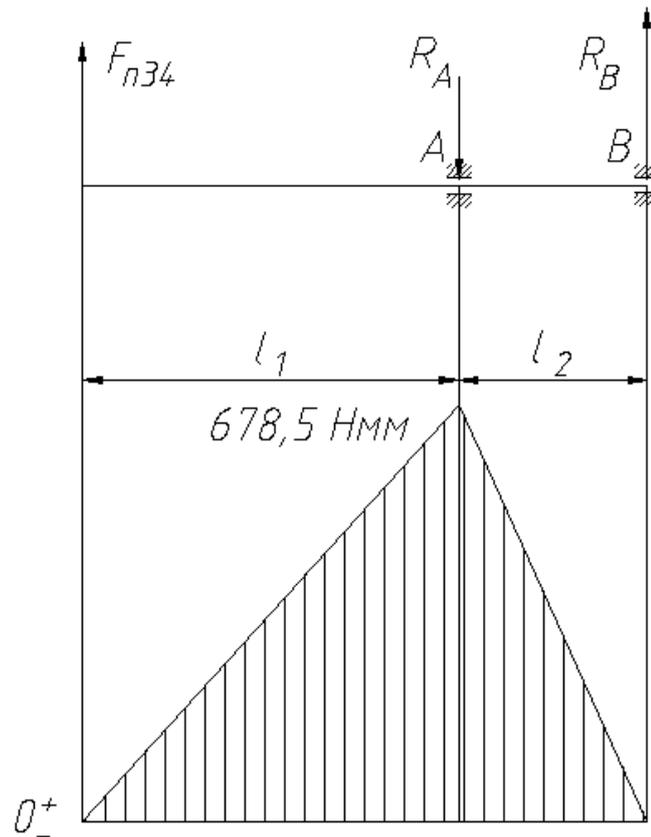


Рис. 16. Эпюра суммарного изгибающего момента выходного вала

Далее, чтобы показать распределение нагрузки от крутящего момента на выходном валу, строим эпюру крутящего момента (рис. 17).

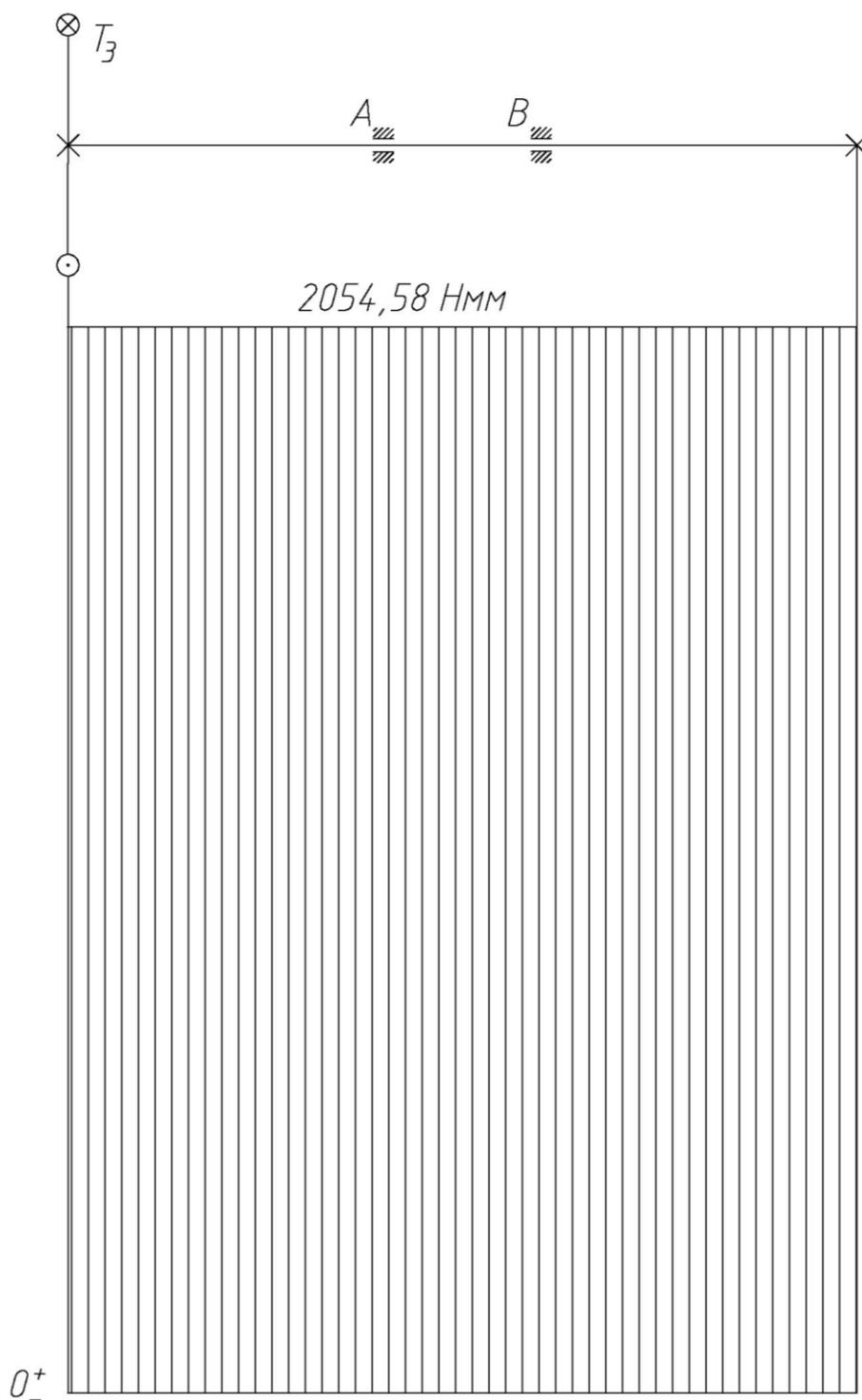


Рис. 17. Эпюра крутящего момента выходного вала

Как видно из эпюры суммарного изгибающего момента опасное сечение проходит в месте посадки подшипника на вал в опоре А. Проверим вал в этом сечении на прочность. В этом сечении

$$M_{\max} = 678,5 \text{ Нмм},$$

$$T = 2054,58 \text{ Нмм}.$$

Для круглого сечения

$$W_{oc} = 0,1d^3 = 0,1 \cdot 9^3 = 72,9 \text{ мм}^3,$$

$$W_p = 0,2d^3 = 0,2 \cdot 9^3 = 145,8 \text{ мм}^3,$$

$$\sigma_{и} = \frac{678,5}{72,9} = 9,3 \text{ МПа},$$

$$\tau_{кр} = \frac{2054,58}{145,8} = 14,1 \text{ МПа}.$$

Находим эквивалентное напряжение по третьей теории прочности

$$\sigma_{эКВ} = \sqrt{\sigma_{и}^2 + 4\tau_{кр}^2} = \sqrt{9,3^2 + 4 \cdot 14,1^2} = 29,7 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{эКВ} = 29,7 \text{ МПа} < [\sigma_{и}]_{III} = 34,7 \text{ МПа}.$$

Условие прочности при совместном действии изгиба и кручения на вал выполняется.

6.2. Определение истинного запаса прочности вала в опасном сечении

Необходимо сделать также уточнённый расчёт вала в опасном сечении, то есть определить истинный запас прочности. Истинный запас прочности должен быть больше требуемого запаса.

$$n \geq [n],$$

где $[n] = 1,4 \div 4$ – требуемый запас прочности, n – истинный запас прочности вала в сечении

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}},$$

где n_{σ} – запас прочности от изгиба (нормальных напряжений), а n_{τ} – запас прочности от кручения (касательных напряжений).

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\xi_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m},$$

где σ_{-1} – предел выносливости по нормальным напряжениям при действии симметричного цикла нагружения.

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B,$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 400 = 172 \text{ МПа}.$$

$\xi_\sigma = 1$ – масштабный фактор для диаметров валов $d_g \leq 10 \text{ мм}$,

K_σ – коэффициент концентрации нормальных напряжений, зависит от вида концентратора (значения приведены в табл. 5 ниже). В нашем случае концентратором напряжений будет прессовая посадка подшипника (см. компоноку). Поэтому $K_\sigma = 3,2$.

σ_a – амплитуда нормальных напряжений (при симметричном цикле изгиба).

$$\sigma_a = \sigma_n = 9,3 \text{ МПа}$$

σ_m – среднее нормальное напряжение (возникает осевых сил). Так как на выходном валу осевые силы отсутствуют то $\sigma_m = 0$.

ψ_σ – коэффициент, учитывающий связь между нулевым и симметричным циклом.

$$\psi_\sigma = 0,1.$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\xi_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{172}{\frac{3,2}{1} \cdot 9,3 + 0,1 \cdot 0} = 5,8$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\xi_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m},$$

где τ_{-1} предел выносливости по касательным напряжениям при действии симметричного цикла нагружения.

$$\tau_{-1} = 0,22\sigma_B,$$

$$\tau_{-1} = 0,22 \cdot 400 = 88 \text{ МПа}.$$

$\xi_\tau = 1$ – масштабный фактор для диаметров валов $d_g \leq 10 \text{ мм}$.

K_τ – коэффициент концентрации касательных напряжений, зависит от вида концентратора (значения приведены в табл. 5 ниже). В нашем случае концентратором напряжений будет прессовая посадка подшипника (см.

компоновку). Поэтому $K_\tau = 2,5$.

τ_a – амплитуда касательных напряжений (при пульсирующем цикле кручения)

$$\tau_a = \frac{\tau_{кр}}{2} = \frac{14,1}{2} = 7,05 \text{ МПа}.$$

τ_m – средние касательные напряжения (при пульсирующем цикле кручения)

$$\tau_m = \tau_a = 7,05 \text{ МПа}.$$

ψ_τ – коэффициент, учитывающий связь между нулевым и симметричным циклом нагружения

$$\psi_\tau = 0,05.$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\xi_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{88}{\frac{2,5}{1} \cdot 7,05 + 0,05 \cdot 7,05} = 4,9.$$

Таблица 5

Некоторые значения коэффициентов концентрации напряжений

Концентраторы напряжений	K_σ	K_τ
Галтель	2	1,4
Шпоночный паз	2,2	1,8
Посадка подшипника	3,2	2,5
Проточка	1,8	1,6

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{5,8 \cdot 4,9}{\sqrt{5,8^2 + 4,9^2}} = 3,7,$$

$$n = 3,7 > [n] = 1,4.$$

Условие прочности по запасу в опасном сечении выполнено.

7. Подбор шпонок и расчёт шпоночных соединений

7.1. Подбор шпонок по диаметру вала

Для промежуточного вала по его диаметру $d = 8 \text{ мм}$ в месте посадки колеса на вал (см. компоновку) выбираем в [17] сегментную шпонку ГОСТ 24071-80 (рис. 18) с параметрами $2 \times 3,7 \times 10 (b \times h \times d_{\text{шп}})$, мм, $t_1 = 2,9 \text{ мм}$.

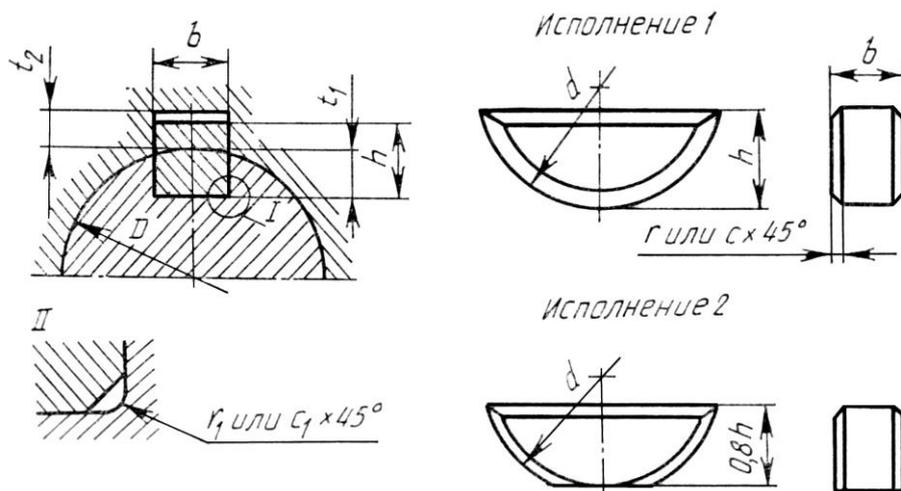


Рис. 18. Шпонка сегментная ГОСТ 24071-80

Для выходного вала по его диаметру $d = 10 \text{ мм}$ в месте посадки колеса на вал (см. компоновку) выбираем в [17] призматическую шпонку ГОСТ 23360-78 (рис. 19) с параметрами $3 \times 3 (b \times h)$, мм, $l = 6 \text{ мм}$, $t_1 = 1,8 \text{ мм}$.

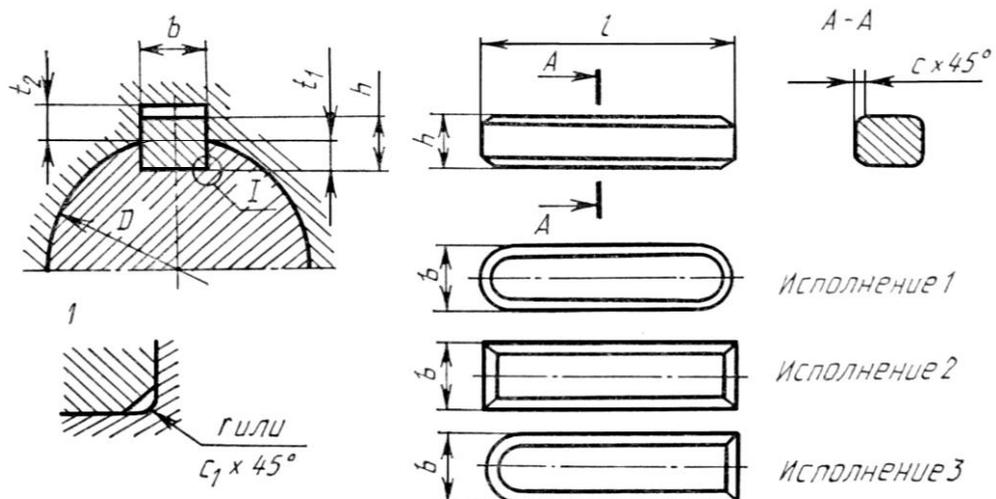


Рис. 19. Шпонка призматическая ГОСТ 23360-78

Материал шпонок по заданию Ст5 с пределом прочности при растяжении $\sigma_B = 430 \text{ МПа}$.

7.2. Расчет шпоночных соединений

Схема нагружения шпоночного соединения приведена на рис. 20. Шпонка в соединении с валом и колесом работает на срез и смятие.

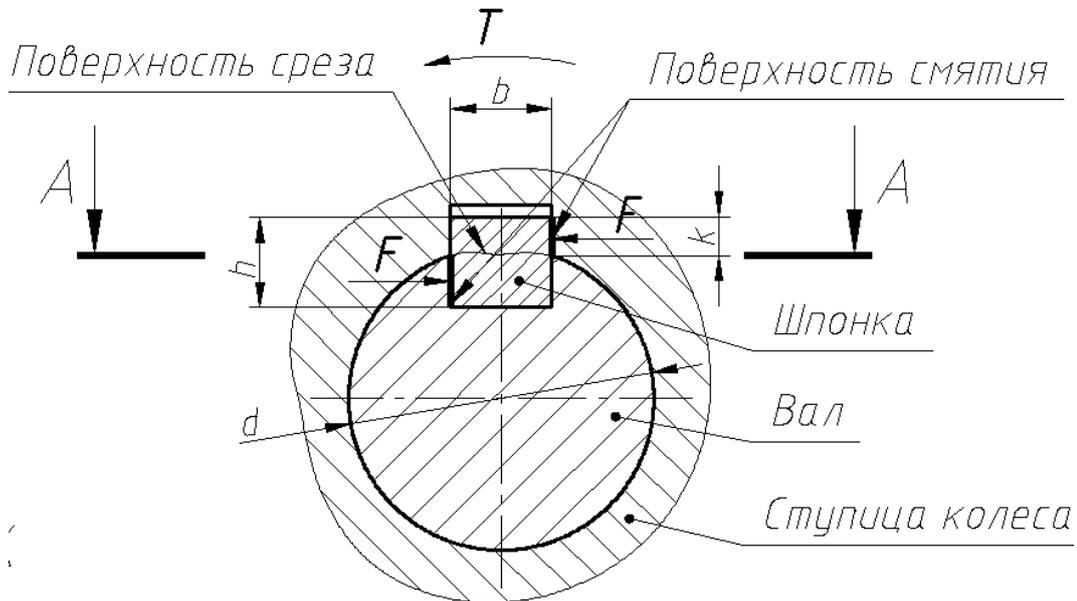


Рис. 20. Схема нагружения шпоночного соединения ($k \approx h - t_1$)

Для проверки на прочность шпонки записываем условия прочности при смятии и срезе

$$\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

$$\tau_{\text{ср}} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ – предел прочности при смятии

$$[\sigma_{\text{см}}] = 0,8\sigma_{\text{в}} = 0,8 \cdot 430 = 344 \text{ МПа}.$$

$[\tau_{\text{ср}}]$ – предел прочности при срезе

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,3\sigma_{\text{в}} = 0,3 \cdot 430 = 129 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{S_{\text{см}}},$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q}{S_{\text{ср}}},$$

где F – сила смятия, Н.

Q – срезающая сила в сечении шпонки, Н.

$$F = \frac{2T}{d}, \quad Q = \frac{2T}{d},$$

где d – диаметр вала, мм

T – крутящий момент на валу, Нмм.

$S_{см}$ и $S_{ср}$ – площадь поверхности смятия и поверхности среза соответственно, мм².

Проверяем прочность шпоночного соединения под колесом на втором валу.

$$\sigma_{см} = \frac{F}{S_{см}} = \frac{2T}{dd_{шп}k} = \frac{2T}{dd_{шп}(h-t_1)} = \frac{2 \cdot 704,22}{8 \cdot 10 \cdot (3,7 - 2,9)} = 22 \text{ МПа},$$
$$\sigma_{см} = 22 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 344 \text{ МПа}.$$

Условие прочности при смятии выполняется.

$$\sigma_{ср} = \frac{Q}{S_{ср}} = \frac{2T}{dd_{шп}b} = \frac{2 \cdot 704,22}{8 \cdot 10 \cdot 2} = 8,8 \text{ МПа},$$
$$\sigma_{ср} = 8,8 \text{ МПа} < [\sigma_{ср}] = 129 \text{ МПа}.$$

Условие прочности при срезе выполняется.

Проверяем прочность шпоночного соединения под колесом на третьем валу.

$$\sigma_{см} = \frac{F}{S_{см}} = \frac{2T}{dlk} = \frac{2T}{dl(h-t_1)} = \frac{2 \cdot 2054,58}{10 \cdot 6 \cdot (3 - 1,8)} = 57 \text{ МПа},$$
$$\sigma_{см} = 57 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 344 \text{ МПа}.$$

Условие прочности при смятии выполняется.

$$\sigma_{ср} = \frac{Q}{S_{ср}} = \frac{2T}{dlb} = \frac{2 \cdot 2054,58}{10 \cdot 6 \cdot 3} = 22,8 \text{ МПа},$$
$$\sigma_{ср} = 22,8 \text{ МПа} < [\sigma_{ср}] = 129 \text{ МПа}.$$

Условие прочности при срезе выполняется.

8. Выбор смазки

Для уменьшения потерь мощности на трение и снижения интенсивности износа трущихся поверхностей, а также для предохранения их от заедания, задиров, коррозии и лучшего отвода теплоты трущиеся поверхности деталей должны иметь надежную смазку.

В настоящее время широко применяют пластичные смазочные материалы ЦИАТИМ-201 и ЛИТОЛ-24, которые допускают температуру нагрева до 130°C.

Для смазывания трущихся поверхностей применим пластическую смазку ЦИАТИМ-221 ГОСТ 9433-80 и в технических требованиях на сборочном чертеже необходимо добавить надпись: «Колеса (зубчатые венцы) и подшипники смазать смазкой ЦИАТИМ-201 ГОСТ 9433-80».

9. Допуски и посадки

9.1. Посадка зубчатого колеса на вал двигателя

Посадка выполняется по системе вала. Эта необходимость обусловлена тем, что двигатель (вал двигателя) является готовым изделием.

Для посадки колеса на вал двигателя используется переходная посадка $\frac{Js8}{h8}$. Для диапазона диаметров свыше 3 мм до 6 мм имеем следующие значения, показанные на рис. 21.

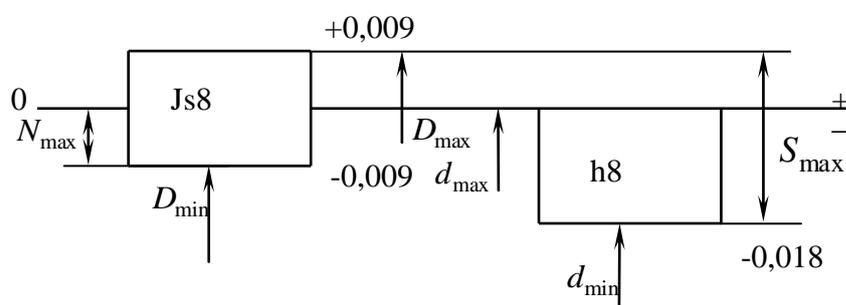


Рис. 21. Сочетание полей допусков в посадке $\frac{Js8}{h8}$ для диапазона диаметров

свыше 3 мм до 6 мм

Посадка переходная с максимальным зазором $S_{\max} = 0,027$ мм и

максимальным натягом $N_{\max} = 0,009\text{мм}$ (верхние и нижние значения полей допусков приведены в [11].).

9.2. Посадка зубчатых колес на валы редуктора

Для посадки колес на валы используется переходная посадка $\frac{H7}{m7}$. Для диапазона диаметров свыше 3 мм до 6 мм имеем следующие значения, показанные на рис. 22.

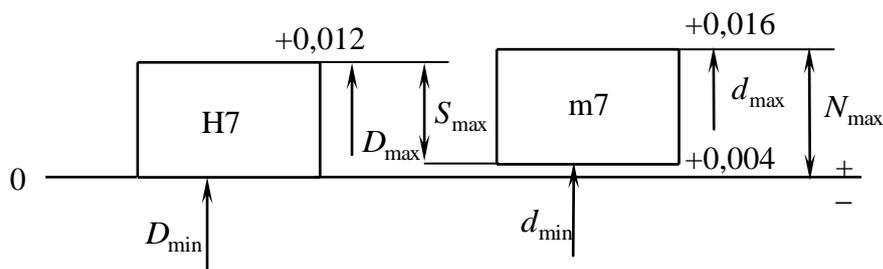


Рис. 22. Сочетание полей допусков в посадке $\frac{H7}{m7}$ для диапазона диаметров свыше 3 мм до 6 мм

Посадка переходная с максимальным зазором $S_{\max} = 0,008\text{мм}$ и максимальным натягом $N_{\max} = 0,016\text{мм}$. Для диапазона диаметров свыше 6 мм до 10 мм имеем следующие значения, показанные на рис. 23.

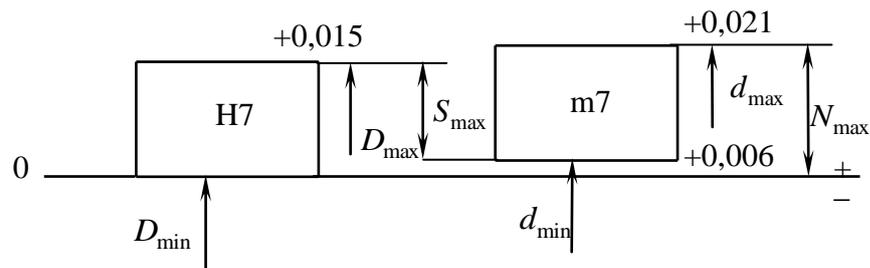


Рис. 23. Сочетание полей допусков в посадке $\frac{H7}{m7}$ для диапазона диаметров свыше 6 мм до 10 мм

В переходной посадке максимальный зазор — $S_{\max} = 0,009\text{мм}$, максимальный натяг — $N_{\max} = 0,021\text{мм}$

9.3. Посадка шпонки на вал

Посадка шпонки на вал осуществляется по переходной посадке $\frac{N9}{h9}$.

Используется система вала, т. к. шпонка готовое изделие. Для диапазона размеров от 1 мм до 3 мм имеем следующие значения, показанные на рис. 24.

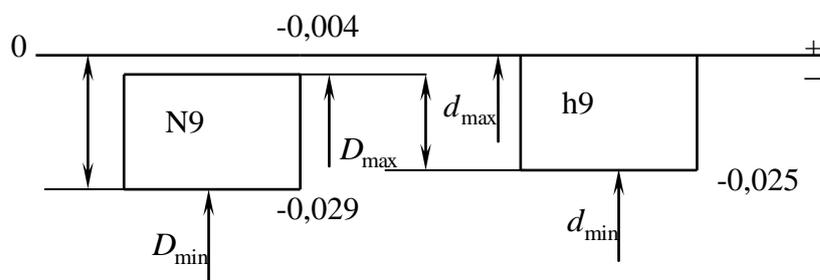


Рис. 24. Сочетание полей допусков в посадке $\frac{N9}{h9}$ для диапазона диаметров от 1 мм до 3 мм

Посадка переходная с максимальным зазором $S_{max} = 0,021$ мм и максимальным натягом $N_{max} = 0,029$ мм.

9.4. Посадка шпонки в ступицу

Посадка шпонки в ступицу осуществляется по переходной посадке $\frac{Js9}{h9}$.

Используется система вала, т. к. шпонка готовое изделие. Для диапазона размеров от 1 мм до 3 мм имеем следующие значения, показанные на рис. 25.

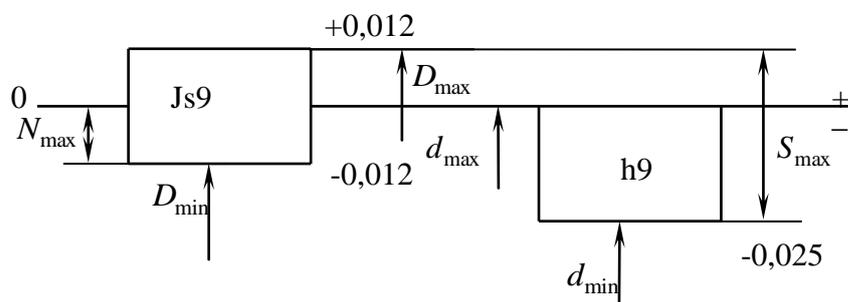


Рис. 25. Сочетание полей допусков в посадке $\frac{Js9}{h9}$ для диапазона диаметров от 1 мм до 3 мм

Посадка переходная с максимальным зазором $S_{max} = 0,037$ мм, и максимальным натягом $N_{max} = 0,012$ мм.

Литература

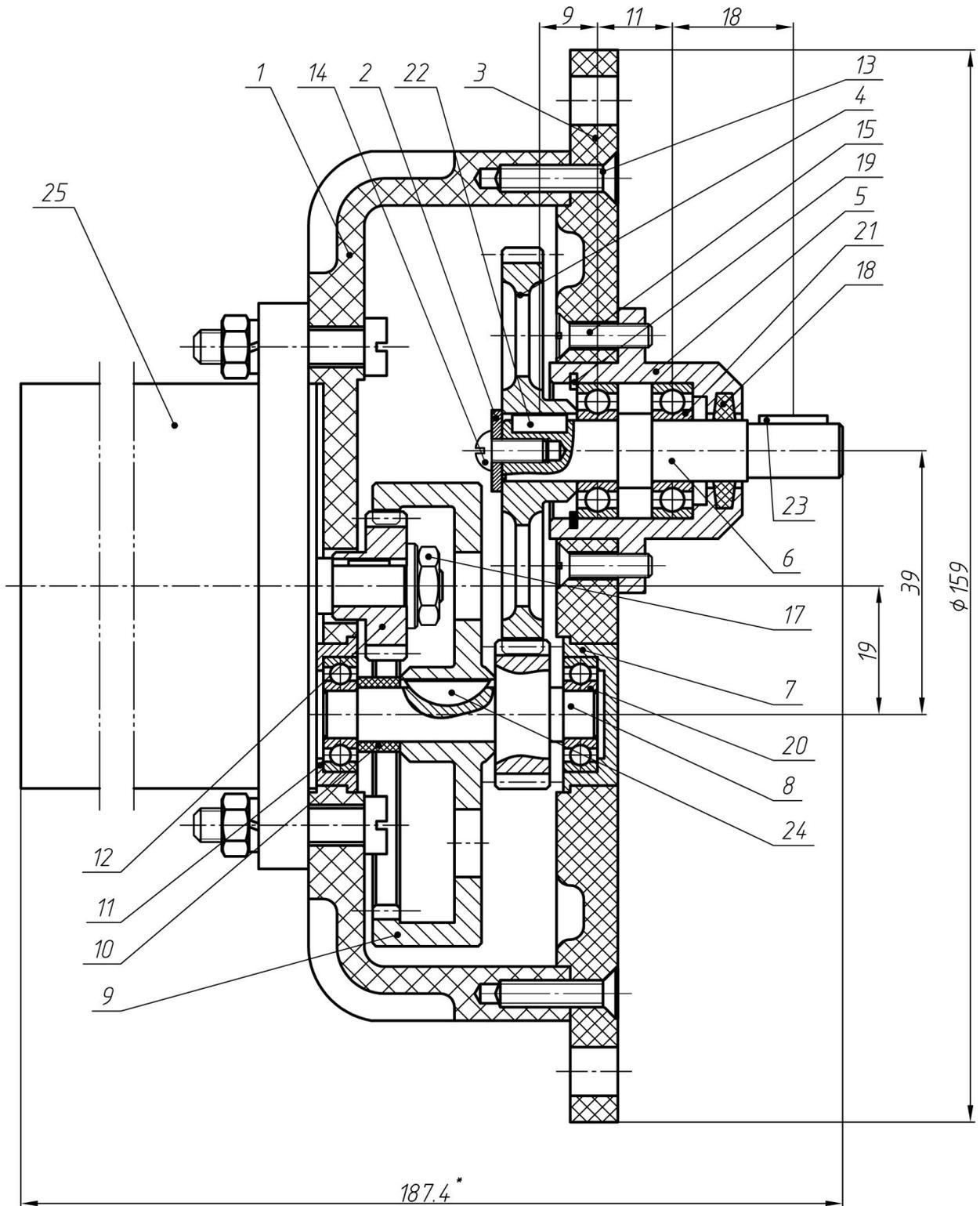
1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. М.: Машиностроение, 2000.
2. Бердников В.В., Сачков А.В., Якупова И.П. Проектирование маломощных планетарных механизмов. Казань: КГТУ, 1997.
3. Бодягин А.В., Горелов А.В., Карбовский В.А., и др. Атлас конструкций маломощных приводов. Учебное пособие по курсовому проектированию для студентов очно-заочной формы обучения по направлению 200100 – Приборостроение. Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2007– 112 с.
4. Гулиа, Н.В. Детали машин [Электронный ресурс] : учебник / Н.В. Гулиа, В.Г. Клоков, С.А. Юрков. — Электрон. дан. — Санкт-Петербург : Лань, 2013. — 416 с. — Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/5705>. — Загл. с экрана.
5. Детали машин: Учебн. для вузов/ Л. А. Андриенко, Б.А. Бойков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 544 с.
6. Детали машин и основы конструирования: учеб. для вузов /Г. И. Роцин, Е.А. Самойлов, Н. А. Алексеева и др.; под ред. Г. И. Роцина и Е, А. Самойлова. – М. : Дрофа, 2013. – 413 с.
7. Дунаев П.Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебн. пособие для техн. спец. вузов. – 5-е изд, перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1998. – 447 с.
8. Жуков В.А. Детали машин и основы конструирования. Основы расчета и проектирования соединений и передач: Учеб. пособие. - 2-е изд. — М.: ИНФРА-М, 2018. – 416 с.
9. Жуков В.А., Михайлов Ю.К. Механика. Основы расчета и проектирования деталей машин: Учеб. пособие. — М.: ИНФРА-М, 2018. – 349 с.
10. Иванов М.Н. Детали машин: Учебн. для студентов втузов/ Под ред. В.А. Финогенова. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1998. – 383 с.
11. Кирилюк Ю Е. Донуски и посадки: Справочник. — 2-е изд., перераб. и доп. —К.; Выща шк. Головное изд-во, 1989. — 135 с.

12. Крайнев А.Ф. Механика от греческого *mēchanicē (tēchnē)* – искусство построения машин. Фундаментальный словарь. М.: Машиностроение, 2000.
13. Красковский Е. Я., Дружинин Ю. А., Филатова Е. М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем: Учеб. пособие для приборостроит. спец. вузов/Под ред. Ю. А. Дружинина.– 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1991. – 480 с.
14. Курсовое проектирование деталей машин. Учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М.Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. 3-е изд. перераб. и доп. – М.: ИНФРА-М, 2011. – 414 с.
15. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу "Детали машин". 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2009. – 464 с.
16. Мархель И.И. Детали машин: учебник для студ. образоват. учреждений среднего проф. образования / И. И. Мархель. – М.: ФОРУМ: ИНФРА-М, 2005. – 335 с.
17. Справочник конструктора-приборостроителя. Детали и механизмы приборов /В.Л. Соломахо и др. Минск: Высшейшая школа, 1990.
18. Справочник по электрическим машинам. В 2 т. /Под ред. И.П. Копылова. М.: Машиностроение, 1989.
19. Теория механизмов и механика машин: Учебн. для вузов/ К. В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. 7-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 2012. – 688 с.
20. Чернавский, С.А., Боков, К.Н. и др. Проектирование механических передач. [Электронный ресурс] : учеб. пособие для вузов – М.: НИЦ ИНФРА-М, 2013. – 7-е изд., доп. и перераб. – 536 с. — Режим доступа: <http://znanium.com/catalog.php?item=bookinfo&book=368442> — Загл.с экрана.
21. Чернилевский Д.В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования: Учебное пособие для студентов вузов. – М.: Машиностроение, 2001. – 560 с.

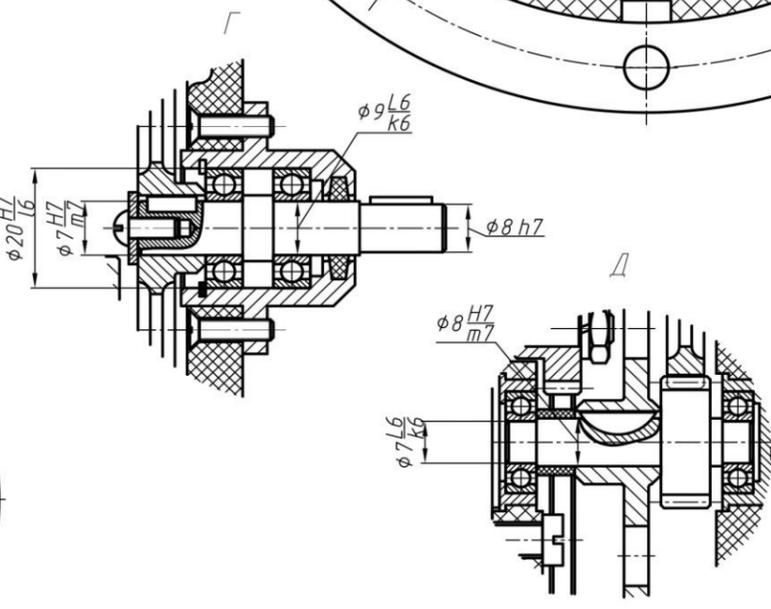
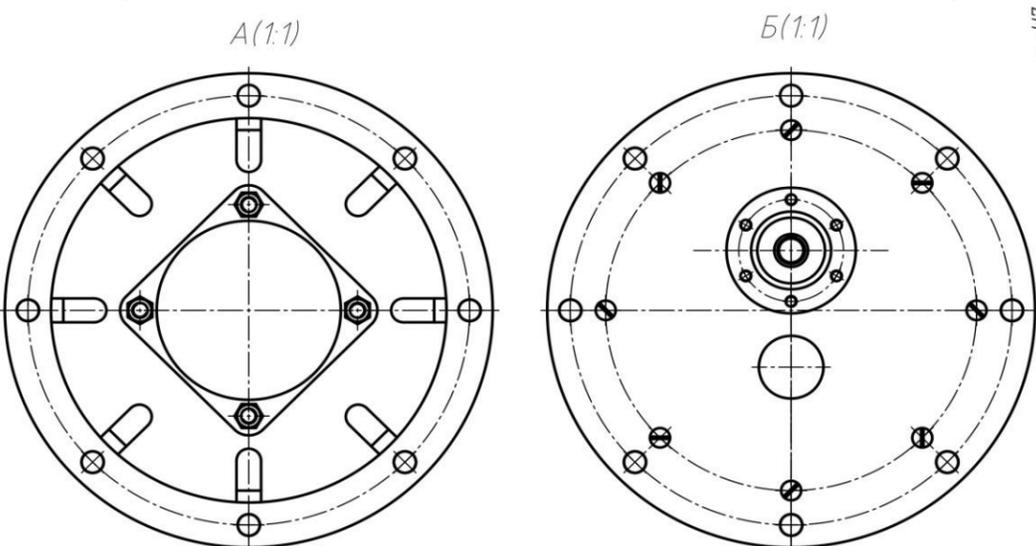
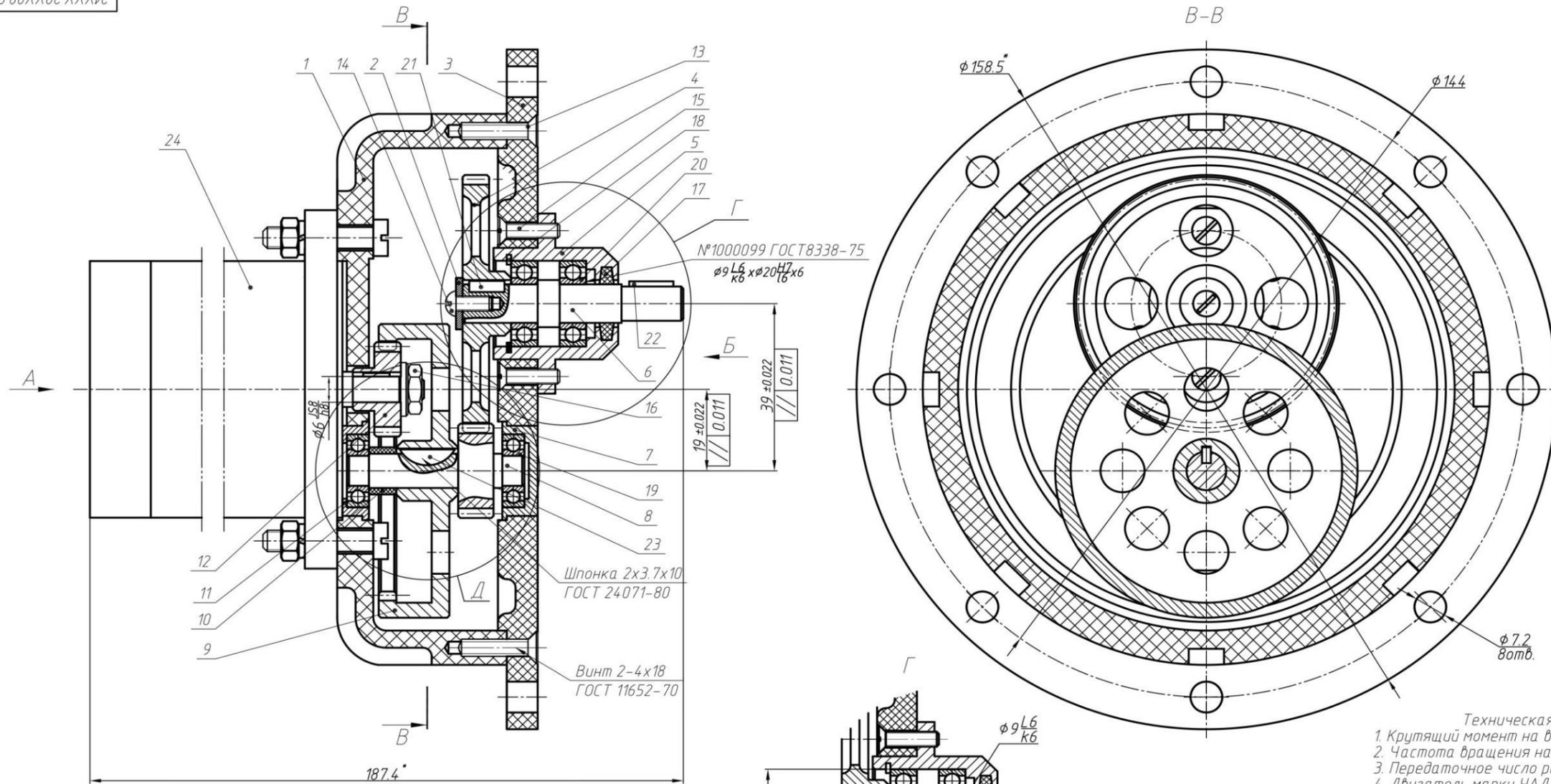
ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

Приложение

Компоновка (2:1)



21XXX.20XX00.000СБ



Техническая характеристика

1. Крутящий момент на выходе $T_{вых} = 2,05$ Нм.
2. Частота вращения на выходе $n_{вых} = 35$ об/мин.
3. Передаточное число редуктора $i_{ред} = 8,49$.
4. Двигатель марки УАД-72 мощностью $P_{дв} = 70$ Вт с номинальным крутящим моментом $T_{дв} = 0,242$ Нм, номинальной частотой вращения вала $n_{дв} = 2760$ об/мин.
5. Модуль зацепления первой ступени $m_{12} = 1$ мм, второй ступени $m_{34} = 1$ мм.
6. Число зубьев шестерен $z_1 = z_3 = 20$, число зубьев колес $z_2 = z_4 = 58$.
7. Межосевое расстояние первой ступени $a_{12} = 19$ мм, второй $a_{34} = 39$ мм.

Технические требования

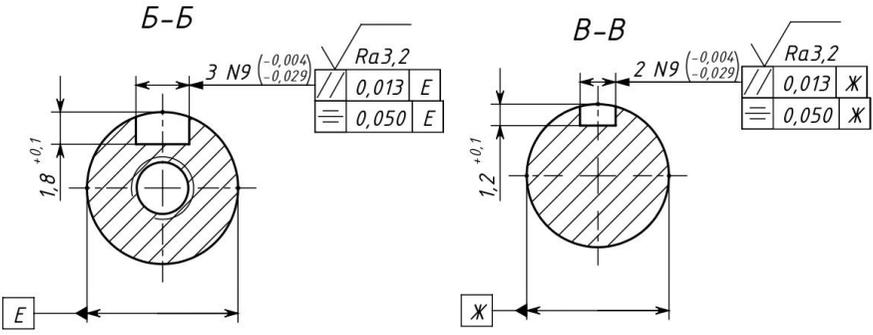
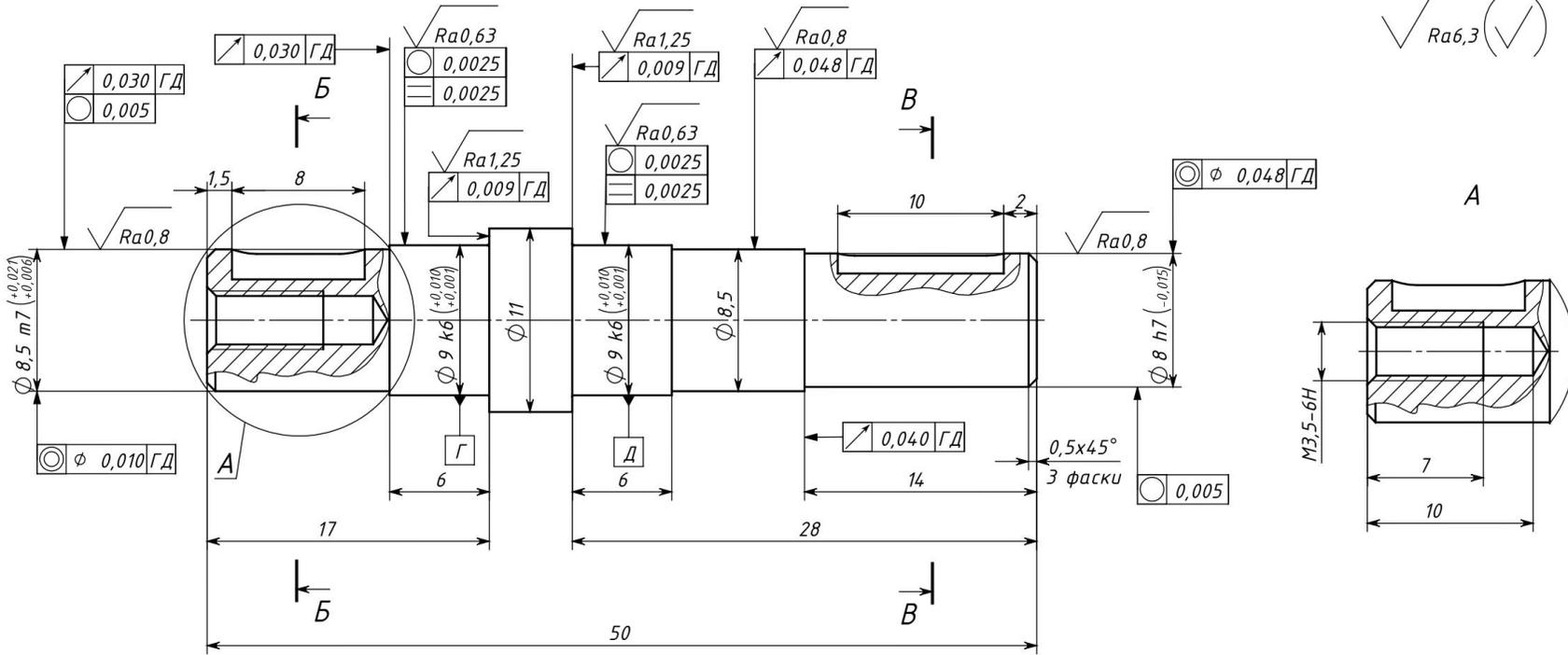
1. *Размеры для справок.
2. Трущиеся поверхности смазать ЦИАТИМ-221 ГОСТ 9433-80.
3. Периодичность смазки 400 часов.
4. Редуктор обкатать под нагрузкой 2 Нм в течение 2 часов.

Лист 1 из 1
Сред. №
Лист 1 из 1
Лист 1 из 1
Лист 1 из 1
Лист 1 из 1

21XXX.20XX00.000СБ				Лит	Масса	Масштаб
Редуктор						2:1
Сборочный чертеж				Лист	Листов	1
Изм	Лист	№ докум	Подп	Дата		
Разр						
Проб						
Гонтр						
Н.контр						
Смп						

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание					
<i>Документация</i>											
A1			21XXX.20XX00.000СБ	Сборочный чертеж							
<i>Детали</i>											
4В	1		21XXX.20XX00.001	Корпус	1						
3В	2		21XXX.20XX00.002	Шайба	1						
3В	3		21XXX.20XX00.003	Стенка	1						
3В	4		21XXX.20XX00.004	Колесо	1						
3В	5		21XXX.20XX00.005	Стакан	1						
3В	6		21XXX.20XX00.006	Вал	1						
3В	7		21XXX.20XX00.007	Стакан	1						
3В	8		21XXX.20XX00.008	Вал-шестерня	1						
3А	9		21XXX.20XX00.009	Колесо	1						
3В	10		21XXX.20XX00.010	Втулка	1						
4В	11		21XXX.20XX00.011	Стакан	1						
3В	12		21XXX.20XX00.012	Шестерня	1						
<i>Стандартные изделия</i>											
3В	13			Винт 2-4x18 ГОСТ 11652-70	6						
3В	14			Винт М3.5x8 ГОСТ 17473-80	1						
			21XXX.20XX00.000СБ								
			Изм. Лист № докум. Подп. Дата								
Инв. № подл.	Разраб		Редуктор			Лит.		Лист		Листов	
	Проб.					1		2			
	Н. контр										
	Утв.										

21XXX.20XX00.006



1. HB 200...250.
2. Покрытие: хим. окс.
3. Общие допуски по ГОСТ 30893.1: H12, h12, ±IT12/2.
4. Неуказанные радиусы не более 0,1 мм.
5. Возможна замена материала на равноценный по механическим свойствам.

21XXX.20XX00.006

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.				30.08.18
Пров.				
Т. контр.				
Нач. КБ				
Н.контр.				
Утв.				

Вал выходной

Сталь 20Х ГОСТ 4543-71

Лит.	Масса	Масштаб
	0.02	4:1
Лист 1	Листов 1	

ЧФ КНИТУ-КАИ

Перв. примен.
Справ. №
Подпись и дата
Инв. № дробл.
Взам. инв. №
Подпись и дата
Инв. № подл.