|  |  |
| --- | --- |
| Gerb-BMSTU_01 | **Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  **Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**  **высшего образования**  **«Московский государственный технический университет**  **имени Н.Э. Баумана**  **(национальный исследовательский университет)»**  **(МГТУ им. Н.Э. Баумана)** |

Факультет: «РЛ»

Кафедра: «РЛ5»

**Расчетно-проектное задание**

Исполнительный привод

Выполнил: Ионин Д.A.

Группа: СМ11-61Б

Вариант 1.1

Руководитель: Иванов С.Е.

Москва, 2024 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

[ОГЛАВЛЕНИЕ 2](#_Toc167536683)

[Условие курсового проекта 6](#_Toc167536684)

[1. Выбор прототипа 7](#_Toc167536685)

[2. Выбор двигателя 11](#_Toc167536691)

[3. Кинематический расчет 14](#_Toc167536692)

[4. Силовой расчет 17](#_Toc167536695)

[5. Расчет зубчатых колес на прочность 19](#_Toc167536697)

[6. Геометрический расчет 24](#_Toc167536701)

[7. Проектный расчет вала 29](#_Toc167536703)

[8. Выбор подшипников 30](#_Toc167536704)

[9. Расчет предохранительной муфты 31](#_Toc167536705)

[10. Расчет вида сопряжения 35](#_Toc167536709)

[11. Расчет кинематической погрешности 37](#_Toc167536710)

[12. Расчет погрешности мертвого хода 40](#_Toc167536711)

[13. Погрешность упругого скручивания валов 42](#_Toc167536712)

[14. суммарная кинематическая погрешность по вероятностному методу 44](#_Toc167536713)

[15. Суммарная погрешность мертвого хода по вероятностному методу 45](#_Toc167536714)

[16. Общая погрешность. Анализ результатов 46](#_Toc167536715)

[17. Проверочный силовой расчет 47](#_Toc167536716)

[18. Расчет на быстродействие 52](#_Toc167536718)

[19. Проверочный расчет на контактную прочность 53](#_Toc167536719)

[20. Проверочный расчет на прочность при кратковременных нагрузках 55](#_Toc167536721)

[Проверочный расчет шпонки муфты 59](#_Toc167536722)

[Проверочный расчет шпонки двигателя 60](#_Toc167536723)

[ПРОверочный расчет штифтового соединения 61](#_Toc167536724)

[21. Проверочный РАСЧЕТ ВАЛА V на прочность 62](#_Toc167536725)

[22. Расчет вала V на изгибную жесткость 66](#_Toc167536729)

[23. Расчет опоры качения вала V 69](#_Toc167536730)

[24. проверочный расчет вала IV на прочность 73](#_Toc167536735)

[25. Расчет вала IV на изГибную жесткость 77](#_Toc167536738)

[26. Расчет опоры качения вала IV 80](#_Toc167536739)

[27. проверочный расчет вала III на прочность 84](#_Toc167536744)

[28. Расчет вала III на изГибную жесткость 87](#_Toc167536747)

[29. Расчет опоры качения вала III 90](#_Toc167536748)

[30. Расчет размерной цепи при сборе редуктора 94](#_Toc167536753)

[Приложение 1. Паспортные данные двигателя ДПР-52-Ф1-04 97](#_Toc167536754)

[Приложение 2. спецификация общего вида 98](#_Toc167536755)

[Приложение 3. спецификация общего сборочного чертежа 100](#_Toc167536756)

[Приложение 4. спецификация редуктора в сборе 101](#_Toc167536757)

[Приложение 5. спецификация двигателя в сборе 102](#_Toc167536758)

[Приложение 6. спецификация вала 4 в сборе 103](#_Toc167536759)

[Приложение 7. спецификация вала 5 в сборе 104](#_Toc167536760)

[Список литературы 105](#_Toc167536761)

Условие курсового проекта

ЗАДАНИЕ № I

Тема проекта: исполнительный привод

Техническое задание: разработать конструкцию исполнительного привода по предложенной схеме в соответствии с данным вариантом.

Основные исходные данные:

|  |  |
| --- | --- |
| № варианта | I |
| Параметры |
| Момент на выходном валу ***М*с**, **Нмм** | 300 |
| Скорость вращения выходного вала ***ω***,**об/мин** | 1.5 |
| Момент инерции нагрузки  ***J***н, ***кг·м***2 | 0.1 |
| Ускорение вращения выходного вала ε, с-2 | 5 |
| Погрешность редукторa на выходном валу ∆***φ*,** ***угл. мин***. | 25 |
| Критерий проектирования | Min погрешности |
| Тип предохранительной муфты | Фрикционная |
| Тип корпуса | Открытый |
| Тип двигателя. | ДПР |
| Характер производства | Единичный |
| Срок службы (не менее) | 300 ч |
| Вывод выходного элемента | По указанию преподавателя (со стороны двигателя или противоположной), |
| Вид крепления к основному изделию | По указанию преподавателя (со шпонкой и резьбой, под штифт или др.). |
| Условия эксплуатации | УХЛ 4.1 |
| Степень защиты | Выбирается самостоятельно |
| Безлюфтовое колесо | Наличие обосновывается расчетом |

1. Выбор прототипа

1.1 Анализ технического задания

Согласно техническому заданию, условие эксплуатации прибора – УХЛ4.1. Это значит, что по ГОСТ 15150-69, изделие предназначено для эксплуатации в макроклиматических районах с умеренным и холодным климатом, в помещениях с кондиционированным или частично кондиционированным воздухом. Для изделий исполнения УХЛ4.1 рабочий диапазон температуры +10...+25 °С, средняя рабочая температура – 20 °С, предельные значения температуры – +1…+40 °С, предельная относительная влажность – 80% при 25 °С. Срок службы ЭМП назначим 300 часов

По указанию руководителя, выбрал двигатель ДПР.

1.2 Анализ прототипов

1.2.1 Анализ первого прототипа

Данный прототип предназначен для дорогого двигателя, имеющего сложное крепление к корпусу. В качестве опор использован подшипники скольжения. Выходной вал имеет шпоночное соединение,



Рисунок 1.2.1 Прототип рядового исполнения с плохим двигателем

1.2.2. Анализ второго прототипа

Второй прототип имеет много недостатков, но в нем хорошие опоры и интересная компоновка промежуточных валов. Однако установка валов не учитывает принцип минимизации погрешности, накладывая дополнительные связи на конструкцию. Модуль передачи выходного вала маленький. В конструкции толстые крышки корпуса. На выходном валу сложное крепление в 2 подшипника в одну пластину. Все подшипники в конструкции разные.



Рисунок 1.2.2 второй прототип с хорошим промежуточным валом

1.2.3. Анализ третьего прототипа

Данная модель построена на одной плате, что негативно влияет на точность и сложность конструкции. В данном прототипе выбран хороший двигатель, интересная конструкция зубчатых колес.



Рисунок 1.2.3 Третий прототип одноплитного исполнения

1. Выбор двигателя

Цель расчета: выбор двигателя для ЭМП

2.1 Выбор двигателя по мощности

Расчетная мощность нагрузки:

Поскольку выбран цилиндрический зубчатый редуктор открытого

типа, выберем

Согласно ТЗ, условия эксплуатации УХЛ 4.1 не являются суровыми, поэтому, должен соответствовать рекомендованному диапазону ,

Для частых пусков выберем

Расчетная мощность нагрузки:

Учитывая разброс температур, характер работы, мощность, срок службы выберем ДПР-52-Ф1-04 [1]

Табл. 2. Паспортные данные двигателя **ДПР-52-Ф1-04**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Номинальная мощность | Pном | 2.6 Вт |
| Номинальные момент | Mном | 9.8 Нּмм |
| Пусковой момент | Mпуск | 54 Нּмм |
| Частота вращения выходного вала | nдв | 2500 об/мин |
| Момент инерции ротора | Jр | 1.7 ⋅ 10−6кгּм2 |
| Напряжение питания | U | 27 В |
| Срок службы (не менее) | Т | 4000 ч |
| Масса |  | 0.26 кг |

Вывод: выбранный двигатель ДПР-52-Ф1-04 подходит по мощности.

2.2 Предварительная проверка выбора двигателя по моментам

По указанию руководителя, работу привода нужно рассматривать, как на работе при частых пусках.

Для этого режима двигатель должен удовлетворять условию:

где — номинальный момент на валу двигателя;

— статический приведённый момент;

— динамический приведённый момент.

Общее передаточное отношение:

(1.7)

где — угловое ускорение вращения на выходном звене;

— общее передаточное отношение;

— коэффициент, учитывающий инерционность собственного зубчатого механизма, примем рекомендованное значение 0.75;

— момент инерции ротора двигателя (из паспортных данных);

— момент инерции нагрузки.

Вывод: выбранный двигатель ДПР-52-Ф1-04 подходит по моментам.

1. Кинематический расчет

Цель расчета: разработка кинематической схемы привода, разбиение передаточного отношения, определения числа зубьев зубчатых колес.

3.1 Расчет передаточного отношения привода

Общее передаточное отношение колес:

Согласно условию ТЗ проектирование будет осуществляться по

минимизации погрешности. При расчёте по критерию минимизации

погрешности колёс число ступеней будет вычисляться по формуле:

где n — число ступеней;

— общее передаточное отношение цепи.

= 7,5. .10 выберем 8, с этим значением получаются значения близкие к рекомендованному ряду;

Полученное число ступеней:

Для числа ступеней 3, передаточное отношение для ступеней

определяется выражением:

Выберем передаточные отношения из табличных:

Таблица 3. Передаточные отношения

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |
| 4 |  | 8 | 8 |

3.2 Определение чисел зубьев зубчатых колес

Пусть число зубьев 1 шестерни (Выбирается из рекомендованного диапазона

Число зубьев колеса рассчитывается по формуле:

где — число зубьев колеса;

— число зубьев шестерни;

—передаточное отношение одной ступени.

Учитывая рекомендованный ряд, назначаем количества зубьев колес и

шестерен:

Таблица 4. Числа зубьев колес редуктора

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № колеса | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| № элементарной передачи | I | | II | | III | | IV | |
| Число зубьев | 25 | 100 | 25 | 150 | 25 | 200 | 25 | 200 |

Тогда действительное значение передаточного отношения будет отличаться от расчётного на:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (3.2.2) |

где — отличие действительного передаточного отношения от расчётного;

iд — действительное передаточное отношение;

iо — общее передаточное отношение цепи.

Действительное передаточное отношение рассчитывается по формуле:

Это значение отличается от расчетного на

Такое отклонение не превышает допустимую [<10%]. В таком случае можно считать выбранные значения чисел зубьев колеса и шестерни подходящими.

Кинематическая схема приведена на рисунке 3.1:

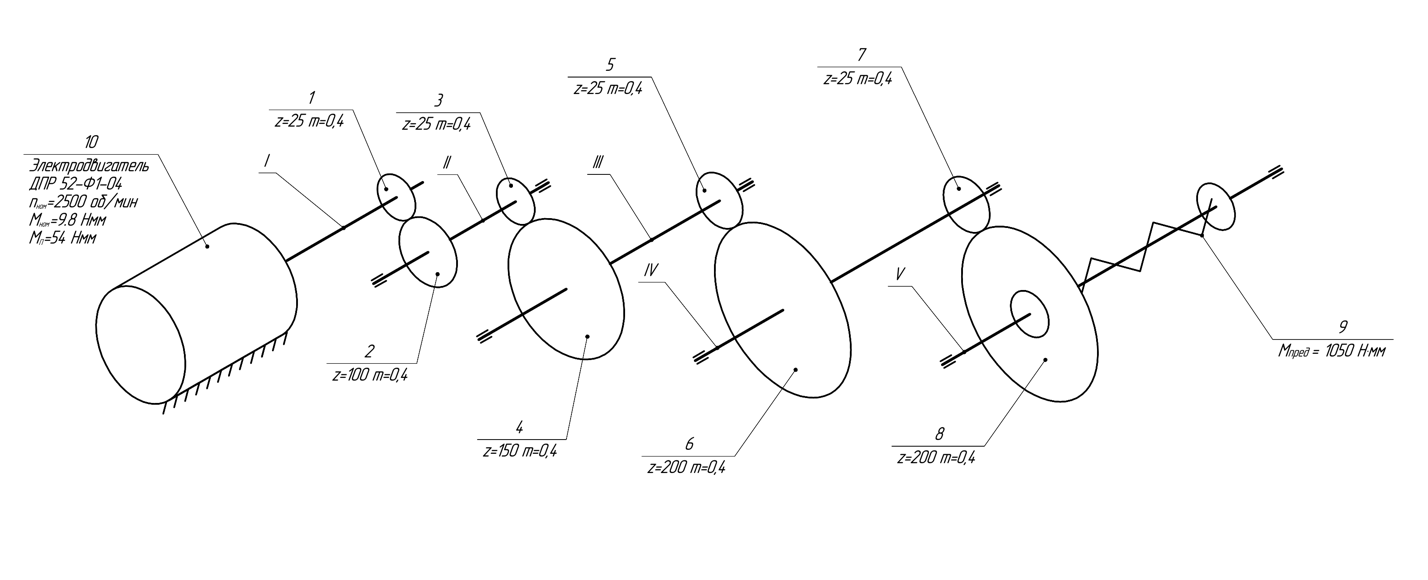


Рисунок 3.1. Кинематическая схема

1. Силовой расчет

Цель расчёта: определение возникающих в каждой передаче моментов.

Моменты рассчитываются по формуле:

где — момент на ведущем звене;

— момент на ведомом звене;

— передаточное отношение ступени;

— КПД передачи;

— КПД подшипников.[1]

Общий момент нагрузки рассчитывается по формуле:

где – момент нагрузки;

– динамический момент нагрузки;

– момент инерции нагрузки;

–угловое ускорение вращения выходного вала. [1]

Примем КПД подшипника равным 0.99, а КПД передачи 0.98, эти значения взяты с запасом, и близки к идеальным. После уточнения характеристик привода, они получатся ниже.

4.1 Расчет общего момента нагрузки:

Расчет моментов в каждой передачи:

За неимением большинства необходимых данных (Например, о диаметрах валов), влиянием муфты на систему пренебрегаю. Оно будет рассчитано в проверочном расчете.

1. Расчет зубчатых колес на прочность

Цель расчёта: определение модуля зацепления зубчатых колёс, обеспечивающего работоспособность в течение заданного срока службы.

5.1 Выбор материала

Для цилиндрической передачи открытого типа с небольшими окружными скоростями в качестве материала для шестерен будет использоваться углеродистая сталь 45, а в качестве материала для колёс — сталь 35 (см. таблица 6) в соответствии с рекомендациями.

Зубья шестерен будут выполнены из материалов с более высокой твёрдостью рабочих поверхностей по сравнению с колёсами для повышения долговечности зубчатой передачи.

Таблица 6. Характеристики используемых материалов

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | **Шестерня** | **Колесо** |
| Материал | Сталь 45 | Сталь 35 |
| Модуль упругости E, МПа |  | |
| Коэффициент линейного расширения α·10-6, 1/°C | 12 | |
| Плотность ρ, г/см3 | 7,8 | |
| Твёрдость | 𝐻𝐵1 = 229 | 𝐻𝐵1 = 207 |
| Термообработка | Закалка 860 C, масло, Отпуск 500 C, вода, | |
| Предел прочности σв, МПа | 600 | 530 |
| Предел текучести σт, МПа | 355 | 315 |

5.2 Расчёт допустимых напряжений

Расчётное число циклов нагружения определяется по формуле:

где n — частота вращения зубчатого колеса;

c = 1 — число колёс, находящихся в зацеплении с рассчитываемым;

L = 300 ч. — срок службы передачи.

Расчет числа циклов нагружения:

Коэффициент долговечности определяется соотношением:

где m = 6 — показатель степени для материалов с твёрдостью HB ≤350 [9];

— расчётное число циклов нагружения.

При принимают [9].

В таком случае можно определить допускаемое напряжение изгиба:

Где σFR — предел выносливости при изгибе;

— коэффициент, учитывающий цикл нагружения колеса для реверсивных передач;

— коэффициент долговечности;

— коэффициент запаса прочности для особо ответственных передач.

Предел выносливости при изгибе рассчитывается из соотношения [рекомендованный коэффициент 1,8]:

где — твёрдость материала колеса.

Предел выносливости на изгиб для шестерней:

Предел выносливости на изгиб для зубчатых колес:

Допускаемые напряжения на изгиб для шестерен будут равны:

Допускаемые напряжения на изгиб для колес будут равны:

5.3. Расчет передач на изгибную прочность

Для открытых передач модуль зацепления определяется из изгибной прочности:

где Km = 1,4 — коэффициент для прямозубых колёс [9];

M — крутящий момент, действующий на рассчитываемое колесо (по данным силового расчёта);

YF — коэффициент формы зуба для прямозубых цилиндрических колёс.

z — число зубьев рассчитываемого колеса;

K = 1,1 — коэффициент расчётной нагрузки [9];

ψm = 10 — коэффициент ширины зубчатого венца для мелкомодульных передач [рекомендованный диапазон 3..16];

[σF] — допускаемое напряжение изгиба.

Расчет YF/[σF] для каждой передачи:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Yf | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 |
| YF/[σF] |  |  |  |  |  |  |  |  |

Т.К. расчёт производится по тому зубчатому колесу (из пары шестерня – зубчатое колесо), для которого отношение YF/[σF] больше. Модуль зацепления для каждой пары колёс будет равен:

Значения модулей зацепления округляются в соответствии с ГОСТ 9563–60.

С учетом размеров выбранного электродвигателя принимаю

С учетом дальнейшей установки муфты на последнем валу, а также уменьшения мертвого хода принимаю

Таким образом, модули зацепления цилиндрических зубчатых передач будут равны

1. Геометрический расчет

Целью расчёта является определение основных размеров передач и их элементов.

Основные геометрические размеры цилиндрических зубчатых передач указаны на рисунке 2.



Рисунок 2 Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

В данном приводе используются цилиндрические прямозубые передачи, поэтому угол наклона зубьев β = 0°.

Делительный диаметр определяется соотношением:

где d — делительный диаметр;

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс;

z — число зубьев рассчитываемого колеса;

β = 0° — угол наклона зубьев.

6.1 Расчет делительного диаметра

Диаметр вершин зубьев определяется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.2) |

где da — диаметр вершин зубьев;

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс;

β = 0° — угол наклона зубьев;

z — число зубьев;

= 1 — коэффициент высоты головки зуба [1];

x = 0 — коэффициент смещения.

Расчет диаметра вершин зубьев:

Диаметр впадин определяется по формуле:

|  |  |
| --- | --- |
|  | (5.3) |

где df — диаметр впадин зубьев;

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс;

z — число зубьев;

β = 0° — угол наклона зубьев;

= 1 — коэффициент высоты головки зуба [рекомендованное значение];

c\*= 0,5 — коэффициент радиального зазора m ≤ 0,5 мм, (c\*= 0,35 -коэффициент радиального зазора мм); по ГОСТ 9587-81;

x = 0 — коэффициент смещения.

Расчет диаметров впадин:

Окружной шаг определяется по формуле:

где p — окружной шаг;

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс.

Ширина колеса определяется по формуле:

где bк — ширина колеса;

ψm выберем равным 6 — коэффициент ширины зубчатого венца для мелкомодульных передач из рекомендуемого диапазона 3..16; С данным числом ЗК лучше всего установится на вал двигателя.[1]

m — модуль зацепления рассчитываемой пары колёс.

Тогда ширина колёс будет равна:

Ширина шестерни определяется по формуле:

Тогда ширина шестерней будет равна:

Межосевое расстояние определяется по формуле:

В таблице 7 сведены все рассчитанные геометрические параметры зубчатых колес:

Таблица 7. Геометрические параметры зубчатых колес

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметр  № колеса | z | d, мм | da, мм | df, мм | *b*,  мм | ,  мм |
| 1 | 25 | 12.5 | 13.5 | 11 | 3.5 |  |
| 2 | 100 | 50 | 51 |  | 3 |
| 3 | 25 | 12.5 | 13.5 | 11 | 3.5 |  |
| 4 | 150 | 75 | 76 |  | 3 |
| 5 | 25 | 12.5 | 13.5 | 11 | 3.5 |  |
| 6 | 200 | 100 | 101 | 98.5 | 3 |
| 7 | 25 | 17.5 | 18.9 | 15.61 | 4.9 |  |
| 8 | 200 | 140 | 141.4 | 138.11 | 4.2 |

**Вывод: Полученные геометрические параметры зубчатых колес**

**позволяют их компоновку**.

1. Проектный расчет вала

Диаметр вала исходя из условия крутильной прочности определяется выражением [1]:

где -крутящий момент на валу

– предельные крутильные напряжения

– предел выносливости при симметричном цикле нагружения

– коэффициент запаса, выберем рекомендованный n= 2.[1]

Данный двигатель ДПР-72-Ф1-03 имеет вал диаметром 4 мм, что позволяет закрепить выбранную 1 шестерню на его валу, ( )

Для повышения технологичности конструкции, выберу стандартный диаметр 4 мм на все валы

1. Выбор подшипников

В качестве опор будет использоваться шарикоподшипники. Предварительный выбор шарикоподшипников будет осуществляться по диаметру цапфы. Предварительно диаметр цапфы для каждого вала можно определить из выражения

На вал I подшипник не назначается.

Из опыта прошлого семестра выберу подшипники F682 фирмы NTN из-за простоты крепежа и отсутствия чрезмерного запаса хода. [3] (179 стр.)



Рисунок 3. Схема подшипника

Таблица 3. Параметры подшипника F682

|  |  |
| --- | --- |
| d (мм) | 2 |
| D (мм) | 5 |
| (мм) | 6.1 |
| B (мм) | 1.5 |
| (мм) | 0.5 |
| r (мин) | 0.08 |
|  | 13 |
| Номинальная радиальная грузоподъемность Н | 169 |
| Номинальная осевая грузоподъемность Н | 50 |
| Размер заплечиков вала (мм) | 2.6…2.7 |

1. Расчет предохранительной муфты

Цель расчета: подобрать предохранительную муфту, по рассчитанным ранее параметрам механизма.

Рассчитаю параметры муфты при установке на последний вал редуктора.

9.1 Расчет диаметра колеса муфты

Параметры зубчатого колеса на последнем валу:

|  |  |
| --- | --- |
| Делительный диаметр, мм | 80 |
| Количество зубьев | 200 |
| Модуль, мм | 0.4 |
| Диаметр вала, мм | 4 |
| Передаваемый кр. момент Нмм | 810 |
| Ширина зубчатого венца, мм | 4.2 |

По ГОСТ 15622-96, момент предохранения равен:

*-*суммарный момент нагрузки.

где – коэффициент трения фрикционного материала;

– осевая сила;

– средний радиус

– наружный диаметр диска. Назначим D = 40 мм

Назначим внутренний диаметр

9.2 Расчет фрикционного материала муфты

Таблица 9.2.1 Механические свойства материалов поверхности трения

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Материал фрикционной пары | Условия работы | Коэф трения,  f0 | Допустимое давление,  [p], МПа | Рабочая температура,  ̊С |
| Сталь-сталь | Со смазкой | 0.08 | 0.6 – 0.8 | 250 |
| Сталь-бронза | 0.05 | 0.4 | 150 |
| Сталь-текстолит | 0.1 | 0.5 – 0.6 | 100 |
| Сталь-асбест | Без смазки | 0.3 | 0.25 – 0.3 | 250 |
| Сталь-металлокерамика | 0.8 | 0.3 | 550 |
| Сталь-металлокерамика | Со смазкой | 0.4 | 0.4 | 550 |

Выбираю материал Сталь-металлокерамика: с условием работы без смазки.

Сила сжатия пружины определяется следующим выражением:

Нагрузочная способность определяется допускаемым значением удельного давления p:

Вывод – выбранные материалы подходят

Считаем, что сила пружины при предварительной деформации (Н), так как это фрикционная предохранительная муфта. Назначим ход пружины ℎ = 5 (мм). Сила пружины при максимально допустимой деформации определяются по следующей формуле:

Таблица 9.2.1 Характеристики выбранной пружины по ГОСТ 13766-86

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер позиции | Сила пружины при максимальной деформации | Диаметр проволоки  d  мм | Наружный диаметр пружины D1  мм | Жесткость одного витка  Н/мм | Наибольший прогиб одного витка, S’3  мм |
| 373 | 125 | 2.2 | 18 | 58.25 | 2.146 |

Назначим полностью поджатые, зашлифованные на 3/4 дуги окружности опорные витки.

Жесткость пружины определяется по формуле:

Число рабочих витков рассчитывается по следующей формуле:

Назначим число рабочих витков n = 3

С учетом нерабочих витков полное число витков равно:

9.3 проверочный расчет муфты

Выберем материал – проволока стальная углеродистая пружинная класса 1 - ГОСТ 9389–75.

Для временное сопротивление разрыву

Допускаемое касательное напряжение найдем по следующей формуле:

Расчетное значение максимального касательного напряжения найдем по следующей формуле:

Где - коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины

- индекс пружины

Это значение не превышает допустимого

Рабочая деформация определяется по формуле:

Максимальная деформация:

Длина пружины при максимальной деформации вычисляется по формуле:

Длина пружины в свободном состоянии:

Длина пружины при рабочей деформации:

Шаг навивки

1. Расчет вида сопряжения

Выберем вид сопряжения из условия:

где jр — расчётное значение бокового зазора;

jn min — минимальное значение гарантированного бокового зазора для

соответствующего вида сопряжения.

Расчётное значение бокового зазора определяется по формуле:

где jр — расчётное значение бокового зазора;

jtn — боковой зазор, компенсирующий изменение рабочей температуре;

jс — боковой зазор, необходимый для размещения слоя смазки.

Боковой зазор, компенсирующий изменение рабочей температуре, определяется по формуле:

где αω — межосевое расстояние;

αзк и αкор — коэффициенты линейного расширения материалов зубчатого колеса и корпуса;

Материал корпуса Ст5:

Материал зубчатых шестерней 45:

Материал зубчатых колес 35:

По условиям ТЗ, работа устройства осуществляется по УХЛ-4.1, это значит, что предельная рабочая температура:

При температуре +40° получим

Значит дополнительный зазор не требуется.

При температуре +1° получим

Значение зазора, необходимого для размещения смазки, определяется по формуле:

где m — модуль зацепления. Тогда:

Расчетное значение бокового зазора для всех передач:

Для передачи 12 подойдет только сопряжение G,

Для передач 34 и 56 достаточно сопряжения F

Для передачи 78 – подойдет сопряжения

1. Расчет кинематической погрешности

Исходя из рекомендованных к данному типу привода значений, назначим 7 степень точности.

В таблице 11.1 приведены значения параметров передач для вида сопряжения G 7 степени точности.

Назначим Kφ=1 для всех из результатов консультации

Таблица 11.1

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № З.К. | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| z | 25 | 100 | 25 | 150 | 25 | 200 | 25 | 200 |
| d, мм | 12.5 | 50 | 12.5 | 75 | 12.5 | 100 | 17.5 | 140 |
| aω, мм | 31.25 | | 43.75 | | 56.25 | | 78.75 | |
| Fr, мкм | 22 | 26 | 22 | 36 | 22 | 36 | 22 | 36 |
| TH, мкм | 38 | 45 | 42 | 60 | 42 | 60 | 56 | 70 |
| Fp, мкм | 24 | 30 | 24 | 30 | 24 | 42 | 24 | 42 |
| ff, мкм | 10 | | | | | | | |
| Kφ |  | 0.5 |  | 0.25 |  | 0.25 |  | 0.38 |
| K |  | 0.96 |  | 0.96 |  | 0.96 |  | 0.96 |
| Ks |  | 0.8 |  | 0.8 |  | 0.8 |  | 0.8 |
| fa, мкм | ±20 | | ±32 | | ±35 | | ±60 | |
| EH, мкм | 18 | 22 | 24 | 36 | 24 | 42 | 32 | 60 |
| jnmin, мкм | 9 | | 16 | | 19 | | 30 | |

Минимальное значение кинематической погрешности для передач 7-й

степени точности определяется по формуле:

где KS — коэффициент фазовой компенсации;9

Kφ — коэффициент учитывающий угол поворота ведомого колеса;

Fi1 и Fi2 — допуски на кинематическую погрешность шестерни и колеса.

Допуски на кинематическую погрешность определяются по формуле:

где — допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса;

— допуск на погрешность профиля зуба.

Произведем расчет для всех передач:

Угловая погрешность элементарной передачи определяется по формуле:

где — кинематическая погрешность;

— модуль зацепления;

— число зубьев ведомого звена.

Переведем погрешность в угловые минуты:

Максимальное значение кинематической погрешности определяется по

формулам:

где K — коэффициент фазовой компенсации;

и — допуски на кинематическую погрешность шестерни и колеса;

— коэффициент учитывающий угол поворота ведомого колеса;

и — погрешности монтажа шестерни и колеса.

Примем погрешность монтажа равной 0.

Тогда:

Переведем погрешность в угловые минуты:

Вывод: кинематическая погрешность зависит от угла поворота ведомого звена.

1. Расчет погрешности мертвого хода

Минимальное значение мёртвого хода определяется по формуле:

где jn min — минимальное значение гарантированного бокового зазора

соответствующей передачи;

α = 20° — угол исходного профиля колеса;

β = 0°— угол наклона боковой стороны профиля.

Расчет для всех передач:

Переведем погрешность в угловые минуты:

Для выбранных шарикоподшипников максимальный радиальный зазор 𝐺𝑟 = 13 мкм.

Максимальное значение мёртвого хода определяется по формуле:

где EHS — наименьшее смещение исходного контура зубчатого колеса;

TH — допуск на смещение исходного контура зубчатого колеса;

fa — допуск на отклонение межосевого расстояния передачи;

Δp — радиальный зазор в опорах зубчатого колеса.

Тогда:

Переведем в угловые минуты:

Проверка: для всех передач максимальное значение погрешности мертвого хода больше минимального значения.

1. Погрешность упругого скручивания валов

Погрешность мертвого хода передачи, обусловленная скручиванием валов, определяется по формуле:

где Mкр — крутящий момент на валу;

l — длина рабочего участка вала;

G = МПа — модуль упругости второго рода для стали;

Jp — полярный момент инерции сечения.

Полярный момент инерции определяется по формуле:

где d — диаметр вала

Длина рабочего участка вала:

Момент на валах:

Произведем расчет для всех валов:

Переведем значение погрешности из радиан в угловые минуты:

Суммарная погрешность от скручивания валов:

1. суммарная кинематическая погрешность по вероятностному методу

Суммарная погрешность определяется выражением:

где ξj — передаточный коэффициент j-той элементарной передачи;

 — коэффициент, учитывающий процент брака;

где , — максимальное и минимальное значение

Произведем расчет для всех передач:

1. Суммарная погрешность мертвого хода по вероятностному методу

Суммарная погрешность определяется выражением:

где ξj — передаточный коэффициент j-той элементарной передачи; 𝑡2 — коэффициент, учитывающий процент брака;

где , — максимальное и минимальное значение погрешности МХ для j-той элементарной передачи в угловых минутах;

1. Общая погрешность. Анализ результатов

Общая погрешность положения выходного вала ЭМП, определенная по вероятностному методу, задается выражением:

где 𝛿𝜑𝛴Р — суммарная кинематическая погрешность

𝛿𝑗𝛴Р — суммарная погрешность мертвого хода

Δφ΄𝛴 — суммарная погрешность от скручивания валов.

Общая погрешность положения выходного вала ЭМП не должна превышать заданную погрешность с некоторым коэффициентом запаса:

где [δ0S] — заданная по ТЗ погрешность положения выходного вала; 𝑛 — коэффициент запаса 𝑛 = 1,05 … 1,5.

Анализ результатов: Полученный ЭП подходит по точности, заданной в ТЗ, с коэффициентом запаса 1.12

1. Проверочный силовой расчет

КПД цилиндрических прямозубых передач внешнего зацепления:

Где – коэффициент перекрытия

– коэффициент трения для колеса из закаленной стали

*–* коэффициент нагрузки

– окружная сила, Н. Если

Моменты инерции ЗК рассчитывают по формуле:

где d – диаметр звена, мм;

b – толщина, мм;

– плотность, г/см3 .

Момент инерции двигателя:

|  |  |
| --- | --- |
| Jр | кгּ м2 |

Расчет момента инерции муфты:

Округлим в большую сторону, приняв ее форму как усеченного конуса:

Где -радиус прижимного диска муфты

- радиус гайки

– радиус вала

– плотность,

Проверочный расчет на изгибную прочность:

Для открытых передач модуль зацепления определяется из изгибной прочности:

где Km = 1,4 — коэффициент для прямозубых колёс [9];

M — крутящий момент, действующий на рассчитываемое колесо (по данным силового расчёта);

YF — коэффициент формы зуба для прямозубых цилиндрических колёс.

z — число зубьев рассчитываемого колеса;

K = 1,1 — коэффициент расчётной нагрузки [9];

ψm = 10 — коэффициент ширины зубчатого венца для мелкомодульных передач [рекомендованный диапазон 3..16];

[σF] — допускаемое напряжение изгиба.

Рассчитанные ранее в 5 главе отношения:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Yf | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 |
| YF/[σF] |  |  |  |  |  |  |  |  |

Т.К. расчёт производится по тому зубчатому колесу (из пары шестерня – зубчатое колесо), для которого отношение больше. Модуль зацепления для каждой пары колёс должен быть не менее:

Таким образом, подобранные ранее модули зацепления цилиндрических зубчатых передач подходят:

1. Расчет на быстродействие

Проверочный расчет заключается в определении времени разгона и

выбега. Примем, что

Где электромеханическая постоянная:

Где номинальная скорость вращения двигателя

пусковой момент двигателя

– статический момент нагрузки на валу двигателя

– приведенный к валу двигателя момент инерции ЭП:

Вывод: время разгона 0.159 сек

1. Проверочный расчет на контактную прочность

Максимальные расчетные контактные напряжения должны быть меньше предельно допустимых:

Контактные напряжения в зубчатой передаче определяются выражением:

Где ширина зуба

передаточное отношение

– межосевое расстояние

К – коэффициент компенсации неточности моментов, задается из допущений; примем из рекомендованных 1.3 … 1.5 значений

– коэффициент, учитывающий форму соприкасающихся поверхностей, при

– коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес

Где коэффициент Пуассона для стали

- коэффициент, учитывающий влияние торцевого перекрытия зубьев, из рекомендаций примем 0.9

Допустимые напряжения для стали 45:

Допустимые напряжения для стали 35:

Вывод: контактные напряжения меньше допустимых. Условие прочности выполнено.

1. Проверочный расчет на прочность при кратковременных нагрузках

Статическая прочность зубьев при перегрузках моментом M проверяется по условию:

Где – коэффициент перегрузки

- максимальные расчетные контактные напряжения при циклическом нагружении

- максимальные расчетные изгибные напряжения при циклическом нагружении

- предельно допустимые контактные напряжения при кратковременных перегрузках

– предельно допустимые изгибные напряжения при кратковременных перегрузках

Коэффициент перегрузки рассчитывается по формуле

Где – пусковой момент двигателя

*–* суммарный момент нагрузки, приведенный к валу двигателя

 – коэффициент компенсации неточности моментов, задается из допущений, k = 1,3…1,5. Примем k = 1,4;

Для прирабатываемых ЗК:

Где – предел текучести зубчатого колеса.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Yf | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 | 3.98 | 3.75 |

Вывод: допустимый коэффициент перегрузки для передач от двигателя до предохранительной муфты: К = 12.4, выбранный ранее коэффициент предохранения K = 1.4

Проверочный расчет шпонки муфты

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений

является прочность. Размеры шпонок и пазов подобраны так, что прочность их на срез и изгиб обеспечивается, если выполняется условие прочности на смятие, поэтому основной расчет шпоночных соединений – расчет на смятие. Проверку шпонок на срез в большинстве случаев не проводят. При расчете допускают, что нагрузка распределяется равномерно.

Расчет произведем для шпонки 3х3х6 ГОСТ 23360-78

где 𝜎см – напряжение смятия, Мпа;

𝑀кр – крутящий момент;

d – диаметр вала;

h – высота шпонки;

l – длина шпонки.

где 𝜏 – напряжение среза;

b – ширина шпонки.

Выберем материал для шпонки сталь 45.

Вывод: рассчитанные значения получились меньше допускаемых,

поэтому шпонка выбрана правильно.

Проверочный расчет шпонки двигателя

Расчет произведем для шпонки 1х1.4х3 ГОСТ 23360-78

где 𝜎см – напряжение смятия, Мпа;

𝑀кр – крутящий момент;

d – диаметр вала;

h – высота шпонки;

l – длина шпонки.

где 𝜏 – напряжение среза;

b – ширина шпонки.

Выберем материал для шпонки сталь 45.

Вывод: рассчитанные значения получились меньше допускаемых,

поэтому шпонка выбрана правильно.

ПРОверочный расчет штифтового соединения

В нашем случае на штифтовое соединение действует только крутящий момент.

Где

– допустимое напряжение на срезе

Где -диаметр ступицы

Штифты изготавливают из стали 45 по ГОСТ 1050-88.

Произведем расчет для самого нагруженного штифта для 3 зубчатого колеса.

Штифт Ø 1 мм проходит

Вывод: выбранные штифты проходят по расчету, поэтому штифты

выбраны правильно.

1. Проверочный РАСЧЕТ ВАЛА V на прочность

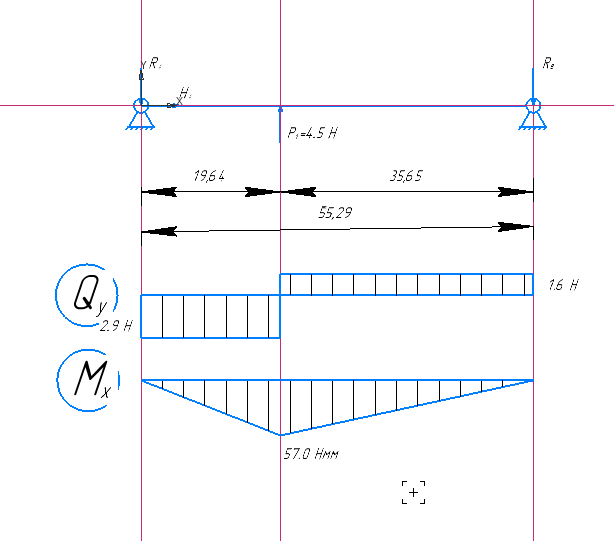
21.1 Нахождение сил нагружения

Зубчатое колесо является цилиндрическим прямозубым. В прямозубых передачах полная нагрузка направлена по линии зацепления и может быть разложена на две составляющие: окружную силу Fокр и радиальную силу Fr. Окружная сила направлена по касательной к начальной окружности, а радиальная к центру ЗК. Угол между силами равен α.

Силы действующие колесо 8:

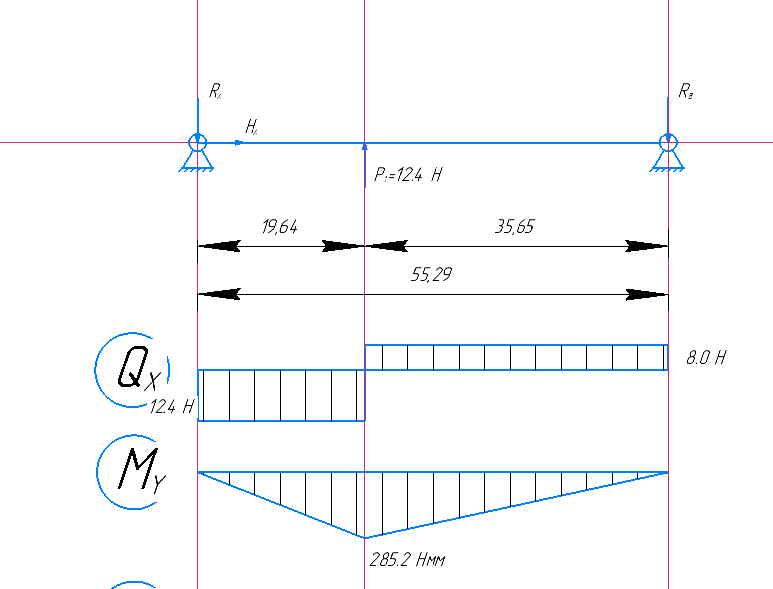
21.2 Составим эпюры

Для осей YOZ:



Проверка:

Для осей XOZ:



Проверка:

Рассчитаем результирующие силы, действующие на опоры:

21.3 Расчеты

Геометрические характеристики опасного сечения:

Согласно энергетической теории прочности:

Тогда:

В качестве материала выберем сталь 45 с пределом выносливости при изгибе

Где n = 2 коэффициент запаса

Тогда внешний диаметр сечения вала:

Выбранный диаметр вала 7 мм подходит.

1. Расчет вала V на изгибную жесткость

Недостаточная изгибная жесткость вала вызывает перекос зубчатых колес, а, следовательно, появление больших люфтов и в конечном итоге заклинивание передач. Поэтому диаметр вала также рассчитывается исходя из условия:

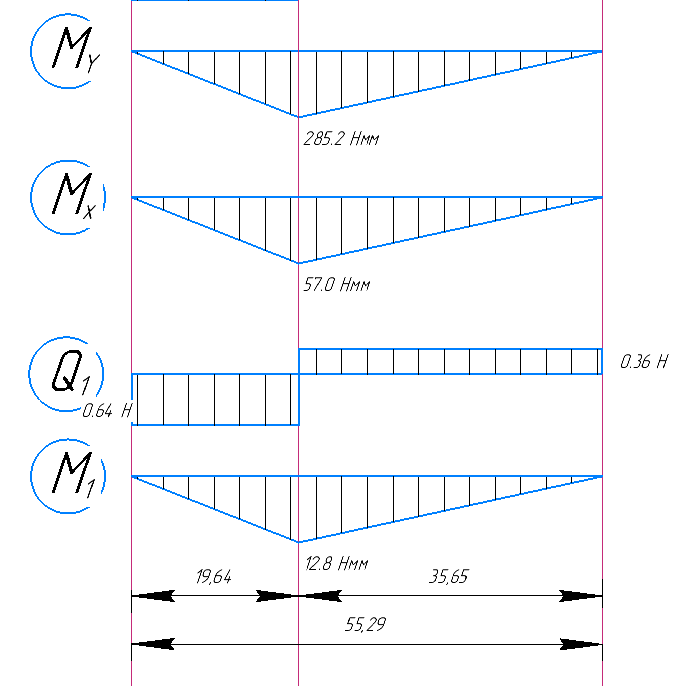
,

где расч – расчетное значение прогиба вала в местах установки деталей, передающих силы и моменты, мм;

[] – предельно допускаемое значение прогиба вала, мм.

Вычислим интеграл Мора, с помощью метода Верещагина.

МПа модуль упругости для стали.



В общем случае допускаемый прогиб принимают в пределах

,

где L – длина вала, мм. L = 55.3 мм.

Тогда примем:

Из условия:

Вывод: для общего случая допускаемый прогиб проходит, поэтому вал проходит критерий изгибной жесткости.

1. Расчет опоры качения вала V

Режим работы с динамической нагрузкой. При динамическом режиме работы, в результате многократного воздействия циклических нагрузок, происходит усталостное выкрашивание рабочих поверхностей подшипников. В этом режиме расчет ведется по динамической грузоподъемности.

23.1 Эквивалентная динамическая нагрузка

Эквивалентную динамическую нагрузку для однорядных радиальных и радиально-упорных подшипников определяют по формуле:

 ,

где V – коэффициент вращения;

(V=1 – вращение внутреннего кольца, V=1,2 – вращение наружного кольца),

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки;

Kσ – коэффициент безопасности, учитывающий динамические нагрузки;

Kt – температурный коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы на долговечность подшипника.

Так как не заданы условия эксплуатации, принимаем:

Вращается внутреннее кольцо, значит: V=1.

Для опоры А:

Тогда x = 1; y = 0;

P = Fr = RA = 8.5 Н

Для опоры В:

Тогда x = 1; y = 0;

P = Fr = RВ = 4.7 Н

23.1 Расчет цапфы на изгибную прочность

Где λ – коэффициент длины цапфы

Из рекомендаций λ = 0,5…1,2. Примем: λ = 1.

Для опоры А:

Для опоры B:

Таким образом цапфа длиной 2 мм подходит

Из опыта прошлого семестра выберу подшипники MF137 фирмы NTN из-за простоты крепежа и отсутствия чрезмерного запаса хода. [3] (179 стр.)



Рисунок 3. Схема подшипника

Таблица 3. Параметры подшипника MF137

|  |  |
| --- | --- |
| d (мм) | 7 |
| D (мм) | 13 |
| (мм) | 14.2 |
| B (мм) | 3 |
| (мм) | 0.6 |
| r (мин) | 0.15 |
|  | 13 |
| Номинальная радиальная грузоподъемность Н | 540 |
| Номинальная осевая грузоподъемность Н | 276 |
| Размер заплечиков вала (мм) | 8.0 – 8.2 |

23.2 Проверка подшипника по ресурсу

При подборе подшипников по динамической грузоподъемности используют эмпирическую зависимость:

,

,

где *L* и *L*h – долговечность в млн. оборотах или в часах, соответственно;

*С* - динамическая грузоподъемность, Н;

*Р* – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

*n* – частота вращения подвижного кольца, об/мин.

Для опоры Б:

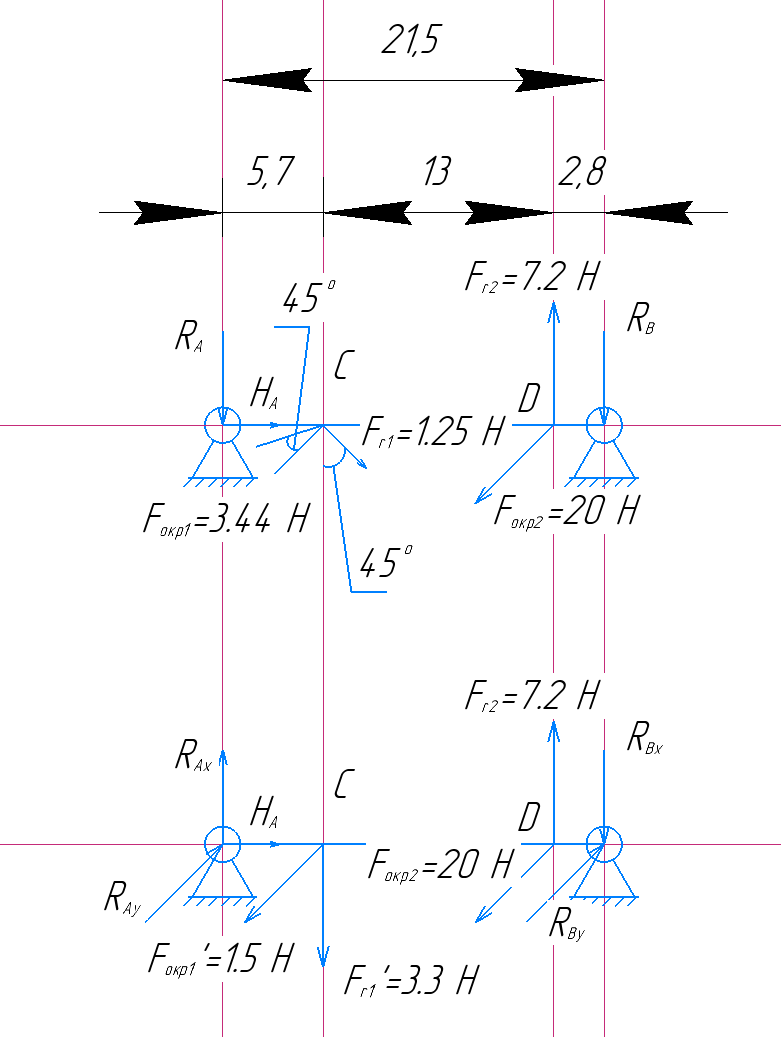
Для опоры А:

23.3 Расчет момента трения и КПД

f – коэффициент трения 0,001…0,002.

1. проверочный расчет вала IV на прочность

24.1 Нахождение сил нагружения



Силы действующие на колесо 6:

Учтем поворот на 45 градусов:

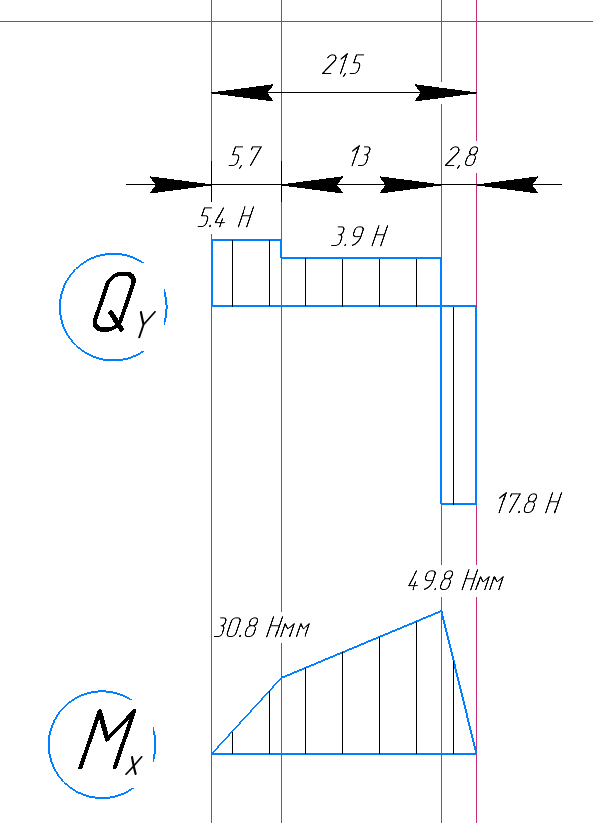
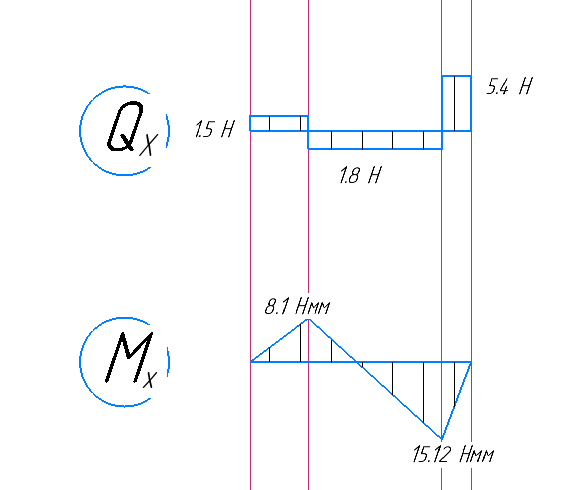
Силы действующие на колесо 7:

Найдем реакции опор

Проверка:

Проверка:

Рассчитаем результирующие силы, действующие на опоры:



Вывод: опасное сечение С, если выбранный вал подходит в этом сечении, то подойдет и в остальных

24.2 Расчеты

При известных значениях изгибающего и крутящего моментов в опасном сечении вала можно рассчитать приведенный момент по формуле:



Изгиб МПа

Чистое кручение МПа

Энергетическая теория прочности:

МПа

Выберем материал сталь 45, из предыдущих расчетов

Где n = 2 коэффициент запаса

Тогда внешний диаметр сечения вала:

Диаметр вала 4 мм выбран верно.

1. Расчет вала IV на изГибную жесткость

Недостаточная изгибная жесткость вала вызывает перекос зубчатых колес, а, следовательно, появление больших люфтов и в конечном итоге заклинивание передач. Поэтому диаметр вала также рассчитывается исходя из условия:

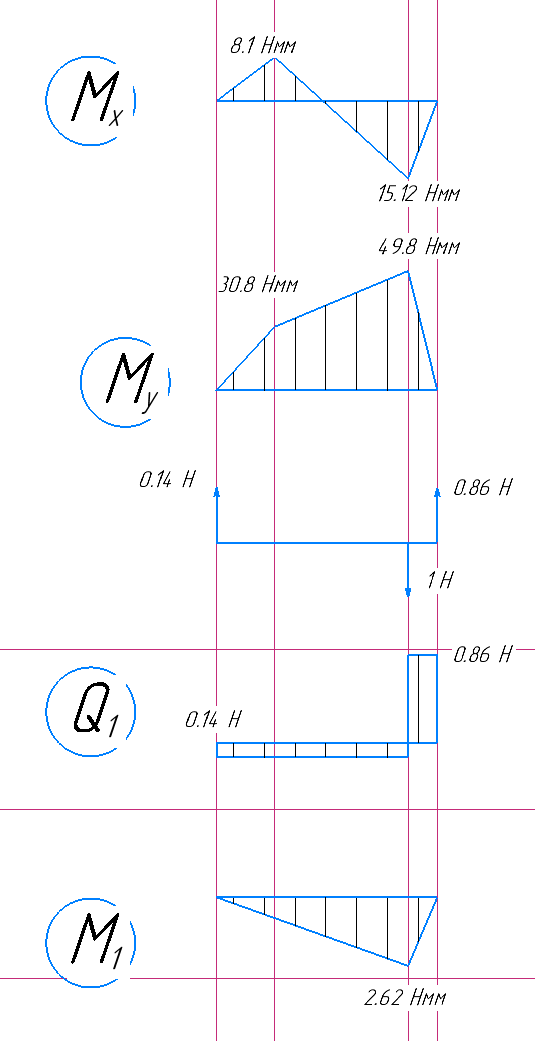
,

где расч – расчетное значение прогиба вала в местах установки деталей, передающих силы и моменты, мм;

[] – предельно допускаемое значение прогиба вала, мм.

Вычислим интеграл Мора, с помощью метода Верещагина.

МПа модуль упругости для стали 45.



В общем случае допускаемый прогиб принимают в пределах

,

где L – длина вала, мм. L = 21.5 мм.

Тогда примем:

Из условия:

Вывод: для общего случая допускаемый прогиб проходит, поэтому вал проходит критерий изгибной жесткости.

1. Расчет опоры качения вала IV

Режим работы с динамической нагрузкой. При динамическом режиме работы, в результате многократного воздействия циклических нагрузок, происходит усталостное выкрашивание рабочих поверхностей подшипников. В этом режиме расчет ведется по динамической грузоподъемности.

26.1 Эквивалентная динамическая нагрузка

Эквивалентную динамическую нагрузку для однорядных радиальных и радиально-упорных подшипников определяют по формуле:

 ,

где V – коэффициент вращения;

(V=1 – вращение внутреннего кольца, V=1,2 – вращение наружного кольца),

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки;

Kσ – коэффициент безопасности, учитывающий динамические нагрузки;

Kt – температурный коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы на долговечность подшипника.

Так как не заданы условия эксплуатации, принимаем:

Вращается внутреннее кольцо, значит: V=1.

Для опоры А:

Тогда x = 1; y = 0;

P = Fr = RA = 4 Н

Для опоры В:

Тогда x = 1; y = 0;

P = Fr = RВ = 18.6 Н

26.2 Расчет цапфы на изгибную прочность

Где λ – коэффициент длины цапфы

Из рекомендаций λ = 0,5…1,2. Примем: λ = 1.

Для опоры А:

Для опоры B:

Таким образом выбранная ранее цапфа 2 мм подходит.

Из опыта прошлого семестра выберу подшипники F 633 фирмы NTN из-за простоты крепежа и отсутствия чрезмерного запаса хода. [3] (179 стр.)



Рисунок 3. Схема подшипника

Таблица 3. Параметры подшипника F 633

|  |  |
| --- | --- |
| d (мм) | 3 |
| D (мм) | 13 |
| (мм) | 15 |
| B (мм) | 5 |
| (мм) | 1 |
| r (мин) | 0.15 |
|  | 13 |
| Номинальная радиальная грузоподъемность Н | 1300 |
| Номинальная осевая грузоподъемность Н | 485 |
| Размер заплечиков вала (мм) | 4.2 – 4.5 |

26.2 Проверка подшипника по ресурсу

При подборе подшипников по динамической грузоподъемности используют эмпирическую зависимость:

,

,

где *L* и *L*h – долговечность в млн. оборотах или в часах, соответственно;

*С* - динамическая грузоподъемность, Н;

*Р* – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

*n* – частота вращения подвижного кольца, об/мин.

Для опоры Б:

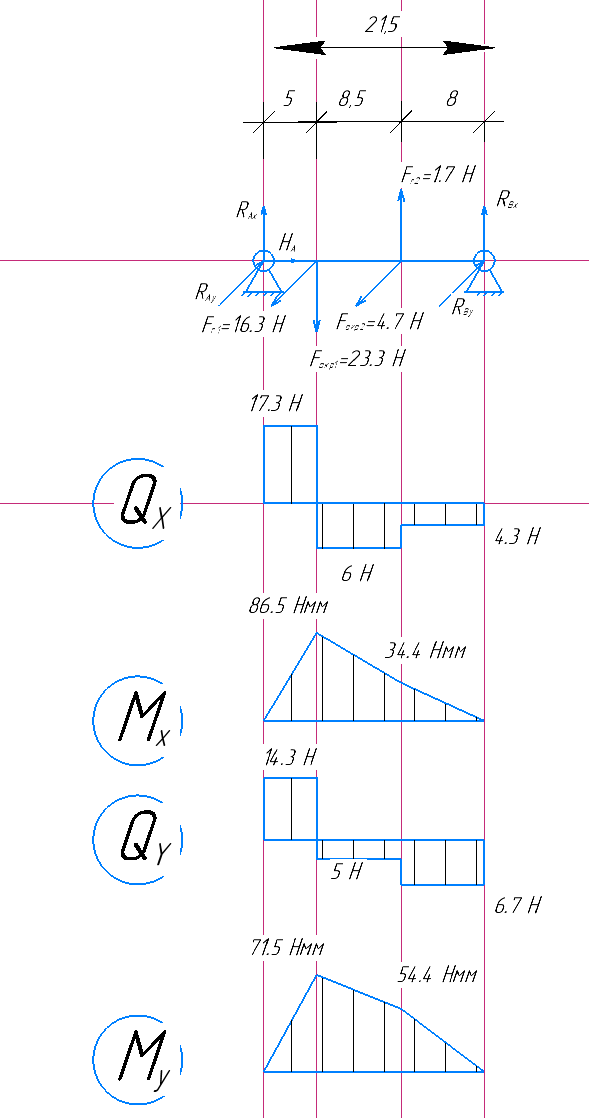
Для опоры А:

26.3 Расчет момента трения и КПД

f – коэффициент трения 0,001…0,002.

1. проверочный расчет вала III на прочность

27.1 Нахождение сил нагружения



Силы действующие на колесо 4:

Учтем поворот на 15 градусов:

Силы действующие на колесо 5:

Найдем реакции опор

Проверка:

Проверка:

Рассчитаем результирующие силы, действующие на опоры:

Вывод: опасное сечение С

27.2 Расчеты

При известных значениях изгибающего и крутящего моментов в опасном сечении вала можно рассчитать приведенный момент по формуле:



Изгиб МПа

Чистое кручение МПа

Энергетическая теория прочности:

МПа

Выберем материал сталь 45, из условия

Где n = 2 коэффициент запаса

Тогда внешний диаметр сечения вала:

Диаметр вала 4 мм выбран верно.

1. Расчет вала III на изГибную жесткость

Недостаточная изгибная жесткость вала вызывает перекос зубчатых колес, а, следовательно, появление больших люфтов и в конечном итоге заклинивание передач. Поэтому диаметр вала также рассчитывается исходя из условия:

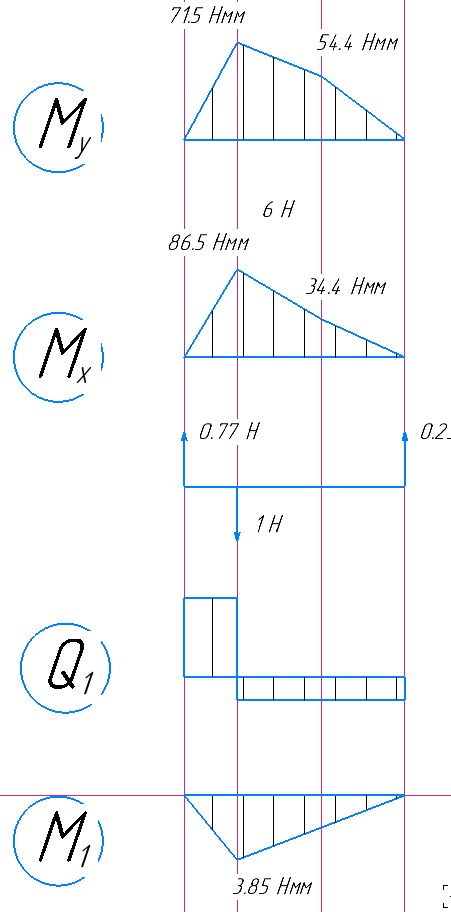
,

где расч – расчетное значение прогиба вала в местах установки деталей, передающих силы и моменты, мм;

[] – предельно допускаемое значение прогиба вала, мм.

Вычислим интеграл Мора, с помощью метода Верещагина.

МПа модуль упругости для стали.



Вывод: опасное сечение С

В общем случае допускаемый прогиб принимают в пределах

,

где L – длина вала, мм. L = 31.7 мм.

Тогда примем:

Из условия:

Вывод: для общего случая допускаемый прогиб проходит, поэтому вал проходит критерий изгибной жесткости.

1. Расчет опоры качения вала III

Режим работы с динамической нагрузкой. При динамическом режиме работы, в результате многократного воздействия циклических нагрузок, происходит усталостное выкрашивание рабочих поверхностей подшипников. В этом режиме расчет ведется по динамической грузоподъемности.

29.1 Эквивалентная динамическая нагрузка

Эквивалентную динамическую нагрузку для однорядных радиальных и радиально-упорных подшипников определяют по формуле:

 ,

где V – коэффициент вращения;

(V=1 – вращение внутреннего кольца, V=1,2 – вращение наружного кольца),

X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки;

Kσ – коэффициент безопасности, учитывающий динамические нагрузки;

Kt – температурный коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы на долговечность подшипника.

Так как не заданы условия эксплуатации, принимаем:

Вращается внутреннее кольцо, значит: V=1.

Для опоры А:

Тогда x = 1; y = 0;

P = Fr = RA = 22.4 Н

Для опоры В:

Тогда x = 1; y = 0;

P = Fr = RВ = 8 Н

29.2 Расчет цапфы на изгибную прочность

Где λ – коэффициент длины цапфы

Из рекомендаций λ = 0,5…1,2. Примем: λ = 1.

Для опоры А:

Для опоры B:

Выберу аналогичные четвертому валу подшипники



Рисунок 29.1. Схема подшипника

Таблица 3. Параметры подшипника F 633

|  |  |
| --- | --- |
| d (мм) | 3 |
| D (мм) | 13 |
| (мм) | 15 |
| B (мм) | 5 |
| (мм) | 1 |
| r (мин) | 0.15 |
|  | 13 |
| Номинальная радиальная грузоподъемность Н | 1300 |
| Номинальная осевая грузоподъемность Н | 485 |
| Размер заплечиков вала (мм) | 4.2 – 4.5 |

29.3 Проверка подшипника по ресурсу

При подборе подшипников по динамической грузоподъемности используют эмпирическую зависимость:

,

,

где *L* и *L*h – долговечность в млн. оборотах или в часах, соответственно;

*С* - динамическая грузоподъемность, Н;

*Р* – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

*n* – частота вращения подвижного кольца, об/мин.

Для опоры Б:

Для опоры А:

29.4 Расчет момента трения и КПД

f – коэффициент трения 0,001…0,002.

На II валу нагрузка меньше, размеры такие же. С достаточной точностью можно утверждать что выбранный вал 4 мм и подшипники F 633 на данный вал тоже подойдут

1. Расчет размерной цепи при сборе редуктора

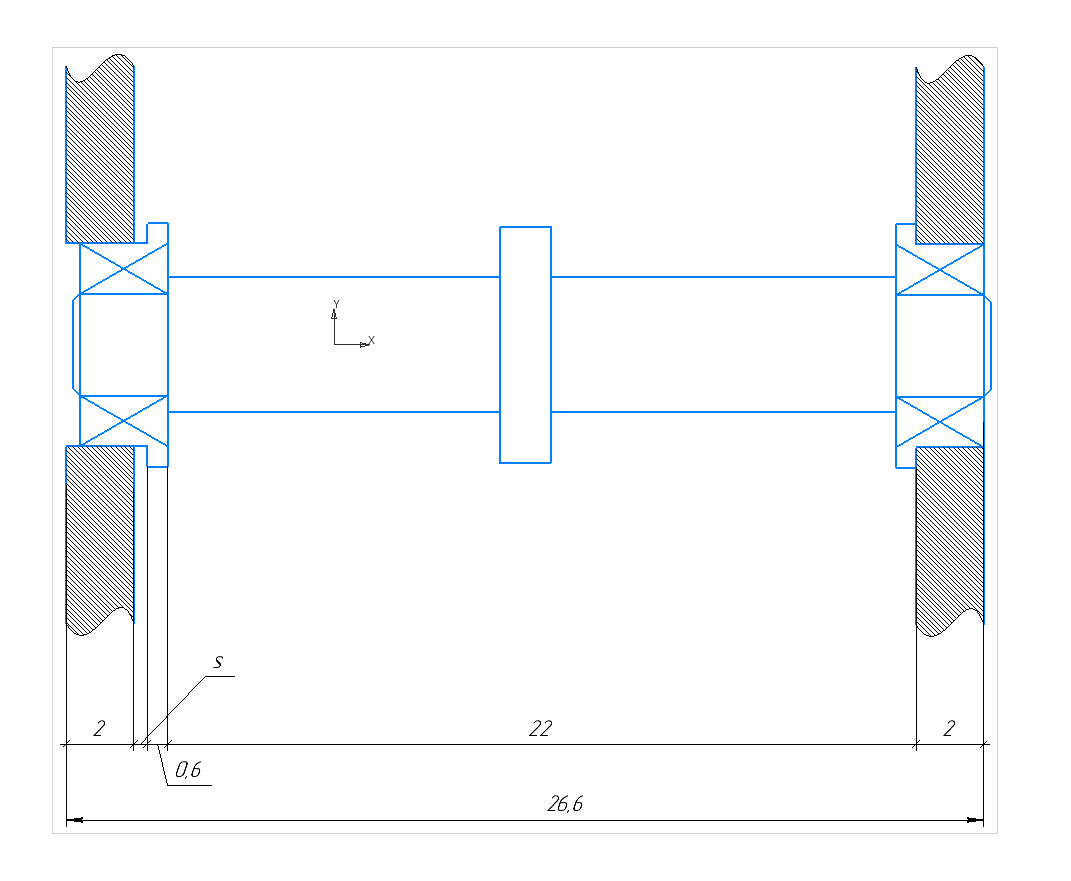


Рисунок 30.1 схема размерной цепи

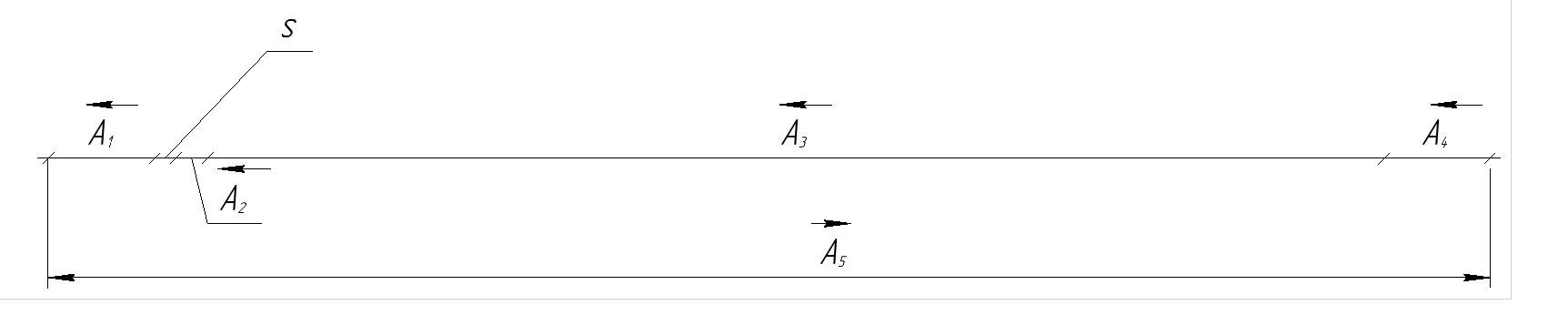


Рисунок 30.2 влияние размеров

Назначим зазор: мм

А1 = 2 мм – уменьшающее звено, i = 0.55

А2 =0.6 мм – уменьшающее звено, i = 0.55

А3 = 22 мм – уменьшающее звено, i = 1.31

А4 = 2 мм – уменьшающее звено, i = 0.55

А5 = 26,6 мм – увеличивающее звено, i = 1.31,

где i – значение единицы допуска.

Рассчитаем коэффициент k:

где

Тогда:

Данное значение соответствует восьмому квалитету.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | IT8, мкм | IT9, мкм |
| А1 = 2 мм | 14 | 25 |
| А2 = 0.6 мм | 14 | 25 |
| А3 = 22 мм | 33 | 52 |
| А4 = 2 мм | 14 | 25 |
| А5 = 26.6 мм | 33 | 52 |

Примем все размеры по IT8:

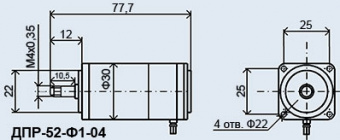
Условие выполняется, но есть запас, поэтому возьмем размеры А1 и А4 по IT9.

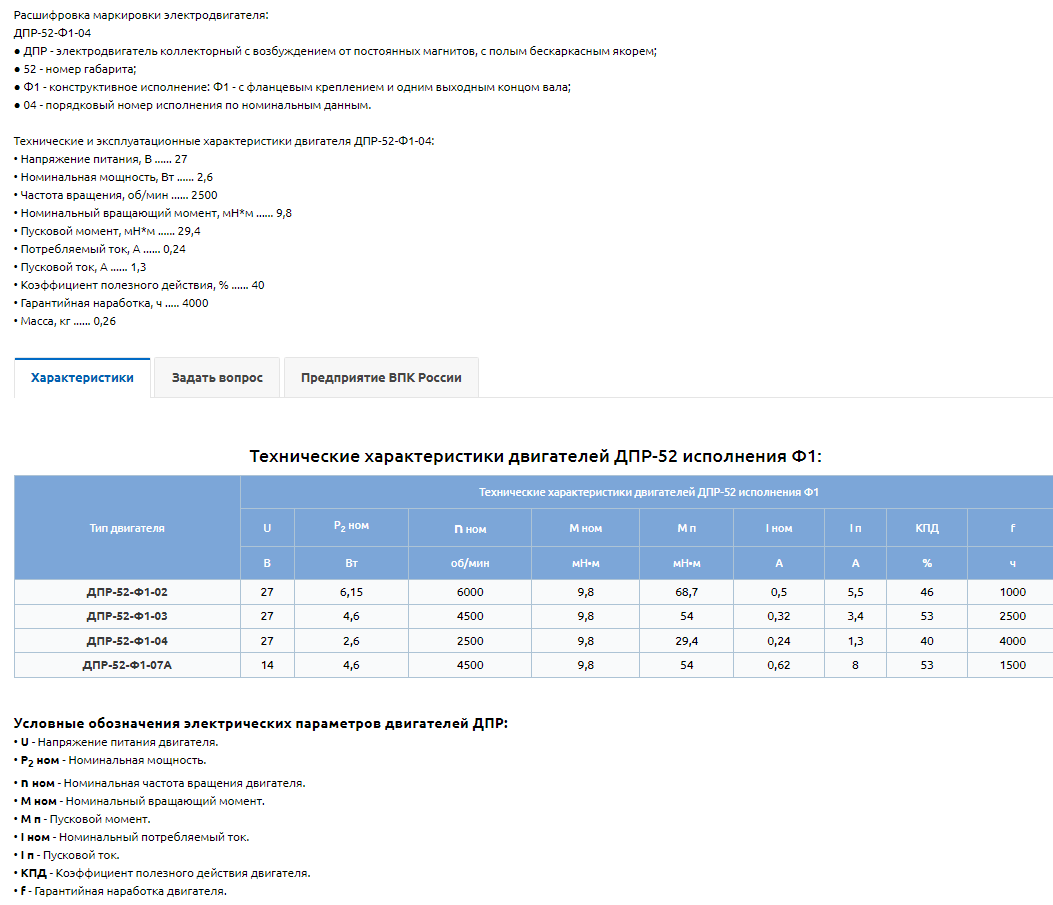
Тогда:

Назначим предельные отклонения:

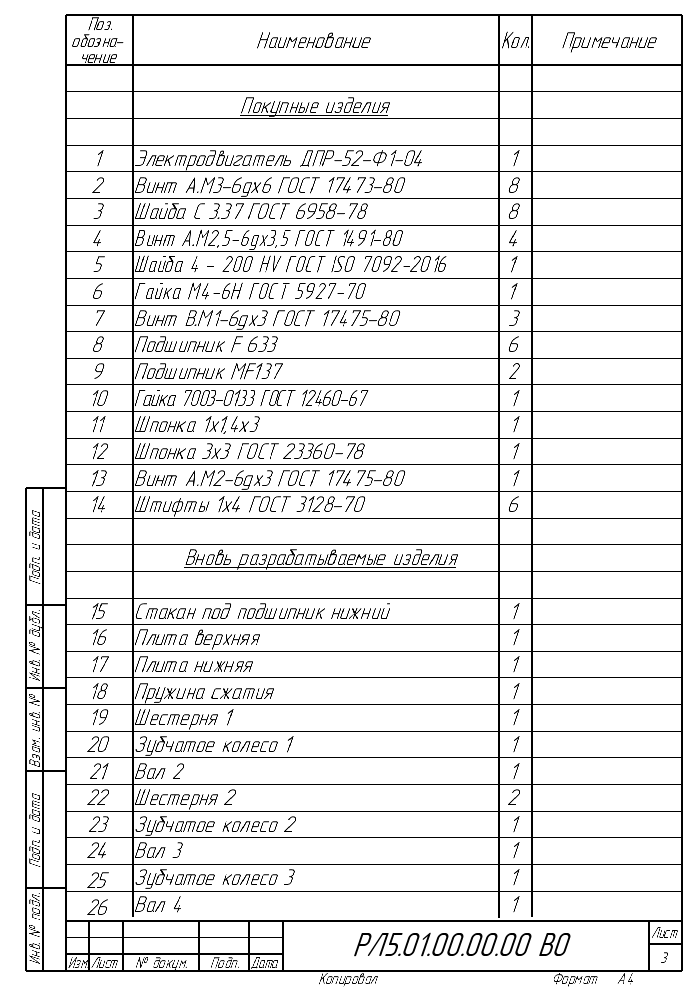
При полученных допусках на размеры будет гарантировано достигнут зазор 0,1..0,25 мм.

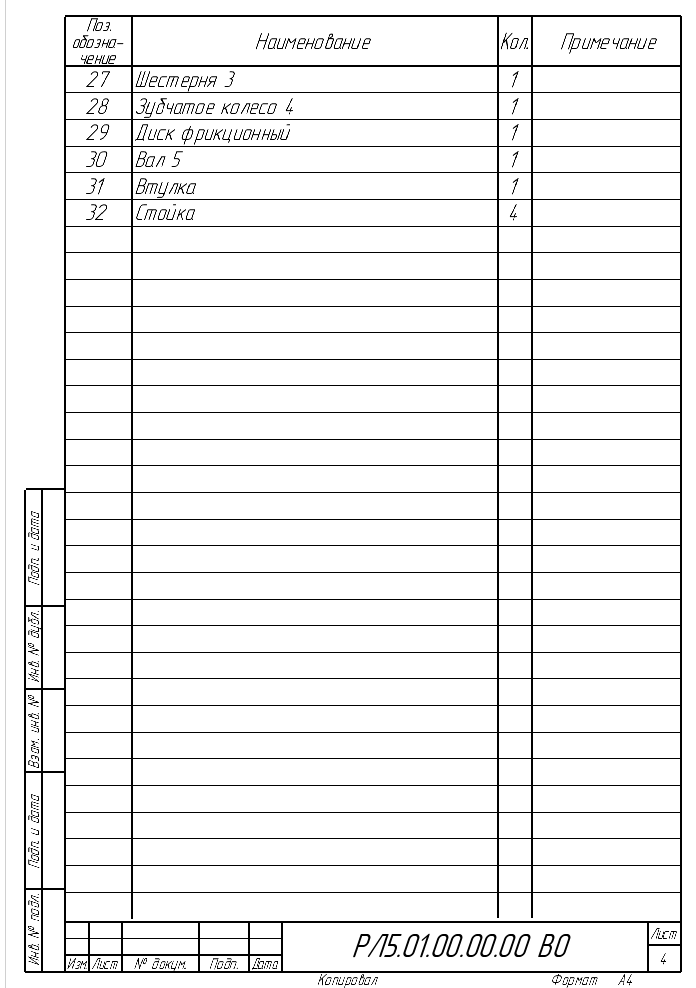
Приложение 1. Паспортные данные двигателя ДПР-52-Ф1-04



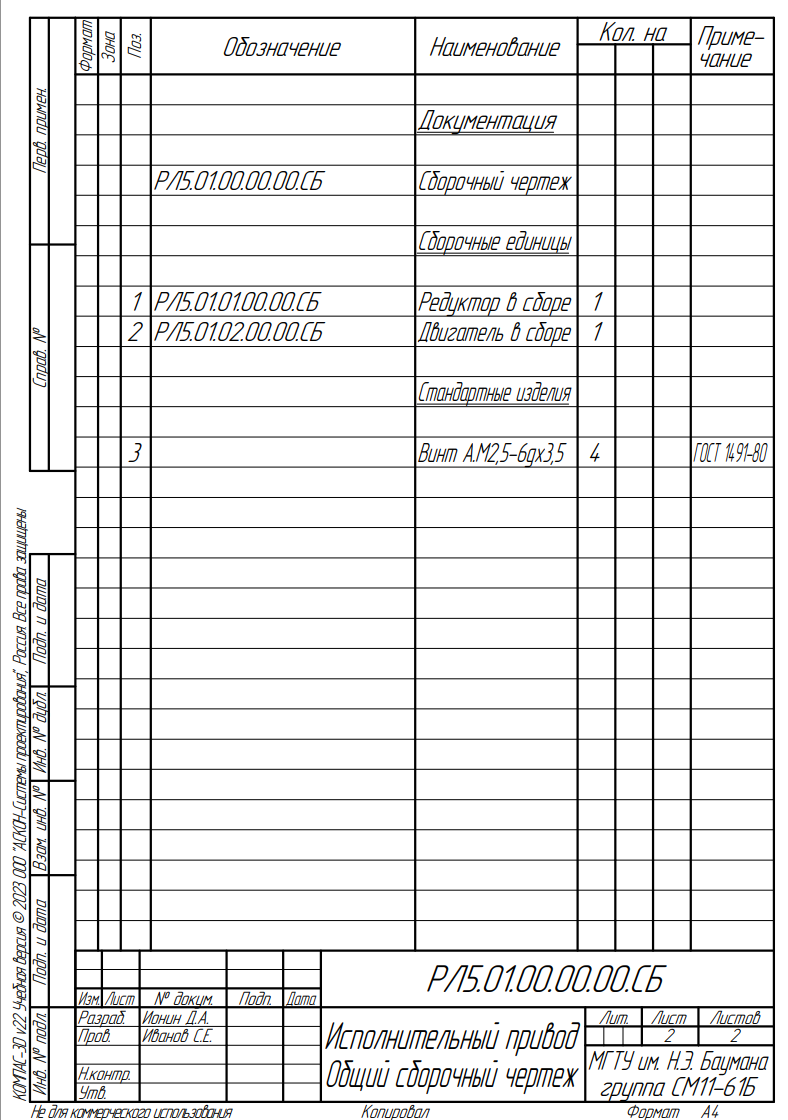


Приложение 2. спецификация общего вида

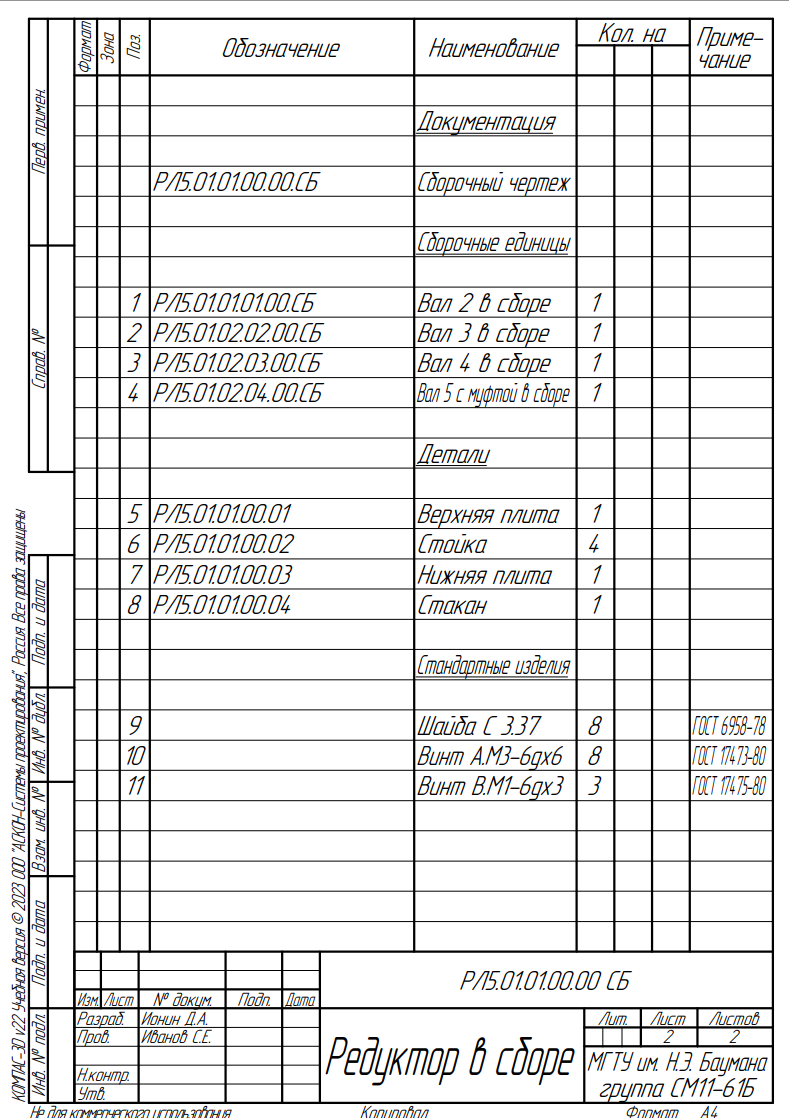




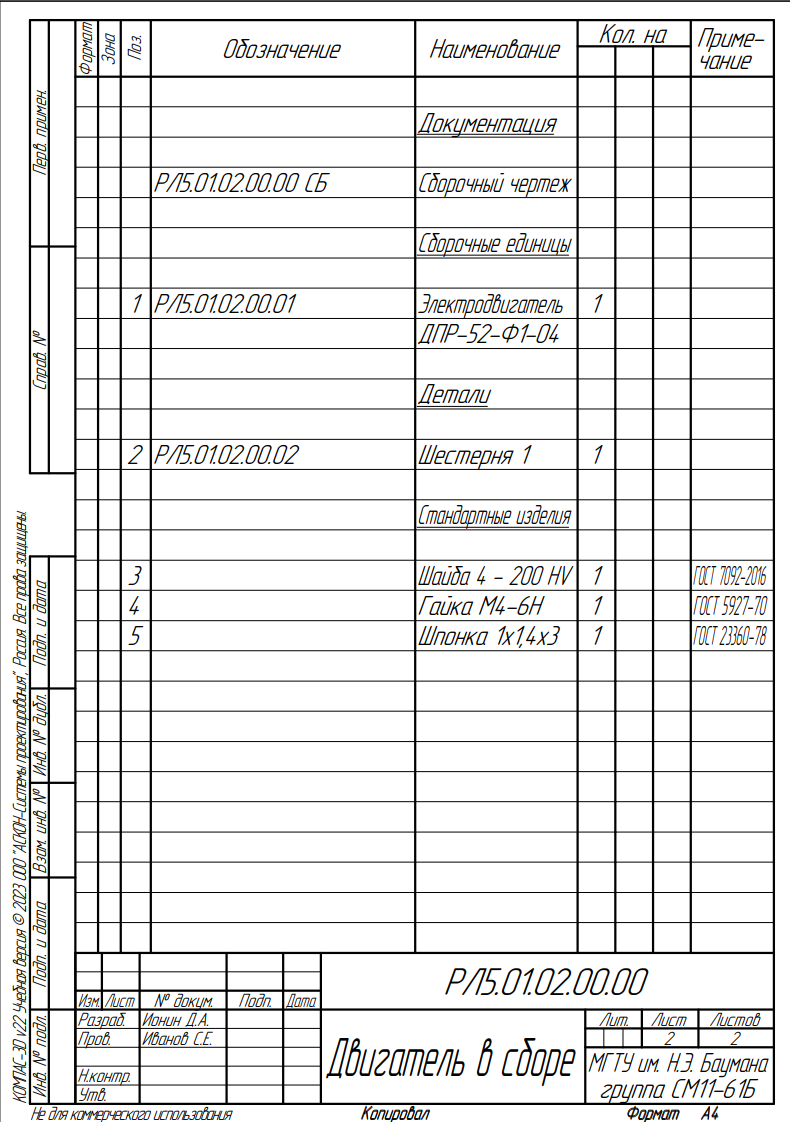
Приложение 3. спецификация общего сборочного чертежа



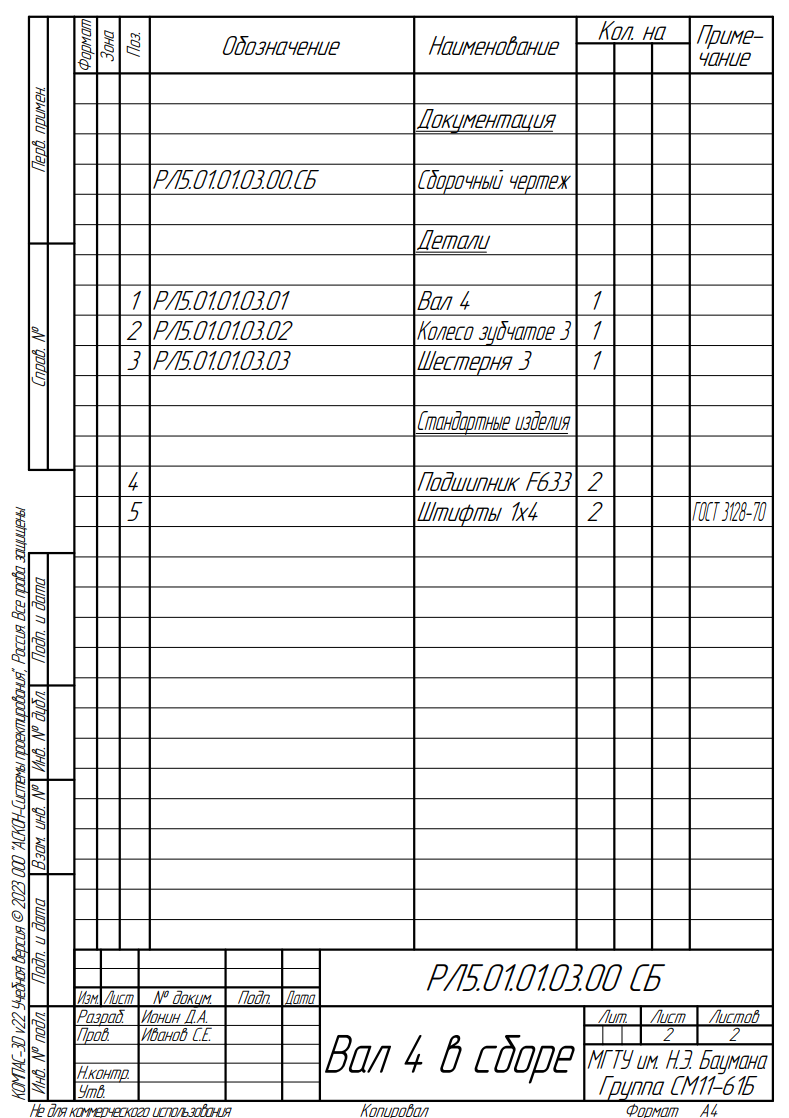
Приложение 4. спецификация редуктора в сборе



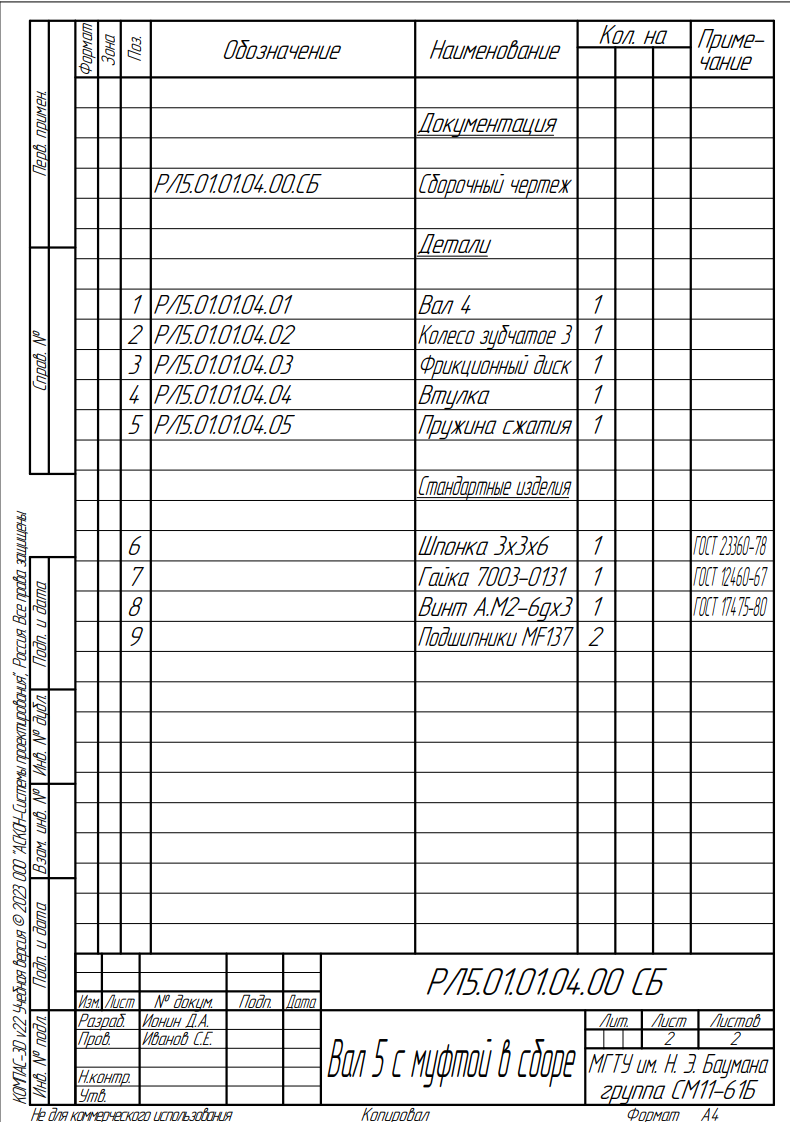
Приложение 5. спецификация двигателя в сборе



Приложение 6. спецификация вала 4 в сборе



Приложение 7. спецификация вала 5 в сборе



Список литературы

1. Кокорев Ю.А., Жаров В.А., Торгов А.М. Расчет электромеханического привода. Изд-во МГТУ, 1995, 132 с.
2. Технические характеристики двигателей ДПР-72 исполнения Ф1; ДПР-72-Ф1-03; сайт компании «Электроника и Связь, поставка электронных компонентов» URL: <https://eandc.ru/catalog/dpr-72-f1-03/>
3. RollingBearings.ru – каталог подшипников NTN (на сайте www.podshipnik.ru). - URL: <https://www.podshipnik.ru/upload/iblock/217/%D0%9F%D0%BE%D0%B4%D1%88%D0%B8%D0%BF%D0%BD%D0%B8%D0%BA%D0%B8%20%D0%BA%D0%B0%D1%87%D0%B5%D0%BD%D0%B8%D1%8F.pdf>
4. Буцев А.А., Еремеев А.И., Кокорев Ю.А. и др. Атлас конструкций ЭМП. Под ред. Тищенко О.Ф. Машиностроение, 1982.
5. Буцев А.А., Кокорев Ю.А., Потапцев И.С. Учебное пособие по расчету ЭМП для студентов вечернего отделения с примерами применения 1984.
6. Буцев А.А., Коваленко А.П., Котов А.Н. Проектирование приборных приводов. Изд-во МГТУ, 1988.
7. Коваленко А.П., Буцев А.А., Выбор исполнительных электродвигателей приборных устройств. МВТУ, 1981.
8. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование. Под ред. Тищенко О.Ф. Высш. Школа. 1982, ч.1, ч.2.
9. Пивораров В.Н., Шевцов Ю.А., Жаров В.А. Применение ЭВМ в курсовом проекте. МВТУ, 1985.