|  |  |
| --- | --- |
| 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](#_Toc159838364)

[Условие курсового проекта 3](#_Toc159838365)

[ЗАДАНИЕ № I 5](#_Toc159838366)

[Выбор прототипа 6](#_Toc159838367)

[Выбор двигателя 7](#_Toc159838368)

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***, **с-1** | 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 | По согласованию с преподавателем |
| Тип двигателя. | Выбирается самостоятельно |
| Характер производства | Единичный |
| Срок службы (не менее) | 500 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 500 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,



1.2.2. Анализ второго прототипа

Второй прототип имеет много недостатков, но в нем удачно выбран двигатель. Установка валов не учитывает принцип минимизации погрешности, накладывая дополнительные связи на конструкцию. Модуль передачи выходного вала маленький. На выходном валу сложное крепление в 2 подшипника в одну пластину. Все подшипники в конструкции разные.



1.2.3. Анализ третьего прототипа

Данная модель построена на одной плате, что негативно влияет на точность и сложность конструкции.



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-72-Ф1-03 [1]

Табл. 2. Паспортные данные двигателя **ДПР-72-Ф1-03**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Номинальная мощность | Pном | 18.5 Вт |
| Номинальные момент | Mном | 39.2 Нּмм |
| Пусковой момент | Mпуск | 245 Нּмм |
| Частота вращения выходного вала | nдв | 4500 об/мин |
| Момент инерции ротора | Jр | 7,8 ⋅ 10−6кгּм2 |
| Напряжение питания | U | 27 В |
| Срок службы (не менее) | Т | 1000 ч |
| Масса |  | 0.6 кг |

Вывод: выбранный двигатель ДПР-72-Ф1-03 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-72-Ф1-03 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 10, 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

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |
| 6 |  | 10 |

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 |
| № элементарной передачи | I | | II | | III | |
| Число зубьев | 20 | 120 | 20 | 160 | 20 | 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:

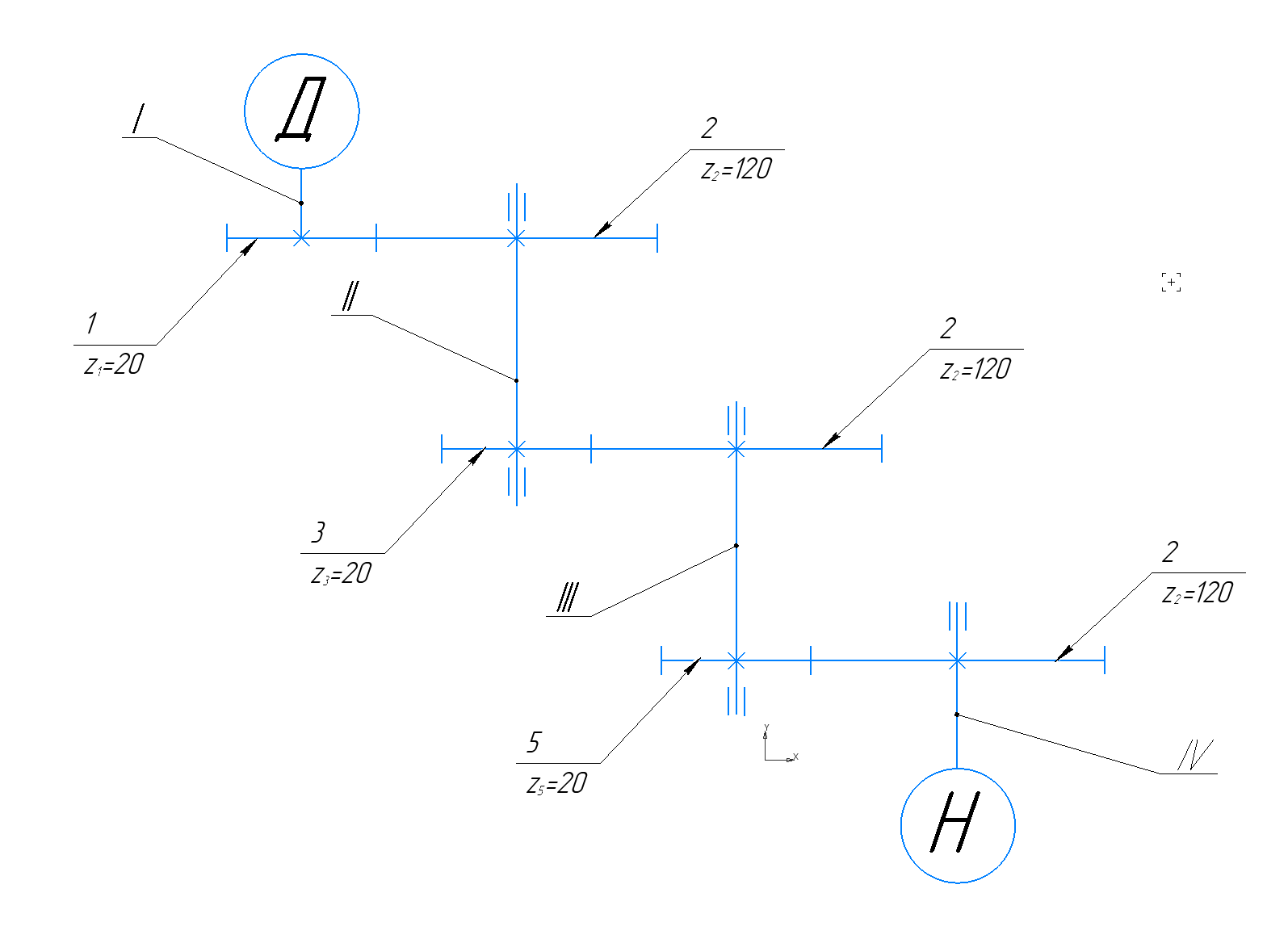


Рисунок 3.1. Кинематическая схема

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 45ХН, а в качестве материала для колёс — сталь 40Х (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 45Х | Сталь 35Х |
| Модуль упругости E, МПа |  | |
| Коэффициент линейного расширения α·10-6, 1/°C | 12 | |
| Плотность ρ, г/см3 | 7,8 | |
| Твёрдость | 𝐻𝐵1 = 217 | 𝐻𝐵1 = 197 |
| Термообработка | Закалка 860 C, масло, Отпуск 500 C, вода, | |
| Предел прочности σв, МПа | 1030 | 910 |
| Предел текучести σт, МПа | 835 | 735 |

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 = 500 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 |
| Yf | 4.15 | 3.75 | 4.15 | 3.75 | 4.15 | 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. (Использую комбинированный подход, при котором

): 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:

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/> (Дата обращения 29.02.2024).