|  |  |
| --- | --- |
| 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: «Специальное машиностроение»

Кафедра: «Робототехнические системы и мехатроника»

**РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**

***К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ***

***НА ТЕМУ:***

***«Рулевая машина»***

Студент **\_\_\_\_СМ7-61Б\_\_\_\_**  **\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_\_\_Соловцов М.А.\_\_**

(Группа) (Подпись, дата) (ФИО)

Руководитель курсового проекта **\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_**

(Подпись, дата) (ФИО)

Консультант **\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_**

(Подпись, дата) (ФИО)

Москва, 2024 г.

1. **Техническое задание**

**Область применения:** В системах автоматического управления летательными аппаратами (ЛА) в качестве силового исполнительного электромеханического агрегата для перемещения рулей ЛА и для их удержания в заданном положении.

**Технические требования:** Рулевая машина должна содержать элементы, указанные на структурной схеме (рис. 1). Технические параметры, конструктивные, технологические и другие требования - в соответствии с исходными данными.

**Стадии разработки:** Техническое предложение, эскизный проект, технический и рабочий проекты - в соответствии с объёмом и графиком выполнения курсового проекта.

**Схема и краткое описание:** Рулевая машина состоит из следующих основных узлов: электродвигателя, редуктора с предохранительной муфтой, элементов электрической схемы управления и выходного звена.

Приводным двигателем служит управляемый двигатель-генератор, от которого крутящий момент через редуктор передается на выходное звено, связанное непосредственно через кинематику или бустерное управление с соответствующим рулем летательного аппарата. Выходным звеном служит либо тросовый барабан, либо звездочка цепной передачи. Максимальный момент, развиваемый двигателем, ограничен муфтой пересиливания (предохранительной муфтой), встроенной в конструкцию редуктора. К элементам электрической 9 схемы управления относятся потенциометр обратной связи и концевые выключатели.

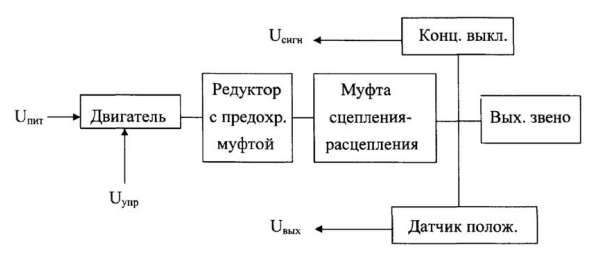


Рис. Структурная схема РМ.

**Исходные данные для проектирования:**

Скорость вращения выходного звена, *град/сек* ………………………...12

Максимальный момент на выходном звене, *Н\*м* ….…………………...22

Угол поворота выходного звена , *град* ………….…………………… ±70

Тип муфты……………………………...………………………. кулачковая

Тип и размеры выходного звена…………… звездочка D = 80 мм, Z =13

- РМ работает от источников питания: 200 В частотой 400 Гц; 27 В постоянного тока;

- ресурс безотказной работы - 2000 час. в течение 5 лет;

- производство - серийное;

- исполнение - О2.1;

- условия хранения - 2У3;

- мертвый ход выходного звена - не более 50 угл. минут;

- транспортировка - любым видом транспорта;

- в конструкторской документации должен быть предусмотрен контроль выходных механических параметров, сигнальных цепей, электрической прочности изоляции.

**Содержание графической части:**

Кинематическая схема РМ …. 1 лист формата А2;

Общий вид РМ ………………. 1 лист формата А1;

Сборочный чертеж РМ ……… 1 лист формата А1;

Габаритный чертеж ………….. 1 лист формата А2;

Чертежи сб. ед. и деталей …… 2 листа формата А1.

**Кроме общих позиций расчетно-пояснительная записка должна содержать:**

1. Расчет электромагнитной муфты сцепления;
2. Расчет мертвого хода выходного звена.
3. **Выбор двигателя ЭМП по мощности.**

Переведем частоту вращения выходного вала в рад/с:

ω = 12 град/с (по условию), то есть ώ = = 0.*209 рад/с*;

n = 2 об/мин;

В данном случае электрический двигатель может быть подобран по требуемой мощности, исходя из условия:

; .



Мощность на выходном валу (мощность нагрузки):

*P*н = *М*н ∙ ώн = 22 ∙ 0.209 = 4.608 Вт

Ориентируясь на цилиндрический зубчатый редуктор (во всех случаях используется цилиндрические прямозубые передачи), из указанного выше диапазона выбираем**: *η*0 = 0.8 .**

По характеру работы привода можно принять: **ξ  = 2**

Тогда расчётная величина, требуемой от двигателя мощности будет:

Рассчитаем уточненное значение расчетной мощности двигателя:

Пусть кол-во ступеней n=3

Пусть среднее передаточное отношение каждой ступени

Тогда общее передаточное отношение

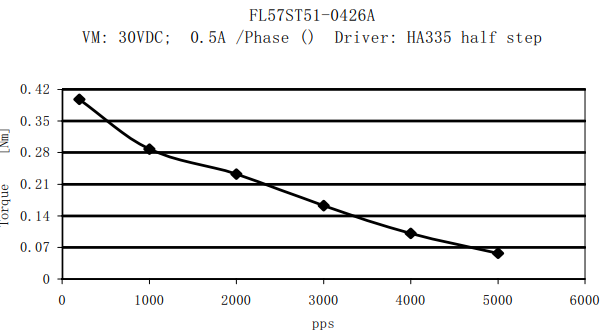
=

Тогда обороты на валу двигателя будет равно: nдв = ∙ n = 1024 об/мин

Угловая скорость равна: = πnдв/30 = 107 рад/с

Выбираем шаговый двигатель **FL57STH51–0426A**.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Model | Current  /Phase | Resistance  /Phase | Inductance  /Phase | Holding Torque  (Bipolar) | # of  Leads | Rotor Interia | Weight | Detent  Torque | Length |
|  | A | Ω | mH | Kg∙cm | # | g-cm2 | kg | g-cm | mm |
| FL57STH51–0426A | 0.42 | 29 | 36 | 4.97 | 6 | 110 | 0.60 | 0.42 | 51 |



При = 107 рад/с крутящий момент M = 0.12 Н\*м

Рассчитаем уточненное значение номинальной мощности двигателя:

*P*дв.ном=*М*дв.ном∙ωдв.номВт

Проверка условия выбора двигателя по мощности, показывает, что двигатель **FL57STH51–0426A** подходит.

Коэффициент запаса по мощности равен:

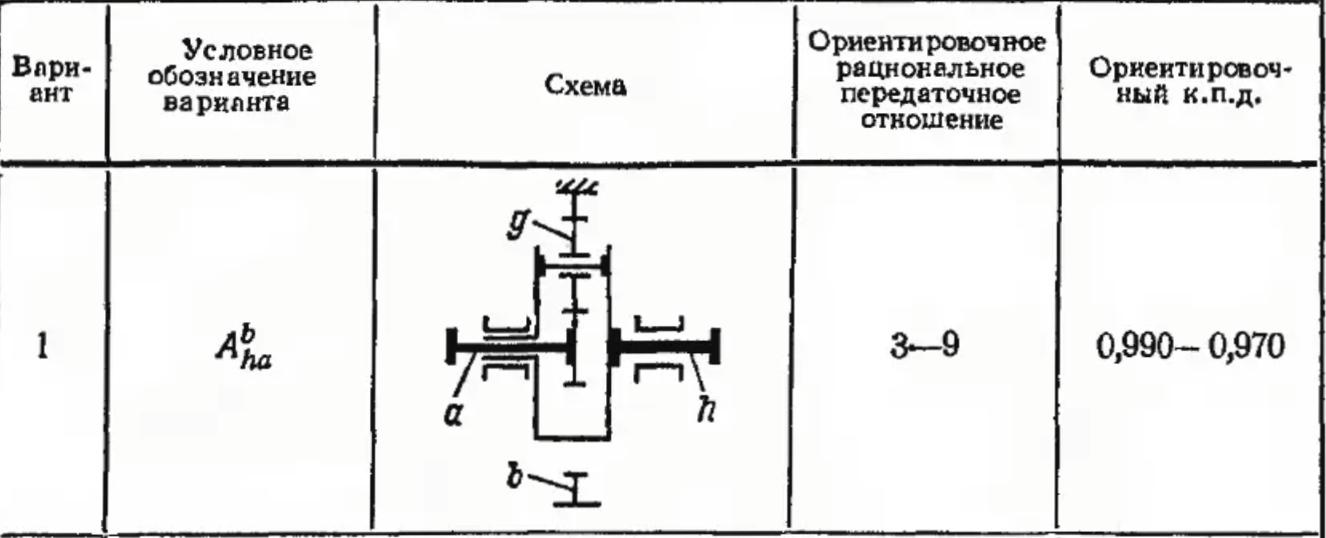
*n* = *Рд*в.ном/(*Р*дв)р 1.1146

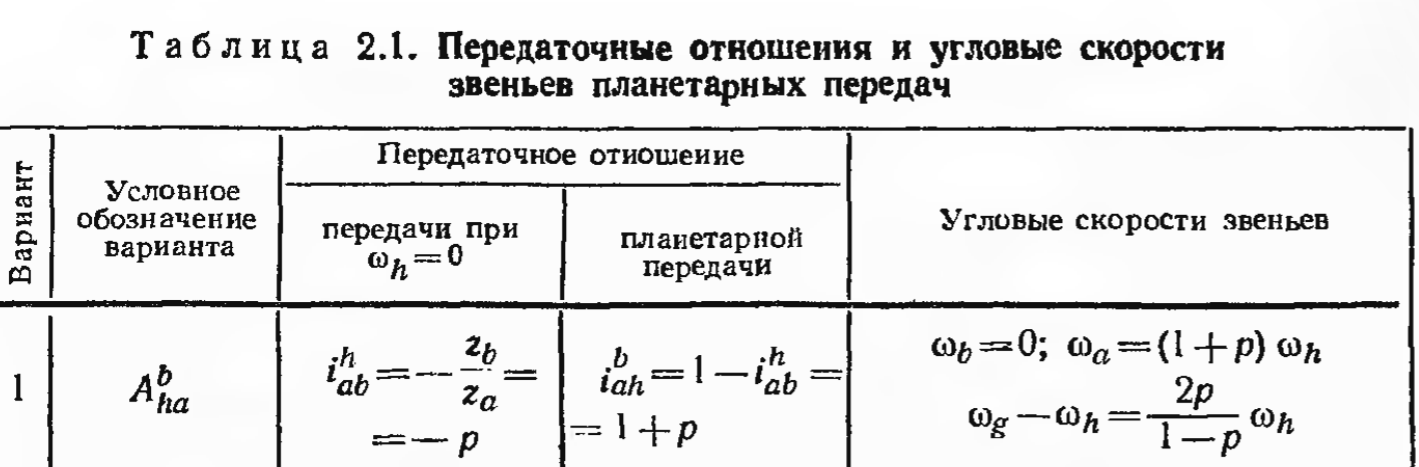
Поскольку в условии нет специальных указаний, то значение коэффициента запаса можно считать достаточным, а поставленную задачу решенной.

1. **Расчет редуктора.**

**Кинематический расчёт планетарной передачи**

будем использовать:





**Выбор числа зубьев**

Число зубьев солнечного колеса, сателлитов и коронного колеса

Пусть = 18 — число зубьев *солнечного колеса*;

= ( – 1) = 18 ⋅ (8 – 1) = 126 — число зубьев *коронного колеса*;

Условие соосности:

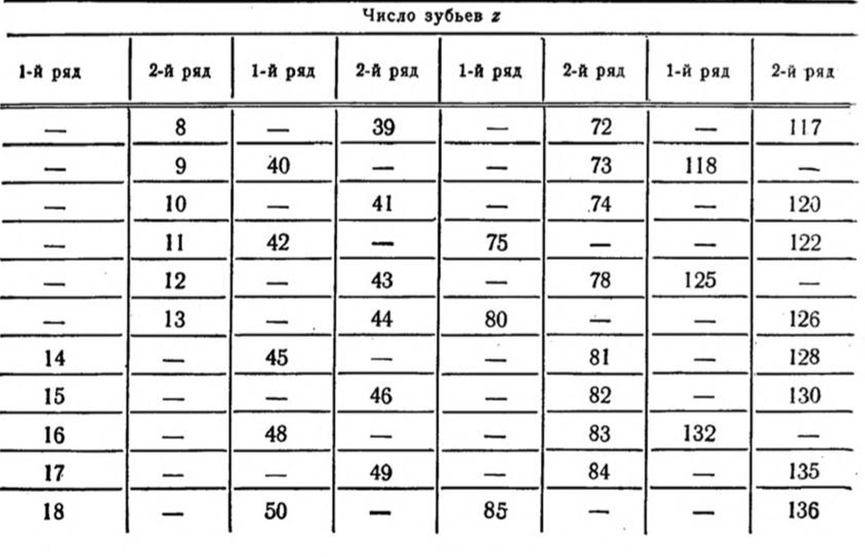
= + 2

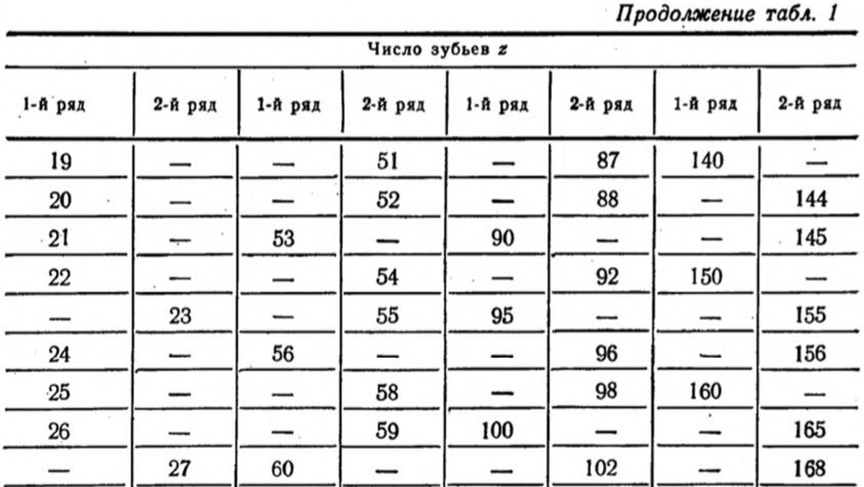
Разделим левую и правую части на модуль m

= + 2

= (126 – 18)/2 = 54 — число зубьев *сателлитов*;

Все количества зубьев соответствуют 1-му и 2-му рядам.





Условие соседства:

Число сателлитов К должно быть равно:





Берем K = 3;

+ 2 < ( + ) sin ()

54 + 2 < (54 + 18) 0,87

56 < 62,35 — выполняется

Условие сборки:

( + ) / K = C — целое число,

где K — количество сателлитов

(126 + 18) / 3 = 48 — выполняется

Передаточное отношение каждой ступени:

= 1 + /= 1 + 126/18 = 8

Общее передаточное отношение: = 8 8 8 = 512

Погрешность составит:

%

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Колесо | Солнечное | Сателлит | Эпицикл |
| № Ступени |  | I |  |
| Число зубьев | 18 | 126 | 54 |
| № Ступени |  | II |  |
| Число зубьев | 18 | 126 | 54 |
| № Ступени |  | III |  |
| Число зубьев | 18 | 126 | 54 |

**Силовой расчёт планетарной передачи**

Ориентировочный КПД планетарной передачи: *η*п = 0.98

КПД подшипников качения опор: *η*= 0.995

H·м

  H·м

  H·м

H·м

0.0463 H·м < 0.12 H·м

Момент М1a = 0.0463 H·м преодолевается пусковым моментом двигателя Мпуск = 0.11 H·м

**Выбор материалов колеса и шестерни**

Сталь 45 – популярный материал для изготовления деталей механизмов, требующих повышенной прочности и износостойкости.

Выбираем СТ45 :

*k0ш = 0.26\*0.31 кгс/мм2*

*k0к = 0.26\*0.384 кгс/мм2*

*ψd1 = 2\* \* 0.15 = 2\* \* 0.15 = 0.35*

*d1a = = = 11.345*

m ≥ мм

Назначим *m* из стандартного ряда для всех колес:

mсолнц = 1 мм

mсателл = 1 мм

mэпиц = 1 мм

**Геометрический расчет кинематики ЭМП**

*Формулы для расчета параметров зубчатых передач*

*“+”* - для внешнего зацепления.

*“-”* - для внутреннего зацепления.

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметр  Колесо | z | мм | мм | df = m(z-2(1+c\*)) мм | *b*  *мм* | *а*  *мм* |
| Солнечное | 18 | 18 | 20 | 15.3 | 16 | - |
| Сателлит | 54 | 54 | 56 | 51.3 | 14 | 36 |
| Эпицикл | 126 | 126 | 128 | 123.3 | 14 | 90 |

1. **Проверочные расчеты.**

**Уточненный силовой расчет и проверка выбора двигателя.**

*ηподш = 0.995*

*ηц* – КПД цилиндрической прямозубой передачи.

*f* – коэффициент трения, для закаленной стали *f = 0.06*

*εj* – коэффициент перекрытия; *εj  = 1.5*

*С* – коэффициент нагрузки;

Расчет начинаем с сателлита на выходной ступени редуктора:

Двигатель подходит по критическому статическому моменту вала двигателя.

В шаговом двигателе , поэтому условие - выполняется;

**Двигатель выбран верно.**

**Проверочный расчет на точность**

Целью данного расчета является определение общей погрешности кинематической цепи ΔΣ. Общая погрешность кинематической цепи находится как сумма кинематической погрешности и погрешности мертвого хода цепи. Таким образом, проверяемое условие при расчете будет выглядеть как:

*Выбор степени точности:*

Наиболее часто используют зубчатые передачи 6-й, 7-й и 8-й степени точности. Назначим 7 степень точности.

*Выбор вида сопряжения:*

Вид сопряжения и допуск на боковой зазор для нерегулируемой передачи назначают независимо от степени точности. При этом учитывают допустимый мертвый ход, изменение размеров из-за колебаний температуры, окружные скорости колес, коэффициенты линейного расширения материалов, наличие смазки.

Назначим вид сопряжения G.

**Минимальное** значение кинематической погрешности зубчатых колес:

Ks – коэффициент фазовой компенсации.

- допуск на кинематическую погрешность шестерни и колеса соответственно.

Fp – допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса (шестерни);

ff – допуск на погрешность профиля зуба.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Ks | Fp1 (солнечная шестерня) | Fp2 (сателлит) |  |  |
| II-II = 4 | 0.75 | 24 | 42 | 9 | 49.5 |
| III-III = 4 | 0.75 | 24 | 42 | 9 | 49.5 |
| IIII-IV = 4 | 0.75 | 24 | 42 | 9 | 49.5 |
| IIV-V = 4 | 0.75 | 24 | 42 |  |  |

**Максимальное** значение кинематической погрешности зубчатого колеса.

K – коэффициент фазовой компенсации;

E∑M – приведенная погрешность монтажа

E2M  =

er – монтажное радиальное биение зубчатого колеса.

ei – допуск на погрешность, создающий первичное радиальное биение.

α – угол исходного профиля зуба колеса.

Примем для солнечной шестерни er = 20 мкм для сателлита er = 10 мкм.

E∑M1 = 20 ∙ tg 20° = 7.28 мкм

E∑M2 = 10 ∙ tg 20° = 3.64 мкм

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | K |  |  |  |
| *iI-II = 8* | 0.97 | 33 | 31 | 92.8 |
| *iII-III = 8* | 0.97 | 33 | 31 | 92.8 |
| *iIII-IV = 8* | 0.97 | 33 | 31 | 92.8 |

Перевод погрешности в угловые минуты.

d2 – диаметр колеса

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |
| 1-2 | 24.4 | 50.5 |
| 3-4 | 24.4 | 50.5 |
| 5-6 | 12.2 | 25.3 |

Для последней пары:

Φ = 180° => Kφ  = 0.5

- передаточный коэффициент j-й элементарной передачи.

*ij-B* - передаточное отношение кинематической цепи между выходным валом j-й передачи и приводом.

# **Расчет погрешности мертвого хода**

Минимальное значение мертвого хода:

- минимальное значение гарантированного бокового зазора;

α – угол профиля исходного контура;

β – угол наклона боковой стороны профиля.

α = 20°

Для сопряжения G, имеем:

Максимальное значение мертвого хода:

– наименьшее смещение исходного контура шестерни и колеса

- допуск на смещение исходного контура шестерни и колеса соответственно;

– радиальные зазоры в опорах шестерни и колеса соответственно.

Коэффициенты для заданного типа сопряжения:

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | ,мкм | ,мкм | ,мкм | ,мкм | *,*мкм | ,мкм |
| 1 - 2 | 16 | 18 | 23 | 32 | 11 | 55,71 |
| 1' – 2' | 16 | 18 | 23 | 32 | 11 | 55,71 |
| 1'' – 2'' | 16 | 18 | 23 | 38 | 11 | 55,71 |

Определение угловой погрешности мертвого хода:

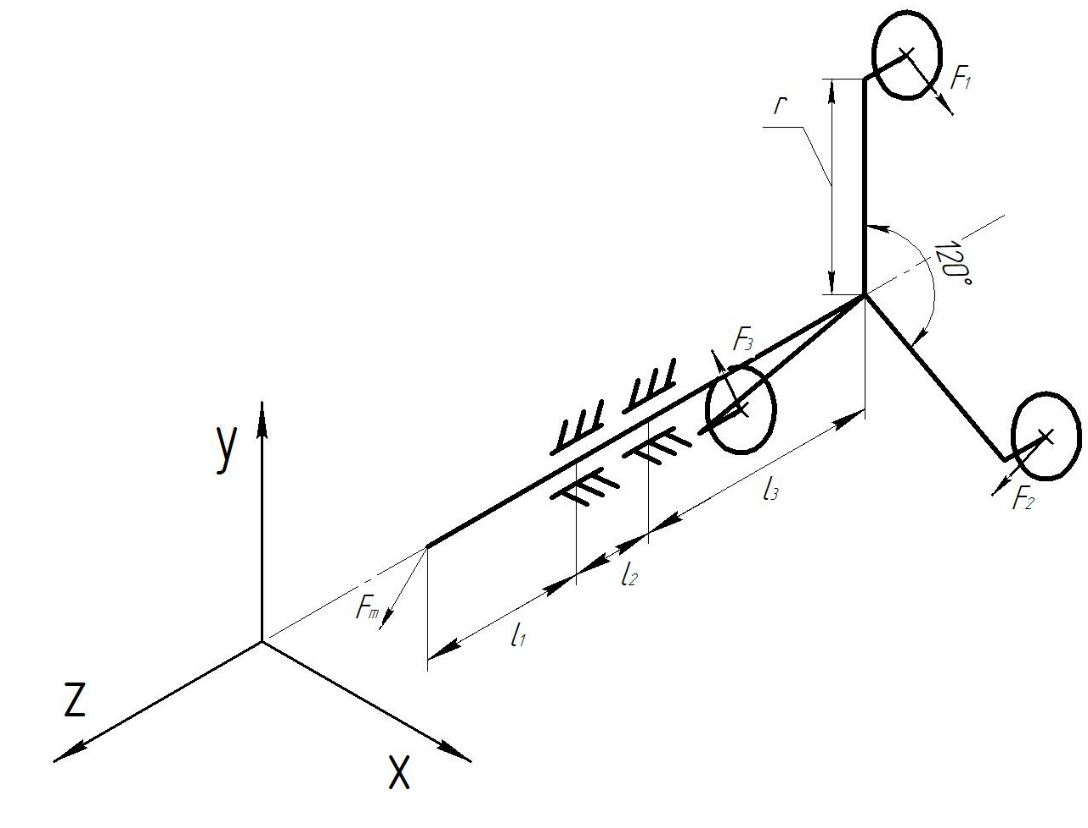
Результаты перевода в угловые минуты:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  |  |  |
| 1 - 2 | 4.25 | 34.84 |
| 1' – 2' | 4.25 | 34.84 |
| 1'' – 2'' | 4.25 | 34.84 |

- Суммарная погрешность

По условию точность отработки не должна быть хуже 30’.

Так как , делаем вывод – **редуктор обеспечивает заданную точность.**

1.  **Расчет вала и опор.**

*l1 = 8.5 мм*

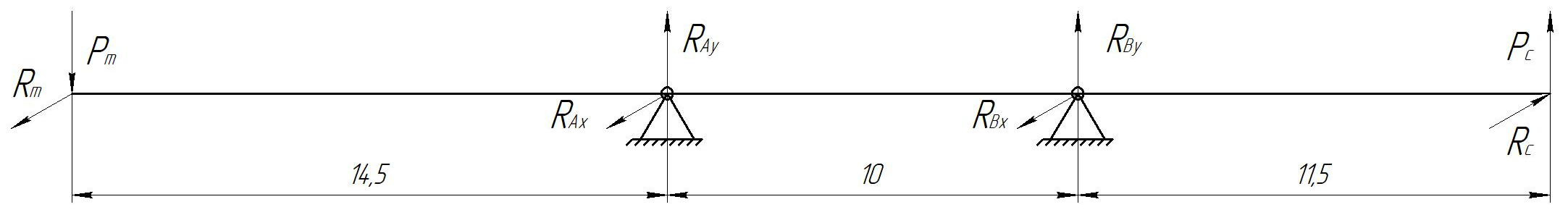
*l2 = 10 мм*

*l3 = 11.5 мм*

*r = 47 мм*

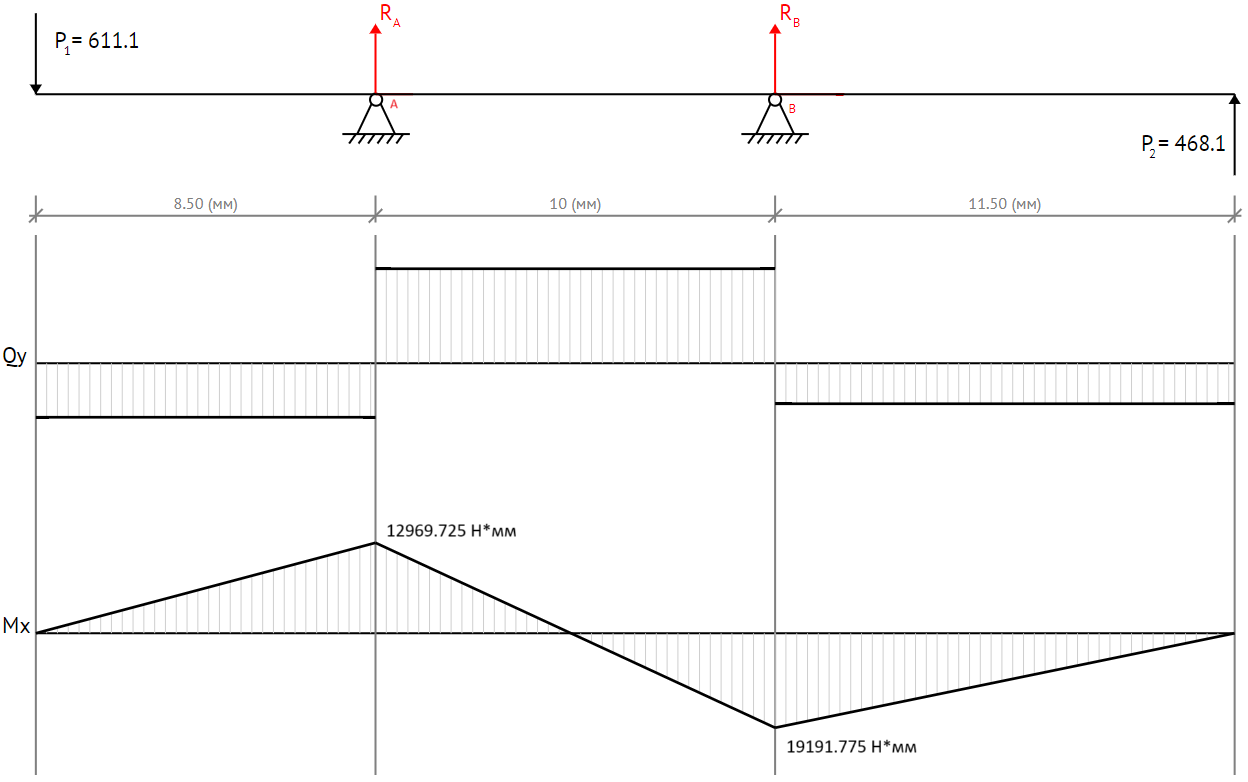
На выходной вал практически не действуют осевые силы, поэтому в расчете они не рассматриваются. Также силы F1, F2, F3 и Fm можно заменить эквивалентными реакциями и силами.

**Расчёт вала на изгибную прочность**



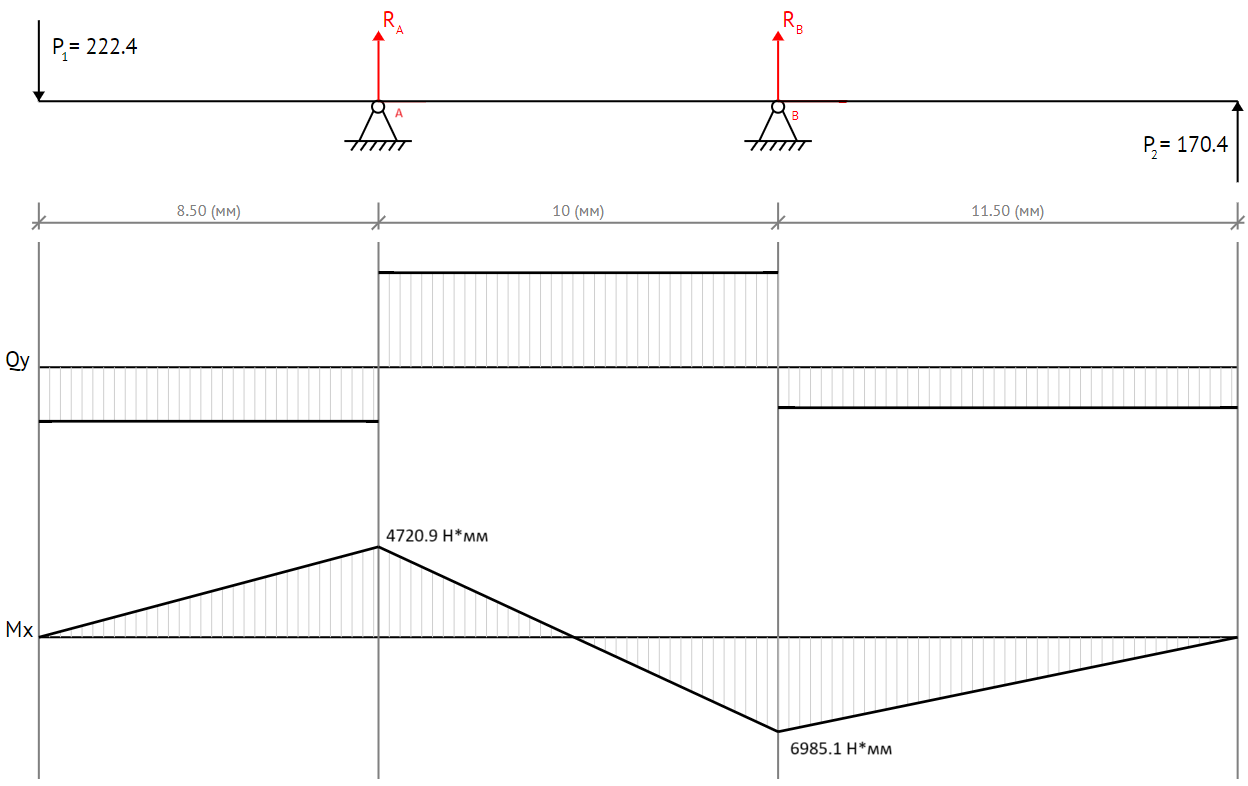
Тангенциальная сила:

Радиальная сила:

**

Расчет вала в плоскости Oxz:

Проверка:



Расчет вала в плоскости Oyz:

Проверка:

Реакции в опорах:

Изгибающий момент:

Приведенный момент:

Диаметр вала :

Выберем диаметр выходного вала редуктора равным **12 мм**.

**Расчёт вала на крутильную прочность**

Примем коэффициент запаса n=1.5

Материал вала: сталь 40

σ-1=250 МПа

= = 166.6 МПа

= 0.58∙166.6=96.6 МПа

22000 Нмм

= = 11.31 мм

**Условие крутильной жесткости**

[φ] = 10'

Расчет будем вести с учетом того, что по всей длине вала (30 мм) действует постоянный крутящий момент, равный 22000 Н·мм.

*,*

где – допускаемое значение угла закручивания валика, угл.мин.

*G* – модуль упругости второго рода, ( - для черных металлов) ;

Из условий крутильной жесткости и прочности также следует, что диаметр выходного вала, равный **12 мм**, подходит.

# **Расчет подшипника**

***n*** = 2 об/мин – частота вращения вала,

***L***h = 10000 часов долговечность,

***d*** = 12 мм – предварительно рассчитанный диаметр вала.

Так как ***n*** > 1 об/мин, то подбор подшипника нужно вести по динамической грузоподъемности.

.

Основные расчетные формулы:

;

.

Радиальная сила, воспринимаемая подшипником Fr равна и составляет , а осевая нагрузка отсутствует, следовательно, можно выбрать радиальный подшипник.

Так как не заданы условия эксплуатации, принимаем:

– кратковременные перегрузки до 150% от расчетной нагрузки;

– рабочая температура ШП;

Вращается внутреннее кольцо, значит: *V*=1.

По таблице находим значения коэффициентов: ***Х***=1; ***Y***=0.

Тогда:

P = 1·1.5·1.1·,

,

По каталогу с учетом, что ***d***ц = 12 мм, выбираем подшипник

**1201 ГОСТ 28428-90**

***C*** = 5600 H, ***C***о = 1660 H.

Проверка расчетного условия показывает, что **данный подшипник подходит**:

*C*р = 3113.8 < 5600 = *C*.

1. **Расчет предохранительной муфты.**

**Кулачковая предохранительная муфта**

Муфта самоуправляемая, состоит из двух элементов конструкции с кулачками на соприкасающихся торцевых поверхностях. Кулачки в данном случае – трапецеидальные выступы с углом наклона β (сечение Г–Г) небольшой высоты. В качестве левой полумуфты может использоваться ступица зубчатого колеса 4, или другая подобная деталь, а правая часть представляет собой барабан из деталей 3 и 2 с несколькими винтовыми пружинами сжатия 5.

Муфта работает следующим образом: крутящий момент с вала 1 через призматическую шпонку 9 передается на обе части 2 и 3 барабана и через сцепленные кулачки полумуфт на зубчатое колесо 4. В случае увеличения нагрузки на колесе 4 выше допустимой осевая составляющая *F*a нормальной силы от передаваемого момента превышает силы предварительного сжатия винтовых пружин в барабанах и происходит их сжатие.

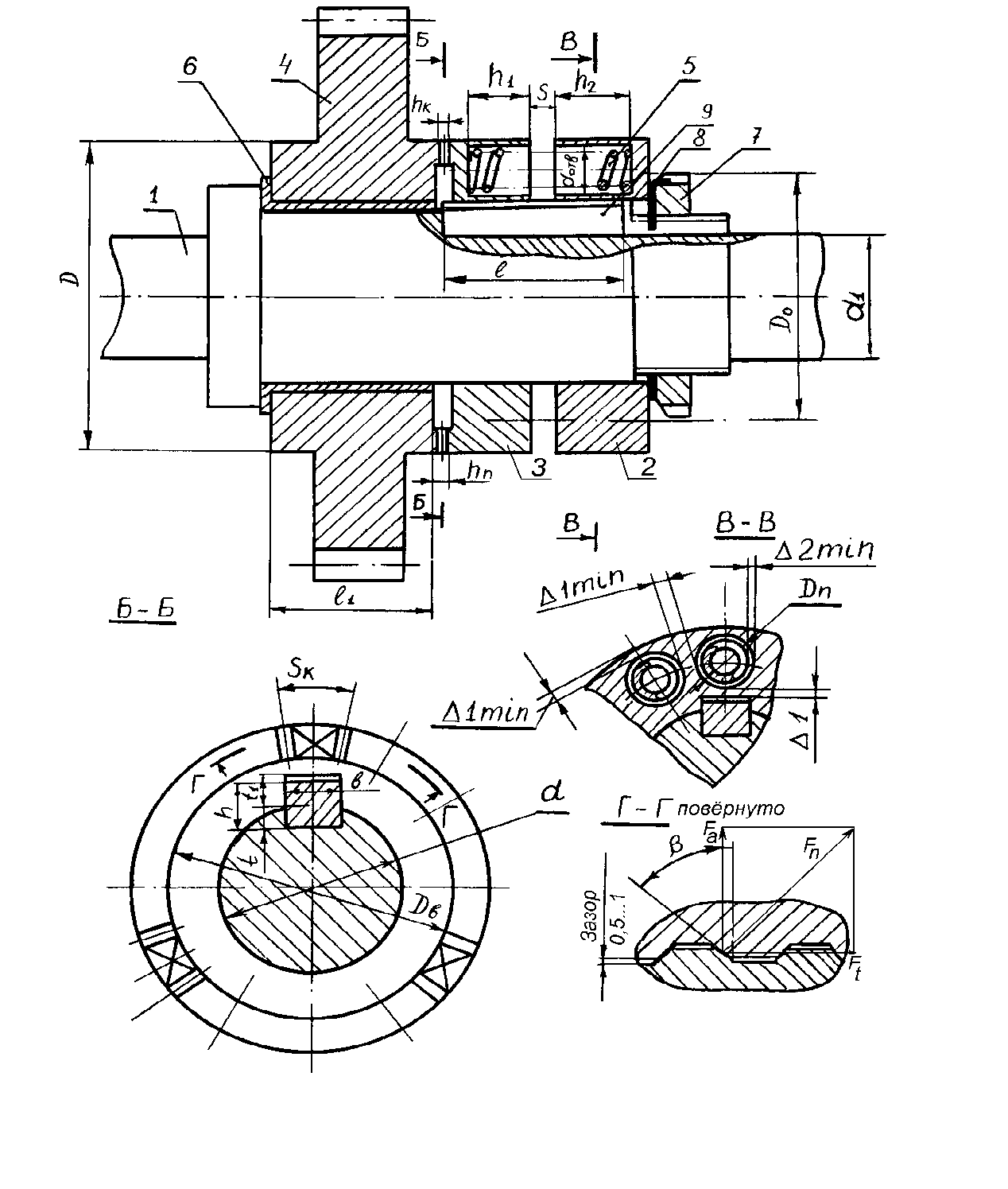


Рис. Кулачковая предохранительная муфта.

Подвижная часть барабана 3 передвигается в правую сторону до тех пор, пока перемещение не достигнет высоты кулачка *hк*. Кулачки выходят из зацепления, колесо и вал свободно прокручиваются относительно друг друга через подшипник скольжения 6, неподвижно посаженном в ступице колеса, в этом случае повышенный крутящий момент на вал 1 не действует. Гайка 7 по ГОСТ 11871–80 обеспечивает регулировку силы прижатия пружин. Шайба 8 по ГОСТ 11872–80 предохраняет гайку от самоотвинчивания.

Пусть угол профиля кулачка 𝛽 = 50°; D = 72 мм – диаметр приложения силы. Тогда сила сжатия пружин в номинальном режиме:

где 𝜑 - угол трения между рабочими поверхностями кулачков ( 4°. . .8°),

К – коэффициент предохранения, выбирается из диапазона 1,2…1,5.

Выберем n = 8 – число пружин, тогда силу срабатывания одной пружины 𝐹′ получают делением силы F на количество пружин n.

При перемещении скользящей части 3 полумуфты на высоту кулачков *hк* происходит срабатывание муфты. Рабочий ход пружины равен:

*,* где *m –* модуль колеса*, мм.*

Диапазон значений силы прижатия пружины *F3* при максимальной допустимой деформации определяется по формуле:

Тогда сила прижатия пружины при предварительной деформации:

Жесткость пружины равна:

Из интервала сил по ГОСТ 13766-86 выбираем пружину № 384 со следующими данными витка:

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер  Позиции  № | Сила пружины при макс. деформации  *F3, Н* | Диаметр проволоки  *d, мм* | Наружный диаметр  пружины  *D1, мм* | Жесткость одного  витка  *c1, Н/мм* | Наибольший прогиб  одного витка  *s’3, мм* |
| 384 | 140 | 2 | 12 | 157 | 0.892 |

Число рабочих витков:

При 2 нерабочих витков полное число витков равно:

– предварительная деформация пружины, мм

– рабочая деформация пружины, мм

- максимальная деформация пружины, мм

Длина (высота) пружины в свободном состоянии, мм

Длина (высота) пружины при предварительной деформации, мм

Длина (высота) пружины при рабочей деформации, мм

Длина (высота) пружины при максимальной деформации, мм