

## Содержание

1. Введение.....	3
2. Устройство и принцип действия разрабатываемого изделия.....	4
3. Выбор двигателя привода разрабатываемой конструкции.....	6
3.1. Предварительный выбор двигателя.....	6
3.2. Проверка правильности выбора электродвигателя.....	6
4. Выбор критерия для расчетов.....	7
4.1. Предварительный расчет по критерию минимизации габаритов.....	7
4.1.1. Кинематический расчет.....	7
4.1.2. Силовой расчет.....	8
4.2. Предварительный расчет по критерию минимизации массы.....	12
4.2.1. Кинематический расчет.....	12
4.2.2. Силовой расчет.....	13
4.3. Предварительный расчет по критерию минимизации погрешности.....	15
4.3.1. Кинематический расчет.....	15
4.3.2. Силовой расчет.....	16
4.4. Выбор критерия для дальнейших расчетов.....	18
4.5. Расчет модулей контактной прочности по критерию минимизации габаритов.....	18
5. Геометрический расчет кинематики проектируемой конструкции.....	20
6. Точностной расчет разрабатываемой кинематики.....	22
7. Расчет валов редуктора.....	25
8. Расчет опор редуктора.....	29
9. Расчет размерной цепи стойки редуктора.....	31
10. Выбор материала корпуса.....	32
11. Список литературы.....	33

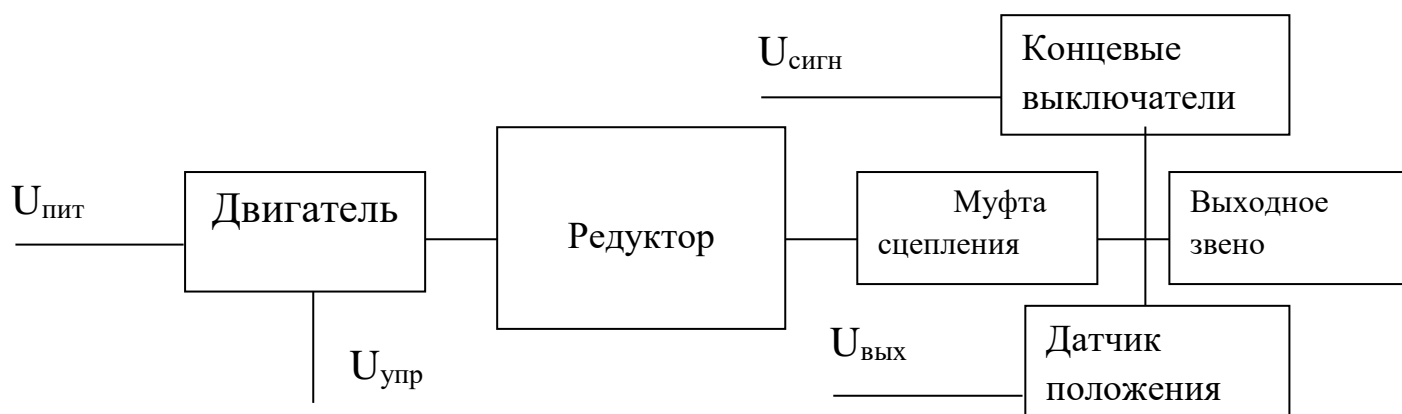
## 1. Введение.

### Назначение

Рулевая машина (РМ) используется в системах автоматического управления летательными аппаратами (ЛА) в качестве силового исполнительного электромеханического агрегата и предназначена для перемещения рулей ЛА и для их удержания в заданном положении. Расчетный момент нагрузки на выходном валу 20 Н·м, рабочий угол поворота выходного вала 100°.

### Принцип действия

Конструкция РМ включает в себя двигатель, редуктор, цепь обратной связи, концевые выключатели, электромагнитную фрикционную муфту сцепления, максимальный момент, развиваемый двигателем, ограничен фрикционной муфтой пересиливания. Обратная связь осуществляется потенциометром, сигнал с которого подается на обмотку управления двигателя. Выходным звеном РМ является звездочка.



Принципиальная схема рулевой машины

В рабочем режиме на обмотку питания двигателя и на электромагнит муфты постоянно подается напряжение, т. е. муфта в процессе работы все

время находится в сцеплении. При поступлении управляющего сигнала на обмотку управления двигателя его выходной вал передает вращение через муфту на выходное звено. Угол поворота выходного звена контролирует потенциометр, установленный с ним на одном валу.

Для обеспечения отключения двигателя при повороте выходного вала на угол, превышающий допустимый, в конструкции предусмотрены концевые выключатели. При замыкании контактов концевых выключателей подается сигнал через электрическую цепь на обмотку питания двигателя, и двигатель полностью отключается. В случае выхода из строя РМ отключается электромагнитной муфтой и нагрузка с выходным валом и последней ступенью редуктора освобождается и может быть сцеплена с другим устройством, например с дублирующей РМ.

Разрабатываемый привод должен удовлетворять следующим техническим параметрам:

Номер варианта	2.2
Скорость вращения выходного вала $\omega$ , с <sup>-1</sup>	15
Угол поворота выходного звена, град	100
Тип сцепной муфты	фрикционная
Тип двигателя	ДПР
Тип выходного звена	Звездочка
Размер выходного звена	25
Производство	Серийное
Условия хранения	2У3
Источник питания	27В постоянного тока
Исполнение	О2.1
Транспортировка	любым видом транспорта

## 2. Устройство и принцип действия разрабатываемого изделия.

Выходное звено рулевой машины представляет собой звездочку, связанную через кинематику или бустерное управление с соответствующим рулем летательного аппарата. Рулевая машина состоит из следующих основных узлов: электродвигателя, редуктора, муфты сцепления, элементов электрической схемы, и выходного звена.

Крепление РМ к корпусу ЛА осуществляется с помощью четырех отверстий  $\varnothing 8$  мм, расположенных на основании корпуса РМ.

Рулевая машина конструктивно состоит из корпуса (поз.18) и крышки (поз.19), которые соединяются между собой 4 винтами Винт А.М2,5-6gx5 ГОСТ 17473-80 (поз.57). В корпусе монтируется потенциометр(поз.81-83) , сцепная муфта, микровыключатели (поз.77), редуктор с нерегулируемыми межосевыми расстояниями. Для обеспечения параллельности задней стенки кожуха и крышки, а также для жесткой установки валов в подшипники, выставляется межосевой люфт позиций за счет подбора толщины прокладок.

Исполнительный двигатель ДПР-52-Н1-03 (поз.76) устанавливается в разъемный стакан (поз 35),установленный на корпусе. Вращение вала двигателя с помощью шестиступенчатого редуктора, передаточное отношение которого  $i_0=1769,88$  передается на вал VI (поз.2) редуктора, который поворачивает установленную на нем звездочку. Максимальный момент, развиваемый двигателем, ограничен фрикционной муфтой пересиливания, установленной на четвертом от двигателя звене редуктора. Зубчатые колеса изготовлены с различными модулями от 0.3 мм до 1 мм. Зубчатые колеса установлены на валах по посадке Н7/к6 и крепятся коническими штифтами. Поскольку редуктор является частью высокоточной управляющей системы, то все колеса изготавливаются по классу точности 7-G ГОСТ 9178-81.

Подшипники (поз.62-64) устанавливают на валы по посадке с натягом L6/к6, а в корпус с зазором Н7/16.

### **3. Выбор двигателя привода разрабатываемой конструкции.**

#### **3.1 Предварительный выбор двигателя.**

Предварительный выбор двигателя определяем из соотношения:

$$P_{\text{расч}} \geq \frac{M_n * \omega_{\text{вых}}}{\eta_0}$$

$P_{\text{расч}}$  – расчетная мощность двигателя [Вт];

$M_n$  – момент нагрузки привода, согласно ТЗ  $M_n=20$  Н·м;

$\omega_{\text{вых}}$  – угловая скорость на выходном валу привода, согласно условиям ТЗ

$\omega_{\text{вых}}=0,261799$  рад/с

$\eta_0$  – КПД редуктора. Выберем  $\eta_0 = 80\%$ ;

Тогда  $P_{расч} \geq 6,54$  Вт

Примем коэффициенты запаса  $\xi_{min} = 1,1$   $\xi_{max} = 1,6$ , отсюда  
 $\xi_{min}P_{расч} \leq P_{пасп} \leq \xi_{max}P_{расч}$  ;

$$7,194 \leq P_{пасп} \leq 10,464$$

Используя данный диапазон мощностей выберем двигатель ДПР-52-Н2-03

#### Основные характеристики двигателя ДПР-52-Н2-03:

1. Напряжение питания:  $U = 27$  В
2. Номинальная мощность:  $P_H = 9,55$  Вт
3. Номинальная частота вращения:  $n_{ном} = 4500$  об/мин
4. Номинальный момент:  $M_{ном} = 9,8$  мН·м
5. Пусковой момент:  $M_{п} = 54$  мН·м
6. Срок службы:  $T = 2000$  часов
7. Масса: 0,245 кг

### **3.2 Проверка правильности выбора электродвигателя.**

Паспортное значение номинального  $M_{ном}$  и пускового  $M_{п}$  моментов должно быть больше расчетного значения минимальных номинального и пускового моментов.

$$M_{п} \geq M_{ст.пр} + M_{д.пр}$$

$$M_{ном} \geq M_{ст.пр}$$

$M_{ст.пр}$  - статический момент, приведенный к валу двигателя

$M_{д.пр}$  – динамический момент, приведенный к валу двигателя

По известным значениям скоростей определяем общее передаточное отношение редуктора по формуле:

$$i_0 = \frac{\omega_{вых}}{\omega_{вх}} \quad (2)$$

$$i_0 = \frac{\omega_{вых}}{\omega_{вх}} = \frac{4500 \text{ об / мин}}{15 \text{ гр / сек}} = 1800$$

$$M_{ст.пр.} = \frac{M_H}{\eta \cdot i_0} = \frac{20000}{1800 * 0,8} = 13,9 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Так как нам неизвестно ускорение двигателя, то рассчитывать динамический момент будем из соотношения  $M_{дин} = M_{стат} * 1,5 = 20,85$  Н \* мм

Так как паспортное значение номинального  $M_{ном}$  и пускового  $M_{п}$  моментов получилось больше расчетного значения минимальных номинального и пускового моментов, то двигатель выбран верно

## 4.Выбор критерия для расчетов.

### 4.1 Предварительный расчет по критерию минимизации габаритов.

#### 4.1.1.Кинематический расчет.

Определение числа элементарных передач.

$$k = 1.85 \cdot \lg i_0 \quad (1), \text{ где}$$

$k$ -расчетное число ступеней ЭМП;

$i_0$ -общее передаточное отношение,  $i_0=1800$

Подставляя значения в (1) получаем:

$$k = 1.85 \cdot \lg(1800) = 6,022$$

Взяв целое число, получаем, что количество ступеней редуктора  $k = 6$ .

Определение параметров элементарных передач.

$$i_{12} = i_{34} = i_{56} = i_{78} = i_{9-10} = i_{11-12} = \sqrt[6]{i_0} = 3,49$$

№ колеса	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
число зубьев Z	23	80	23	80	23	80	23	80	23	80	23	80
Передаточн ое отношение ступени	$i_{12}=3,478$		$i_{34}=3,478$		$i_{56}=3,478$		$i_{78}=3,478$		$i_{910}=3,478$		$i_{1112}=3,478$	

$$i_{\text{факт}} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78} \cdot i_{9-10} \cdot i_{11-12} = 3,478 \cdot 3,478 \cdot 3,478 \cdot 3,478 \cdot 3,478 \cdot 3,478 = 1770,8$$

$$\text{Погрешность: } \Delta i = \left| \frac{i_0 - i_{\text{факт}}}{i_0} \right| \cdot 100\% = 1.6\%$$

По результатам  $\Delta i < 2\%$ , следовательно в соответствии с методическими указаниями принимаем, что спроектированная цепь двигатель-нагрузка нас устраивает на данном этапе проектирования.

#### 4.1.2. Силовой расчет.

$$M_{n-1} = \frac{M_n}{i_{(n-1)-(n)} \cdot \eta_{\text{пер}} \cdot \eta_{\text{опор}}} \quad (4), \text{ где}$$

$\eta_{\text{опор}} = 0,99$  – КПД подшипников, в которые установлен вал.

$\eta_{\text{пер}} = 0,98$  – КПД элементарной передачи

$M_n, M_{n-1}$  – момент нагрузки на (n-1)-ом и (n)-ом колесе;

$i_{(n-1)-(n)}$  – передаточное отношение (n-1)-го и (n)-го колеса

Рассчитаем моменты, передаваемые каждым колесом по формуле (4):

$$M_{12} = M_{\text{вых}} = 20000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{11} = M_{10} = \frac{20000}{3,478 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 5453,52 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_9 = M_8 = \frac{5453,52}{3,478 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 1487 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_7 = M_6 = \frac{1487}{3,478 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 405,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_5 = M_4 = \frac{405,5}{3,478 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 110,6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_3 = M_2 = \frac{110,6}{3,478 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 30,16 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_1 = \frac{30,16}{3,478 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 8,2 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

В соответствии с табличными данными у выбранного двигателя  $M_{\text{ном}} = 9,8$  мН·м. Очевидно, что  $M_{\text{ном}} > M_1$  и на данном этапе проектирования корректировка в выборе двигателя не требуется.

Определение модуля зацепления.

Модуль зацепления определяется из расчета зубьев на прочность.

В качестве материала во всех расчетах выбираем для колес сталь 45, а для шестерни сталь 40X (для лучшей притирки редуктора).

Параметр	Сталь 40X (шестерня)	сталь 45 (колесо)
Коэфф-т линейного расширения, $1/^\circ\text{C}$	$(10,6-12,4) \cdot 10^{-6}$	$(10,6-12,4) \cdot 10^{-6}$
Плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$	7850	7850
Предел прочности, МПа	1000	580

Предел текучести, МПа	800-850	360
НВ общая	230	200
HRC поверхности	50	30
Термообработка	Отжиг, закалка, отпуск	Нормализация, закалка, отпуск

Для определения действующего изгибного напряжения воспользуемся формулой:

$$m = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{M \cdot Y_F \cdot K}{z \cdot \Psi_m \cdot [\sigma_F]}} \quad (5), \text{ где}$$

$m$ —модуль зацепления, мм;

$K_m$ —коэффициент, для прямозубых колес рекомендуемое значение  $K_m=1.4$ ;

$K$ — коэффициент расчетной нагрузки, рекомендуемое значение  $K=1.1$ ;

$M$ — крутящий момент, действующий на рассчитываемое колесо.

$Y_F$ —коэффициент формы зуба,  $Y_F=4,1$  для шестерни и  $Y_F=3.73$  для колеса;

$\Psi_m$ —коэффициент формы зубчатого венца, для мелкозубчатых передач  $\Psi_m=3...16$

$[\sigma_F]$ —допускаемое напряжение при расчете зубьев на изгиб [МПа], определяемое по формуле (6);

$z$ —число зубьев рассчитываемого колеса.

Допускаемое напряжение при проектном расчете зубьев на изгиб найдем по следующей формуле :

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FR} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}}{\delta_F} \quad (6), \text{ где}$$

$\sigma_{FR} = 200$  для колеса и  $\sigma_{FR} = 230$  для шестерни - предел выносливости при изгибе;

$\delta_F$  —коэффициент запаса прочности, согласно рекомендациям выбираем  $\delta_F=2.5$  (для обычных условий работы);

$K_{FC}$ —коэффициент, учитывающий цикл нагружения колеса, для реверсивных передач рекомендуемое значение  $K_{FC}=0,65$ ;

$K_{FL}$  — коэффициент долговечности, определяемый по формуле (7):

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_H}} \quad (7), \text{ где } m=6 \text{ для } НВ < 350$$

$N_H$ — число циклов нагружения, определяемое по формуле (8):

$$N_H = 60 \cdot n \cdot c \cdot L \quad (8), \text{ где}$$

$n$ —частота вращения зубчатого колеса.



c-число колес, находящихся одновременно в зацеплении с рассчитываемым, согласно ТЗ c=1;

L-срок службы передачи, согласно ТЗ определяемое сроком службы двигателя, L=2000 час

Отсюда:

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{3 \cdot 10^5}} = 1.5$$

Шестерня ( $\sigma_{FR}=230$ МПа)	Колесо ( $\sigma_{FR}=200$ МПа)
<b>I ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 2,08 \cdot 1,8/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0,02656$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.0183$
<b>II ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 2,08 \cdot 1,8/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0,02656$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.0183$
<b>III ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 2,08 \cdot 1,8/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0,02656$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.0183$
<b>IV ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 2,08 \cdot 1,8/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0,02656$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.0183$
<b>V ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 2,08 \cdot 1,8/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0,02656$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.0183$
<b>VI ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 2,08 \cdot 1,8/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0,02656$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.0183$

Расчет модуля зацепления согласно рекомендациям ведут по колесу, для которого большее отношение  $Y_f/[\sigma_f]$ , что дает большее значение модуля зацепления. Подставляя данные в формулу (5) получаем:

$$m_I = 1.4 \sqrt[3]{\frac{30,16 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{80 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 0,19 \text{ мм} \rightarrow 0,2 \text{ мм}$$

$$m_{II} = 1.4 \sqrt[3]{\frac{110,6 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{80 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 0,3 \text{ мм} \rightarrow 0,3 \text{ мм}$$

$$m_{III} = 1.4 \sqrt[3]{\frac{405,5 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{80 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 0,5 \text{ мм} \rightarrow 0,5 \text{ мм}$$

$$m_{IV} = 1.4 \sqrt[3]{\frac{1487 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{80 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 0,8 \text{ мм} \rightarrow 0,8 \text{ мм}$$

$$m_V = 1.4 \sqrt[3]{\frac{5453,52 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{80 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 1,1 \text{ мм} \rightarrow 1,125 \text{ мм}$$

$$m_{VI} = 1.4 \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{80 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 1,7 \text{ мм} \rightarrow 1,75 \text{ мм}$$

\*Аналогично проведем расчеты по остальным критериям.

## 4.2 Предварительный расчет по критерию минимизации массы.

### 4.2.1. Кинематический расчет.

Определение числа элементарных передач.

$$k = 3 \cdot \lg(i_0) \quad (9)$$

Подставляя значения в (9) получаем:

$$k = 3 \cdot \lg(1800) = 9,7$$

Округляя до большего целого, получаем, что количество ступеней редуктора  $k = 10$ .

Определение параметров элементарных передач.

Решая геометрическую прогрессию  $i_{12} = 1,5$ ;  $i_0 = 1800$  получим:

$$i_{12} = 1,5; i_{34} = 1,65; i_{56} = 1,815; i_{78} = 1,9965; i_{9-10} = 2,19615; i_{11-12} = 2,416;$$

$$i_{13-14} = 2,657; i_{15-16} = 2,923; i_{17-18} = 3,215; i_{19-20} = 3,537.$$

№ колеса	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
число зубьев	39	53	35	53	33	53	29	53	27	53	27	63
Z												

Передаточное отношение ступени	$i_{12}=1,359$	$i_{34}=1,514$	$i_{56}=1,61$	$i_{78}=1,828$	$i_{910}=1,966$	$i_{1112}=2,33$
--------------------------------	----------------	----------------	---------------	----------------	-----------------	-----------------

№ колеса	13	14	15	16	17	18	19	20
число зубьев $Z$	25	63	20	53	18	53	24	80
Передаточное отношение ступени	$i_{13-14}=2,52$		$i_{15-16}=2,65$		$i_{17-18}=2,4$		$i_{19-20}=3,33$	

$$i_{\text{факт}} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78} \cdot i_{9-10} \cdot i_{11-12} \cdot i_{13-14} \cdot i_{15-16} \cdot i_{17-18} \cdot i_{19-20}$$

$$= 1,359 \cdot 1,514 \cdot 1,61 \cdot 1,828 \cdot 1,966 \cdot 2,33 \cdot 2,52 \cdot 2,65 \cdot 2,94 \cdot 3,33 = 1813$$

$$\text{Погрешность: } \Delta i = \left| \frac{i_0 - i_{\text{факт}}}{i_0} \right| \cdot 100\% = 0,74\%$$

### 5.2.2. Силовой расчет.

Рассчитаем моменты, передаваемые каждым колесом по формуле (4):

$$M_{20} = M_{\text{вых}} = 20000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{19} = M_{18} = \frac{20000}{3,33 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 6191 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{17} = M_{16} = \frac{6191}{2,94 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 2171 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{15} = M_{14} = \frac{2171}{2,65 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 844,4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{13} = M_{12} = \frac{844,4}{2,52 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 345,4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_{11} = M_{10} = \frac{345,4}{2,33 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 152,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_9 = M_8 = \frac{152,8}{1,966 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 80,1 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_7 = M_6 = \frac{80,1}{1,828 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 45,2 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_5 = M_4 = \frac{45,2}{1,61 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 28,94 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_3 = M_2 = \frac{28,94}{1,514 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 19,7 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_1 = \frac{19,7}{1,359 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 14,94 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Определение модуля зацепления.

Зависимость коэффициента формы зуба от числа зубьев:

z, число зубьев	39	53	35	53	33	53	29	53	27	53	27
Y <sub>F</sub> , коэффициент формы зуба	3,76	3,73	3,8	3,73	3,85	3,73	3,88	3,73	3,93	3,73	3,93

z, число зубьев	63	25	63	20	53	18	53	24	80
Y <sub>F</sub> , коэффициент формы зуба	3,73	3,98	3,73	4,15	3,73	4,2	3,73	3,98	3,73

Шестерня (σ <sub>FR</sub> =230 МПа)	Колесо (σ <sub>FR</sub> =200 МПа)
<b>I ступень</b>	
[σ <sub>F</sub> ]=230·0,65·1,8·2,08/2,5=223,89МПа Y <sub>f</sub> /[σ <sub>f</sub> ]= 0,01679	[σ <sub>F</sub> ]=200·0,65·1,8·1,5/2,5=140,4МПа Y <sub>f</sub> /[σ <sub>f</sub> ]= 0,02656
<b>II ступень</b>	
[σ <sub>F</sub> ]=230·0,65·1,8·2,08/2,5=223,89МПа Y <sub>f</sub> /[σ <sub>f</sub> ]= 0,01697	[σ <sub>F</sub> ]=200·0,65·1,8·1,5/2,5=140,4МПа Y <sub>f</sub> /[σ <sub>f</sub> ]= 0,02656
<b>III ступень</b>	

$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 2,08/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.017195$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.02656$
<b>IV ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 2,08/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.017329$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.02656$
<b>V ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 2,08/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.017553$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.02656$
<b>VI ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 2,08/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.017553$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.02656$
<b>VII ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 2,08/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.017553$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.02656$
<b>VIII ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 2,08/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.018536$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.02656$
<b>IX ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 2,08/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.018759$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.02656$
<b>X ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 2,08/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.017776$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.02656$

Расчет модуля зацепления ведем по шестерне, для которого большее отношение  $Y_f/[\sigma_f]$ , что дает большее значение модуля зацепления. Подставляя данные в формулу (5) получаем:

$$m_I = 1.4 \sqrt[3]{\frac{19,7 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{53 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 0,195 \text{ мм} \rightarrow 0,3 \text{ мм}$$

$$m_{II} = 1.4 \sqrt[3]{\frac{28,94 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{53 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 0,222 \text{ мм} \rightarrow 0,3 \text{ мм}$$

$$m_{III} = 1.4 \sqrt[3]{\frac{45,2 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{53 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 0,25 \text{ мм} \rightarrow 0,3 \text{ мм}$$

$$m_{IV} = 1.4 \sqrt[3]{\frac{80,1 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{53 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 0,312 \text{ мм} \rightarrow 0,3 \text{ мм}$$

$$m_{V} = 1.4 \sqrt[3]{\frac{152,8 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{53 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 0,387 \text{ мм} \rightarrow 0,4 \text{ мм}$$

$$m_{VI} = 1.4 \sqrt[3]{\frac{345,4 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{63 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 0,479 \text{ мм} \rightarrow 0,5 \text{ мм}$$

$$m_{VII} = 1.4 \sqrt[3]{\frac{844,4 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{63 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 0,645 \text{ мм} \rightarrow 0,8 \text{ мм}$$

$$m_{VIII} = 1.4 \sqrt[3]{\frac{2171 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{53 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 0,9 \text{ мм} \rightarrow 1 \text{ мм}$$

$$m_{IX} = 1.4 \sqrt[3]{\frac{6191 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{53 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 1,29 \text{ мм} \rightarrow 1,5 \text{ мм}$$

$$m_X = 1.4 \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{80 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 1,7 \text{ мм} \rightarrow 1,75 \text{ мм}$$

### 4.3 Предварительный расчет по критерию минимизации погрешности.

#### 4.3.1. Кинематический расчет.

Определение числа элементарных передач.

$$k = 1,14 \cdot \lg(i_0) \quad (10)$$

Подставляя значения в (10) получаем:

$$K = 1,14 \cdot \lg(1800) = 3,7$$

Округляя до большего целого, получаем, что количество ступеней редуктора  $k = 4$ .

Определение параметров элементарных передач.

Решая геометрическую прогрессию  $i_{78} = 8$ ;  $i_0 = 1800$  получим:

$$i_{12} = 5,3; i_{34} = 6,08; i_{56} = 6,97; i_{78} = 8$$

№ колеса	1	2	3	4	5	6	7	8
число зубьев Z	17	92	17	106	17	118	17	132

Передаточное отношение ступени	$i_{12}=5,4$	$i_{34}=6,24$	$i_{56}=6,94$	$i_{78}=7,77$
--------------------------------	--------------	---------------	---------------	---------------

$$i_{\text{факт}} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \cdot i_{78} = 5,4 \cdot 6,24 \cdot 6,94 \cdot 7,77 = 1818,67$$

$$\text{Погрешность: } \Delta i = \left| \frac{i_0 - i_{\text{факт}}}{i_0} \right| \cdot 100\% = 1,03\%$$

### 4.3.2. Силовой расчет.

Рассчитаем моменты, передаваемые каждым колесом по формуле (4):

$$M_8 = M_{\text{вых}} = 20000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_7 = M_6 = \frac{20000}{7,77 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 2653 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_5 = M_4 = \frac{2653}{6,94 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 394 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_3 = M_2 = \frac{394}{6,24 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 65,1 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_1 = \frac{65,1}{5,4 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 12,43 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Определение модуля зацепления.

Зависимость коэффициента формы зуба от числа зубьев:

z, число зубьев	17	92	17	106	17	118	17	132
Y <sub>F</sub> , коэффициент формы зуба	4,3	3,73	4,3	3,75	4,3	3,6	4,3	3,6

Шестерня ( $\sigma_{FR}=230 \text{ МПа}$ )	Колесо ( $\sigma_{FR}=200 \text{ МПа}$ )
<b>I ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 2,08/2,5 = 223,89 \text{ МПа}$ $Y_f/[\sigma_f] = 0,0192$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5 = 140,4 \text{ МПа}$ $Y_f/[\sigma_f] = 0,0265$

<b>II ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 2,08/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.0192$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.0265$
<b>III ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 2,08/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.0192$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.0256$
<b>IV ступень</b>	
$[\sigma_F]=230 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 2,08/2,5=$ 223,89МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.0192$	$[\sigma_F]=200 \cdot 0,65 \cdot 1,8 \cdot 1,5/2,5=140,4$ МПа $Y_f/[\sigma_f]= 0.0256$

Расчет модуля зацепления, согласно рекомендациям, ведут по шестерне, для которого большее отношение  $Y_f/[\sigma_f]$ , что дает большее значение модуля зацепления. Подставляя данные в формулу (5) получаем:

$$m_I = 1.4 \sqrt[3]{\frac{65,1 \cdot 3,73 \cdot 1,1}{92 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 0,242 \text{ мм} \rightarrow 0,3 \text{ мм}$$

$$m_{II} = 1.4 \sqrt[3]{\frac{394 \cdot 3,75 \cdot 1,1}{106 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 0,422 \text{ мм} \rightarrow 0,5 \text{ мм}$$

$$m_{III} = 1.4 \sqrt[3]{\frac{2653 \cdot 3,6 \cdot 1,1}{118 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 0,75 \text{ мм} \rightarrow 0,8 \text{ мм}$$

$$m_{IV} = 1.4 \sqrt[3]{\frac{20000 \cdot 3,6 \cdot 1,1}{132 \cdot 4 \cdot 140,4}} = 1,43 \text{ мм} \rightarrow 1,5 \text{ мм}$$

#### 5.4.Выбор критерия для дальнейших расчетов.

п, номер элементарной передачи	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m (min. габаритов)	0,2	0,3	0,5	0,8	1,125	1,75				



m(min. массы)	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,5	0,8	1	1,5	1,75
m (min. погрешностей)	0,3	0,5	0,8	1,5						

Рис. 4. Соотношение колес редуктора.

Дальнейший расчет проведем по критерию минимизации габаритов, так как в транспорте, на который она может быть установлена, важно оставить пространство под другие механизмы. К тому же, подобный механизм не должен обладать высокой точностью.

### 5.5 Расчет модулей контактной прочности по критерию минимизации габаритов.

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{HR} * Z_R * Z_V * K_{HL}}{S_H}, \text{ где}$$

$\sigma_{HR}$  - предел контактной выносливости зубьев

$Z_R$  - коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей,

$$Z_R = 1$$

$Z_V$  - коэффициент, учитывающий окружность колеса;  $Z_V = 1$

$K_{HL}$  - коэффициент долговечности;

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_H}}, \text{ где}$$

$N_H$  - число циклов перемен напряжения;  $N_H = 3 * 10^5$  (для колес) и 999000 (для шестерен);

$N_{H0}$  для шестерней равен  $3 * 10^7$ , для колес -  $3 * 10^7$ ;

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{3 * 10^7}{999000}} = 1,76 - \text{для шестерни}$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{3 * 10^7}{3 * 10^5}} = 2,15 - \text{для колеса}$$

$$[\sigma_H] = \frac{(2 * 230 + 70) * 1 * 1 * 1,76}{1,2} = 777,33 \text{ МПа} - \text{для шестерни}$$

$$[\sigma_H] = \frac{(2 * 200 + 70) * 1 * 1 * 2,15}{1,2} = 842 \text{ МПа} - \text{для колеса}$$

Расчет ведем для шестерни, так как она менее прочная

$$a \geq K_\alpha (1 + i)^3 \sqrt[3]{\frac{MK}{\psi_{ba} i^2 [\sigma_H]^2}}, \text{ где}$$

где  $a$  – межосевое расстояние

$K_\alpha = 48.5$  МПа для стальных прямозубых колес

$i$  – передаточное отношение

$M$  – момент на колесе

$\psi_{ba}$  – коэффициент ширины колеса,  $\psi_{ba}$  примем равное 0.3

$K$  - коэффициент расчетной нагрузки

$$a_{11} \geq 48.5 (1 + 3.478)^3 \sqrt[3]{\frac{5453.52 * 1.1}{0.3 * 3.478^2 * 777.33^2}} = 30,4 \text{ мм}$$

$$a_9 \geq 48.5 (1 + 3.478)^3 \sqrt[3]{\frac{1487 * 1.1}{0.3 * 3.478^2 * 777.33^2}} = 19,7 \text{ мм}$$

$$a_7 \geq 48.5 (1 + 3.478)^3 \sqrt[3]{\frac{405,5 * 1.1}{0.3 * 3.478^2 * 777.33^2}} = 12,8 \text{ мм}$$

$$a_5 \geq 48.5 (1 + 3.478)^3 \sqrt[3]{\frac{110,6 * 1.1}{0.3 * 3.478^2 * 777.33^2}} = 8,28 \text{ мм}$$

$$a_3 \geq 48.5 (1 + 3.478)^3 \sqrt[3]{\frac{30,16 * 1.1}{0.3 * 3.478^2 * 777.33^2}} = 5,37 \text{ мм}$$

$$a_1 \geq 48.5 (1 + 3.478)^3 \sqrt[3]{\frac{8,2 * 1.1}{0.3 * 3.478^2 * 777.33^2}} = 3,48 \text{ мм}$$

Найдем модули

$$m = \frac{2a}{Z_1 + Z_2}$$

$$m_{11} = \frac{2 * 30,4}{23 + 80} = 0.59 \text{ мм} \rightarrow 0,6 \text{ мм}$$

$$m_9 = \frac{2 \cdot 19,7}{23+80} = 0,38 \text{ мм} \rightarrow 0,4 \text{ мм}$$

$$m_7 = \frac{2 \cdot 12,8}{23+80} = 0,24 \text{ мм} \rightarrow 0,25 \text{ мм}$$

$$m_5 = \frac{2 \cdot 8,28}{23+80} = 0,16 \text{ мм} \rightarrow 0,2 \text{ мм}$$

$$m_3 = \frac{2 \cdot 5,37}{23+80} = 0,104 \text{ мм} \rightarrow 0,12 \text{ мм}$$

$$m_1 = \frac{2 \cdot 3,48}{23+80} = 0,067 \text{ мм} \rightarrow 0,08 \text{ мм}$$

Выберем из модулей на изгибную и контактную прочность наибольшее значение. Тогда результирующие модули:

п, номер элементарной передачи	1	2	3	4	5	6
m	0,08	0,12	0,2	0,25	0,4	0,6

## 5. Геометрический расчет кинематики проектируемой конструкции.

Геометрические размеры зубчатых колес находятся согласно кинематическому и силовому расчету с помощью соотношений, приведенных ниже.

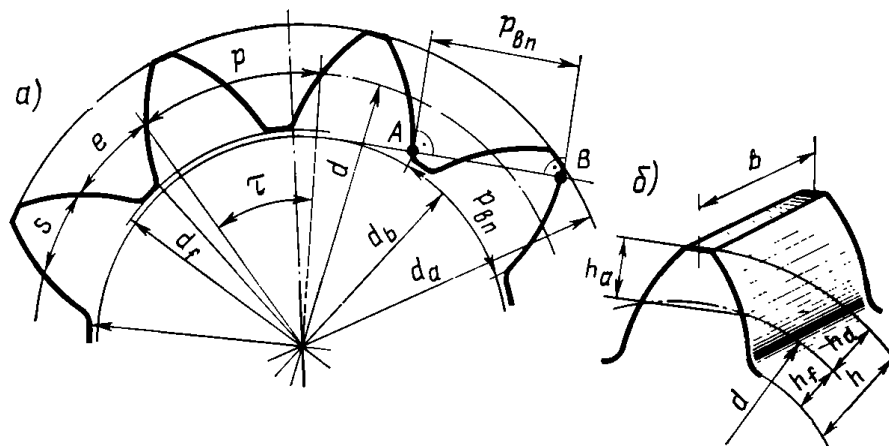


Рис. 5 Геометрические параметры зубчатых колеса.

1. Делительный диаметр:  $d=m \cdot Z / \cos \beta = m \cdot Z$  (12)

т.к. колесо прямозубое, то  $\beta=0$

2. Диаметр вершин зубьев:  $d_a = m \cdot z / \cos \beta + 2 \cdot m \cdot (h_a + x_{12}) = m \cdot (z + 2)$  (13)

т.к.  $h_a=1$ ,  $x_{12}=0$

3. Диаметр впадин:  $d_f = m \cdot z / \cos \beta - 2 \cdot m \cdot (h_a + c - x_{12}) = m(z - 3)$  (14)

т.к.  $h_a=1$ ,  $x_{12}=0$ ,  $c=0,25$

4. Ширина колес:  $b = \psi_{bm} \cdot m$  (15)

5. Межосевое расстояние:  $a_w = 0.5 \cdot m \cdot (Z_1 + Z_2) / \cos \beta = 0.5 \cdot m \cdot (Z_1 + Z_2)$  (17)

№ колеса	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
m, мм	0,2	0,2	0,3	0,3	0,5	0,5	0,8	0,8	1,125	1,125	1,75	1,75
z	23	80	23	80	23	80	23	80	23	80	23	80
d, мм	4,6	16	6,9	24	11,5	40	18,4	64	25,9	90	40,3	140
da, мм	5	16,4	8,1	24,6	12,5	41	19,2	65,6	28,2	92,3	43,8	143,5
df, мм	4	15,4	6	23,1	10	38,5	16,2	61,8	23,1	87,2	36	135,6
$\psi_{bm}$	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16
b, мм	3,4	3,2	5,1	4,8	8,5	8	13,6	12,8	19,125	18	29,75	28
aw, мм	10,3		15,45		25,75		41,2		57,9		90,125	

Для упрощения конструкции редуктора и уменьшения модулей, проведем преобразование колес, вследствие которого получим новые характеристике передач и зубчатых колес:

№ колеса	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
i	3	3	3.2	3.2	3.4 9	3.49	3.6	3.6	3.8	3.8	4.1	4.1
M, Н	11.7	34	34	115.3	115 .3	390. 46	390. 46	1363 .77	1363.77	5027.8 8	5027.8 8	20000
Y <sub>f</sub>	3.45	3.73	3.45	3.73	3.4 5	3.73	3.45	3.73	3.45	3.73	3.45	3.73
m, мм	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,7	0,7	1	1
z	23	69	23	74	23	81	23	84	23	88	23	96
d, мм	6.9	20.7	6,9	22.2	6.9	24.3	9.2	33.6	16.1	61.6	23	96
d <sub>a</sub> , мм	7.5	21.3	7.5	22.8	7.5	24.9	10	34.4	22.54	63	25	98
d <sub>f</sub> , мм	6	19.8	6	21.3	6	23.4	8	32.4	14.21	59.71	20.3	93.3
ψ <sub>bm</sub>	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16
b, мм	5.1	4.8	5,1	4,8	5.1	4.8	6.8	6.4	11.9	11.2	17	16
a <sub>ω</sub> , мм	13.8		14.55			15.6		21.4		38.85		59.6

1. Размеры шестерни первой ступени не позволяют закрепить её на валу двигателя ДПР-52-Н2-03, диаметр вала которого  $d_{дв} = 3\text{мм}$ , поэтому для закрепления мы разрабатываем систему втулок.

2. Полученные межосевые расстояния позволяют закрепить валы редуктора в подшипниках не задевая двигатель и муфты.

### 6. Точностной расчет разрабатываемой кинематики.

Найдем скорость самой быстроходной ступени

$$V = \pi * d_{\text{выст}} * n / 60$$

$V = 3.14 * 4500 * 0.008 / 60 = 1.884 \text{ м/с}$ , т.к.  $V < 5 \text{ м/с}$  назначим вид сопряжения G и 7-ю степень точности для нашей передачи согласно ГОСТ 1758-81.

Точностной расчет будем производить методом максимума-минимума.

Расчет кинематической погрешности методом минимума-максимума.

Заполним таблицу данными для последующих расчетов для шестерен и колес привода.

Минимальное значение кинематической погрешности:

$F'_{i0\text{min}} = 0.71K_S(F'_{i1} + F'_{i2})$  (21), где  $F'_i$ - допуск на кинематическую погрешность, определяется по формуле:  $F'_i = F_P + f_f$  (22).

$F_P$  - допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса

$f_f$ - Допуск на погрешность профиля,  $f_f = 10$

$K_S$  и  $K$  – коэффициенты фазовой компенсации;  $K_S = 0.75$ ,  $K = 0.97$

Номер колеса	Делительный диаметр, мм	Fr, мкм
1	7.2	24
2	24	26
3	10.8	22
4	36	30
5	10.8	22
6	36	30
7	14.4	24
8	48	30
9	14.4	24
10	48	30
11	18	24
12	60	35

$$F'_{io\min 1} = 0.71 \cdot 0.75 \cdot ((24 + 10) + (26 + 10)) = 37,275 \text{ мкм.}$$

$$F'_{io\min 2,3} = 0.71 \cdot 0.75 \cdot ((22 + 10) + (30 + 10)) = 38,34 \text{ мкм.}$$

$$F'_{io\min 4,5} = 0.71 \cdot 0.75 \cdot ((24 + 10) + (30 + 10)) = 39,40 \text{ мкм.}$$

$$F'_{io\min 6} = 0.71 \cdot 0.75 \cdot ((24 + 10) + (35 + 10)) = 42,07 \text{ мкм.}$$

Максимальное значение кинематической погрешности передачи определяется по формуле:

$$F'_{io\max} = K_p \cdot \left[ \sqrt{(F'_{i1})^2 + E_{\Sigma M1}^2} + \sqrt{(F'_{i2})^2 + E_{\Sigma M2}^2} \right] \quad (23), \text{ где}$$

$E_{\Sigma M1}$  и  $E_{\Sigma M2}$  - погрешность монтажа шестерни и колеса соответственно, определяемая по формуле:

$$E_{\Sigma M} = e_r \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (24), \text{ где}$$

$e_r$  – монтажное радиальное биение, по рекомендации возьмем

$$e_r = 20 \text{ мкм.}$$

$$E_{\Sigma M} = 20 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 7,3 \text{ мкм}$$

$$F'_{io\max 1} = 0,97 \cdot \left[ \sqrt{(24 + 10)^2 + (7,3)^2} + \sqrt{(26 + 10)^2 + (7,3)^2} \right] = 69,36 \text{ мкм.}$$

$$F'_{io\max 2,3} = 0,97 \cdot \left[ \sqrt{(22 + 10)^2 + (7,3)^2} + \sqrt{(30 + 10)^2 + (7,3)^2} \right] = 71,3 \text{ мкм.}$$

$$F'_{i_{0\max 4,5}} = 0,97 \cdot \left[ \sqrt{(24+10)^2 + (7,3)^2} + \sqrt{(30+10)^2 + (7,3)^2} \right] = 73,2 \text{ мкм.}$$

$$F'_{i_{0\max 6}} = 0,97 \cdot \left[ \sqrt{(24+10)^2 + (7,3)^2} + \sqrt{(35+10)^2 + (7,3)^2} \right] = 78 \text{ мкм.}$$

Кинематическая погрешность в угловых минутах:

$$\Delta\phi_{i_{0\max}} = \frac{6,88 \cdot F'_{i_{0\min}}}{mz_2} \quad (25)$$

$$\Delta\phi_{i_{0\max 1}} = \frac{6,88 \cdot 69,36}{0,4 \cdot 60} = 19,88'$$

$$\Delta\phi_{i_{0\max 2,3}} = \frac{6,88 \cdot 71,3}{0,6 \cdot 60} = 13,62'$$

$$\Delta\phi_{i_{0\max 4,5}} = \frac{6,88 \cdot 73,2}{0,8 \cdot 60} = 10,5'$$

$$\Delta\phi_{i_{0\max 6}} = \frac{6,88 \cdot 78}{0,8 \cdot 60} = 8,9'$$

Определим передаточные коэффициенты передач:

$$\xi_1 = \frac{1}{i_{16}} = \frac{1}{i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} \cdot i_{45} \cdot i_{56}} = \frac{1}{3,33^5} = 0,0024$$

$$\xi_2 = \frac{1}{i_{26}} = \frac{1}{i_{23} \cdot i_{34} \cdot i_{45} \cdot i_{56}} = \frac{1}{3,33^4} = 0,0081$$

$$\xi_3 = \frac{1}{i_{36}} = \frac{1}{i_{34} \cdot i_{45} \cdot i_{56}} = \frac{1}{3,33^3} = 0,027$$

$$\xi_4 = \frac{1}{i_{46}} = \frac{1}{i_{45} \cdot i_{56}} = \frac{1}{3,33^2} = 0,09$$

$$\xi_5 = \frac{1}{i_{56}} = \frac{1}{3,33} = 0,3$$

$$\xi_6 = 1$$

$$\Delta\phi_{\kappa} = \sum_{j=1}^6 (\phi_{i_{0\min j}} \cdot \xi_j) = 3,375'$$

Расчет погрешности мертвого хода методом минимума-максимума.

Заполним таблицу данными для последующих расчетов для шестерен и колес привода.

Максимальное значение мертвого хода передачи:

$$j_{t\max} = 0,7 \cdot (E_{HS1} + E_{HS2}) + \sqrt{0,5(T_{H1}^2 + T_{H2}^2) + 2(+f_a)^2 + \Delta p_1^2 + \Delta p_2^2} \quad (26) ,$$

где

$E_{HS}$  - наименьшее смещение исходного контура шестерни и колеса;  
 $T_H$  - допуск на смещение исходного контура;  
 $f_a$  - допуск на отклонение межосевого расстояния передачи;  
 $\Delta p$  - радиальные зазоры в опорах шестерни и колеса,  $\Delta p_1 = \Delta p_2 = 20$ .

$$j_{tmax1} = 0.7 \cdot (16 + 20) + \sqrt{0.5(32^2 + 34^2) + 2(14)^2 + 20^2 + 20^2} = 66,2$$

МКМ.

$$j_{tmax2,3} = 0.7 \cdot (16 + 22) + \sqrt{0.5(32^2 + 34^2) + 2(16)^2 + 20^2 + 20^2} = 71,9$$

МКМ.

$$j_{tmax4,5} = 0.7 \cdot (20 + 22) + \sqrt{0.5(34^2 + 34^2) + 2(16)^2 + 20^2 + 20^2} = 79,07$$

МКМ.

$$j_{tmax6} = 0.7 \cdot (20 + 26) + \sqrt{0.5(34^2 + 40^2) + 2(20)^2 + 20^2 + 20^2} = 90,7$$

МКМ.

Погрешность мертвого хода в угловых минутах:

$$\Delta\phi_{lmax} = \frac{6.88 \cdot j_{tmax}}{mz_2} \quad (27)$$

№ колеса	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$a$ , мм	15,6		23,4		23,4		31,2		31,2		39	
$E_{HS}$ , МКМ	16	20	16	22	16	22	20	22	20	22	20	26
$F_r$ , МКМ	21	24	21	26	21	26	22	26	22	26	22	30
$T_H$ , МКМ	32	34	32	34	32	34	34	34	34	34	34	40
$f_a$ , МКМ	14		16		16		16		16		20	

$$\Delta\phi_{lmax1} = \frac{6.88 \cdot 66,2}{0.4 \cdot 60} = 19'$$

$$\Delta\phi_{lmax2,3} = \frac{6.88 \cdot 71,9}{0,6 \cdot 60} = 13,7'$$

$$\Delta\phi_{lmax4,5} = \frac{6.88 \cdot 79,07}{0,8 \cdot 60} = 11,3'$$

$$\Delta\phi_{lmax6} = \frac{6.88 \cdot 90,7}{1 \cdot 60} = 10,4'$$



$$\Delta\phi_{\text{мх}} = \sum_{j=1}^6 (\phi_{i0\text{min}j} \cdot \xi_j) = 3,85'$$

$$\Delta\phi = \Delta\phi_{\text{к}} + \Delta\phi_{\text{мх}} = 3,375' + 3,85' = 7,225' < 110'$$

Меньше критического значения.

## 7. Расчет валов редуктора.

Валы в разрабатываемой конструкции находятся в сложном напряженном состоянии, т.е. при комбинированной нагрузке (изгиб и кручение)

Расчетные формулы:

$$\text{Диаметр вала: } d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0,1 \cdot [\sigma]}} \quad (28)$$

$$\text{Приведенный момент: } M_{np} = \sqrt{M_{u_z}^2 + 0,75 \cdot M_{кр}^2} \quad (29)$$

$$\text{Суммарный изгибающий момент: } M_{u_z} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (30)$$

где  $M_x, M_y$  — изгибающие моменты во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Допускаемое напряжение на изгиб:  $[\sigma] = 0,3 \cdot \sigma_B$  (31), где  $\sigma_B$  — предел прочности материала.

Расчет сил, действующих на вал, ведем по формулам:

$$P = \frac{2M_{кр}}{d} \quad (32)$$

$$R = P \cdot \text{tg} \alpha \quad (33), \text{ где}$$

$d$  — диаметр делительной окружности колеса

$M_{кр}$  — крутящий момент на валу

$$\alpha = 20^\circ$$

### Расчет выходного вала.

$l_{\text{общ}} = 111$  мм — длина вала

$l_1 = 21$  мм — расстояние от подшипника до колеса

Силы, действующие на вал:

$$P = \frac{2M_{кр}}{d} = \frac{2 \cdot 20000}{96} = 416,7 \text{ Н}$$

$$R = P \cdot \text{tg} \alpha = 416,7 \cdot \text{tg}(20) = 150 \text{ Н}$$

Находим неизвестные силы реакции, используя уравнения моментов и сил:

$$\sum M_A = 0; \sum F_Y = 0; \sum F_X = 0$$

$$Y_1 = -337,9 \text{ Н}$$

$$Y_2 = -78,8 \text{ Н}$$

$$X_1 = 121,6 \text{ Н}$$

$$X_2 = 28,4 \text{ Н}$$

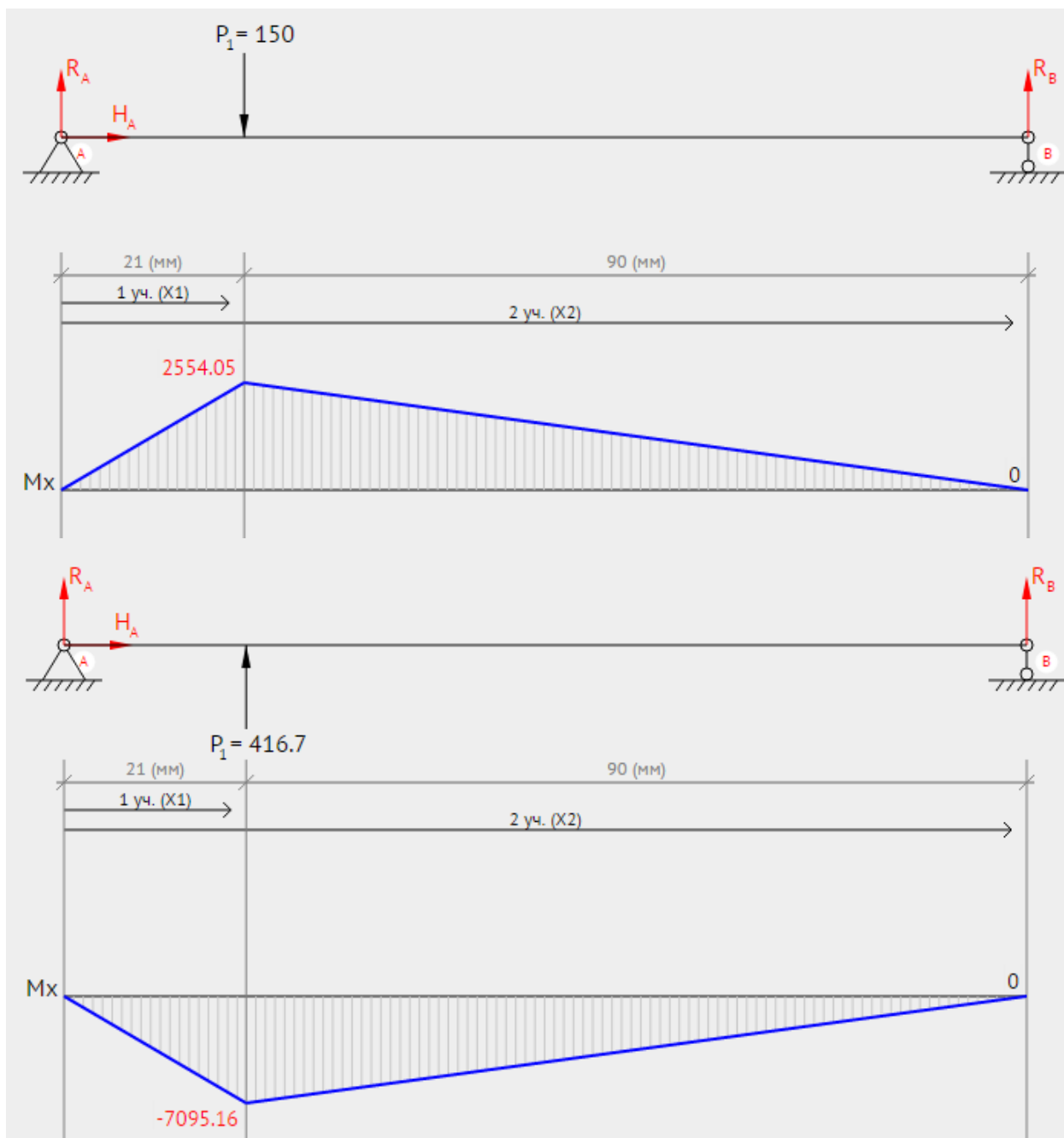


Рис. 7. Эпюры изгибающих моментов.

В опасном сечении:

$$M_{np} = \sqrt{2554,05^2 + 7095,16^2 + 0,75 * 20000^2} = 18890,8 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

В качестве материала валов выберем сталь 40Х, которая обладает следующими свойствами:

модуль упругости первого рода	$E = 2 \dots 2,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$
предел прочности на изгиб	$[\sigma] = 377,3 \text{ МПа}$
предел прочности на кручение	$[\tau] = 112 \text{ МПа}$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{18890,8}{0,1 \cdot 377,3}} = 7,9 \text{ мм.} \Rightarrow \text{Примем минимальный диаметр выходного вала} = 8$$

мм.

### Расчет первого вала.

$l_{\text{общ}} = 37 \text{ мм}$  – длина вала

$l_1 = 5 \text{ м}$  - расстояние между подшипниками

$l_2 = 25 \text{ м}$  - расстояние от колеса до шестерни

Силы, действующие на вал:

$$P1 = \frac{2M_{kp}}{d_k} = \frac{34}{10,35} = 3,3 \text{ Н}$$

$$P2 = \frac{2M_{kp}}{d_u} = \frac{34}{3,45} = 9,86 \text{ Н}$$

$$R1 = P1 \cdot \text{tg} \alpha = 3,3 \cdot \text{tg}(20) = 1,188 \text{ Н}$$

$$R2 = P2 \cdot \text{tg} \alpha = 9,86 \cdot \text{tg}(20) = 3,55 \text{ Н}$$

Находим неизвестные силы реакции, используя уравнения моментов и сил:

$$\sum M_A = 0; \sum F_Y = 0; \sum F_X = 0$$

$$Y_1 = 34,88 \text{ Н}$$

$$Y_2 = -48,084 \text{ Н}$$

$$X_1 = 2,6332 \text{ Н}$$

$$X_2 = -0,2712 \text{ Н}$$

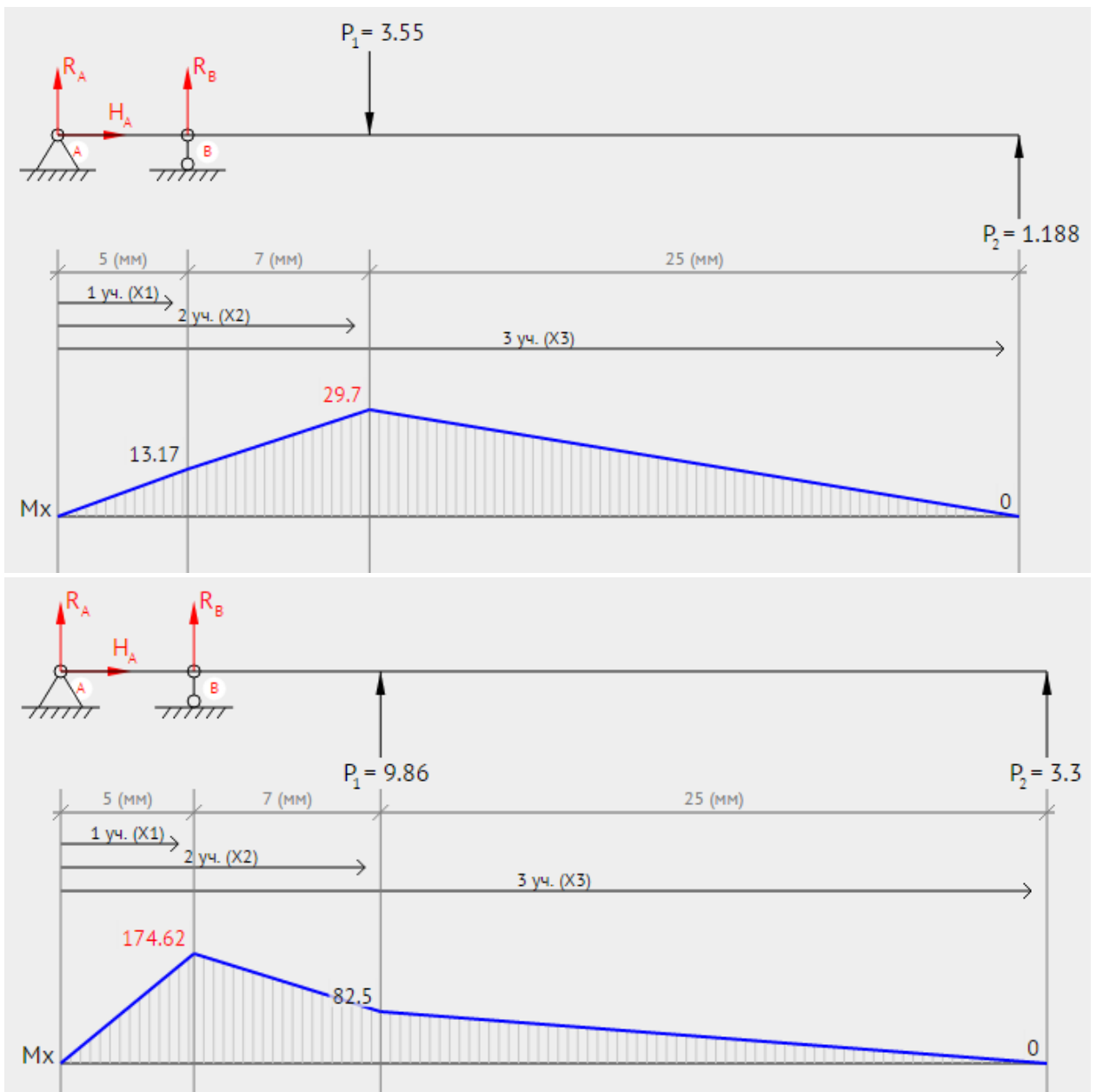


Рис. 8. Эпюры изгибающих моментов.

В опасном сечении:

$$M_{np} = \sqrt{13,17^2 + 174,62^2 + 0,75 \cdot (34)^2} = 177,57 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$M_{np} = \sqrt{82,5^2 + 29,7^2 + 0,75 \cdot (34)^2} = 92,49 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{177,57}{0,1 \cdot 377,3}} = 1,67 \text{ мм.} \Rightarrow \text{Примем минимальный диаметр вала} = 3 \text{ мм}$$

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 34 \cdot 25}{3,14 \cdot 8 \cdot 58}} = 2,47 \text{ мм.} \Rightarrow \text{Примем минимальный диаметр вала} = 3 \text{ мм}$$

## 8. Расчет опор редуктора.

Поскольку в разрабатываемом редукторе присутствует только радиальная нагрузка на валы, то выбираем радиальные шарикоподшипники.

Расчет будем вести по динамической грузоподъемности, т.к. частота вращения валов больше 1 об/мин, используя следующую формулу:

$$C_p = 0,01P \cdot \sqrt[3]{60nl} \quad (35), \text{ где}$$

$l$  – долговечность [ч]

$P$  – эквивалентная динамическая нагрузка:

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_m \quad (36), \text{ где}$$

$F_a = 0$  – осевая нагрузка на валы

$F_r$  – радиальная нагрузка на валы

$V = 1$  – коэффициент вращения

$X = 1$  – коэффициент радиальной нагрузки

$Y = 0$  – коэффициент осевой нагрузки

$K_\sigma = 2$  – коэффициент безопасности

$K_T = 1$  – температурный коэффициент

**На выходном валу:**

$$F_{r \max} = 358,8$$

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 358,8 + 0) \cdot 2 \cdot 1 = 717,6 \text{ Н}$$

$$n = 3,33 \text{ об/мин}$$

$$C_p = 0,01 \cdot 717,6 \cdot \sqrt[3]{60 \cdot 3,33 \cdot 2000} = 460 \text{ Н}$$

Исходя из этих данных, назначаем подшипники 1000088 ГОСТ 8338-75 с параметрами:

Условное обозначение	Диаметр внутреннего кольца, $d$ , мм	Диаметр наружного кольца, $D$ , мм	Ширина подшипника, $B$ , мм	$r$ , мм	$z$	$D_w$ , мм	$C$ , Н	$C_0$ , Н
1000088	8	16	4	0,4	10	2	1330	500

**На 1 валу:**

$$F_{r \max} = 48,1 \text{ Н}$$

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 48,1 + 0) \cdot 2 \cdot 1 = 96,2 \text{ Н}$$

$$n = 1500 \text{ об/мин}$$

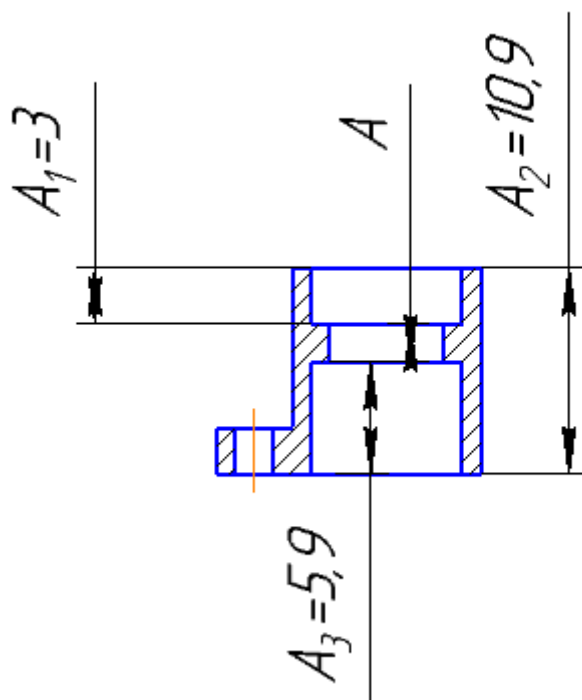
$$C_p = 0,01 \cdot 96,2 \cdot \sqrt[3]{60 \cdot 1500 \cdot 2000} = 543,3 \text{ Н}$$

Исходя из этих данных, назначаем подшипники 1000093 ГОСТ 8338-75 с параметрами:

Условное обозначение	Диаметр внутреннего кольца, $d$ , мм	Диаметр наружного кольца, $D$ , мм	Ширина подшипника, $B$ , мм	$r$ , мм	$z$	$D_w$ , мм	$C$ , Н	$C_0$ , Н
1000093	3	8	3	0,2	6	1,588	560	200

### 9. Расчет размерной цепи втулки 1.

*Расчет размерной цепи.*



$A_1, A_3$  – уменьшающие,  $A_2$  – увеличивающий.

Все размеры по H12, h12,  $\pm IT12/2$

Размер	отклонения
$A_1=3$	$3^{+0,05}_{-0,05}$

$A_2=10.9$	$10.9_{-0.18}$
$A_3=5.9$	$5.9_{-0.06}^{+0.06}$

$$A_{\Delta}=10,9-3-5,9=2,9$$

$$E_S A_{\Delta} = 0 - (-0,05 - 0,06) = 0,11$$

$$E_i A_{\Delta} = -0,18 - (0,05 + 0,06) = -0,29$$

$$A_{\Delta} = 2.9_{-0,29}^{+0,11}$$

## 10. Выбор материала корпуса.

Материал корпуса РМ, учитывая срок службы, область применения и условия эксплуатации, должен обладать следующими свойствами: легкость, прочность, долговечность, жесткость, относительно невысокий коэффициент линейного температурного расширения. Поэтому материалом для корпуса выберем алюминиевый литейный сплав нормальной прочности АЛ4 ГОСТ 2685-75 (упрочненный термической обработкой). Получение: литье под давлением, закалка и полное искусственное старение, повышающее твердость. Характеристики материала: модуль упругости  $E=0.71 \cdot 10^5$  МПа, твердость НВ=68, коэффициент линейного температурного расширения  $\alpha=23 \cdot 10^{-6}$  ед/град.

## 15.Список литературы

1. Ю.А. Кокорев, В.А. Жаров, А.М. Торгов, «Расчет электромеханического привода». М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1995, 132 с.
2. Е.В. Веселова, Н.И. Нарыкова, «Расчет и конструирование валов и осей приборов». Учебное пособие по курсовому проектированию по курсу «Элементы приборных устройств». Под ред. Тищенко О.Ф. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1980, 46 с.
3. Буцев А.А., Еремеев А.И., Кокорев Ю.А. и др. «Атлас конструкций ЭМП». Под ред. Тищенко О.Ф. Машиностроение, 1982.
4. «Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование». Под ред. Тищенко О.Ф. Высш. школа. 1982, ч.1, ч.2.
5. Т.И. Виляевская, Е.В. Веселова, Методические указания по выполнению домашнего задания «Проектирование опор вала передач» по курсу «Элементы приборных устройств».