



МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени Н.Э. БАУМАНА

Учебное пособие

Методические указания
по выполнению домашних заданий
по единому комплексному заданию по блоку дисциплины

«Основы конструирования приборов»

МГТУ имени Н.Э. Баумана

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени Н.Э. БАУМАНА

Методические указания
по выполнению домашних заданий
по единому комплексному заданию по блоку дисциплины

«Основы конструирования приборов»

Москва
МГТУ имени Н.Э. Баумана

2012

УДК 681.3.06(075.8)
ББК 32.973-018
И201

Методические указания по выполнению домашних заданий по единому комплексному заданию по блоку дисциплины «Основы конструирования приборов» / Коллектив авторов –
М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 20 с.: ил.

В методических указаниях рассмотрены основные этапы, их последовательность и содержание по выполнению домашних заданий по единому комплексному заданию по блоку дисциплин «Основы конструирования приборов».

Ил. 39. Табл. 5. Библиогр. 7 назв.

УДК 681.3.06(075.8)

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012

АННОТАЦИЯ

В работе проводится разработка редуктора. В рамках работы разработан редуктор, который полностью удовлетворяет техническому заданию. В ходе работы был проведен расчет передаточного отношения редуктора, расчет зубчатых колес на прочность, выбор материала, из которого должны быть изготовлены элементы редуктора.

ANNOTATION

The paper deals with the development of the gearbox. As part of the designed gear that fully satisfies the requirements specification. The work was calculated gear ratio gearbox, the calculation of gears for durability, the choice of material of which shall be made elements of the gearbox.

СОДЕРЖАНИЕ

Содержание	2
ВВЕДЕНИЕ	3
1 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА ЭМП	4
1.1 Определение общего передаточного отношения.....	4
1.2 Определение числа ступеней	5
1.3 Распределение общего передаточного отношения по ступеням	5
1.4 Определение чисел зубьев колес редуктора	5
2 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ЭМП	7
2.1 Проверочный расчет выбранного двигателя по статической нагрузке.....	7
2.2 Определение модуля зацепления.....	7
3 ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КИНЕМАТИКИ ЭМП	10
4 РАСЧЕТ ВЫЛОВ И ОПОР РЕДУКТОРА	12
4.1 Расчет валов	12
4.2 Расчет вала на жесткость	12
4.3 Расчет шарикоподшипников.....	14
5 ТОЧНОСТНЫЙ РАСЧЕТ РАЗРАБАТЫВАЕМОЙ КИНЕМАТИКИ.....	15
6 ПРОВЕРОЧНЫЕ РАСЧЕТЫ ПРОЕКТИРУЕМОГО ПРИВОДА	17
6.1 Уточненный силовой расчет и проверка правильности выбора электродвигателя.	17
6.2 Проверочные расчеты на прочность.....	18
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	20

ВВЕДЕНИЕ

Ниже приводится расчет, в соответствии с принципиальной схемой ЭМП и со спецификацией условий технического задания для варианта 22:

Момент нагрузки Мн	0.35 Н·М
Частота вращения выходного вала	20 об/мин
Угловое ускорение вращения выходного вала Ен	10 рад/с ²
Момент инерции нагрузки Јн	0.2 кг·м ²
Температура эксплуатации	±40 °С
Род тока	постоянный
Срок службы не менее	50 час
Критерий расчета	быстродействие
Режим работы	кратковременный
Метод расчета, процент риска при расчете, точность	вероятностный 1%
Рабочий угол поворота выходного вала	±30 град
Точность отработки не хуже	20'
Примечание	пуски редкие

Принципиальная схема ЭМП



1 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА ЭМП

По условию ТЗ режим работы привода – кратковременный, следовательно необходимо выбирать двигатель с относительно большим пусковым моментом.

Предварительный выбор двигателя определяем из соотношения [1]:

$$N = \xi \cdot \frac{M_n \omega_{\text{вых}}}{\eta_p} \quad (1), \text{ где}$$

N – расчетная мощность двигателя [Вт];

M_n – момент нагрузки привода, согласно ТЗ $M_n=0.6$ Н·м;

$\omega_{\text{вых}}$ – угловая скорость на выходном валу привода [рад/с].

Поскольку в ТЗ скорость выходного вала задана в об/мин $\omega_{\text{вых}}$ будет рассчитываться по формуле:

$$\omega_n = \frac{\pi \times n_n}{30}$$

подставляя значения $n_n=20$ об/мин получаем:

$$\omega_n = \frac{3.14 \times 20}{30} = 2.094 \text{ рад/сек}$$

η_p – КПД редуктора. Поскольку используется цилиндрический зубчатый редуктор открытого типа, $\eta_p = 80\%$;

ξ – коэффициент запаса двигателя, выбирается согласно указанному в ТЗ режиму работы и [1], $\xi=2.0$.

Подставляя значения в формулу (1) получаем расчетное значение мощности двигателя:

$$N = 2.0 * \frac{0.35 * 2.094}{0.8} = 1.83 \text{ Вт}$$

Требуется выбрать двигатель постоянного тока. Учитывая мощность, срок службы, разброс температур, характер работы, из табл.П1.18 [1] выбираем двигатель ДПМ-25-Н1-07 с техническими характеристиками:

$$U = 27 \text{ В,}$$

$$P=2.31 \text{ Вт,}$$

$$n_{\text{ном}} = 4500 \text{ об/мин}$$

$$M_{\text{ном}} = 4.9 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м,}$$

$$M_{\text{пуск}} = 11.8 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{м,}$$

$$J_p = 11.6 \cdot 10^{-6} \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

$$T = 500 \text{ часов,}$$

$$M = 0.12 \text{ кг}$$

1.1 Определение общего передаточного отношения

По известным значениям скоростей на входе $n_{\text{ном}}$ и $n_{\text{вых}}$ определяем общее передаточное отношение редуктора по формуле:

$$i_0 = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{вых}}} \quad (2)$$

Подставляя полученные в предыдущем пункте значения $n_{\text{ном}}$ и $n_{\text{вых}}$ получаем:

$$i_0 = \frac{4500}{20} = 225$$

1.2 Определение числа ступеней

Поскольку в ТЗ критерий минимизации- быстродействие(минимизация приведенного момента инерции)-находим число ступеней редуктора и осуществляем разбивку i_0 по ступеням[1]

Число ступеней редуктора:

$$k = c_2 \lg i_0 \quad (3), \text{ где}$$

k - расчетное число ступеней ЭМП;

i_0 - общее передаточное отношение, $i_0=225$;

c_2 –коэффициент, определяемый для равнопрочных передач на изгиб по формуле:

$$c_2 = \frac{1}{\lg\left(1 + \sqrt{1 + \frac{K_3}{K_4}}\right)}, \text{ где}$$

K_3 K_4 - коэффициенты, учитывающие зависимость массы шестерни от конструктивного оформления. Выбирается из таблицы [1]. $K_3 = 0.5$, $K_4 = 4$.

$c_2 = 1.661$.

Подставляя значения в (3) получаем:

$$k = 1.661 \cdot \lg 225 = 3.9$$

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

1.3 Распределение общего передаточного отношения по ступеням

Согласно рекомендациям в [1] назначаем число зубьев колес и шестерен из стандартного ряда. Полученные результаты представлены в табл.1.

Таблица 1 – Параметры зубчатых колес

Номер ступени	Передаточное отношение	Назначенные числа зубьев	
		Шестерня	Колесо
1	3.75	20	75
2	3.75	20	75
3	4	20	80
4	4	20	80

Поскольку выбор числа зубьев осуществляется из рекомендуемого стандартного ряда [1], результирующее передаточное отношение может несколько отличаться от расчетного. Погрешность (Δi) фактического передаточного отношения от расчетного не должна превышать

$$10\%, \text{ где } \Delta i = \frac{|i_0 - i_{\text{факт}}|}{i_0}.$$

Фактическое передаточное отношение $i_{\text{факт}}$ находим по формуле:

$$I_{\text{фактич}} = \prod_{k=1}^4 i_k = \left(\frac{75}{20}\right)^2 * \left(\frac{80}{20}\right)^2 = 225.$$

Вычисляем погрешность передаточного отношения:

$$\Delta i = \frac{i_o - i_d}{i_o} * 100\% = 0\%$$

$$0\% \leq 1\%$$

Следовательно, выбор числа зубьев колес и шестерен был произведен верно.

Кинематическая схема редуктора показана на рис.1.

Выходной

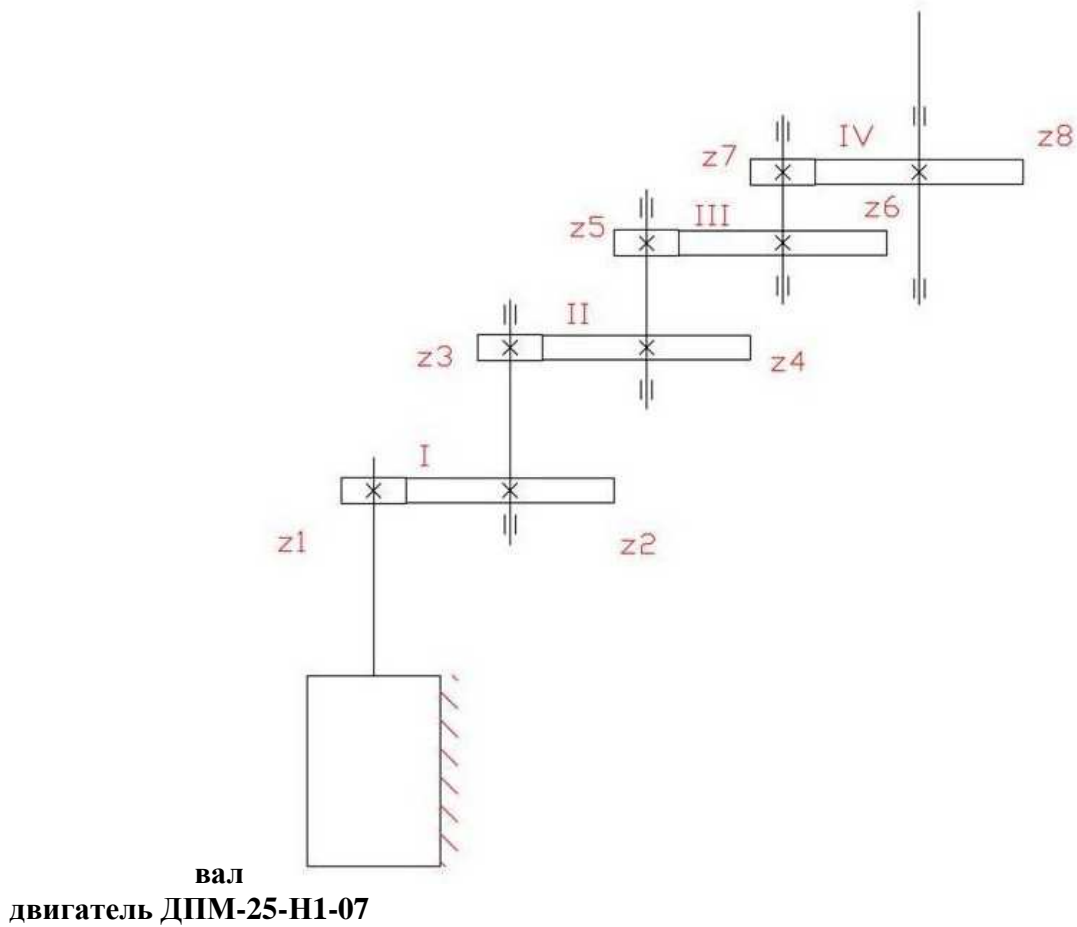


Рисунок 1 - Кинематическая схема ЭМП

2 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ЭМП

На выходном валу с учётом динамической составляющей действует момент

2.1 Предварительная проверка правильности выбора электродвигателя

Так как на данном этапе проектирования известна кинематическая схема ЭМП, то из соотношения приведения моментов [1]:

$$M_i = \frac{M_j}{i_{ij} \cdot \eta_{ij} \cdot \eta_{подш}} \quad (4), \text{ где}$$

M_i, M_j – момент нагрузки на i -ом и j -ом валах;

i_{ij} – передаточное отношение i -го и j -го вала;

η_{ij} – КПД передачи, $\eta_{ij}=0.98$;

$\eta_{подш}$ – КПД подшипников, в которых установлен ведущий вал,

$\eta_{подш}=0.99$.

Поскольку в момент пуска двигателя нужно учесть инерционность двигателя и нагрузки, необходимо, чтобы двигатель обеспечивал нужное угловое ускорение нагрузки. На выходном валу с учётом динамической составляющей действует следующий момент:

Общий момент $M_{\Sigma}=M_{СТ}+M_{Д}$,

$M_{СТ}$ – статическая нагрузка,

$M_{Д}$ – динамическая нагрузка.

$M_{СТ}=0,35H \cdot m$,

$M_{Д}=J \cdot \varepsilon$.

J – момент инерции нагрузки ($J=0,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$),

ε – угловое ускорение вала выходного звена ($\varepsilon=10 \text{ 1/с}^2$).

$$M_{\Sigma} = M_n + J_n \varepsilon_n = 0.35 + 0.2 \cdot 10 = 2.35 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Для того чтобы проверить правильность выбора двигателя, необходимо привести момент на выходном валу к валу двигателя по формуле (4) для каждого вала, начиная от выходного, и сравнить пусковой момент двигателя с приведённым моментом.

Ведём расчёт последовательно к валу двигателя:

$$M_7 = \frac{M_{\Sigma}}{i_4 \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{подш}} = \frac{3.1}{4 \cdot 0.98 \cdot 0.99} = 0.646 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad M_6 = M_7$$

$$M_5 = \frac{M_6}{i_3 \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{подш}} = \frac{0.799}{4 \cdot 0.98 \cdot 0.99} = 0.178 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad M_4 = M_5$$

$$M_3 = \frac{M_4}{i_2 \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{подш}} = \frac{0.205}{4 \cdot 0.98 \cdot 0.99} = 0.0459 \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad M_2 = M_3$$

$$M_1 = \frac{M_2}{i_1 \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_{подш}} = \frac{0.0528}{4 \cdot 0.98 \cdot 0.99} = 0.0118 \text{ (Н} \cdot \text{м)} = 11.8 \text{ (Н} \cdot \text{мм)}$$

Выполним предварительную проверку правильности выбора двигателя:

$$M_{пуск} \geq M_1$$

По паспортным данным $M_{пуск}=11.8 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}$, то есть $11.8 \geq 11.8$ – верно => двигатель выбран правильно. То есть выбранный двигатель (ДПМ-25-Н1-07) сможет обеспечить нужно угловое

ускорение нагрузки при старте.

2.2 Определение модуля зацепления

Модуль зацепления определяется из расчета зубьев на прочность (изгибную и контактную). Поскольку в проектировании ЭМП предполагается открытый тип передач, то расчет зубьев на изгиб является проектным.

При проверочном расчете по известной геометрии зубьев и заданным нагрузкам определяют действующие контактные напряжения σ_H и проверяется условие $\sigma_H \leq [\sigma_H]$.

Расчет на изгибную прочность проводят для наиболее нагруженной ступени редуктора, т.е. в нашем случае для ступени Z_9 - Z_8 . При этом модуль определяется по менее прочному колесу зубчатой элементарной пары соотношением:

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K \cdot M \cdot Y_F}{Z \cdot \psi_g \cdot [\sigma_F]}} \quad (5), \text{ где}$$

m – модуль прямозубых колес;

K – коэффициент расчетной нагрузки, $K=1.1 \dots 1.5$ (выбирается согласно [1]), выбираем значение $K=1.3$;

M – крутящий момент, действующий на рассчитываемое колесо [Н·м],

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается из таблицы [1], в нашем случае $Y_F=3.73$;

ψ_g – коэффициент формы зубчатого венца, для мелко модульных передач $\psi_g=3 \dots 16$ (согласно [1]), выбираем $\psi_g=6$;

$[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение при расчете зубьев на изгиб [МПа];

Z – число зубьев рассчитываемого колеса.

Если при определении модуля m по формуле (5) дало значение < 0.3 мм, то, исходя из конструктивных соображений, модуль принимают равным 0.3 мм.

У шестерни материал берем прочнее. Выбираем материал из рекомендуемых пар:

Шестерни: сталь 20Х

Термообработка: объемная закалка (должны быть прочнее)

$$\rho = 7.85 \text{ г/см}^3$$

$$\sigma_B = 850 \text{ Мпа} - \text{предел прочности}$$

$$\sigma_T = 630 \text{ Мпа} - \text{предел текучести}$$

$$\text{HRC} = 52$$

Колеса: сталь 50

Термообработка: поверхностная закалка

$$\rho = 7.85 \text{ г/см}^3$$

$$\sigma_B = 800 \text{ Мпа} - \text{предел прочности}$$

$$\sigma_T = 590 \text{ Мпа} - \text{предел текучести}$$

$$\text{HRC} = 48$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FR} * K_{FC} * K_{FL}}{\delta_F}, \text{ где}$$

σ_{FR} – предел выносливости на изгибе;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий цикл нагружения колеса;

K_{FL} – коэффициент долговечности;
 δ_F – коэффициент запаса прочности (т.к. условие работы кратковременное, то $\delta_F=2.2$);
 $K_{FC}=1$, для нереверсионных передач.

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_H}}, \text{ где}$$

N_H – число циклов нагружения

$$N_H = 60 \cdot n \cdot c \cdot L$$

n – частота вращения зубчатого колеса, $n=20$ об/мин,

c – число колес, находящихся одновременно в зацеплении с рассчитываемым, $c=1$,

L – срок службы передачи, $L=500$ часов.

$$N_H = 60 \cdot 20 \cdot 1 \cdot 500 = 600000 \text{ оборотов}$$

$$K_{FL} = (4000000/600000)^{1/6} = 2 \text{ (1.371)}$$

И у шестерен, и у колес $\sigma_{FR}=550$ МПа.

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FR} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}}{\delta_F} = 550 \cdot 1 \cdot 2 / 2.2 = 500 \text{ МПа}$$

Для шестерен значения Y_f больше, чем для колес, а, следовательно, и отношение $Y_f/[\sigma_f]$ больше, поэтому расчет веду по шестерне.

Подставляя данные в формулу (5) получаем

$$m = 1.4 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1.3 \cdot 0.35 \cdot 3.73}{75 \cdot 6 \cdot 500}} = 0.046$$

Исходя из конструктивных соображений, назначаем модули зацепления на все передачи равными 0.3 мм.

Определение допускаемых напряжений для шестерен и колес

$$[\sigma_H] = \sigma_{HR} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{HL1,2} / \delta_{H12}, \text{ где}$$

σ_{HR} – предел контактной выносливости поверхности зубьев;

$$\sigma_{HR \text{ шестерен}} = 18 \cdot \text{HRC} + 150 = 18 \cdot 52 + 150 = 1086 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HR \text{ колес}} = 17 \cdot \text{HRC} + 200 = 17 \cdot 48 + 200 = 1016 \text{ МПа};$$

Z_R – коэффициент шероховатости сопряженных поверхностей, $Z_R=1$;

Z_V – коэффициент, учитывающий окружную скорость колеса, $Z_V=1$;

δ_{H12} – коэффициент безопасности, $\delta_{H12}=1/2$;

K_{HL} – коэффициент долговечности

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

$N_H = 600000$ оборотов

$N_{HO} = 1,5 \cdot 10^8$ для закаленных до HRC 45...50 шестерен

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{150000000}{600000}} = 3.68$$

$$[\sigma_H]_{\text{шестерен}} = 1086 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 3.68 / 1.2 = 2970 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_n]_{\text{колес}} = 1016 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 3.68 / 1.2 = 2778 \text{ МПа}$$

Следовательно, допускаемое контактное напряжение
 $[\sigma_n] = 2778 \text{ МПа}$

Допускаемое напряжение изгиба
 $[\sigma_F] = 448.5 \text{ МПа}$.

3 ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КИНЕМАТИКИ ЭМП

Геометрические размеры зубчатых колес находятся по справочным таблицам [1].

Делительный диаметр

$$d_1 = m \cdot Z_1 / \cos\beta = m \cdot Z_1 \text{ т.к. колесо прямозубое, то } \beta = 0$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_a = m \cdot z / \cos\beta + 2 \cdot m \cdot (h_a + x_{12}) = m \cdot (z + 2) \text{ т.к. } h_a = 1, x_{12} = 0$$

Диаметр впадин

$$d_f = m \cdot z / \cos\beta - 2 \cdot m \cdot (h_a + c - x_{12}) = m(z - 2 - 2 \cdot c); m \leq 0.5, c = 0.5; 0.5 < m < 1, c = 0.35$$

Ширина колес

$$b = \psi_{bm} \cdot m, \text{ где}$$

для шестерен $\psi_{bm} = 4.5$, для колес $\psi_{bm} = 4$

Делительное межосевое расстояние

$$a_w = 0.5 \cdot m \cdot (Z_1 + Z_2) / \cos\beta = 0.5 \cdot m \cdot (Z_1 + Z_2)$$

1) Шестерня 1

$$d_1 = m_1 \cdot Z = 0.2 \cdot 17 = 6 \text{ мм}$$

$$d_a = m_1 \cdot (Z + 2) = (20 + 2) \cdot 0.3 = 6.6 \text{ мм}$$

$$d_f = m_1 \cdot (Z - 2 - 2 \cdot 0.5) = (20 - 2 - 2 \cdot 0.5) \cdot 0.3 = 5.1 \text{ мм}$$

$$b = \psi_{bm} \cdot m_1 = 4.5 \cdot 0.3 = 1.35 \text{ мм}$$

2) Шестерня 2

$$d_2 = m_2 \cdot Z = 17 \cdot 0.2 = 6 \text{ мм}$$

$$d_a = m_2 \cdot (Z + 2) = (20 + 2) \cdot 0.3 = 6.6 \text{ мм}$$

$$d_f = m_2 \cdot (Z - 2 - 2 \cdot 0.5) = (20 - 2 - 2 \cdot 0.5) \cdot 0.3 = 5.1 \text{ мм}$$

$$b = \psi_{bm} \cdot m_2 = 4.5 \cdot 0.3 = 1.35 \text{ мм}$$

3) Шестерня 3

$$d_3 = m_3 \cdot Z = 0.3 \cdot 20 = 6 \text{ мм}$$

$$d_a = m_3 \cdot (Z + 2) = (20 + 2) \cdot 0.3 = 6.6 \text{ мм}$$

$$d_f = m_3 \cdot (Z - 2 - 2 \cdot 0.5) = (20 - 2 - 2 \cdot 0.5) \cdot 0.3 = 5.1 \text{ мм}$$

$$b = \psi_{bm} \cdot m_3 = 4.5 \cdot 0.3 = 1.35 \text{ мм}$$

4) Шестерня 4

$$d_4 = m_4 \cdot Z = 17 \cdot 0.3 = 6 \text{ мм}$$

$$d_a = m_4 \cdot (Z + 2) = (20 + 2) \cdot 0.3 = 6.6 \text{ мм}$$

$$d_f = m_4 \cdot (Z - 2 - 2 \cdot 0.5) = (20 - 2 - 2 \cdot 0.5) \cdot 0.3 = 5.1 \text{ мм}$$

$$b = \psi_{bm} \cdot m_4 = 4.5 \cdot 0.3 = 1.35 \text{ мм}$$

5) Колесо 1

$$d_1 = m_1 \cdot Z = 75 \cdot 0.3 = 22.5 \text{ мм}$$

$$d_a = m_1 \cdot (Z + 2) = (40 + 2) \cdot 0.3 = 23.1 \text{ мм}$$

$$d_f = m_1 \cdot (Z - 2 - 2 \cdot 0.5) = (75 - 2 - 2 \cdot 0.5) \cdot 0.3 = 21.6 \text{ мм}$$

$$b = \psi_{bm} \cdot m_1 = 4 \cdot 0.3 = 1.2 \text{ мм}$$

6) Колесо 2

$$d_2 = m_2 \cdot Z = 75 \cdot 0.3 = 22.5 \text{ мм}$$

$$d_a = m_2 \cdot (Z+2) = (75+2) \cdot 0.3 = 23.1 \text{ мм}$$

$$d_f = m_2 \cdot (Z-2-2 \cdot 0.5) = (75-2-2 \cdot 0.5) \cdot 0.3 = 21.6 \text{ мм}$$

$$b = \psi_{bm} \cdot m_2 = 4 \cdot 0.3 + 0.6 = 1.2 \text{ мм}$$

7) Колесо 3

$$d_3 = m_3 \cdot Z = 80 \cdot 0.3 = 24.0 \text{ мм}$$

$$d_a = m_3 \cdot (Z+2) = (75+2) \cdot 0.3 = 24.6 \text{ мм}$$

$$d_f = m_3 \cdot (Z-2-2 \cdot 0.5) = (75-2-2 \cdot 0.5) \cdot 0.3 = 23.1 \text{ мм}$$

$$b = \psi_{bm} \cdot m_3 = 4 \cdot 0.3 = 1.2 \text{ мм}$$

8) Колесо 4

$$d_4 = m_4 \cdot Z = 80 \cdot 0.3 = 24.0 \text{ мм}$$

$$d_a = m_4 \cdot (Z+2) = (75+2) \cdot 0.3 = 24.6 \text{ мм}$$

$$d_f = m_4 \cdot (Z-2-2 \cdot 0.5) = (75-2-2 \cdot 0.5) \cdot 0.3 = 23.1 \text{ мм}$$

$$b = \psi_{bm} \cdot m_4 + 2 \cdot m_4 = 6 \cdot 0.3 + 0.6 = 1.2 \text{ мм}$$

9) Делительное межкосевое расстояние

$$a_1 = 0.5 \cdot m_1 \cdot (Z_1 + Z_2) = 0.5 \cdot 0.3 \cdot (20 + 75) = 14.25 \text{ мм}$$

$$a_2 = 0.5 \cdot m_2 \cdot (Z_3 + Z_4) = 0.5 \cdot 0.3 \cdot (20 + 75) = 14.25 \text{ мм}$$

$$a_3 = 0.5 \cdot m_3 \cdot (Z_5 + Z_6) = 0.5 \cdot 0.3 \cdot (20 + 80) = 15 \text{ мм}$$

$$a_4 = 0.5 \cdot m_4 \cdot (Z_7 + Z_8) = 0.5 \cdot 0.3 \cdot (20 + 80) = 15 \text{ мм}$$

Таблица 2 – Геометрические параметры выбранных зубчатых колес

№ колеса	1	2	3	4	5	6	7	8
d_1 , мм	6	22.5	6	22.5	6	24	6	24
d_a , мм	6.6	23.1	6.6	23.1	6.6	24.6	6.6	24.6
d_f , мм	5.1	21.6	5.1	21.6	5.1	23.1	5.1	23.1
b , мм	1.35	1.2	1.35	1.2	1.35	1.2	1.35	1.2
a_0 , мм	14.25		14.25		15		15	

4 РАСЧЕТ ВЫЛОВ И ОПОР РЕДУКТОРА

Значение $[\sigma]$ зависит от характера нагрузки

4.1 Расчет валов

Для расчёта диаметров вала согласно [1] будем использовать следующую формулу:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0.1 \cdot [\sigma]}}, \text{ где}$$

$M_{кр}$ - момент, действующий на вал [Н·мм];

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение для выбранного материала [МПа].

Значение $[\sigma]$ зависит от характера нагрузки и определяется соотношением:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{n}, \text{ где}$$

σ_{-1} – предел выносливости материала при симметричном цикле;

n – коэффициент запаса, назначаем $n=1.5$ (по характеру работы привода).

В качестве материала для валов выбираем сталь 40Х после улучшения. С характеристиками:

$\sigma_{-1}=380$ МПа; НВ 280.

В итоге получаем $[\sigma]=253$ МПа.

Расчет диаметра всех валов дает:

4й вал:

$$M_{кр.маx}=2350 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{2350}{0.1 \cdot 253}} = 4.529$$

3й вал:

$$M_{кр.маx}=646 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{646}{0.1 \cdot 253}} = 2.945$$

2й вал:

$$M_{кр.маx}=178 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{178}{0.1 \cdot 253}} = 1.916$$

1й вал:

$$M_{кр.маx}=46 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{46}{0.1 \cdot 253}} = 1.221$$

Из технологических соображений назначаем диаметры валов из стандартного ряда по ГОСТ 12081-72:

Таблица 3 – Диаметров зубчатых колес

1й вал	2й вал	3й вал	4й вал
5.0	5.0	5.0	5.0

4.2 Расчет вала на жесткость

Исходные данные:

Крутящий момент	350,00 Н*мм
Угол в плане	180,00 °
Число зубьев первого колеса	75
Модуль первого колеса	0,30
Число зубьев второго колеса	20
Модуль второго колеса	0,30

Материал 40Х (улучшенная)

Допускаемые напряжения 126,67 МПа

Силы в зацеплениях:

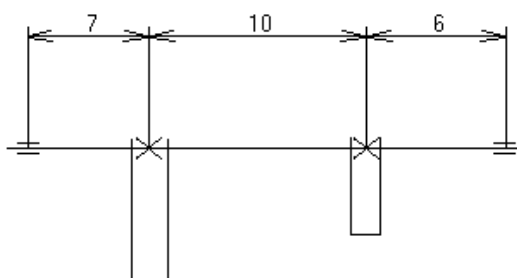


Рисунок 2 – Геометрическая длина вала

$$P1 = 40,12 \text{ Н} \quad P2 = 132,16 \text{ Н}$$

$$R1 = 14,60 \text{ Н} \quad R2 = 48,10 \text{ Н}$$

Проекции сил в зацеплениях на оси координат:

$$FX1 = -40,12 \text{ Н} \quad FX2 = -132,16 \text{ Н}$$

$$FY1 = 14,60 \text{ Н} \quad FY2 = -48,10 \text{ Н}$$

Реакции в опорах:

$$X1 = 60,44 \text{ Н} \quad X2 = 111,84 \text{ Н}$$

$$Y1 = 1,84 \text{ Н} \quad Y2 = 31,66 \text{ Н}$$

Диаметры и длины конструктивных ступеней вала (в мм):

Длина	Диаметр
4,00	2,69
9,00	4,04
20,00	4,22
24,00	2,90

Расчёт на жёсткость:

Прогиб в первом колесе:

Максимально допускаемый 0,009000 мм
Реальный 0,005387 мм

Прогиб во втором колесе:

Максимально допускаемый 0,009000 мм
Реальный 0,003145 мм

Масса валика 2,64 гр

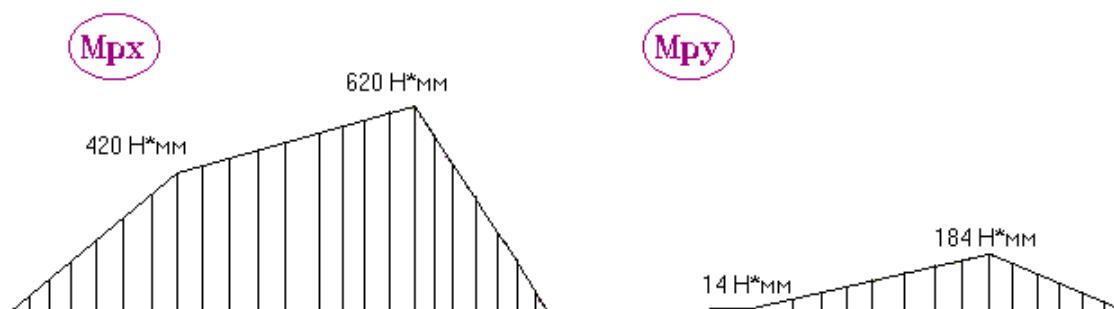


Рисунок 3 – Эпюрные характеристики самого нагруженного вала

4.3 Расчет шарикоподшипников

Поскольку в разрабатываемой конструкции присутствует только радиальная нагрузка на валы, то выбираем радиальные шарикоподшипники.

Расчет будем вести по динамической грузоподъемности C_p , используя следующую формулу:

$$C_p = 0.01 \cdot P \cdot \sqrt[3]{60 \cdot n \cdot L_h}, \text{ где}$$

$P=250$ Н, эквивалентная динамическая нагрузка;

$n=20$ об/мин, частота вращения вала;

$L_h=50$ ч, долговечность.

Получим

$$C_p = 124 \text{ Н.}$$

Исходя из полученных данных, используя справочные таблицы [2], выберем радиальный однорядный шарикоподшипник (ГОСТ 8338-75) со следующими параметрами:

Условное обозначение: 1000085 (легкая серия диаметров);

Диаметр внутреннего кольца 5 мм;

Диаметр наружного кольца 11 мм;

$B=3$ мм; $r=0,3$ мм; $D_w=1,588$ мм.

5 ТОЧНОСТНЫЙ РАСЧЕТ РАЗРАБАТЫВАЕМОЙ КИНЕМАТИКИ

Должно выполняться условие:

$$\Delta_{\Sigma} \leq [\delta_0 S], \text{ где}$$

Δ_{Σ} -погрешность передачи;

$[\delta_0 S]=20'$ – заданная погрешность передачи.

Погрешность передачи состоит из кинематической погрешности и погрешности мёртвого хода.

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta\varphi_{i0\Sigma} + \Delta\varphi_{Л\Sigma}$$

Назначим для рассчитываемого ЭПМ 7-ю степень точности и вид сопряжения – G.

Найдём максимальную кинематическую погрешность по формуле:

$$F'_{i0 \max} = K \cdot (F'_{i1} + F'_{i2}), \text{ где}$$

Значения F'_{i1} и F'_{i2} рассчитывают по формуле:

$$F'_i = F_p + f_f, \text{ где}$$

F_p -допуск на накопленную погрешность шага зубчатого колеса;

f_f -допуск на погрешность профиля зуба;

K- коэффициент фазовой компенсации.

Таблица 4 – Исходных данные для расчёта редуктора на точность

1	2	3	4	5	6	7	8
i=3.75		i=3.75		i=4		i=4	
K=0.85		K=0.97		K=0.98		K=0.98	
a=14.25		a=14.25		a=15		a=15	
f _a =11		f _a =11		f _a =20		f _a =22	
Z=20	Z=75	Z=20	Z=75	Z=20	Z=80	Z=20	Z=80
d1=6	d1=22.5	d1=6	d1=22.5	d1=6	d1=24	d1=6	d1=24
E _{HS} =16	E _{HS} =16	E _{HS} =16	E _{HS} =18	E _{HS} =16	E _{HS} =26	E _{HS} =18	E _{HS} =28
T _H =16	T _H =16	T _H =16	T _H =18	T _H =16	T _H =26	T _H =22	T _H =36
F' _i =31	F' _i =31	F' _i =31	F' _i =33	F' _i =31	F' _i =44	F' _i =34	F' _i =52

$$F'_{i0 \max 1} = 0.85 \cdot (31 + 31) = 52.7 \text{ мкм.}$$

$$F'_{i0 \max 2} = 0.97 \cdot (31 + 33) = 62.08 \text{ мкм.}$$

$$F'_{i0 \max 3} = 0.98 \cdot (31 + 44) = 73.5 \text{ мкм.}$$

$$F'_{i0 \max 4} = 0.98 \cdot (34 + 52) = 84.28 \text{ мкм.}$$

Находим максимальное значение кинематической погрешности элементарных передач в угловых минутах по формуле:

$$\Delta\varphi_{i0} = 6.88 \cdot \frac{F'_{i0}}{m \cdot z}$$

$$\Delta\varphi_{i0 \max 1} = 6.88 \cdot 52.7 / 6.8 = 53.32'$$

$$\Delta\varphi_{i0 \max 2} = 6,88 \cdot 62,7/17,4 = 24,79'$$

$$\Delta\varphi_{i0 \max 3} = 6,88 \cdot 73,5/57,6 = 8,78'$$

$$\Delta\varphi_{i0 \max 4} = 6,88 \cdot 84,28/115,2 = 5,033'$$

Определяем передаточные коэффициенты элементарных передач по формуле:

$$\xi_j = \frac{1}{i_{j-\text{в}}}$$

$i_{j-\text{в}}$ -передаточное отношение между выходными валами j -ой передачи и привода.

$$\xi_1 = 1/3,35 \cdot 8 \cdot 8 = 0,00466$$

$$\xi_2 = 1/8 \cdot 8 = 0,015625$$

$$\xi_3 = 1/8 = 0,125$$

$$\xi_4 = 1$$

Определим максимальную кинематическую погрешность передачи по формуле:

$$\Delta\varphi_{i0\Sigma} = \sum_{j=1}^n \xi_j \cdot \Delta\varphi_{i0j}$$

$$\Delta\varphi_{i0\Sigma} = 0,00466 \cdot 53,32 + 0,015625 \cdot 24,79 + 0,125 \cdot 8,78 + 5,033 \cdot 1 = \underline{\underline{6,76'}}$$

Определим максимальные погрешности мёртвого хода элементарных передач по формуле:

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

$$j_{t \max 1} = 0,7(16 + 16) + \sqrt{0,5 \cdot (16^2 + 16^2)} + 2 \cdot 11^2 = 44,7 \text{ мкм}$$

$$j_{t \max 2} = 0,7(16 + 18) + \sqrt{0,5 \cdot (16^2 + 18^2)} + 2 \cdot 11^2 = 46,86 \text{ мкм}$$

$$j_{t \max 3} = 0,7(16 + 26) + \sqrt{0,5 \cdot (16^2 + 26^2)} + 2 \cdot 20^2 = 64,98 \text{ мкм}$$

$$j_{t \max 4} = 0,7(18 + 28) + \sqrt{0,5 \cdot (22^2 + 36^2)} + 2 \cdot 22^2 = 75,3 \text{ мкм}$$

Находим погрешность мёртвого хода

$$\Delta\varphi_L = 6,88 \cdot \frac{j_t}{m \cdot z}$$

$$\Delta\varphi_{L \max 1} = 6,88 \cdot 44,7/6,8 = 45,22'$$

$$\Delta\varphi_{L \max 2} = 6,88 \cdot 46,86/17,4 = 18,52'$$

$$\Delta\varphi_{L \max 3} = 6,88 \cdot 64,98/57,6 = 7,76'$$

$$\Delta\varphi_{L \max 4} = 6,88 \cdot 75,3/115,2 = 4,5'$$

Погрешность мёртвого хода кинематической цепи

$$\Delta\varphi_{L\Sigma} = \sum_{j=1}^n \xi_j \cdot \Delta\varphi_{Lj}$$

По условию задан риск 10%, поэтому, исходя из [1], назначаем $t_2 = 0,21$

$$\Delta l_{i\Sigma}^p = E_{i\Sigma}^p + t_2 \sqrt{\sum_{j=1}^n (\xi_j V_{ij})^2} = 11,6'$$

$$\Delta \varphi_{II\Sigma} = 0,00466 * 45,22 + 0,015625 * 18,52 + 0,125 * 7,76 + 4,5 * 1 = 6,8'$$

Вычислим суммарную погрешность передачи:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta \phi_{i0\Sigma}^p + \Delta \pi_{\pi\Sigma}^p = 6,8' + 5,9' = 12,7' < 30'$$

Разрабатываемый ЭМП удовлетворяет требуемому условию точности

6 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТЫ ПРОЕКТИРУЕМОГО ПРИВОДА

Для расчетов понадобятся численные параметры моментов, сообщаемых ступеням.

6.1 Уточненный силовой расчет и проверка правильности выбора электродвигателя

Должны выполняться соотношения

$$M_{\Pi} \geq M_{\text{СТ.ПР}}^* + M_{\text{Д.ПР}}^*$$

$$M_{\text{НОМ}} \geq M_{\text{СТ.ПР}}^*$$

$M_{\text{СТ.ПР}}^*$ - уточненный статический момент приведенный к валу двигателя

$M_{\text{Д.ПР}}^*$ - уточненный динамический момент приведенный к валу двигателя

Статический момент

$$M_{\text{СТ.ПР}}^* = M_{\text{Н}} / (i_0 * \eta_{\text{ц}} * \eta_{\text{под}}), \text{ где}$$

$$\eta_{\text{под}} = 0,98$$

$$\eta_{\text{ц}} = 1 - 3,14 * f * \varepsilon_v * c * (1/z_1 + 1/z_2) / 2 = 1 - 0.1413 * C * (1/z_1 + 1/z_2)$$

c - коэффициент нагрузки

$$C = \frac{F + 2.92}{F + 0.174},$$

f - коэффициент трения, $f = 0.06$,

ε_v - коэффициент перекрытия, $\varepsilon_v = 1.5$,

F - окружная сила, $F = 2 * M_2 / d_2$

Таблица 5 – Параметры максимальных моментов каждой ступени редуктора

d_2 м	0.005	0.005	0.005	0.005
M_2 Н*м	0.0118	0.0459	0.178	0.646
F, Н	4.72	18.36	71.2	258.4
C	1.56	1.148	1.038	1.011
$\eta_{\text{ц}i}$	0.986	0.99	0,99	0,99

$$\eta_{\text{ц}} = \prod_i \eta_{\text{ц}i} = 0.957$$

$$\eta_{\text{под}} = \prod_i \eta_{\text{под}i} = 0.922$$

$$M_{\text{СТ.ПР}}^* = M_{\text{Н}} / (i_0 * \eta_{\text{ц}} * \eta_{\text{под}}) = 0.35 / (255 * 0,957 * 0.922) = 0,00156 \text{ Н*мм}$$

$$M_{\text{НОМ}} \geq M_{\text{СТ.ПР}}^* \Leftrightarrow \mathbf{0.0049} > \mathbf{0.00156}$$

Динамический момент

$$M_{\text{Д.ПР}}^* = J_{\text{ПР}} * \varepsilon, \text{ где}$$

ε - угловое ускорение вала двигателя, $\varepsilon = \varepsilon_{\text{Н}} * i_0$

$J_{\text{ПР}}$ - приведенный к валу двигателя момент всего ЭМП, кг*м^2

$$J_{\text{ПР}} = J_{\text{Р}} + J_{\text{РПР}} + J_{\text{Н}} / i_0^2,$$

$J_{\text{Р}}$ - момент инерции вращающихся частей двигателя,

$$J_{\text{Р}} = 0.57 * 10^{-6} \text{ кг*м}^2$$

$J_{\text{Н}}$ - момент инерции нагрузки $J_{\text{Н}} = 0.2 \text{ кг*м}^2$

$J_{\text{РПР}}$ - приведенный момент инерции редуктора

$$J_{\text{РПР}} = J_1 + J_2 / i_{12}^2 + \dots + J_n / i_{1-n}^2,$$

Момент инерции каждого звена

$$J = \pi * b * r * d^4 * 10^{-12} / 32 = 0.77 * 10^{-12} * b * d^4,$$

d - диаметр звена, мм,

b – толщина, мм,
 ρ – плотность, г/см³, ρ_{колес}=ρ_{шестерен}=7,85 г/см³

Таблица 5 – Параметры геометрических размеров после расчетов

№ колеса	1	2	3	4	5	6	7	8
d ₁	6	22.5	6	22.5	6	24	6	24
b	1.35	1.2	1.35	1.2	1.35	1.2	1.35	1.2
J, 10 ⁻⁹	1.35	236.81	1.35	237.00	1.35	307	1.35	307

$$J_{\text{ПР}} = (1.35 + (236.81 + 1.35) / 3.75^2 + (237 + 1.35) / (3.75 * 3.75)^2 + (307 + 1.35) / (3.75 * 3.75 * 4)^2 + 307 / (3.75 * 3.75 * 4 * 4)^2) * 10^{-9} = 19.588 * 10^{-9} \text{ КГ*М}^2$$

$$J_{\text{ПР}} = J_{\text{Р}} + J_{\text{РПР}} + J_{\text{Н}} / i_0^2 = 0.00000057 + 19.588 * 10^{-9} + 0.2 / (225)^2 = 0.00000454$$

$$M_{\text{ДПР}} = J_{\text{ПР}} * \varepsilon = 0.00000454 * 10 * 225 = 0,01 \text{ Н*М}$$

$$M_{\text{СТ.ПР}} + M_{\text{Д.ПР}} = 0,00156 + 0,01 = 0,01156 \text{ Н*М}$$

$$M_{\text{НОМ}} \geq M_{\text{СТ.ПР}} \Leftrightarrow \mathbf{0.0118 > 0,01156}$$

Проверка выполняется

6.2 Проверочные расчеты на прочность

а) проверка прочности зубьев на изгибную прочность.

Передача открытая

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

$$\sigma_{\text{н}} = \sqrt{\frac{M_2 * K * K_a^3 * (i_{12} + 1)^3}{i_{12}^2 * b * a^2}} \leq [\sigma_{\text{н}}], \text{ где}$$

i_{12} – передаточное отношение ступени

M_2 – момент на колесе [Н·мм];

K – коэффициент расчетной нагрузки;

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки

K_{FB} – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зуба

$$K = K_{\text{FV}} * K_{\text{FB}} = 1.2 * 1.17 = 1.404$$

K_a – коэффициент, определяемый соотношением

$$K_a = 0,82 * \sqrt[3]{\frac{2 * E_1 * E_2}{E_1 + E_2}} = 0,82 * \sqrt[3]{E_2} = 48, \text{ учитывая, что}$$

Модули упругости материалов шестерни и колеса $E_1 = E_2 = 2,1 * 10^5$ МПа.

$$\sigma_{\text{н1}} = [(11.8 * 1.404 * (48^3) * (3.5 + 1)^3) / (3.5)^3 * 1.35 * (14.25)^2]^{0.5} = 109 \text{ МПа}$$

$\sigma_{\text{н1}} = 399 \text{ МПа}$ – для первой ступени

$$\sigma_{\text{н5}} = [(350 * 1.404 * (48^3) * (4 + 1)^3) / (4)^3 * 1.35 * (15)^2]^{0.5} = 804 \text{ МПа}$$

$\sigma_{\text{н5}} = 2192 \text{ МПа}$ – для последней ступени

$$[\sigma_{\text{н}}] = 2778 \text{ МПа}$$

$$\sigma_n \leq [\sigma_n] \Leftrightarrow 804 < 2778$$

Проверка на изгибную прочность выполняется.

б) проверка прочности зубьев при кратковременных перегрузках.

Должно выполняться условие:

$$\sigma_{n \max} = \sigma_n * \sqrt{K_{пер}} \leq [\sigma_n]_{\max}$$

$K_{пер}$ – коэффициент перегрузки

σ_n – контактное напряжение

$$K_{пер} = M_{пуск} / M$$

$$K_{пер} = 0.01156 / 0.00156 = 7.4$$

$$[\sigma_n]_{\max} = 2.8 * \sigma_T$$

$$[\sigma_n]_{\max} = 2.8 * 800 = 2240 \text{ МПа} \text{ – для шестерен}$$

$$[\sigma_n]_{\max} = 2.8 * 590 = 1652 \text{ МПа} \text{ – для колес}$$

$$\sigma_{n \max} = 804 * (7.4)^{0.5} = 2187 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{n \max} \leq [\sigma_n]_{\max} \Leftrightarrow 2187 < 2240$$

Проверка прочности зубьев выполняется.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ю.А. Кокорев, В.А. Жаров, А.М. Торгов, Расчет электромеханического привода. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1995, 132 с.
2. Элементы приборных устройств. Курсовое проектирование. Под ред. Тищенко О.Ф. Высш. Школа. 1982, ч.1, ч.2.
3. 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.
4. Буцев А.А., Еремеев А.И., Кокорев Ю.А. и др. Атлас конструкций ЭМП. Под ред. Тищенко О.Ф. Машиностроение, 1982.