

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Томский государственный университет систем управления и радиоэлектроники

Е.А. Ефременков

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЦИКЛОИДАЛЬНЫХ ПРИВОДОВ ДЛЯ
РОБОТОТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

Методические указания к выполнению практических занятий и самостоятельной
работы по дисциплинам «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование»,
«Проектирование узлов перемещения роботов»
для студентов технических специальностей

Томск 2024

УДК 006.89

ББК 92.9

Е 922

Рецензент:

Антипин М.Е., доцент кафедры управления инновациями ТУСУР, кан. физ.-мат. наук

Е 922 **Ефременков, Егор Алексеевич**

Проектирование циклоидальных приводов для робототехнических систем/ Е.А. Ефременков – Томск: Томск. гос. ун-т систем упр. и радиоэлектроники, 2024. – 19 с.

Методические указания для организации практической и самостоятельной работы по дисциплинам «Детали мехатронных модулей, роботов и их конструирование», «Проектирование узлов перемещения роботов» разработаны для студентов технических специальностей и являются неотъемлемым элементом изучения дисциплины.

Одобрено на заседании каф. управления инновациями,
протокол № 7 от 05.03.2024

УДК 006.89

ББК 92.9

© Е.А. Ефременков
2024

© Томск. гос. ун-т систем упр. и
радиоэлектроники, 2024

Оглавление

Введение	4
1. Материально-техническое обеспечение самостоятельной работы	5
2 Проектирование привода с циклоидальным редуктором с промежуточными телами качения и свободной обоймой	6
3 Задания для проектирования.....	24
4 Прием результатов практических заданий	25
Заключение	26
Список используемых источников	27

Введение

Разработанные материалы играют важную роль в развитии готовности обучающихся к участию в проектировании робототехнических систем на основе современных механических передач с циклоидальным зацеплением. Изучение разработанных материалов способствует формированию у обучающихся знаний, умений и навыков, связанных с проектированием и созданием в среде САПР узлов механизмов для комплексов робототехнических систем, а также усвоению знаний связанных с подбором материалов деталей и оценки действующих на них сил. Сформированные в результате компетенции позволяют обосновывать принятие технического решения при разработке проекта, выбирать технические средства и технологии, в том числе с учетом экологических последствий их применения.

Цель – научить студентов проектировать электромеханические привода узлов и конструкций роботизированных систем.

Задачи:

1. Изучить основы проектирования циклоидальных механических передач.
2. Изучить принципы компоновки электромеханического привода.
3. Освоить приемы конструирования деталей и узлов роботизированных систем.
4. Получить навыки построения 3D-моделей деталей и сборок.

Практические задания, предусмотренные настоящими указаниями, выполняются студентами во время аудиторных занятий индивидуально или в групповом формате под контролем со стороны преподавателя. Все консультации осуществляются преподавателем.

Студент имеет право просить консультации у преподавателя, если он в текущий момент не распределяет задания, не принимает выполненные работы и не консультирует другого студента.

Преподаватель, давая консультацию студенту, указывает раздел технической документации или методической литературы, в которой имеется ответ на вопрос студента. Если необходимые сведения в документации и литературе отсутствуют, то преподаватель должен дать устные пояснения или продемонстрировать аналогичный пример решения, приводящие к требуемому результату, с последующим повторением студентом.

Консультации, выдача практических заданий и прием результатов выполнения осуществляется только во время аудиторных занятий. Задания выполняются последовательно. Правильное выполнение некоторых заданий возможно только, если студент корректно выполнил предыдущие задания. Поэтому приступать к следующему заданию студент может, только сдав преподавателю результат выполнения предыдущего.

1 Материально-техническое обеспечение практических занятий

Учебная аудитория для проведения занятий лекционного типа, учебная аудитория для проведения занятий практического типа, учебная аудитория для проведения занятий семинарского типа, помещение для проведения групповых и индивидуальных консультаций, помещение для проведения текущего контроля и промежуточной аттестации.

634034, Томская область, г. Томск, Вершинина улица, д. 74,
220 ауд. Описание имеющегося оборудования:

- Нетбук Lenovo ideaPad S10-3;
- Компьютер;
- Проектор Nec v260x;
- Экран проекторный;
- Доска маркерная;
- Компьютер (13 шт.);
- Комплект специализированной учебной мебели;
- Рабочее место преподавателя. Программное обеспечение:
- Microsoft Windows 7 Pro
- OpenOffice
- Компас 3D

Размещение и освещенность рабочих мест в учебной аудитории должно удовлетворять действующим требованиям санитарных правил и норм (СанПиН).

2. Проектирование привода с циклоидальным редуктором с промежуточными телами качения и свободной обоймой

Для проектирования редуктора на базе передачи с ПТКСО [1] примем следующие технические требования к механизму: мощность электродвигателя $N_{э/д}=1$ кВт, число оборотов электродвигателя $n_{э/д}=1500$ об/мин., момент на выходном валу редуктора $T_{\text{вых}}=80$ Нм.

Расчет редуктора с промежуточными телами качения, как и любого другого, начинаем с энергокинематического расчета. Определим передаточное отношение редуктора. Для этого рассчитаем момент на валу электродвигателя по формуле:

$$T_{э/д} = \frac{30 \cdot N_{э/д}}{\pi \cdot n_{э/д}}$$

Так $T_{э/д}=6,37$ Нм. Выбирается электродвигатель 3-хфазный асинхронный общего назначения 4ААМ50В4ЕЭ фланцевого исполнения ($N_{э/д}=0,9$ кВт, число оборотов номинальное $n_{э/д}=1500$ об/мин., фактическое $n_{э/д}=1350$ об/мин.).

Принимая КПД редуктора равным $\eta_p=0,94$ [2] определим передаточное отношение редуктора

$$i_p = \frac{T_{\text{вых}}}{\eta_p \cdot T_{э/д}}$$

Тогда $i_p=13,36$. Принимает передаточное отношение редуктора $i_p=13,5$, т.к. редуктор с ПТКСО может обеспечивать передаточные отношение с шагом 0,5.

Пересчитаем выходной крутящий момент с принятым передаточным отношением и определим число оборотов выходного вала редуктора. Уточненный крутящий момент на выходном валу редуктора равен $T_{\text{вых}}=80,84$ Нм. Число оборотов входного вала редуктора (генератора) такое же, как и число оборотов вала электродвигателя. Число оборотов выходного вала редуктора определим из выражения:

$$n_{\text{вых}} = \frac{n_{э/д}}{i_p}$$

Число оборотов выходного вала редуктора равно $n_{\text{вых}}=111,11$ об/мин.

2.1. Проектирование одноступенчатого редуктора

Спроектируем одноступенчатый редуктор с ПТКСО, имеющий передаточное отношение $i=13,5$ и параметры электродвигателя, представленные выше.

В одноступенчатой передаче выходным звеном является кулачок, венец закреплен неподвижно в корпусе редуктора. Так мы получаем планетарный механизм с выходным звеном, имеющим планетарное вращение. Как отмечалось в литературе [1], для соединения выходного звена передачи с ПТКСО с выходным валом редуктора необходимо использовать механизм параллельных кривошипов. Это необходимо учитывать при проектировании конструкции редуктора.

Определение геометрических параметров циклоидальных колес.

Исходя из необходимого передаточного отношения редуктора определяем числа зубьев циклоидальных колес и число тел качения. По формуле

$$i_{H1} = \frac{Z_1}{Z_4 - Z_1},$$

число зубьев кулачка равно $Z_1=27$, тогда число тел качения – $Z_2=28$, а число зубьев венца – $Z_4=29$. Принимаем коэффициент смещения $\chi=1,3$, тогда по гистограмме (рис. 1) определим коэффициент $k=0,105$.

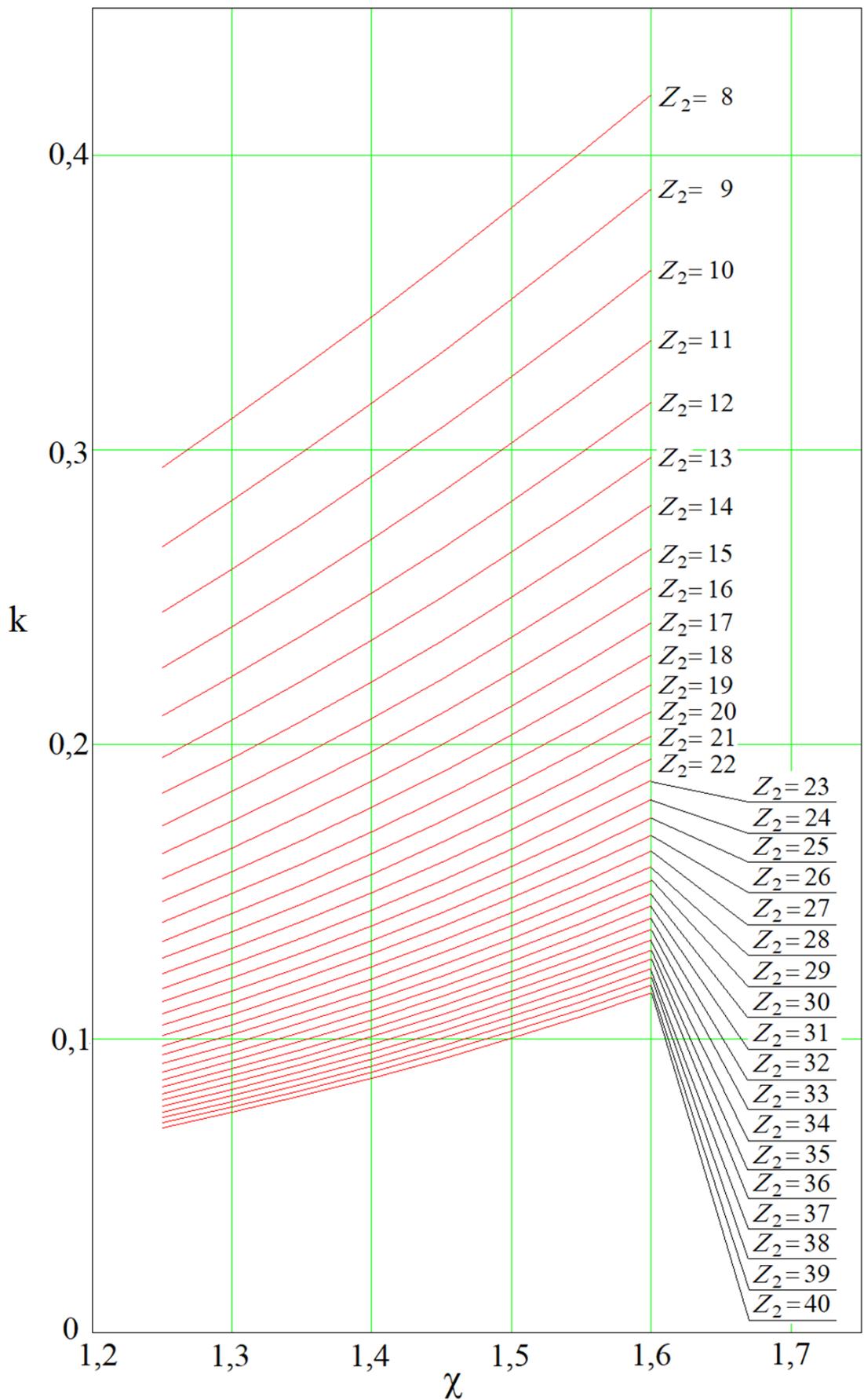


Рис. 1. Гистограмма определения коэффициента k в зависимости от χ и числа тел качения Z_2 , номер линии соответствует параметру Z_2

По гистограмме (рис. 2) определяем угол приложения максимального контактного напряжения $\varphi_2=67,5^\circ$. При проектировании будем ориентироваться на полный эксцентриситет генератора равный $e=1,5$ мм. Тогда радиус производящей окружности предварительно равен $r_2=21$ мм, коэффициент $a=1,302$.

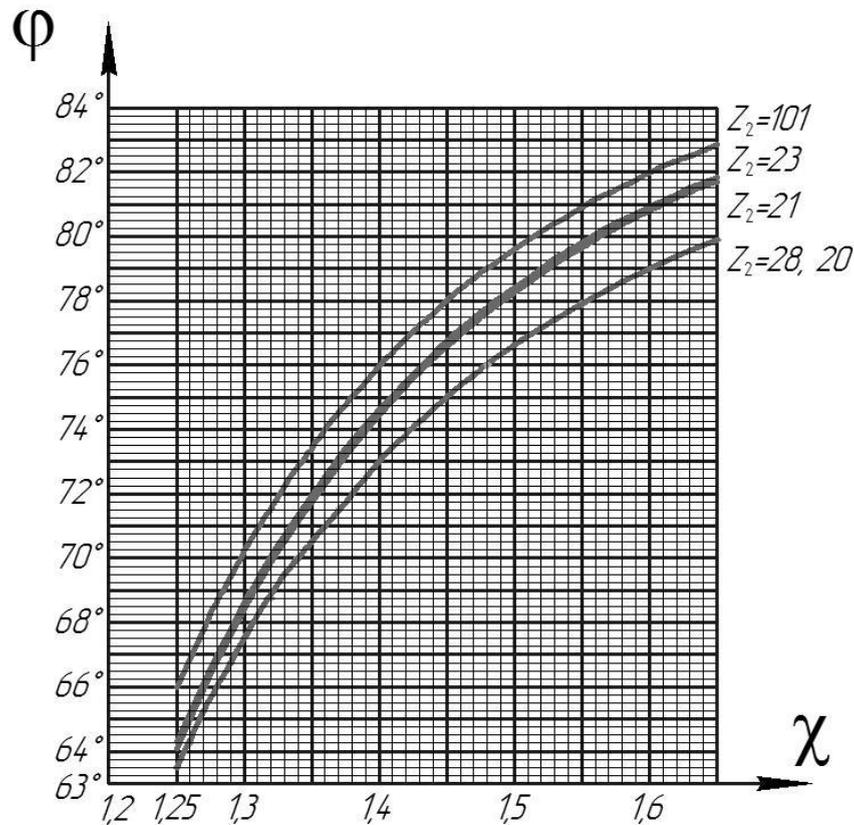


Рис. 2. Гистограмма определения угла φ_2 положения тела качения с максимальным контактным напряжением в зависимости от коэффициента смещения χ

$$a = \sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi \cos \varphi}.$$

Из неравенства

$$2 \frac{r_2}{Z_2} < r_b < r_2 \cdot \chi \cdot \sin \left(\frac{180^\circ}{Z_2} \right),$$

определяем диапазон возможных значений радиуса тела качения: $1,5 \leq r_b \leq 3,056$ мм, принимаем радиус роликовых тел качения равным $r_b=2$ мм. Длину контакта l_b в зацеплении примем равным 6 мм. Допустимое контактное напряжение для стали ШХ15 $[\sigma_H]=3000$ МПа. Сумму квадратов выражения $(\sin \varphi / a)$ определяем для φ от 0° до 180° с шагом $(360/Z_2)$, при этом a тоже изменяется.

Теперь определим минимальный радиус центров тел качения, как геометрический параметр передачи с ПТКСО, определяющий предварительный габарит механизма:

$$r_c \geq \frac{36,73 \cdot 10^9 \cdot 161,54 \cdot \sin 67,5^\circ \cdot 0,105}{0,006 \cdot 0,002 \cdot 9 \cdot 10^{18} \cdot 1,302 \cdot 13,5 \left(0,105 - \frac{0,002}{0,021 \cdot 1,302} \right) \sum_{0^\circ}^{180^\circ} \left(\frac{\sin \varphi}{a} \right)^2} = 2.3 \text{ мм}$$

Таким образом, выбранные параметры отвечают условию прочности и являются завышенными. Общий эксцентриситет передачи можно уменьшить почти в два раза, до 0,8 мм, при этом $r_2=11,2$ мм. Однако оставим выбранные параметры без изменений с учетом подбора подшипников качения.

Так окончательно выбираем параметры передачи с ПТКСО, следующие:

$Z_2=28$; $r_2=21$ мм; $\chi=1,3$; $r_b=2$ мм и

$$r_c = r_2 \cdot \chi = 27,3 \text{ мм.}$$

По принятым исходным параметрам передачи с ПТКСО определяем геометрические параметры циклоидальных колес:

– радиус выступов кулачка:

$$r_B^K = 21 \left(1,3 + \frac{1}{28} \right) - 2 = 26,05 \text{ мм;}$$

– радиус впадин кулачка:

$$r_{B\Pi}^K = 21 \left(1,3 - \frac{1}{28} \right) - 2 = 24,55 \text{ мм;}$$

– радиус выступов венца:

$$r_B^B = 21 \left(1,3 - \frac{1}{28} \right) + 2 = 28,55 \text{ мм;}$$

– радиус впадин венца:

$$r_{B\Pi}^B = 21 \left(1,3 + \frac{1}{28} \right) + 2 = 30,05 \text{ мм.}$$

Вычитая из радиуса выступов венца радиус выступов кулачка и полный эксцентриситет передачи можно определить толщину сепаратора. Тогда толщину сепаратора можно определить из следующего выражения:

$$S_{ir} = 28,55 - 26,05 - 1,5 = 1 \text{ мм.}$$

Принимая во внимание, что фактически найденное значение — это расстояние между циклоидальными профилями в передаче с ПТКСО, принимаем толщину сепаратора на 0,2 мм меньше найденного значения. Окончательно принимаем $S_{ir}=0,8$ мм.

Также предварительно рассчитаем диаметр входного и выходного валов редуктора. Для входного вала:

$$d_1 \geq 6\sqrt[3]{6,37} = 11,12 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_1=12$ мм. Полученный диаметр больше диаметра выходного конца вала электродвигателя, поэтому будем конструировать входной вал редуктора с внутренним отверстием, с погружением в него вала электродвигателя.

Для выходного вала:

$$d_{\text{вых}} \geq 6\sqrt[3]{80,84} = 25,94 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{\text{вых}}=30$ мм, длину выходного конца $l=58$ мм [3].

По полученным точкам циклоидальных профилей и размерам колес, тел качения и сепаратора выполняем эскизную компоновку (рис. 3).

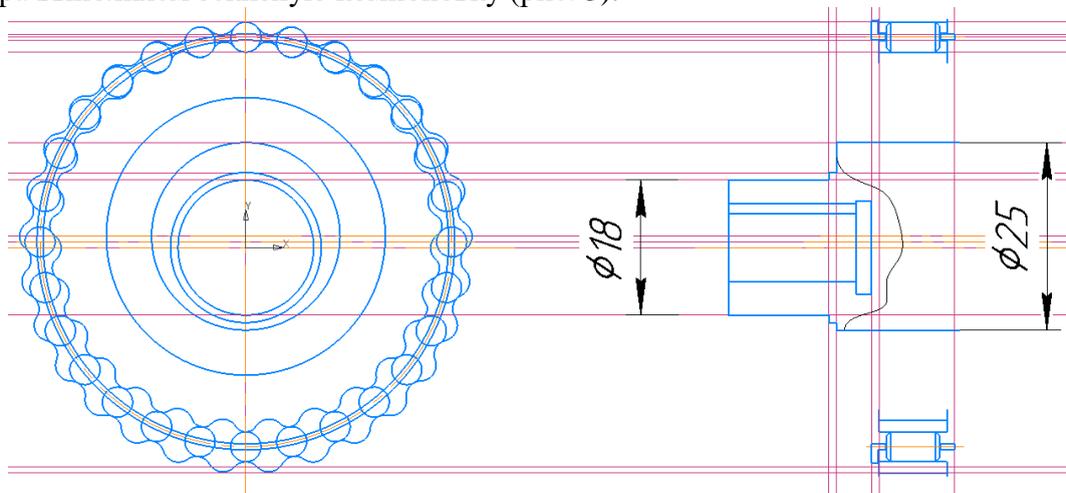


Рис. 3. Эскизная компоновка одноступенчатого редуктора с ПТКСО

Определение силовых характеристик в циклоидальном зацеплении и подбор подшипников качения генератора

По формуле

$$R_H = \sqrt{R_r^2 + R_t^2}$$

определяем реакцию на подшипник качения под кулачком. Для этого сначала определяем $\sin\gamma$ при соответствующем угле φ из выражения

$$\sin\gamma = \frac{i_{21}\chi\sin\varphi}{a\sqrt{i_{21}^2 + \left(1 - \frac{r_b}{r_2a}\right)\left(a^2\left(1 - \frac{r_b}{r_2a}\right) - 2 + 2\chi\cos\varphi\right)}}$$

и определим усилия на всех телах качения в зацеплении

$$F_i = \frac{F_{\max} \cdot h_i}{b},$$

$$F_{\max} = \frac{T_k \cdot b}{\sum h_i^2},$$

$$\sin\alpha_i = \frac{\sin\varphi_{2i} \cdot r_c}{L_i} \rightarrow \alpha_i = \arcsin\left(\frac{\sin\varphi_{2i} \cdot r_c}{L_i}\right),$$

$$L_i = r_2\sqrt{1 + \chi^2 - 2\chi\cos\varphi_{2i}},$$

$$h_i = b \cdot \sin\alpha_i,$$

а так же составляющие усилия в зацеплении:

$$F_i^r = F_i \cdot \cos\gamma,$$

$$F_i^t = F_i \cdot \sin\gamma.$$

Все промежуточные результаты сведем в таблицу 1.

Таблица 1

Значение параметров в зацеплении редуктора с ПТКСО для определения усилия на подшипник кулачка

№ п/п	F (Н)	γ	F ^r (Н)	F ^t (Н)
1	0	0°	0	0
2	829,23	11,292	410,86	82,04
3	1080,54	21,852	506,72	203,20
4	1129,02	32,104	483,21	303,16
5	1110,13	41,923	417,33	374,75
6	1058,32	50,806	337,91	414,41
7	984,95	57,736	265,66	420,81
8	895,07	61,045	218,93	395,71
9	791,64	59,365	203,82	344,15
10	676,89	53,271	204,53	274,10
11	552,78	44,451	199,37	195,59
12	421,18	34,167	176,07	119,51
13	283,93	23,106	131,95	56,30
14	142,91	11,641	70,72	14,57

Просуммировав F^r и F^t определим реакцию на подшипнике под кулачком:

$$R_H = \sqrt{3627,08^2 + 3198,30^2} = 4835,79 \text{ Н}$$

По полной реакции определим требуемую грузоподъемность подшипника по формуле

$$C = R_H \cdot \sqrt[m]{\frac{60n \cdot L_{10h}}{10^6}}. \quad (1)$$

При сроке службы $L_{10h}=12000$ часов, по рекомендациям [4] для редукторов общего назначения.

$$C = 4835,79 \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot 1500 \cdot 8000}{10^6}} = 34\,807 \text{ Н}$$

Для обеспечения необходимой грузоподъемности выбираем два игольчатых подшипника 4074104 [4] с динамической грузоподъемностью $C_0=17500$ Н. Размеры подшипника 4074104: $d=20$ мм, $D=42$ мм, $B=22$ мм.

Согласно предварительной компоновке (рис. 3), посадочное место под подшипник имеет диаметр 25 мм, а выбранные нами подшипники имеют посадочный диаметр 20 мм. Чтобы не менять принятый подшипник, будем его устанавливать без внутреннего кольца [4], тогда посадочный диаметр под подшипник будет $F_w=28$ мм. Следовательно, увеличиваем диаметр эксцентрика генератора. Выполняем прорисовку с подшипниками (рис. 4).

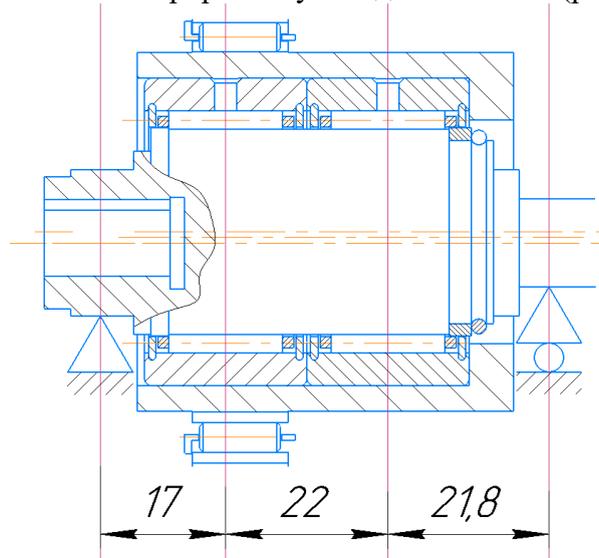


Рис. 4. Эскизная прорисовка узла генератора с подшипниками и местами под опоры самого генератора

Рассчитаем нагрузки на опоры генератора. Сначала определяем радиальную силу, возникающую на эксцентрике генератора от входного крутящего момента:

$$F = \frac{T_{\text{вх}}}{e}$$

При принятых параметрах:

$$F = \frac{6,37}{0,0015} = 4246,67 \text{ Н.}$$

По эскизу (рис. 4) составим расчетную схему для определения реакций в опорах генератора, при этом усилие от входного крутящего момента рассредоточим между центрами подшипников, установленных на генераторе под кулачком (рис. 5).

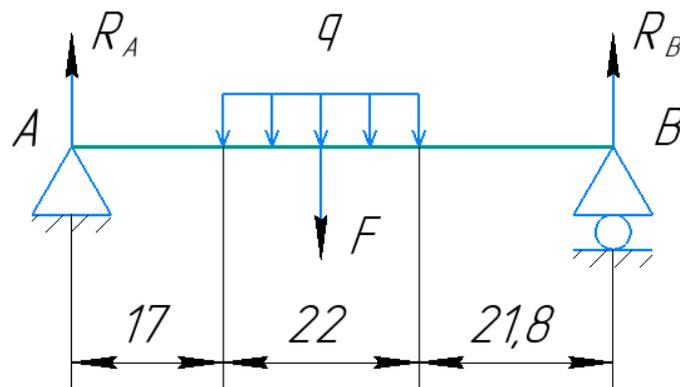


Рис. 5. Расчетная схема определения реакций опор узла генератора

По расчетной схеме составим уравнение равновесия моментов сил относительно опоры *A*:

$$\sum M_A = (q \cdot 22) \cdot \left(\frac{22}{2} + 17\right) - R_B \cdot (17 + 22 + 21,8) = 0.$$

Отсюда

$$R_B = \frac{4246,67 \cdot 28}{60,8} = 1955,70 \text{ Н.}$$

Реакцию в опоре *A* найдем из уравнения равновесия моментов сил относительно точки *B*:

$$\sum M_B = -(q \cdot 22) \cdot \left(\frac{22}{2} + 21,8\right) + R_A \cdot (17 + 22 + 21,8) = 0.$$

Тогда

$$R_A = \frac{4246,67 \cdot 32,8}{60,8} = 2290,97 \text{ Н.}$$

Выполним проверку, составим уравнение равновесия сил на вертикальную ось *Y*:

$$\sum F_y = -(q \cdot 22) + R_A + R_B = 0, \\ -4246,67 + 2290,97 + 1955,70 = 0.$$

Равенство верно, следовательно реакции в опорах вычислены корректно.

По формуле (1) определяем требуемую грузоподъемность подшипников качения для установки генератора в корпус редуктора. Для опоры *A*:

– при подборе шарикоподшипника

$$C = 2290,97 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1500 \cdot 8000}{10^6}} = 20\,534 \text{ Н}$$

– при подборе роликоподшипника

$$C = 2290,97 \cdot \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{60 \cdot 1500 \cdot 8000}{10^6}} = 16\,490 \text{ Н.}$$

Шарикоподшипник с требуемой динамической грузоподъемностью будет иметь следующие размеры [4]: тип 1000917 – $d=85\text{мм}$, $D=120\text{мм}$, $B=18\text{мм}$; или тип 114 – $d=70\text{мм}$, $D=110\text{мм}$, $B=20\text{мм}$. Очевидно, что шарикоподшипники имеют большие размеры и не могут быть применены в проектируемом редукторе. Поэтому будем подбирать роликовый подшипник. Расчетной грузоподъемности для опоры *A* удовлетворяет радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами, имеющий следующие размеры [4]: тип 92206А – $d=30\text{мм}$, $D=62\text{мм}$, $B=16\text{мм}$.

Для опоры *B*:

– при подборе шарикоподшипника

$$C = 1955,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 1500 \cdot 8000}{10^6}} = 17\,529 \text{ Н}$$

– при подборе роликоподшипника

$$C = 1955,7 \cdot \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{60 \cdot 1500 \cdot 8000}{10^6}} = 14\,077 \text{ Н.}$$

Как и в случае с опорой *A* шарикоподшипник для опоры *B* имеет большие размеры: тип 112 – $d=60\text{мм}$, $D=95\text{мм}$, $B=18\text{мм}$. Для опоры *B* принимаем игольчатый подшипник тип 4074904 – $d=20\text{мм}$, $D=37\text{мм}$, $B=17\text{мм}$.

Определение дисбаланса входного звена и подбор балансира.

На входном валу выполнен эксцентрик длиной 48,8 мм. Так этот эксцентрик создает дисбаланс при вращении входного вала. Кроме эксцентрика неуравновешенными также являются массы подшипников, установленных на нем, и кулачка. Уравновешивание масс произведем добавлением массы в виде противовеса.

Рассчитаем неуравновешенную массу.

$$m_r \cdot e_p = m_y \cdot e_y,$$

где m_r – неуравновешенная масса генератора (с подшипниками и кулачком);

e_p – эксцентриситет редуктора;

m_y – уравнивающая масса, масса противовеса;

e_y – расстояние от центра масс противовеса до оси вращения редуктора.

Противовес имеет уравнивающую массу полукольца, для которой расстояние e_y определяется по формуле [20]:

$$y_0 = 76,394 \frac{(R^3 - r^3) \sin \frac{\alpha}{2}}{(R^3 - r^3) \alpha}.$$

Зададим радиусы: наружный $R=35$ мм, внутренний $r=15$ мм (рис. 6).

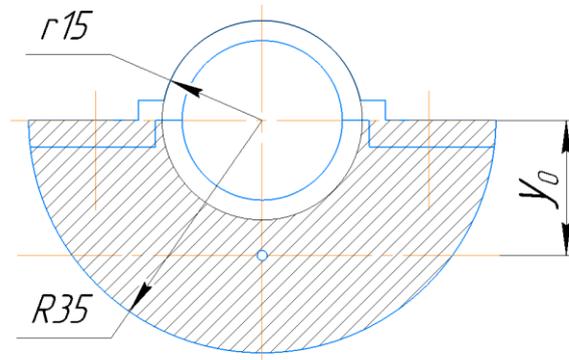


Рис. 6. Эскизная противовеса

Тогда при $\alpha=180^\circ$

$$y_0 = 76,394 \frac{(35^3 - 15^3) \sin \frac{\pi}{2}}{(35^3 - 15^3) \pi} = 24,317 \text{ мм.}$$

Масса противовеса будет равна:

$$m_y = V_y \cdot \rho = S_y \cdot h_y \cdot \rho,$$

где S_y – площадь противовеса;

h_y – толщина противовеса;

ρ – плотность материала противовеса, для стали $\rho=7,8 \cdot 10^3$ кг/м³.

Площадь противовеса с принятыми радиусами равна:

$$S_y = \pi \cdot R^2 - \pi \cdot r^2,$$

$$S_y = \pi \cdot 35^2 - \pi \cdot 15^2 = 3848,45 - 706,86 = 3141,59 \text{ мм}^2.$$

А толщину противовеса определим из выражения для уравнивания масс, после определения неуравновешенной массы и координаты ее приложения.

Определим неуравновешенную массу генератора m_r , которая определяется как:

$$m_r = m_{\text{ц}} + m_{\text{п}} + m_{\text{к}},$$

где $m_{\text{ц}}$ – масса эксцентрика генератора;

$m_{\text{п}}$ – масса подшипников на генераторе;

$m_{\text{к}}$ – масса кулачка.

Определим массу эксцентрика $m_{\text{ц}}$. Эксцентрик — это стальной цилиндр диаметром 28 мм и длиной 44,5 мм. Объем эксцентрика равен $V_3=27\,401$ мм³. Тогда масса эксцентрика равна $m_{\text{ц}}=0,214$ кг.

Масса подшипников на генераторе $m_{\text{п}}=0,2$ кг [4].

Массу кулачка определяем, как массу цилиндра с наружным диаметром равным среднему диаметру зубьев $D_k=50,6$ мм, внутренним диаметром $d_k=42$ мм и шириной 13 мм. Так же необходимо учесть массу корпуса кулачка, в который установлены подшипники. Корпус представляет собой составной цилиндр: с наружным диаметром $D_{кк}=49$ мм, внутренним диаметром $d_{кк}=42$ мм и длиной 33,5 мм; еще цилиндр с наружным диаметром $D_{ккд}=49$ мм, внутренним диаметром $d_{ккд}=39$ мм и длиной 7,5 мм; так же 10 пальцев диаметром 4 мм и длиной 11 мм. Тогда $m_k=0,245$ кг.

Так неуравновешенная масса генератора равна $m_r=0,659$ кг, она находится на эксцентриситете $e_p=1,5$ мм.

Определим необходимую толщину противовеса:

$$0,659 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 1698,03 \cdot 10^{-6} \cdot 7800 \cdot 24,317 \cdot 10^{-3} h_y,$$

$$h_y = \frac{0,659 \cdot 1,5}{3396,06 \cdot 10^{-6} \cdot 7800 \cdot 24,317} = 1,53 \cdot 10^{-3} \text{ м, или } 1,53 \text{ мм}$$

Уточнение подшипников генератора.

При принятых ранее подшипниках и увеличенном, из-за противовеса, расстоянии между опорами уточним реакции в них. Скорректированная расчетная схема показана на рисунке 7.

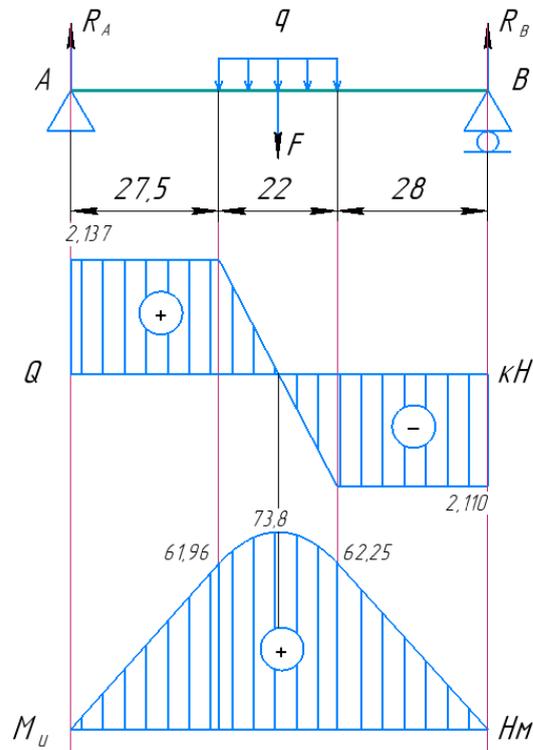


Рис. 7. Уточненная расчетная схема определения реакций опор узла генератора с эпюрами

Для опоры В:

$$R_B = \frac{4246,67 \cdot 38,5}{79} = 2109,64 \text{ Н.}$$

Для опоры А:

$$R_A = \frac{4246,67 \cdot 40,5}{79} = 2137,03 \text{ Н.}$$

Проверка, аналогичная предыдущей итерации, сходится. Так проверяем выбранные подшипники:

$$C_A = 2137,03 \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot 1500 \cdot 8000}{10^6}} = 15\,382 \text{ Н;}$$

$$C_B = 2109,64 \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot 1500 \cdot 8000}{10^6}} = 15\,185 \text{ Н.}$$

Таким образом, выбранные подшипники обеспечивают необходимую динамическую грузоподъемность.

Построим эпюру сил и изгибающих моментов генератора (рис. 7). Проверим вал генератора по условию прочности на изгиб:

$$\sigma_{\text{и}} \leq [\sigma_{\text{и}}].$$

Наибольший изгибающий момент на генераторе возникает примерно по середине и составляет $M_{\text{и}}=62,13 \text{ Нм}$, согласно эпюре (рис. 7). Генератор в этом сечении имеет диаметр 28 мм, согласно размерам выбранных подшипников на генераторе. Принимаем для генератора сталь 45, тогда допустимое напряжение на изгиб при переменном цикле нагружения для улучшенной стали составит $[\sigma_{\text{и}}]=210,6 \text{ МПа}$ [3].

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{62,13 \cdot 32}{\pi \cdot 0,028^3} = 28,83 \text{ МПа} < 210,6 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется, следовательно предварительно выбранный для генератора диаметр назначен правильно.

Определение прочности звеньев механизма параллельных кривошипов.

Вычертим узел генератора со всеми опорами (рис. 8).

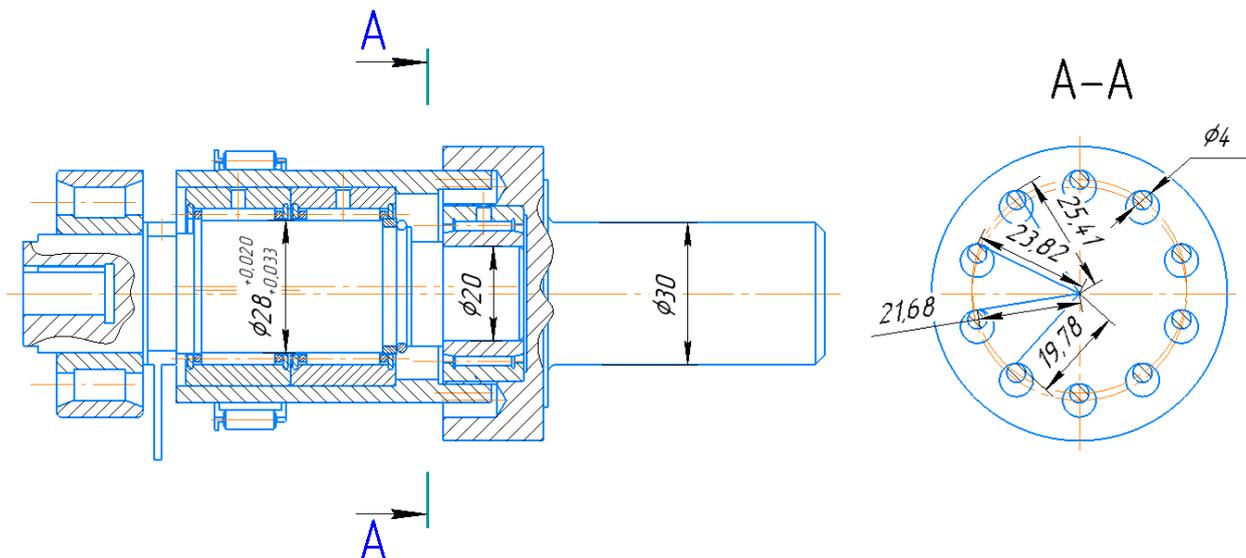


Рис. 8. Эскиз узла генератора со всеми подшипниками и механизмом параллельных кривошипов

Рассчитаем усилия, действующие на пальцы механизма параллельных кривошипов. Как можно заметить по эскизу (рис. 32, сечение А-А) нагрузку в механизме параллельных кривошипов минимум передают 4 пальца (при условии применения 10 пальцев). Пальцы находятся на разном расстоянии от оси вращения передачи. Ориентируясь на палец с минимальным расстоянием, определим для него максимально возможную нагрузку от выходного крутящего момента:

$$Q = \frac{80,84}{0,01978} = 4087 \text{ Н.}$$

Т.к. пальцев, передающих нагрузку 4, то полученное усилие можно поделить на количество пальцев для определения нагрузки для одного.

Проверим диаметры пальцев на срез по условию прочности:

$$\tau = \frac{Q_{\text{п}}}{S_{\text{ср}}} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где $Q_{\text{п}}$ – усилие, действующее на один палец, $Q_{\text{п}}=1021,5$ Н;
 $S_{\text{ср}}$ – площадь среза;
 $[\tau_{\text{ср}}]$ – допустимое напряжение на срезе, $[\tau_{\text{ср}}]=118,3$ МПа для стали ШХ15 [3].
 Площадь среза, – это площадь поперечного сечения пальца:

$$S_{\text{ср}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{п}}^2}{4}.$$

Принятый диаметр пальцев $d_{\text{п}}=0,004$ м.

Тогда проверим принятый диаметр пальцев по условию прочности на срез:

$$\tau = \frac{4 \cdot 1021,5}{\pi \cdot 0,004^2} = 81,31 \text{ МПа} < 118,3 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется, принятый диаметр пальцев выдерживает необходимые нагрузки.

Подбор подшипников выходного вала.

Составим расчетную схему (рис. 9) для выходного вала и определим требуемую грузоподъемность опор выходного вала. Учитываем, что на диск выходного вала действует радиальная сила, равная суммарной силе, вычисленной ранее.

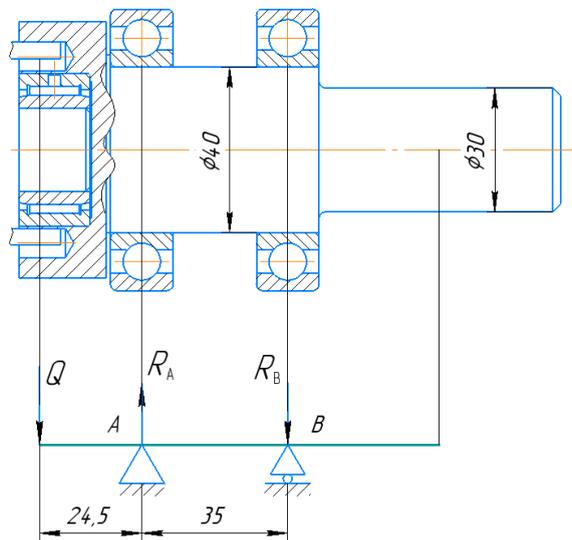


Рис. 9. Расчетная схема выходного вала редуктора

Для определения реакций опор составим уравнения равновесия моментов относительно точек А и В:

$$\sum M_A = Q \cdot 24,5 + R_B \cdot 35 = 0,$$

$$\sum M_B = Q \cdot (24,5 + 35) - R_A \cdot 35 = 0.$$

Тогда реакции опор определим как: $R_B=2860,9$ Н, $R_A=6947,9$ Н

Определим требуемую грузоподъемность подшипников выходного вала, учитывая, что число оборотов равно $n_{\text{вых}}=111,11$ об/мин. Так как окружная скорость вала не большая будем ориентироваться на статическую грузоподъемность подшипников. Для опоры А:

– при подборе шарикоподшипника

$$C = 6947,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 111,11 \cdot 8000}{10^6}} = 26 \ 153 \text{ Н}$$

– при подборе роликоподшипника

$$C = 6947,9 \cdot \sqrt[10/3]{\frac{60 \cdot 111,11 \cdot 8000}{10^6}} = 22 \ 960 \text{ Н}.$$

Для опоры В:

- при подборе шарикоподшипника

$$C = 2860,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 111,11 \cdot 8000}{10^6}} = 10\,769 \text{ Н}$$

- при подборе роликоподшипника

$$C = 2860,9 \cdot \sqrt[10]{\frac{60 \cdot 111,11 \cdot 8000}{10^6}} = 9\,432 \text{ Н.}$$

Для опоры А выбираем роликовый подшипник типа 32508А с размерами: $d=40\text{мм}$, $D=80\text{мм}$, $B=23\text{мм}$, $C=56\,100 \text{ Н}$, $C_0=42\,000 \text{ Н}$. Для опоры В принимаем шариковый подшипник типа 7000107 с размерами: $d=35\text{мм}$, $D=62\text{мм}$, $B=9\text{мм}$, $C=12\,400 \text{ Н}$, $C_0=6\,950 \text{ Н}$.

С учетом принятых подшипников скорректируем расчетную схему выходного вала и построим эпюры сил и изгибающих моментов (рис. 10). Пересчитав реакции опор, с учетом новых осевых размеров, получим $R_B=2986,7 \text{ Н}$, $R_A=7073,7 \text{ Н}$.

Уточненная грузоподъемность подшипников: для опоры А – $C=23\,321 \text{ Н}$; для опоры В – $C=11\,242,3 \text{ Н}$.

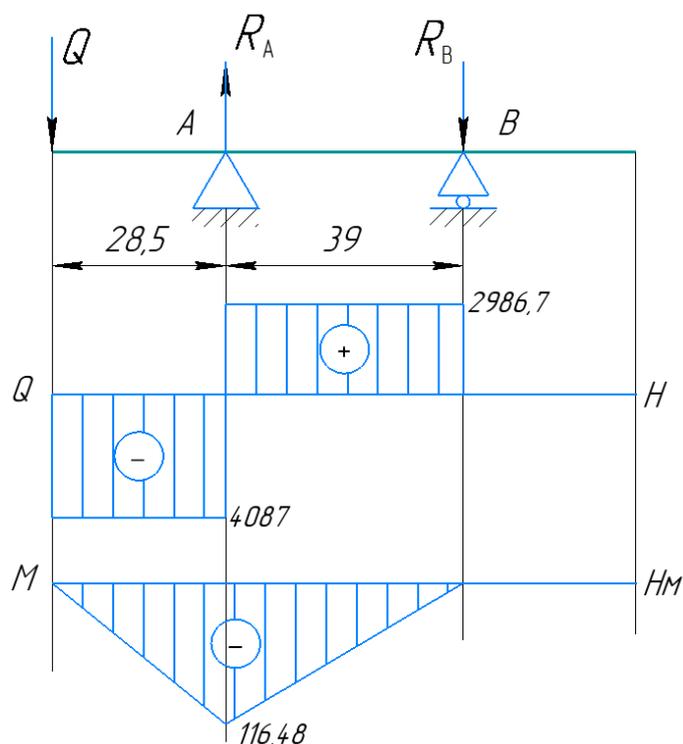


Рис. 10. Уточненная расчетная схема выходного вала с эпюрами

Проверим выходной вал по условию прочности на изгиб:

$$\sigma_{\text{и}} \leq [\sigma_{\text{и}}].$$

Наибольший изгибающий момент на валу возникает на опоре А и составляет $M_{\text{и}}=116,48 \text{ Нм}$, согласно эпюре (рис. 10). Выходной вал в этом сечении имеет диаметр 40 мм. Принимаем для выходного вала сталь 45, тогда допустимое напряжение на изгиб при переменном цикле нагружения для улучшенной стали составит $[\sigma_{\text{и}}]=210,6 \text{ МПа}$ [3].

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{116,48 \cdot 32}{\pi \cdot 0,04^3} = 18,54 \text{ МПа} < 210,6 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется, следовательно предварительно выбранный диаметр выходного вала назначен правильно.

Проектирование корпусных деталей редуктора

Подобрав опоры генератора и выходного вала, конструируем корпус редуктора. Корпус данного типа редукторов проектируется, как правило, цилиндрическим, т.е. в виде толстостенной трубы. Труба может быть с переменной стенкой, в зависимости от конструкции внутренних узлов редуктора. Минимальную толщину корпуса определяем с учетом стягивающих болтов. Для нашего корпуса, для стяжки, примем ориентировочно болты М10, тогда толщина корпуса определится из следующего выражения:

$$S_k = 2,1d_6,$$

где d_6 – номинальный диаметр резьбы.

Тогда расчетная толщина стенки $S=21$ мм, предварительно примем толщину стенки корпуса 22 мм. Надо учитывать, что наружный диаметр корпуса редуктора зависит от диаметра фланца или корпуса сопрягаемых механизмов, например, электродвигателя.

В нашем случае, выбранный электродвигатель имеет фланец диаметром 120 мм. Тогда корпус редуктора возле электродвигателя так же имеет максимальный диаметр 120 мм и диаметр расположения крепежных отверстий 100 мм. Двигатель к корпусу редуктора крепится болтами с шестигранной головкой М6. Корпусные детали редуктора со стороны электродвигателя будем стягивать болтами М8. Шестигранные головки будут располагаться в специальных канавках корпуса, чтобы обеспечить плотное прилегание фланца электродвигателя. При использовании болтов М8 и с учетом диаметра фланца электродвигателя толщина корпуса редуктора составит 20 мм.

Корпусные детали будут соединяться штифтом. Рассчитаем штифтовое соединение на срез и на смятие. Принимаем штифт диаметром 10 мм, он будет установлен в циклоидальное колесо с натягом (Р6/h7), а в корпусные детали с зазором (D8/h7).

Проверим диаметр штифта по условию прочности на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{4F}{\pi \cdot d^2} < [\tau_{ср}],$$

где F – сила, действующая поперек оси штифта и возникающая от выходного крутящего момента;

$[\tau_{ср}]$ – допустимое напряжение на срез, для стали 45 с закалкой в воде до твердости HRC 42 $[\tau_{ср}]=181,5$ МПа [3].

d – диаметр штифта, принят $d=10$ мм.

Сила, действующая на срез равна:

$$F = \frac{T_{\text{ВЫХ}}}{R_{\text{Ш}}},$$

где $T_{\text{ВЫХ}}$ – крутящий момент на выходном валу, $T_{\text{ВЫХ}}=80,84$ Н;

$R_{\text{Ш}}$ – радиус на котором располагается штифт, $R_{\text{Ш}}=50\text{мм}=0,05$ м.

Так $F=1616,8$ Н, тогда

$$\tau_{ср} = \frac{4 \cdot 1616,8}{\pi \cdot 0,01^2} = 20,586 \text{ МПа} < [\tau_{ср}],$$

условие выполнено, следовательно выбранный диаметр штифта подходит.

Опоры выходного вала фиксируются в корпусе стопорным кольцом и крышкой подшипника (для левой опоры). С целью сокращения металлоемкости конструкции часть корпуса с опорами выходного вала выполним с диаметром равным диаметру крышки подшипника.

Диаметр крышки подшипника определяется исходя из болтов, которыми она крепится к корпусу, принимаем их с номинальным диаметром резьбы М6. Тогда, определив ширину фланца крышки подшипника правой опоры, определим габаритный диаметр крышки. Ширина фланца определяется из следующего выражения:

$$H_{\phi} = 2d_p.$$

Принимаем ширину фланца $H_{\phi}=12$ мм.

Диаметр наружного кольца правого подшипника выходного вала равен $D_{кп}=62$ мм, тогда габаритный диаметр крышки D_k определится, как:

$$D_k = D_{кп} + 2H_{ф}.$$

Принимаем диаметр крышки подшипника $D_k=86$ мм.

Поскольку часть корпуса с опорами выходного вала не испытывает нагрузки на кручение, соединим ее с основным корпусом болтами М8. При этом диаметр корпуса примет тот же, что и для левых частей – 120 мм.

Для крепления привода к корпусу исполнительного устройства предусмотрим фланец под болты $d_{кк}=M12$. Фланец выполним на промежуточной части корпуса, расположенной справа от наружного циклоидального колеса и непосредственно с ним контактирующего.

Ширина крепежного фланца $H_{фк}$ определяется, как и ранее:

$$H_{фк} = 2d_{кк}.$$

Принимаем $H_{фк}=24$ мм.

Так, получаем габаритный диаметр циклоидального редуктора по фланцу 168 мм, диаметр отверстий под крепежные болты – 144 мм (рис. 11).

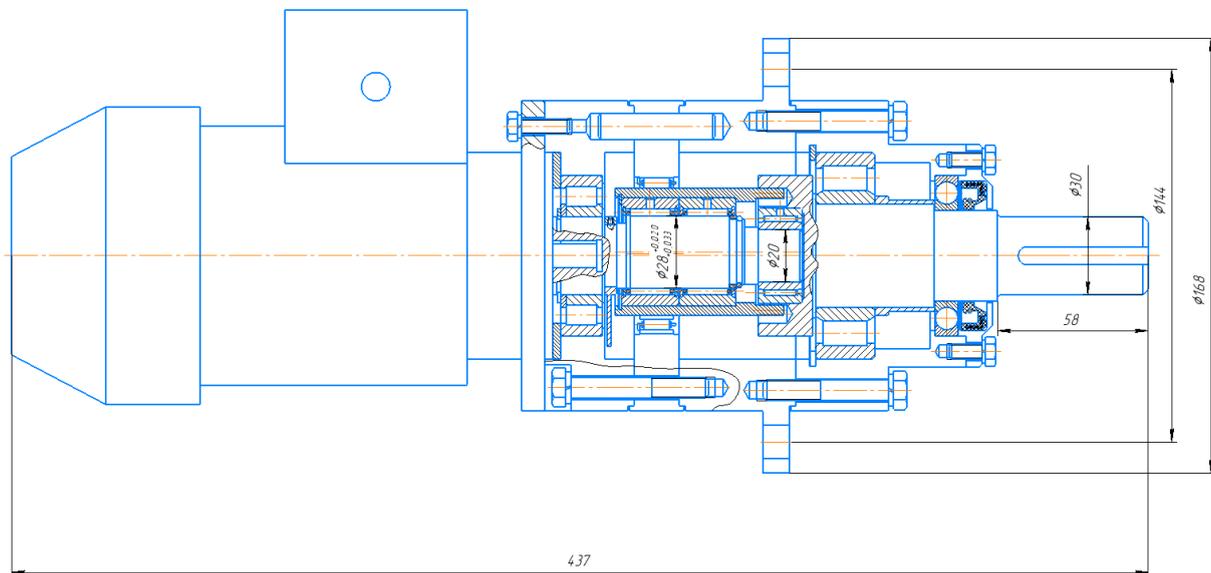
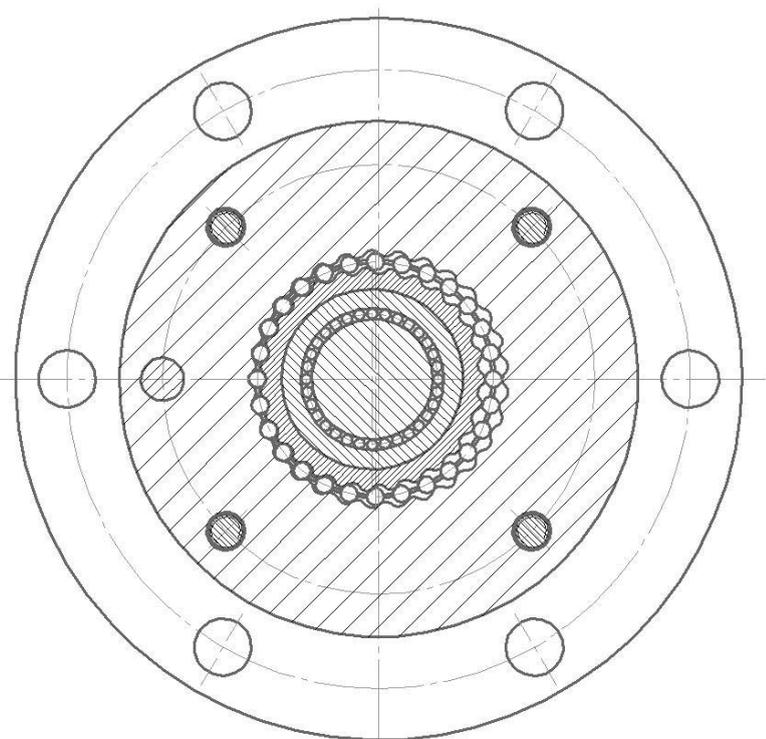


Рис. 11. Циклоидальный редуктор с промежуточными телами качения и свободной обоймой в продольном сечении состыкованный с электродвигателем

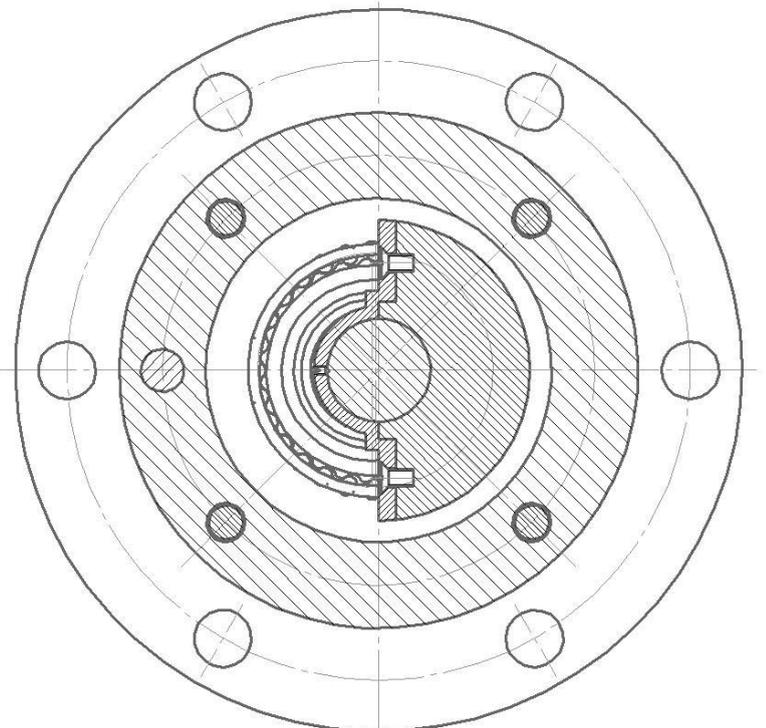
Далее выполняем окончательное вычерчивание привода с нанесением штриховки и выполнением необходимых видов, сечений и разрезов для полного представления сборки и работоспособности привода (рис. 12, 13). Так же формулируются и записываются (в сборочный чертеж) технические характеристики привода и технические требования к сборке и эксплуатации. После подготавливается спецификация на привод (рис. 14, 15).

ПЦР-230.00.00.00 СБ

Г-Г



В-В



Инд. № подл.	Инд. в тома	Взам. инд. №	Инд. № дубл.	Инд. в тома
--------------	-------------	--------------	--------------	-------------

Изм.	Илс.м	№ док.ум.	Подп.	Дата	Илс.м
					2

ПЦР-230.00.00.00 СБ

Копирован А.3

19 530 0,94, 1,94,
76. с.м.к.о.д.
Ц.м.т.м.
Ф.м.т.м.
Ф.м.т.м. С2
Ф.м.т.м.

11
ИШПТ
ПЧ

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №					<u>Документация</u>		
	A4			ПЦР-230.00.00.00 ПЗ	Пояснительная записка		
	A1			ПЦР-230.00.00.00 СБ	Сборочный чертеж		
					<u>Сборочные единицы</u>		
			1	ПЦР-230.00.01.00 СБ	Электродвигатель	1	
					<u>Детали</u>		
			2	ПЦР-230.00.00.01	Генератор	1	
			3	ПЦР-230.00.00.02	Опора левая	1	
			4	ПЦР-230.00.00.03	Колесо	1	
			5	ПЦР-230.00.00.04	Ролик	28	
			6	ПЦР-230.00.00.05	Сепаратор	1	
			7	ПЦР-230.00.00.06	Корпус	1	
			8	ПЦР-230.00.00.07	Кулачек	1	
			9	ПЦР-230.00.00.08	Втулка	1	
		10	ПЦР-230.00.00.09	Опора правая	1		
		11	ПЦР-230.00.00.10	Втулка распорная	1		
		12	ПЦР-230.00.00.11	Крышка подшипника	1		
		13	ПЦР-230.00.00.12	Вал выходной	1		
		14	ПЦР-230.00.00.13	Кольцо	1		
				ППЦР-230.00.00.00 ПЗ			
Инв. № посл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
	Разраб.					Лит.	Лист
	Пров.						1
	Н.контр.					ИШНПТ ТПУ	
	Утв.					ОМШ	
						Листов	2
					Привод с циклоидальным редуктором		
						Формат А4	

Рис. 38. Спецификация циклоидального привода, титульный лист

3. Задание для проектирования

Подобрать электродвигатель и спроектировать циклоидальный редуктор с ПТКСО, ориентируясь на параметры из таблицы

Вариант	Мощность электродвигателя, $N_{э/д}$, кВт	Число оборотов электродвигателя, $n_{э/д}$, об/мин.	Момент на выходном валу редуктора, $T_{вых}$, Нм
1	1,1	1500	100
2	0,9	2000	100
3	0,8	2300	80
4	0,7	2500	80
5	1,2	1000	200
6	1,4	900	300
7	0,5	3000	90

4. Прием результатов практических заданий

Результаты выполнения практических заданий демонстрируются преподавателю. Во время приема выполненной работы преподаватель вправе:

- требовать у студента демонстрации выполненного задания в виде файлов, текстов, таблиц, мнемосхем, рисунков, в том числе, по возможности и необходимости, в бумажном письменном или распечатанном виде, либо в электронном виде (при размещении результатов выполнения заданий в системе Moodle);

- требовать у студента пояснений, относящихся к способам реализации задания.

Задание считается выполненным и принимается преподавателем только в том случае, если получены все результаты, предусмотренные заданием. Если какие-то результаты, предусмотренные заданием, не получены или неверны, то задание подлежит доработке.

Студент должен работать внимательно и аккуратно. Подлежат обязательному исправлению замеченные преподавателем недочеты:

- несоответствие выполненной 3D модели заданию;
- небрежное оформление рисунков, графиков, структур, схем;
- неточности в описаниях, структурах, схемах.

Результаты выполнения заданий сохраняются студентом в электронном виде (файлы), а также, если возможно и удобно, в бумажном формате, до получения экзамена по данной дисциплине.

До начала экзаменационной сессии студент должен сдать результаты выполнения всех практических заданий, предусмотренных настоящими указаниями. В противном случае студенты к сдаче экзамена не допускаются.

Заключение

Изучение методических указаний к практическим занятиям и самостоятельной работе способствует успешному освоению и развитию у обучающихся готовности к проектной деятельности в области проектирования робототехнических систем и деталей мехатронных узлов.

В целом овладение обучающимися навыками разработки и проектирования приводных модуле робототехнических систем, создания конструкторской документации средствами компьютерного проектирования с использованием КОМПАС-3D, развивает их умения использовать современные технологии проектирования изделий и обеспечивает их знаниями позволяющими уверенно ориентироваться в вопросах выбора электромеханического привода расчета его составных частей для робототехнических систем.

Успешное освоение материалов и сформированные компетенции находятся в тесной взаимосвязи с выпускной квалификационной работой в рамках реализуемой ООП подготовки бакалавров.

Литература

1. Ефременков Е.А., Ефременкова С.К., Пашков Е.Н. Проектирование циклоидальных механических передач с промежуточными телами качения и свободной обоймой/Е.А Ефременков, С.К. Ефременкова, Е.Н Пашков. - Томск: Из-во ТПУ, 2022. – 90 с.
2. Ефременков Е.А. Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: Дис. ... канд. техн. наук/ Е.А. Ефременков;Томский политехнический университет. – Томск., 2002. – 126 с.
3. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т.1 /под ред. И.Н. Жуковой.– 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2001. – 920 с.
4. Подшипники качения: Справочник-каталог/ под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. - М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.