*Министерство образования Республики Беларусь*

*Учреждение образования*

*БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИНФОРМАТИКИ И РАДИОЭЛЕКТРОНИКИ*

Кафедра инженерной графики

##  ИНДИВИДУАЛЬНАЯ РАБОТА

*ЗАХВАТНОЕ УСТРОЙСТВО РОБОТА С ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ*

*Выполнил студент*

*Группы*

*\_\_\_\_\_\_\_\_\_*

*Принял*

*\_\_\_\_\_\_\_\_\_Назаренко В.Г.*

#### Минск 2012

Кинематическая схема устройства представлена на рисунке 1.



1. Электродвигатель.

2. Соединительная муфта.

3-5. Червячные передачи.

6. Схват робота.

I-IV. Валы.

Рис.1 Кинематическая схема

**Задание 8**

**Вариант 4**

**Исходные данные**

Мощность Р, снимаемая с выходного вала, **PIII(IV) =6 Вт.**

Скорость n вращения валов III, IV, **nIII,IV=40 об/мин.**

Срок службы L, **L=12000 часов**.

**СОДЕРЖАНИЕ**

1. Описание работы механизма…………………………………………...4

2. Предварительный выбор двигателя……………………………………6

3. Расчет редуктора………………………………………………………...7

3.1. Кинематический расчет……………………………………….........7

3.2. Расчет геометрических размеров………………………………….8

4.Проверочный расчет требуемой мощности двигателя……………….10

5.Предварительный расчет валов………………………………………..12

6.Расчет момента инерции редуктора…………………………………...13

7.Расчет мертвого ходa………………………………………………...…14

8.Подбор и расчет подшипников выходного вала. …………………….15

9.Обоснование применяемых материалов и типа смазки……………...17

 Литература

**1.Описание работы механизма**

Для применения роботов разрабатывают органы захвата.

Захватное устройство промышленного робота – орган манипулятора, предназначенный для захватывания или удержания объекта производства или технологической оснастки. При конструировании захватных устройств учитывают форму и свойства захватываемого объекта, условия протекания технологического процесса и особенности применяемой технологической оснастки, чем и обусловлено многообразие существующих захватных органов промышленных роботов.

Наиболее важными критериями при оценке выбора захватных органов являются приспосабливаемость к форме захватываемого объекта, точность захвата и сила захвата. В классификации захватных устройств в качестве классификационных выбраны признаки, характеризующие объект захвата, процесс захвата и удержание объекта, обслуживаемый технологический процесс, а также признаки, отражающие структурно-функциональную характеристику и конструктивную базу захватных устройств.

При транспортных и разгрузочных работах захватные устройства (схваты) осуществляют следующие функции:

* захват и удержание деталей во время их транспортировки;
* поддержание определенной ориентации переносимого предмета;
* определение положения детали относительно схвата.

При выборе типа схвата необходимо учитывать множество факторам, связанных с объектом захвата: форма объекта, его масса, механические свойства, соотношение размеров, физико-механические свойства материалов объекта, время захвата и точность удержания, а также состояние поверхности. Так, масса объекта определяет требуемое усилие захвата, т.е. грузоподъёмность промышленного робота, и позволяет выбрать тип привода и конструктивную базу захватного устройства; состояние поверхности объекта предопределяет материал губок, которыми должно быть снабжено захватное устройство.

Механизм качания предназначен для изменения положения плеча робота.

Конструктивно он состоит из трёх основных составляющих:

а) источник энергии(электродвигатель);

б) червячный редуктор;

в) захватное устройство в виде двух шатунов.

Червячные передачи применяют для преобразования вращательного движения между двумя скрещивающимися валами. Они позволяют получить в одной ступени большие передаточные числа (до 500), малые габариты, массу, небольшой мертвый ход, обладают плавным и бесшумным ходом, могут обеспечить самоторможение. Но у них сравнительно низкий КПД, повышенный износ и нагрев, высокая стоимость изготовления, а также необходимость применения дорогих антифрикционных материалов (бронза). Для устранения мертвого хода применяют червячные колеса специальной конструкции, например двойные колеса с пружинами, посредством которых в сопрягаемых зубьях устраняется зазор. Изменение межосевого расстояния путем перемещения опор вала червяка (с помощью пружин) также позволяет устранить мертвый ход.

Передача состоит:винт-гайка; червяк – это винт с числом заходов от 1 до 5, червячное колесо – косозубое цилиндрическое, конструкция венца которого имеет некоторые особенности. В приборах применяются упрощенные червячные передачи.

В качестве источника энергии используется электродвигатель. Соединение вала электродвигателя с валом редуктора осуществляется с помощью соединительной муфты. Полумуфты крепятся на входном валу редуктора и валу электродвигателя. Редуктор представляет собой одноступенчатую разветвлённую червячную передачу, заключённую в корпусе. Редуктор предназначен для передачи крутящего момента от электродвигателя с изменением направления, снижением частоты вращения и увеличением крутящего момента валу и увеличением усилия на захватных устройствах роботов. Опорами валов в корпусе редуктора служат подшипники качения. Расположение валов горизонтальное.

**2. Предварительный выбор двигателя**

Требуемая мощность Ртр, Вт определяем по формуле:

$Pтр=\frac{P\_{вых}}{η\_{общ}}=2\frac{6}{0,57}=21 Вт,$(2.1)

где Pвых=6 Вт – мощность на выходном валу, 2- коэффициент увеличения мощности за счёт наличия двух червячных колёс приводимых в движение от червяка.

Так как механизм еще не спроектирован и не известен его действительный КПД, то возьмём его равным 0,57.

$η\_{общ}=0,57 $(2.2)

Двигатель выбираем по формуле:

Pдв$ \geq $ε$ ∙ $Pтр= 2$∙$21 = 42 Вт,(2.3)

где ε=2 - коэффициент запаса, т.к. рекомендуемоеε = 1,2-2,5

На основании полученных данных выбираем электродвигателей постоянного тока с параллельным возбуждением серии ПЛ 052 со следующими характеристиками:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Uном.,в | Pдв.,Вт | n,об/мин | Вес,кг |
| 0,48 | 50 | 2700 | 2,5 |
|

Проверяем: 50≥42. Двигатель подходит.

**3. Расчёт редуктора**

**3.1 Кинематический расчёт**

Общее передаточное число Uобщ  редуктора определяется по формуле:

Uобщ =**|**Iобщ**|**=$\frac{n\_{дв}}{n\_{вых}}$=$\frac{2700}{40}=67,5$,(3.1)

где nдв-частота двигателя, nвых - выходная частота.

*Угловые скорости валов:*

; (3.2)

;(3.3)

. (3.4)

**3.2 Геометрический расчёт червячной передачи**

Выбираем коэффициент диаметра червяка q=25.

Модуль зацепления m=0,8мм.

Число заходов червяка z3=1.

Вычисляем делительный диаметр червяка d3,

d3 = m\*q = 0,8\*25=20 мм. (3.6)

Находим диаметр выступов dа3,

dа3 = m(q+2) = 0,8 (25+2) = 21,6 мм. (3.7)

Диаметр впадин червяка df3, вычисляем по формуле

df3= (q - 2,4)\*m = (25 – 2,4)\*0,8 = 18,08 мм. (3.8)

Число зубьев червячного колеса z4вычисляем по формуле

z4=z3 \* Uобщ=1\*67,5$ ≈ $68(3.9)

Делительный диаметр червячного колеса d4, вычисляем по формуле

d4 = m\*z4 = 0,25\*68=17мм.(3.10)

Диаметр выступов червячного колеса dа4, вычисляем по формуле

dа4 = d4 + 2m = 17 + 2\*0,25 = 17,5 мм.(3.11)

Диаметр впадин червячного колеса df4, вычисляем по формуле

df4 = d4 – 2,4m = 17 - 2,4 \* 0,25 = 16,4мм.(3.12)

Вычисляем расчётный шаг червяка р, по формуле

р = π \*m = 3,14\*0,8 = 2,512мм(3.13)

Вычисляем длину L, нарезной части червяка по формуле

L$ \geq $2m (1+ $\sqrt{z\_{4}}$) = 2\*0,8 ($1$ + $\sqrt{68}$) = 14,8мм. (3.14)

Вычисляем наибольший диаметр червячного колеса dаm ,мм по формуле

dam$=$da4 + 6m/z3+2 = 17,5 + 6\*08/1+2 = 24,3мм. (3.15)

Ширину венца колеса b4 , мм вычисляем по формуле

b4$\leq $0,75\*da3= 0,75\*21,6 = 16,2 мм. (3.16)

Вычисляем делительный угол подъёма винтовой линии γ,

γ = $arctg \frac{z\_{3}}{q}$=$ arctg \frac{1}{25}$= 2°29’. (3.17)

Выбираем угол обхвата червяка колесом

2δ = 90˚

Вычисляем межосевое расстояние а34 , по формуле

а34= $\frac{d\_{3 }+d\_{4}}{2}$ = $\frac{20+17,5}{2}$= 18,75 мм. (3.18)

**4. Проверочный расчёт требуемой мощности**

Вычисляем крутящий момент на выходном валу по формуле

ТIII= $\frac{P\_{вых}}{ω}$=$\frac{6}{4,2}$= 1,42Н $∙$ м , (4.1)

где $ω$ = $\frac{πn}{30}$ = $\frac{3,14\*40}{30}$ = 4,2 c-1(4.2)

Вычисляем крутящий момент на червячном колесе учитывая наличие двух пар подшипников качения, по формуле

Т4 = $\frac{ТIII}{η\_{пп}^{2}}$ =$\frac{1.42}{0,98}$=1,44Н$∙$м . (4.3)

Вычисляем окружную силу на червячном колесе Ft4по формуле

Ft4 = $\frac{2\*T\_{4}\*10^{3}}{d\_{4}}$ = $\frac{2\*10^{3}\*1,44}{17,5}$ = 164,5H.(4.4)

Выберем материал для всех колес: коэффициент трения для нее = 0,06, а для червяка выберем ГОСТ.

Также учтем, что Ft4>30Н, тогда поправочный коэффициент с=1. Выберем коэффициент торцевого перекрытияε=2.

Вычислим скорость скольжения по формуле

vs =$\frac{π\*d\_{3}\*n\_{дв}}{60\*1000\*cosγ}$=$\frac{3.14\*2\*2700}{60\*1000\*0.99}$ = 0,28м/с (4.5)

следовательно угол трения $ρ$ = 3˚

Вычисляем КПД червячной передачи 𝜂ЧП  по формуле

𝜂ЧП = $\frac{С\*tgγ}{tg(γ+ρ)}$ = $\frac{1\*tg2°29’}{tg(2°29’+3)}$ =$\frac{0,04}{0,09}$= 0,44(4.6)

Вычисляем крутящий момент на червячном винте Т3

Т3= $\frac{2\*Т\_{4}}{U\_{общ}\*η\_{ЧП}\*η\_{пп}^{3}}$ = $\frac{2\*1,44}{67,5 \*0,44\*0,97}$ = 0,09 Н$∙м$(4.7)

Определяем крутящий момент вала ТII = Т3= 0,099Н$∙м$

Вычислим крутящий момент вала двигателя

ТI=$\frac{Т\_{II}}{η\_{м}}$= $\frac{0,099}{0,97}$ = 0,1Н$∙м$ , (4.8)

Вычислим требуемую мощность двигателя Pтр по формуле

Pтр = ТI$ ∙ω$ = $\frac{Т\_{I}\* π\* n\_{дв}}{30}$= $\frac{0,1\*3,14\*2700}{30}$ = 28,2 Вт (4.9)

Проверим выполнение условия Рдв>(1,2…2,5)Ртр:

$\frac{Р\_{дв}}{Р\_{тр}}>\left(1,2….2,5\right) =>\frac{50}{28,2}$ = 1,773 => условие достаточности мощности двигателя выполняется.

**5.Предварительный расчёт валов**

В качестве материала для изготовления валов механизма выберем Сталь 45X ГОСТ 4543-75. Учитывая необходимую термическую обработку валу – улучшение, выбираем допустимое значение напряжения при кручении – [$τ$кр] – 23,3 МПа.

Вычисляем минимальный диаметр вала двигателя dI:

dI ≥1,1\*$\sqrt[3]{\frac{ТI}{0,2\*[τ\_{кр}]}}$ = 1,1\* $\sqrt[3]{\frac{0,1\*1000}{0,2\*23.3}}$ = 3,0567мм(5.1)

Вычисляем минимальный диаметр вала IIdII ,мм :

dII≥ 1,1 \*$\sqrt[3]{\frac{ТII}{0,2\*[τ\_{кр}]}}$ = 1,1\* $\sqrt[3]{\frac{0,099\*1000}{0,2\*23.3}}$ = 3,0465мм (5.2)

Вычисляем минимальный диаметр выходного вала IIIdIII , мм под червячным колесом:

dIII(IV) = 1,1 \*$\sqrt[3]{\frac{Т\_{III(IV)}}{0,2\*[τ\_{кр}]}}$ = 1,1\* $\sqrt[3]{\frac{1,42\*1000}{0,2\*23.3}}$ = 7,40 мм(5.3)

**6.Расчёт момента инерции редуктора**

Вычисляем момент инерции червячного колеса по формуле

J4= $\frac{ρ\* L\*π\*d\_{4}^{4}}{32}$ = $\frac{7850\*18\*10^{-3}\*3.14\*(17,5\*10^{-3})^{4}}{32}$ = 0.0138$∙$10-3г$∙$м2(6.1)

где $ρ$ – удельная плотность вещества. Согласно справочным материалам для Стали 30, $ρ$= 7850 кг/м3

Момент инерции червякаJ2 вычисляется по формуле:

J3= $\frac{ρ\* b\*π\*d\_{3}^{4}}{32}$ = $\frac{8800\*16\*10^{-3}3,14(20\*10^{-3})^{4}}{32}$ =0.07\*10-3 г$∙$м2(6.2)

где$ρ$= 8800кг/м3 согласно справочным материалам по ГОСТ

Рассчитаем момент инерции для всей передачи:

J=J4 +J3($\frac{ω\_{3}}{ω\_{4}})^{2}$=0.0138$∙$10-3+0.07\*10(1)2= 0.0838•10-3г$∙$м2(6.3)

**7.Расчёт мёртвого хода**

В реверсивных механизмах устройств и систем различают прямой и обратный ход. Вследствие боковых зазоров в зацеплении, зазоров во вращательных парах и упругих деформаций валов положения ведомого звена всегда различны при одинаковых положениях ведущего звена во время прямого и обратного хода.

Точность реверсивных механизмов могут охарактеризовать мёртвый ход. Ошибкой мёртвого хода механизма называется отставание ведомого звена при изменении направления движения ведущего звена. Мёртвым ходом принято считать свободное перемещение ведущего звена при неподвижном ведомом звене.

Стандарты рекомендуют оценивать точность реверсивных зубчатых передач по величине мёртвого хода. Для червячной передачи выберем сопряжение вида F. Тогда для межосевого расстояния a34= 26,875мм минимальный гарантированный боковой зазорjnmin = 14мкм

Мертвый ход:

Δ𝜑м=𝜑л+𝜑у (7.1)где 𝜑л – люфтовая погрешность передачи,

𝜑у – погрешность из-за упругого мертвого хода (по условию ею можно пренебречь).

Таким образом :Δ𝜑м=𝜑л

Люфтовая погрешность передачи:

𝜑л= 7,32\*jnmax/d= 7,32\*56/24,5=16,73 мин(7.2)

где jnmax– величина вероятного максимального бокового зазора. Для вида сопряжения F, при m=0.8 мм и межосевом расстоянии равном26,875выбираем

jnmax=56мкм;d–делительный диаметр червяка.

Методы уменьшения мёртвого хода.

1. Применение зубчатых колёс с минимальным боковым зазором и опор с минимальным радиальным зазором.
2. Радиальная разбивка передаточного числа редуктора по ступеням.
3. Выбор валов с достаточной жёсткостью на кручение.

**8. Подбор и расчёт подшипников выходного вала**

Рассчитаем радиальную, окружную и осевую силы, действующие на опоры выходного вала, в зависимости от крутящего момента на колесе ТIII.

Окружная сила Ft2, Н на червячном колесе определяем:

Ft2 = $\frac{2\* Т\_{III}\*10^{3}}{d\_{3} tgγ}$ = $\frac{2\*1,42\*10^{3}}{20\*0,04}$ = 3,55кН.(8.1)

Радиальная сила Fr, Н действующая на подшипник определяем

Fr = $\frac{F\_{t2}\*tgγ}{2}$ = 0,071кH, (8.2)

Осевая сила Fa, Н действующая на подшипник равна окружной силе Ft2

Fa=Ft2=12кH. (8.3)

Требуемое отношение динамической грузоподъёмности С1 к эквивалентной нагрузкеF1

$\frac{C\_{1}}{F\_{1}}$ = $\sqrt[3]{\frac{L\_{h}\*60\*n\_{дв}}{10^{6}}}$ = $\sqrt[3]{\frac{14000\*60\*2700}{10^{6}}}$ = 13,1, (8.4)

где Lh – требуемый срок службы механизма, час.

Выбирается шариковый радиальный подшипник лёгкой серии диаметров 2, узкой серии шириной 0 с диаметром внутреннего кольца 2 мм, что соответствует диаметрам валов I и II.

С=1500 Н – динамическая грузоподъёмность подшипника.

Выбираем параметры X и Y: X=1, Y=0.

Значение эквивалентной нагрузки Fэ определяем

Fэ = (X\*V\* Fr + Y\*Fa) Kσ\*Kt = (1\*1\*90+0\*4750)\*1,2\*1=108 H(8.3)

где Кσ=1,2, т.к. предлагаемый Кσ= 1,1-1,5 – коэффициент безопасности,учитывающий характер нагрузки;

Кt=1 – температурный коэффициент;

V=1 – коэффициент, учитывающий вращение внутреннего кольца подшипника.

Проверка выполнения условия

$\frac{С}{Fэ}$ = $\frac{1500}{108}$=13,8>$\frac{C\_{1}}{F\_{1}}$ =12,5 (8.4)

Долговечность L выбранного подшипника определяем

L = $\frac{10^{6}}{60\*n\_{дв}}$\*$\left(\frac{C\_{1}}{F\_{1}}\right)^{3}$=$\frac{10^{6}}{60\*2700}$ \*$\left(12,5\right)^{3}$=12056>Lh = 12000час(8.5)

Выполнение данного условия свидетельствует о правильном выборе подшипн

**9.Обоснование выбора применяемых материалов и типа смазки**

В качестве материала корпуса выбирается литейный алюминиевый сплав силумин АЛ2 ГОСТ 2695-75, имеющий малый удельный вес и хорошие литейные свойства.

Для изготовления червячного колеса используембронзу типа ГОСТ614-97, обладающую повышенной износоустойчивостью.

В качестве материала для изготовления червяка механизма используем Сталь 45X ГОСТ 4543-75 обладающую повышенной коррозионной стойкостью, твёрдостью, прочностью и пластическими свойствами.

В качестве смазочного материала выбираем жидкое индустриальное масло И-12А ГОСТ 20799-75, так как скорость вращения vs= 0,2< 3м/с.

**Литература**

1.Красковский Е. Я. , Дружинин Ю. А. , Филатова Е. М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем. -М.: Высш. школа, 1991.-480 с.

2.Механика промышленных роботов. В 3-х кн./Под ред. К. В. Фро­лова, Е. И. Воробьева.-М.: Высш. школа, 1988, 1989.

3. Методические указания по выполнению курсовой работы по курсу "Прикладная механика и элементы конструирования". -Мн.: рота­принт МРТИ, 1992. -35 с.

4. Сурин В. М., Вышинский Н. В., Петренко И. В. Методическое по­собие для курсового проектирования по курсу "Механизмы устройств вычислительных систем". -Мн.: ротапринт МРТИ, 1987.-48 с.

5. Элементы приборных устройств: Курсовое проектирование. Учебн. Пособие для вузов в 2-х ч. Ч. 1. Расчеты / Н.П.Нестерова, А.П. Коваленко, О.Ф.Тищенко и др.; Под ред. О.Ф.Тищенко – М.: Высш. Школа, 1978. – 328 с., ил.

Справочная литература

6. Справочник конструктора-приборостроителя. В 2-х кн. / В. Л., Соломахо, Р. И. Томилин, Б.В.Цитович и др. -М.: Вышэйшая школа, 1988, 1990.

7.Справочник конструктора точного приборостроения /Под общ. ред. К. Н. Явленского, Б. П. Тимофеева, Е. Е. Чаадаевой.-Л.\: Машиност­роение, 1989. -792 с.

8. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т.-М.: Машиностроение, 1982.

9. Зубчатые передачи: Справочник/Е. Г. Гинзбург, Н. Ф. Голова­нов, Н. Б. Фирун и др.; Под общ. ред. Е. Г. Гинзбурга.-Л.: Машиностро­ение, Ленингр. отд-иие, 1980.-416 с.