*Министерство образования Республики Беларусь*

*Учреждение образования*

*БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИНФОРМАТИКИ И РАДИОЭЛЕКТРОНИКИ*

Кафедра инженерной графики

## ИНДИВИДУАЛЬНАЯ РАБОТА

*МЕХАНИЗМ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ РУКИ РОБОТА С ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ*

*Выполнил студент*

*Группы*

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

*Принял*

*\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Назаренко В.Г.*

#### Минск 2012

**Задание на индивидуальную работу**

**Задание №7. Вариант 10.**

Механизм «Перемещения руки робота с зубчатой передачей».

**Схема Кинематическая.**



1. Электродвигатель.

2. Соединительная муфта.

3-4. Зубчатая передача.

5. Шариковинтовая передача.

6. Рука робота.

I-II. Валы.

III. Вал-винт.

**Исходные данные.**

Мощность Р=4 Вт, снимаемая с выходного вала III.

Скорость n=400 об/мин, вращения вала III.

Срок службы L=16000 часов.

Тип зубчатой передачи: прямозубая.

Производство серийное.

**Содержание:**

1. **Описание работы механизма**. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . .4
2. **Предварительный выбор двигателя**. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 5

 2.1. Расчет требуемой мощности двигателя. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . .5

 2.2. Выбор двигателя. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . .5

 **3**. **Расчет редуктора**. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . .6-9

 3.1 . Кинематический расчет. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . 6

 3.2. Расчет геометрических размеров. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . .6-8

 3.3. Расчет шариковинтовой передачи. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . .8-9

 **4. Проверочный расчет требуемой мощности двигателя**. . . . . . . . . . . . . . . ..10-11

 **5. Предварительный расчет валов**. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . .12-13

 **6. Расчет момента инерции редуктора**. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . ..14

 **7. Расчет мертвого хода**. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . ..15

 **8. Подбор и расчет подшипников выходного вала**. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . ..16-17

**9. Основание выбора применяемых материалов и типа смазки**. . . . . . . . . . . . .18 **Литература**. . . . . . . . . . . .. . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . . ..19

1. ***Описание работы механизма***

Механизм перемещения руки робота представляет собой двухступенчатый редуктор с прямозубой зубчатой передачей. В качестве источника энергии использован электродвигатель серии УМТ-12.

Для предохранения электродвигателя от перегрузки используется фрикционная многодисковая предохранительная муфта, представленная отдельной сборочной единицей с двумя полумуфтами. Вторая полумуфта выполняется в виде диска со ступицами. На подвижный диск постоянно воздействует в осевом направлении пружина, с помощью которой оба диска плотно прижимаются друг к другу.

Механизм собран в сварном корпусе, закрытом крышкой. Электродвигатель закреплён на корпусе с помощью кронштейна. На выходном валу предусмотрено посадочное место со шпонкой и резьбой для установки и крепления платформы.

В механизме применена, ввиду небольших скоростей вращения, смазка трущихся частей густой смазкой с периодичностью замены 2 раза в год.

Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненного в виде отдельного агрегата и служащий для передачи мощности от двигателя рабочей машине с понижением угловой скорости и повышение вращающегося момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим.

Редуктор состоит из корпуса (литого чугуна или стального сварного), в котором помещают элементы передачи - зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д.

Зубчатые передачи уже не одно столетие находят широкое применение в машиностроении в виде редукторов, коробок перемены передач и других преобразователей вращательного движения.

Преимущества зубчатых передач:

1. Постоянство передаточного числа.

2. Высокая нагрузочная способность.

3. Высокий КПД.

4. Малые габариты.

5. Большая долговечность, прочность, надёжность, простота в обслуживании.

6. Сравнительно малые нагрузки на валы и опоры.

Недостатки зубчатых передач:

1. Невозможность без ступенчатого изменения скорости.

2. Высокие требования к точности изготовления и монтажа.

3. Шум при больших скоростях.

4. Плохие амортизационные свойства, что отрицательно сказывается на компенсацию динамических нагрузок.

5. Громоздкость при больших межосевых расстояниях.

6. Потребность в специальном оборудовании и инструменте для нарезания зубьев.

7. Зубчатые передачи не предохраняют от опасных нагрузок.

## 2. Предварительный выбор двигателя.

**2.1. Расчет требуемой мощности двигателя**.

Так как механизм еще не спроектирован и не известен его действительный КПД, то следует задаться его предварительным значением (можно 0,4-0,7). Поэтому выберем, например, $η=0,7$ и найдём требуемую мощность

  (2.1.1)

где  – мощность снимаемая с выходного вала редуктора;

 = 0,6 - коэффициент полезного действия редуктора;

**2.2. Выбор двигателя.**

При расчете мощности двигателя необходимо учитывать режим работы механизма в составе промышленного робота, для которого характерны частые пуски, реверсы, остановки. Поэтому нужно обеспечить запас мощности в *β =* 1,2-2,5 раза, причём, чем меньше мощность и больше число ступеней редуктора, тем меньшим значением *β* надо задаваться:

  (2.2.1)

 По требуемой мощности из каталога подберём подходящий тип двигателя:

УМТ-12. Его характеристика: ; 

## 3. Расчет редуктора

## 3.1. Кинематический расчёт

Общее передаточное отношение редуктора найдём по формуле:

  (3.1.1)

где $n\_{д}$ – скорость вращения вала двигателя;  – скорость выходного вала редуктора.

Скорости вращения всех валов Vn, начиная с вала двигателя, равны:

  об/мин (3.1.2)

 об/мин (3.1.3)

**3.2. Расчет геометрических размеров**

При расчете геометрических размеров зубчатой передачи предварительно выбираем нормальный модуль и число зубьев шестерни.

Величину модуля *m* возьмём из стандартных значений равной *0,7 мм* с целью обеспечения возможности увеличения диаметра выходного вала до диаметра винта, что позволит упростить конструкцию узла. Зададимся для прямозубой передачи рекомендуемым минимальным числом зубьев шестерни (колеса с меньшим числом зубьев) $Z\_{ш}=21 $=25

 ($(17\leq Z\_{ш}\leq 28)$) (3.2.1)

Числа зубьев ведомых зубчатых колес определяют по формуле:

  (3.2.2)

  (3.2.3)

при этом округляя $Z\_{к}$до целого числа, где *i* – передаточное отношение в рассматриваемой паре зубчатых колёс. Погрешность действительного передаточного отношения редуктора [2]

 (3.2.4)

Расчётный шаг:

  (3.2.5)

Делительный диаметр

– цилиндрического прямозубого колеса

 ; (3.2.6)

 – цилиндрической прямозубой шестерни

 ; (3.2.7)

Диаметр окружности выступов (1)

– колеса

 (3.2.8)

 – шестерни

  (3.2.9)

Диаметр окружности впадин (2) – колеса

  (3.2.10)

– шестерни

  (3.2.11)

Межосевое расстояние (3)

  (3.2.12)

Длина зубьев

– колеса

  (3.2.11)

 где =3…15 – коэффициент длины зуба;

– шестерни

  (3.2.11)

где *а=0,5;1 мм*;

 $h\_{a}^{\*}$– коэффициент высоты головки зуба. Для мелкомодульных передач (m ≤ 1 мм) $h\_{a}^{\*}=1$;

$c^{\*} $– коэффициент радиального зазора. Значение коэффициента радиального зазора выбирают из условия: при *m* ≥ 1,$c^{\*}=0,25$; для 0,5 ≤ *m* ≤ 1, ; для 0,5 ≥ *m*, .. В выражениях (1), (2), (3) верхний знак – для внешнего зацепления, нижний – для внутреннего зацепления колёс.

* 1. **Расчет шариковинтовой передачи**

Предварительно задаёмся внутренним диаметром винта $D\_{в}=10…20 мм=10 мм.$

Диаметр шариков:

  (3.3.1)

Округляем полученное значение до стандартного, по которому выбираем шаг резьбы$p$:

**Таблица 1:**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | *1,588* | *2* | *2,5* | *3* | *4* | *5* | *6* |
|  | *2,5* | *3* | *4* | *5* | *6* | *8* | *10* |

Радиус желоба:

  (3.3.2)

так как 

Диаметр окружности, на котором располагаются центры шариков,

  (3.3.3)

Округляем его до ближайшего большего целого значения: $D\_{ср}^{\*}≈12 мм.$

По $D\_{ср}^{\*}$ уточняем величину $D\_{в}$ винта:

  (3.3.4)

Наружный диаметр

  (3.3.5)

где $где ∆=0,03…0,12 мм$ – радиальный зазор.

Угол подъёма винтовой линии

  (3.3.6)

Число шариков в рабочей части резьбы

 , (3.3.7)

где $где z=1…2,5$ – число витков в одной замкнутой рабочей цепочке.

Число шариков$ Число шариков$ $ z\_{ш}$ не превышает 65.

1. ***Проверочный расчет требуемой мощности двигателя***

По заданной мощности и угловой скорости найдём крутящий момент  на выходном валу:

так как , то

  (4.1)

КПД винтовой пары:

  (4.2)

где $p\_{к}=arctg\left[f\_{к}/(0,5d\_{ш})\right]$ – приведённый угол трения качения, $f\_{к}=0,004…0,005$ – приведённый коэффициент трения качения при вращении винта, $F\_{a}=P\_{дв}η\_{вп}/n\_{IV}$.

  (4.3)

 

Определим момент на колесе 3 с учётом потерь на трение в зацеплении и в подшипниках ($η\_{подш}=0,99)[5]:$)

  (4.4)

Находим КПД цилиндрической пары колес 2-3 по формуле $η=1-Сπε\_{γ}f({1}/{z\_{1}}+{1}/{z\_{2}})/2$ . Для определения КПД $η\_{23}$ необходимо знать величину поправочного коэффициента *С*, зависящего от окружной силы $F\_{t23}$ в зацеплении:

  (4.5)

Находим для $F\_{t}$=2,48*Н*, $C=(F\_{t}+2,92)/(F\_{t}+0,174)=1,61$. Выберем материал для колес сталь, отсюда, выберем коэффициент $f=0,1$ и $ε\_{γ}=1,5.$. Тогда для *m=0,7мм* $m=0,8 мм$ и $f=0,1$, находим КПД цилиндрических колёс для  $i\_{2-3}$ (передаточного значения пары):

 

Определим момент на валу *II* звене цилиндрической пары:

  (4.6)

Выберем крестовой тип муфты и её КПД $η\_{м}=0,97$ и найдём приведённый к входному ва­лу крутящий момент:

  (4.7)

По моменту и скорости вращения вала двигателя найдём $P\_{тр}[5]$:

  (4.8)

Так как соблюдается соотношение:

 , (4.9)

то мы выбрали двигатель правильно.

1. ***Предварительный расчет валов***

Проверим выполнение условия прочности винта на растяжение (сжатие) с учетом кручения при выб­ранном внутреннем диаметре $D\_{в}^{\*}[4, кн.2]$:

 , (5.1)

где  – допускаемое напряжение при растяжении (сжатии) винта, МПа; *K* $K$– коэффициент, учитывающий влияние кручения на прочность винта

(*K = 1,25…1,35*)$K=1,25…1,35).$

Определим осевую силу в шариковинтовой паре:

 , отсюда  (5.2)

  (5.3)

Для изготовления винта принимаем углеродистую сталь обыкновенного качества Ст5 ГОСТ 380-71, имеющую предел текучести $σ\_{т}=275\frac{Н}{мм^{2}}$ . Допускаемое напряжение при сжатии винта найдём по формуле$ \left[σ\right]={σ\_{т}}/{s}$, принимая коэффициент запаса прочности $s=3$:

  (5.4)

Отсюда

  (5.3)

Так как расчётный минимальный диаметр выходного вала $D\_{в}^{\*}$ оказался меньше  и в то же время  больше требуемого значения, то расчёт геометрических размеров шариковинтовой передачи выполнен правильно.

Тогда для упрощения конструкции механизма минимальный диаметр вала-винта можно принять равным $D\_{в}$:

$ D\_{в}^{\*}\geq D\_{в}=10,412 мм.$ (5.4)

Расчёт валов состоит из предварительного и проверочного расчётов. Так как не определены размеры вала по длине и, следовательно, не известны изгибающие моменты, определяется только деформация на кручение на этапе предварительного расчёта. Вычислим минимальные диаметры других валов из условия прочности на кручение по най­денным крутящим моментам:

 , (5.5)

где МПа$\left[τ\_{кр}\right]=20…30 МПа$ для стальных валов (так как на предварительном этапе не учитывается деформация изгиба, то обычно принимают пониженное значение допускаемого напряжения на кручение); МПа.

Найдём диаметр вала под колесо 3:

 (5.6)

Найдём оставшиеся диаметры валов, округляя их до стандартных значений:

  (5.7)

  (5.8)

1. ***Расчет момента инерции редуктора***

Пренебрегая моментами инерции валов, подшипников, ступиц колес, муфты и других деталей, рассчитаем момент инерции редуктора , приведённого к валу электродвигателя, по формуле:

  (6.1)

  (6.2)

где $ρ=7,85∙10^{-6} кг/мм^{3}$ – плотность материала колёс и шестерён (в данном случае выбран материал сталь), *b*$b$ – ширина венца колеса и шестерни (положим, что *b* равна длине зуба), *d*$d$ – делительный диаметр.

  (6.3)

***7. Расчет мертвого хода***

Для передачи, состоящей из *2n* зубчатых колёс, закреплённых на *n+1* валах, формула для нахождения кинематической погрешности мёртвого хода (пренебрегая при этом мертвым ходом и зазорами в опорах), приведенной к выходному колесу, имеет вид

$$∆φ=\left({∆φ\_{1}}/{i\_{1-\left(n+1\right)}}\right)+\left({∆φ\_{3}}/{i\_{2-\left(n+1\right)}}\right)+…+\left({∆φ\_{\left(2n-3\right)}}/{i\_{\left(n-1\right)-\left(n+1\right)}}\right)+\left({∆φ\_{\left(2n-1\right)}}/{i\_{n-\left(n+1\right)}}\right),$$

где $∆φ\_{1}$, $∆φ\_{3}$, …, $∆φ\_{\left(2n-3\right)}$, $∆φ\_{\left(2n-1\right)}$ – собственные кинематические погрешности пар зубчатых колёс $z\_{1}z\_{2}$, $z\_{2}z\_{3}$, …, $z\_{2n-3}z\_{2n-2}$ и $z\_{2n-1}z\_{2n}$, отнесённые к ведущим колёсам (шестерням) и определяемые по формуле:

  (7.1)

где $j\_{n}$ – боковой зазор.

Так как боковой зазор зависит от значения межосевого расстояния, то выберем его из таблицы наименьших боковых зазоров зубьев $j\_{n min}$[4, таб. 3.6.], предварительно задавшись видом сопряжения *F* и межосевым расстоянием из формулы (3):

  (7.2)

Отсюда наименьший мёртвый ход зубчатой пары колёс

  (7.3)

а погрешность мёртвого хода с учётом передаточного отношения:

  (7.4)

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.
4. ***Подбор и расчет подшипников выходного вала***

Рассчитаем радиальную, окружную и осевую силы, действующие на опоры выходного вала, в зависимости от крутящего момента на колесе[1].

 , (8.1)

где $α$ – угол зацепления, для пары зубчатых колёс $α=20°$;

  (8.2)

Осевая сила в прямозубых зубчатых колёсах $F\_{a}=0$.

Для определения наиболее нагруженной опоры, у которой расстояние до колеса наименьшее, нужно предварительно задаться расстояниями между опорами и вы­ходным колесом:

$a=10$ мм, $b=18 мм $(так как на валу расположена кроме зубчатой шариковинтовая передача).

Радиальные реакции в опоре вала находим в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Составляющие радиальных реакций в направлениях окружной и радиальной сил на эту опору вала будут равны[1]:

в плоскости xy

  (8.3)

в плоскости zy

  (8.4)

  (8.5)

Выберем тип подшипника $F\_{a}/F\_{r}^{'}<0,35$:

Шарикоподшипник радиальный, ГОСТ 8338-75; область применения: передачи цилиндрические зубчатые, фрикционные и ременные.

Подберём размер подшипника по диаметру вала, являющегося внутренним диаметром подшипника. Так как $d\_{в3}=4 мм$, подшипник 1000086.

*=* 884*Н* –динамическая грузоподъемность подшипника.

*=*325*Н* – статистическая грузоподъемность подшипника.

Относительная нагрузка $F\_{a}/C\_{o}=0$, значит *X =* 1*, Y =* 0*.*

Далее рассчитаем приведенную (эквивалентную) нагрузку $P$ на подшипник:

– для радиальных подшипников с характером нагрузки постоянным[2]

  (8.6)

где *X*$X$ и *Y* – безразмерные коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипника и способа нагружения (справочные); *V* – кинематический коэффициент, учитывающий число нагружений тел качения при работе подшипника (если вращается внутреннее кольцо, то ** $V=1$, и при вращении наружного кольца **$V=1,2$); $K\_{δ}$ – динамический коэффициент безопасности, учитывающий кратковременные дополнительные нагрузки на подшипник, для передаточных механизмов с возможными незначительными перегрузками и толчками  = 1,1…1,5;$K\_{T}$  – температурный коэффициент, который зависит от теплового режима работы подшипников.  – при температуре подшипникового узла 

По динамической гру­зоподъемности выбранного подшипника и эквивалентной нагрузке рассчитаем долговечность подшипника в миллионах оборотов[1]:

  (8.7)

где *p =* 3 – степенной показатель, для шарикоподшипников.

 (8.8)

Переведём в часы[2]:

  (8.9)

Расчетная долговеч­ность превосходит заданную:  (8.10)

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

Выбор материала зубчатых шестерен и колес производится в зависимости от окружных скоростей. Для шестерни 3 материал - Сталь 20X ГОСТ 1050-74, для колеса 4 – Латунь ЛС59-1 ГОСТ 2060-73.

Материал шестерни 1 – Сталь 20X, для колеса 2 – Латунь ЛС59-1.

Т.к. все валы механизма работают в подшипниках качения при небольших скоростях и средних удельных давлениях, согласно рекомендациям для валов выбираем материал Сталь У8А.

Материал корпуса и корпусных деталей (крышек подшипниковых, кронштейн двигателя) – Сталь 45 ГОСТ 1050-74 .

Смазка трущихся поверхностей деталей механизмов уменьшает силы и моменты трения, повышает КПД, снижает износ деталей и защищает их от коррозии.

Подшипники и направляющие с трением скольжения рекомендуется смазывать жидким маслом (вазелиновое масло Т, ГОСТ 1840-51, индустриальное 12 и 20, индустриальное Л (велосит) и керосин).

При окружных скоростях выше 2 м/с в приборных и силовых редукторах с цилиндрическими, коническими и винтовыми колёсами и червячными передачами зубья колёс смазывают жидким маслом индустриальным И-12А, И-30А (ГОСТ 20799-75) способом окунания в масляную ванну или разбрызгиванием. Масло заливают в корпус редуктора так, чтобы колесо или червяк были погружены в масло на глубину, не менее чем высота зуба. Периодичность замены масла примерно 1 раз в год.

**ЛИТЕРАТУРА**

**1.** Чернавский С. А. , Боков К. Н. и др. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов. – М.: Машиностроение, 1987. – 416с.

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

**2.** Вышинский Н.В. Техническая механика. Учеб. пособие. –Минск: ИВЦ Минфина, 2006. – 251 с.: ил.

**4.** Вышинский Н.В. Техническая механика: Курсовое проектирование: Учеб. Пособие. – Мн.: «Бестпринт», 2001. – 164 с.: ил.55.

**5.** Справочник конструктора-приборостроителя./В.Л. Соломахо, Р. И. Томилин, Б.В.Цитович и др. – Мн.: Вышэйшая школа, 1990. – 440 с.

**3.** Рощин Г. И. Несущие конструкции и механизмы РЭА. –М.: Высш. школа, 1981.–375 с.

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

**5.** Элементы приборных устройств. 4.1. Расчеты/Под ред. O. Ф. Тишенко. – М,: Высш. школа, 1978. – 328 с.

**7.** Справочник конструктора-приборостроителя./В.Л. Соломахо, Р. И. Томилин, Б.В.Цитович и др. – Мн.: Вышэйшая школа, 1990. – 440 с.