***МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ***

*Тернопільський державний технічний*

*університет імені Івана Пулюя*

# Кафедра технічної механіки

# Група КT-31, ФКТ

## Шифр 98-048

### Пояснювальна записка

**До курсової роботи з курсу**

**«Прикладна механіка і основи конструювання»**

Студент Костів О.В.

Керівник асистент Довбуш

#### Тернопіль 2000

**Зміст.**

Вступ

1. Технічне завдання.
2. Вибір електродвигуна.
   1. ККД приводу.
   2. Необхідна потужність двигуна і орієнтовна частота обертання його вала.
   3. Параметри двигуна (тип, номінальна потужність, частота обертання вала тощо).
3. Кінематичні та силові параметри передачі.
   1. Передаточне відношення редуктора.
   2. Кутові швидкості валів:

а) швидкохідного вала редуктора (вала електродвигуна);

б) тихохідного вала редуктора.

* 1. Крутні моменти валів.

1. Розрахунок циліндричної зубчастої передачі.
   1. Вибір матеріалу.
   2. Розрахунок допустимих напружень.
   3. Мінімальна міжосьова відстань і модуль зубів.
   4. Основні геометричні параметри зубчастих коліс.
   5. Перевірка міцності зубів за контактними напруженнями.
2. Розрахунок тихохідного вала, підбір підшипників і шпонок.
   1. Попередній розрахунок вала при [τ]=20-40 МПа.
   2. Конструювання вала.
   3. Компановка складальної одиниці тихохідного вала.
   4. Перевірка міцності вала.
      1. Розрахункова схема вала.
      2. Побудова епюр крутних та згинальних моментів в вертикальній та горизонтальній площинах.
      3. Визначення еквівалентних напружень в небезпечному перерізі вала.
      4. Перевірка втомної міцності вала.
   5. Підбір підшипників кочення тихохідного вала.
   6. Розрахунок шпоночних з’єднань.
3. Конструювання зубчастого колеса.

Література.

Додаток (специфікація до складального креслення).

#### **Розрахунок і проектування елементів косозубої**

**циліндричної зубчастої передачі**

1. **Технічне завдання**

Розрахувати і спроектувати закриту косозубу циліндричну передачу, яка передає потужність на тихохідному валі ***P2=9 кВт***  при частоті обертання ***n2=500 об/хв.***

x

x

*P2, n2*

1

2

3

*Рис.1. Привід косозубої циліндричної зубчастої передачі:*

1 – електродвигун;

2 – муфта;

3 – редуктор.

1. **Вибір електродвигуна**
   1. **Коефіцієнт корисної дії приводу**

Визначаємо к.к.д. приводу:

*η=η1⋅η22=0,96⋅0,992=0,941,*

де *η1* – к.к.д. закритої зубчастої передачі з циліндричними колесами; *η1=0,96;*

*η2* – к.к.д. пари підшипників кочення, *η2=0,99.*

* 1. Необхідна потужність двигуна і орієнтовна частота обертання його вала

Розрахункова потужність двигуна:



Для циліндричних зубчастих передач рекомендовані передаточні числа *np=*3÷6 (табл.3,2[1]) отже орієнтовна частота обертання вала двигуна:

*nдв.ор. =(3÷6)n2=(3÷6)500=(1500÷3000) об/хв.*

* 1. **Параметри двигуна**

Згідно табл.3.3.[1] вибираю асинхронний двигун серії ***АО2*** (двигун з чавунним корпусом, закритого виконання з охолодженням корпуса ззовні шляхом обдування), типу ***АО2-51-2***, для якого *Pдв.=10 кВт, nдв.=2900 об/хв.*

1. **Кінематичні і силові параметри передачі**
   1. Передаточне відношення редуктора

Реальне передаточне відношення редуктора становить:



* 1. Кутові швидкості валів

а) швидкохідного вала редуктора (вала електродвигуна):



б) тихохідного вала редуктора:



* 1. Крутні моменти валів

Величини крутних моментів, що виникають на:

а) тихохідному валі редуктора:



б) швидкохідному валі редуктора:



1. **Розрахунок циліндричної зубчастої передачі**
   1. Вибір матеріалу

Використовуючи рекомендації табл.3.4[1] для виготовлення шестерні і колеса призначаємо сталь 45, з різними режимами термообробки.

* 1. Розрахунок допустимих напружень

Згідно табл.3.5[1] механічні характериситки матеріалів після термообробки такі:

Шестерня, сталь 45: термообробка – покращення,твердість 230*HB*,. *σв=780 МПа,*  *σm=440 МПа*,

Зубчасте колесо, сталь 45: термообробка – нормалізація, твердість 190*HB*  *σв=570 МПа, σm=290 МПа*, [1]

Допустимі напруження при розрахунку на контактну витривалість:

для матеріалу шестерні:

*[σн]1=2,75НВ = 2,75⋅ 230= 633 МПа;*

для матеріалу колеса:

*[σн]2=2,75НВ = 2,75⋅190 = 523 МПа;*

Розрахунок проводимо по матеріалу колеса, так як:

*[σн]min=[σн]2=523 МПа;*

* 1. Мінімальна міжосьова відстань і модуль зубів

##### Міжосьова відстань для косозубої циліндричної передачі:



де *Kн* – коефіцієнт режиму навантаження, *Kн≈1,3*,

*ψba=b/aw* – коефіцієнт ширини зубчастого колеса, *ψba=0,25÷0,40*, приймаємо *ψba=0,3*.

Відповідно ГОСТ2185-66 приймаємо *aw=125мм*. табл.3.6[1]

Виходячи з рекомендації

*mn=(0,01÷0,02)⋅ aw=(0,01÷0,02)⋅ 125=(1.25÷2.5) мм,*

Нормальний модуль зубчастого зачеплення приймаємо *m=2,5 мм*. табл.3.7[1]

* 1. Основні геометричні параметри зубчастих коліс

Для косозубих передач кут нахилу зубів до осі рекомендують β=(8÷15)°, в даному випадку приймаємо β=10°.

Сумарна кількість зубців передачі:



Число зубців:

Шестерні:



Колеса:



Фактичне передаточне число:



Уточнюємо значення кута нахилу зубів



Діаметри ділильних кіл:





Уточнене значення міжосьової відстані:



Діаметр кіл виступів та впадин зубчастих коліс:



Ширина колеса:

*b2=ψa⋅ aw=0,3⋅125=37,5 мм.*

Ширина колеса:

*b1=b2+4=37,5+4=41,5 мм.*

* 1. Перевірка міцності зубів за контактними напруженнями

Дійсні контактні напруження, що виникають в матеріалі колеса:



* 1. Зусилля в зачепленні косозубчастої передачі, навантаження на вали

В циліндричній косозубій передачі силу в зачепленні розкладають на три складові

Fr

Ft

Fa

Fr

Fr

Ft

Fa

Fr

*Рис.2. Сили в зачепленні*.

В циліндричній косозубій передачі силу в зачепленні розкладають на три складові (рис.2.):

колову сила: 

радіальну сила: 

осьова сила 

**5. Розрахунок тихохідного вала, підбір підшипників і шпонок**

5.1. Попередній розрахунок вала

Матеріал для виготовлення вала – сталь 40, *σв=530 МПа, σm=270 МПа*.

Діаметр вихідної ділянки вала:



де *[τ]* – занижене значення допустимих дотичних напружень, для сталей 40, 45: *[τ]=20÷40 МПа*; приймаємо *[τ]=25 МПа*.

Згідно ГОСТ 9936-69 табл.3.5[1]приймаємо *d1В=32мм.*

**5.2. Компановка складальної одиниці тихохідного вала**

Для визначення відстані *l* між опорами, попередньо визначаємо такі розміри:

а) довжина ступиці зубчастого колеса:

*lст=b2=37,5 мм;*

б) відстань від торця ступиці до внутрішньої стінки корпуса редуктора:

*Δ=10 мм;*

в) товщина стінки корпуса приймаємо:

*δ=10 мм,*

г) відповідно конструкції вала посадочний розмір підшипник *d4=40* мм, приймаємо радіальноупорний підшипник середньої серії 46308, табл.3.10[1]для якого *d4=40мм; D4=90 мм; B=23мм*[1];

д) довжина розмірної втулки між колесом і підшипником:

*lв<(δ+Δ)=10+10=20 мм,*

приймаємо *lв=19,5* мм;

Таким чином, відстань між опорами:

*l=lст+2lв+B=37,5+2⋅19,5+23=99,5мм.*

Так як зубчасте колесо розміщене на валу симетрично відносно опор, то:  
 *а=b=0,5l=0,5⋅137≈50 мм.*

**5.3. Конструювання вала**

Діаметри ділянок вала:

а) вихідної ділянки *d1в=32 мм*;

б) в місці встановлення ущільнення *d2в=35 мм* (розмір кратний 5);

в) для різьбової ділянки вала *d3=36 мм*, що відповідає установочній гайці *М36×1,5*, для осьового кріплення підшипника;

г) в місцях встановлення підшипника *d4=40 мм;*

д) для посадки зубчастого колеса *d5=45 мм;*

Довжини ділянок вала:

а) вихідної ділянки: *l1≈2d1в=2⋅32=64 мм*,

б) для посадки колеса: *lв=lст=37,5-4=33,5 мм*;

в) для встановлення гайки: *l3=H+5=12+5=17 мм*,

де H – висота гайки, *H=12 мм*;

г) під підшипник: *l4=B-2=23-2=21 мм*.

5.4. Перевірка міцності вала

* + 1. *Розрахункова схема вала*

Розрахункова схема вала приймається у вигляді балки на двох шарнірних опорах, навантажених силами, які виникають в зачепленні зубів зубчастих коліс (рис.3,а).

* + 1. *Побудова епюр крутних моментів, згинальних моментів в вертикальній та горизонтальній площинах.*

Епюра крутних моментів показана на (рис.3,б).

В вертикальній площині балка завантажена силою *Fr* та згинальним моментом, який виникає від дії осьової сили *Fa* (рис.3,в).



Визначаємо опорні реакції:





Перевірка: 

Будуємо епюру згинальних моментів *М*y в вертикальній площині (рис.3,г).

Для горизонтальної площини (рис.3,д):



Епюра згинальних моментів в горизонтальній площині показана на (рис.3,е ).

Сумарний максимальний згинальний момент в місці посадки колеса:



* + 1. *Визначення еквівалентних напружень в небезпечному перерізі вала.*

Еквівалентні (розрахункові) напруження в місці посадки колеса на вал визначаємо за формулою: 

В даному випадку:

Напруження від деформації згину вала:



де *W*o – осьовий момент опору поперечного перерізу вала в місці посадки колеса на вал:



напруження від деформації кручення:



де *W*p – полярний момент опору поперечного перерізу вала:



напруження від деформації рзтягу-стиску



де *А*-площа поперечного перерізу вала в місці посадки колеса



Еквівалентні напруження:

* + 1. *Перевірка втомної міцності вала*

Визначаємо коефіцієнт запасу втомної міцності вала:



де σ-1 – границя витривалості при симетричному циклі згину:

*σ-1≈0,43σв=0,43⋅530=228*.

##### **Підбір підшипників кочення тихохідного вала**

Опори валів шевронної циліндричної передачі сприймають осьові та радіальні навантаження. Для опор тихохідного вала передачі назначаються кулькові радіально-упорні підшипники середньої серії 46308 табл.3.10[1] для яких динамічна вантажопідйомність *С=39200Н*; статична вантажопідйомність *Со=30700 Н.*

##### Радіальне статичне навантаження на підшипники вала:





*Fr max=Frb=1051 Н<Со=57400 Н****.***

Ресурс роботи підшипника в годинах:



де *Fекв* – еквівалентне навантаження на підшипник, якщо:

, то

*Fекв=Fr max⋅Kб⋅KT=1051.1⋅1,5⋅1=1576.65 Н*;

*kб* – коефіцієнт, який враховує режим навантаження, для редукторів *kб=1,5;*

*kT* – температурний коефіцієнт, *kT=1,0* (*при to<100oC*).

* 1. **Розрахунок шпоночного з’єднання.**

Згідно ГОСТ 23360-78 табл.3.12[1] приймаємо розміри шпонки для з’єднання вала з колесом, рис. 4.Для *d5=45мм*  *bh=149 мм, t=5,5 мм*.

*Рис.4 Розрахункова схема шпоночного з’єднання.*

##### Напруження зминання бокових граней шпонки:

##### 

##### де *lp=lст-b=37,5-14=23,5 мм* – робоча довжина шпонки;

##### *[σзм]* – допустимі напруження на зминання, *[σзм] =150* .

##### **6. Конструювання зубчастого колеса**

Розміри конструктивних елементів зубчастого колеса показані на рис. .

Частина розмірів отримана в результаті попередніх обчислень*: d2=214,72 мм;*

*da2=217,72 мм; df2=210,97 мм; d5=45 мм; lст=b2=37,5 мм.*

Решта розміри колеса, необхідні для його конструювання:

а) діаметр ступиці:

*dст=1,6d5=1,6⋅45=72 мм;*

б) товщина диска:

*c=0,3b2=0,3⋅37,5=11,25 мм;*

в) товщина обода:

*δо=4m=4⋅1,5=6 мм;*

г) інші параметри:

**

*dотв=(3÷4)⋅с=(3÷4)⋅11,25=34÷45 мм;*

приймаєм *dотв=40мм; R=5 мм; r=4 мм*.

Література

1. Зубченко І.І., Семчишин С.Г. Технічні завданяя і методичні вказівки. Тернопіль, 1998,-72с.
2. Чернавський С.А., Боков К.Н., Чернин И.М., Ицкович Г.М.,Козинцов В.П. Курсовое проектирование деталей машин. М., 1988,-416с.
3. Чернавський С.А., Ицкович Г.М., Киселев В.А. и др. Проектирование механических передач. М., 1976,-608с.
4. Иванов М.Н. Детали машин. М., 1975,-551с. І.І.,