5 Розрахунок зубчастих передач

# Задача розрахунку: Визначити основні параметри зубчатих передач.

5.1 Розрахунок швидкохідної ступені редуктора

Вихідні дані:

Тип передачі косозуба

обертаючий моментна колесі Т2ш = 602 Н*⋅*м;

передаточнечисло Uш = 3,15 ;

частота обертання колеса n = 111,5 об/хв.;

термін служби 5 років;

число робочих змін 3 ;

короткочасні перевантаження П = 110 %.

aw

d1

d2

b2

b1

Рисунок 5.1 – Схема зубчастої Рисунок 5.2 – Графік навантаження

T1/Tmax

ti/t

T1

t1

T2

t2

T3

t3

передачі передачі

5.1.1 Вибір матеріалу зубчатих коліс

# Приймаємоматеріал шестерні – сталь 45 поліпшена, НВ 207…238

колеса – сталь 45 нормалізована, НВ 187…217

5.1.2 Термін служби передачі

**

де tр – термін служби передачі в роках;

Др – число робочих днів в році;

Кзм – число робочих змін;

tзм – тривалість зміни, годин.

Lh = 5\*230\*3\*7= 24150 годин.

5.1.3 Розрахунок допустимих напружень

Контактні напруження



де σHlim  - базова границя контактної витривалості зубів при NНО=107;



 Н/мм2.



 Н/мм2.

ZR – коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні профілів зубів, ZR=1.0;

SH – коефіцієнт запасу міцності, SH =1,0;

КHL – коефіцієнт довговічності, приймаємо КHL=1.

 

Для косозубих передач

 Н/мм2.

Напруження згину 

Визначаються за додатком 2 аналогічно контактним напруженням.

5.1.4 Міжосьова відстаньз умови контактної міцності



де Ка – коефіцієнт, для сталевих косозубых коліс Ка = 43,45 (Н/мм2)1/3,

прямозубих Ка = 49,5 (Н/мм2)1/3;

Т2Р – розрахунковий момент на колесі;

**

KHE - коефіцієнт еквівалентності навантаження:

*.*

**

**

* 602\*0.61=509,07* Н·м.

КНβ - коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба;



Приймаємо по ГОСТ 2186-66 аw =160 мм.

5.1.5 Модуль зачеплення

m = (0,01...0,02)aw ;

m = (0,01…0,02)⋅160 = 1.60…3.2 мм.

### Приймаємо mn = 2.50 мм.

### Торцевий модуль



де β = 10 - кут нахилу зубів.

2.54 мм.

5.1.6 Сумарне число зубів





Округляємо до цілого числа Zc = 126.

Уточнюємо mt по формулі





Кут нахилу зубів





Число зубів шестерні Z1 і колеса Z2:

;



Приймаємо Z1 = 30 .

Z2 = Zc – Z1.

Z2 =126-30=96.

5.1.7 Уточнюємо передавальне число





Похибка передаточногочисла





Похибка в межах допустимого значення ± 4%.

5.1.8 Геометричний розрахунок

d1 = mt⋅Z1 = 2,54\*30 = 77,16 мм;

d2 = mt⋅Z2 = 2,54\*96 = 243.7 мм;

da1 = d1 + 2mn = 77,16 +2\*2,5=81.16 мм;

da2 = d2 + 2mn = 243.7 +2\*2,5=248.70 мм;

df1 = d1 – 2,5mn = 77,16 -2.5\*2,5= 69,61мм;

df2 = d2 – 2,5mn = 243.7 -2.5\*2,5= 237,45 мм.

Ширина коліс

в2 = ψвaw⋅aw = 0.315\*160=50.4 мм.

в1 = 50.4+3.6=54 мм.

### Коефіцієнт ширини шестерні





5.1.9 Коловашвидкість передачі

.

 м/с.

Приймаємо дев'яту ступінь точності.

5.1.10 Сили в зачепленні

Колові





Радіальні





Осьові





5.1.11 Перевірка передачі за контактними напруженнями

Умова контактної міцності



де σн – контактні напруженняв зачепленні, МПа;

КН – коефіцієнт, для прямозубих коліс КН = 320, для косозубих КН =270;

КНβ– коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба,КНβ = 1,1;

КНV – коефіцієнт динамічного навантаження, КНV = 1,05;

Кнα – коефіцієнт розподілу навантаження між зубами, для

прямозубих коліс Кнα = 1, для косозубих Кнα = 1,12;

 МПа.

Завантаження зачеплення





5.1.12 Перевірка зубів на згин

Умова міцності зубів колеса на згин



де σF2 – напруження згину в поперечному перетині зуба, МПа;

Кf β– коефіцієнт концентрації навантаження по довжині зуба, Кfβ = 1,3;

Кfv – коефіцієнт динамічного навантаження, Кfv = 1,1;

Кf – коефіцієнт розподілу навантаження між зубами, Кfα = 1,3;

YF2 – коефіцієнт форми зуба колеса, для косозубих коліс

еквівалентне число зубів  YF2 = 3,75 .

<=207 МПа;

Умова міцності зубів шестерні на згин



де YF1 – коефіцієнт форми зуба шестерні, YF1 = 4.05.

 181.55<=215МПа.

Завантаження зачеплення для зубів шестерні і колеса









Результати розрахунків зводимо в таблицю 5.1.

# 5.2 Тихохідна ступінь

Вихіднідані:

тип передачі прямозуба;

обертаючий момент на колесі Т2т = 1269 Н·м;

передаточне число uт = 2.24;

частота обертання колеса n2т = 49.8 об/хв.

Розрахунок ведемо аналогічно швидкохідній ступені редуктора. Для коліс вибираємо такі самі матеріали.

5.2.1 Міжосьова відстань передачі

 мм.

Приймаємо аw =225 мм.

5.2.2 Модуль зачеплення

m = (0,01…0,02)⋅225 = 2.25…4.5 мм.

Приймаємо m = 2.5 мм.

5.2.3 Визначаємо число зубів

сумарне ;

шестерні ; Z1=55;

колеса Z2 =180-55=125 .

5.2.4 Уточнюємо передаточнечисло



Похибка передаточногочисла



5.2.5 Геометричний розрахунок

d1T = m⋅Z1 =2.5\*55,56=137,5 мм;

d2T = m⋅Z2 =2.5\*125=312,5 мм;

da1T = 138,89+2 ⋅2.5 = 142,89 мм;

da2T = 312.5 + 2⋅ 2.5 =317,5 мм;

df1T = 138,89– 2.5⋅2.5 = 131,25 мм;

df2T =312.5 – 2.5⋅ 2.5= 306,25 мм;

в2т = 225⋅0.4 = 90 мм;

в1т = 90+4=94 мм.

5.2.6 Коловашвидкість передачі

м/с.

5.2.7 Сили в зачепленні

 Н; 

5.2.8 Перевірка передачі

МПа.

Завантаження зачеплення

.

Перевірка на згин

МПа.

МПа.

Завантаження зачеплення

;

.

# Таблиця 5.1 – Результати розрахунку циліндричнихпередач

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметри передач | Передачі | | | |
| швидкохідна | | тихохідна | |
| шестерня | колесо | шестерня | колесо |
| 1 Діаметр ділильного кола, мм | d1ш = 76,16 | d2ш  = 243,7 | d1т=137,5 | d2т = 312,5 |
| 2 Діаметр кола виступів, мм | da1ш= 81,16 | da2ш = 248,7 | da1т=142,5 | da2т = 317,5 |
| 3 Діаметр кола западин, мм | df1ш= 69,91 | df2ш = 237,45 | df1т =131,25 | df2т = 306,25 |
| 4 Ширина вінця, мм | в1ш = 54 | в2ш = 50,4 | в2т = 94,0 | в1т = 90,0 |
| 5 Число зубів | Z1ш = 30 | Z2ш = 96 | Z1т = 56 | Z2т = 125 |
| 6 Модуль нормальний, мм | mn = 2,5 | | mn = 2,5 | |
| 7 Модуль торцевої, мм | mt = 2,54 | | \_ | |
| 8 Кут нахилу зубів, град., хв., сек. | βш = | | \_ | |
| 9 Міжосьова відстань, мм | awб = 160 | | awт = 225 | |
| 10 Сили в зачепленні, Н  колова  радіальна  осьова | Ftб = 4178  Frб = 1539  Faб = 649 | | Ftт = 4061  Frт = 1501 | |

Висновок. Виконані розрахунки циліндричнихпередач.