Зміст

1. Вибір електродвигуна. Кінематичний і силовий розрахунок привода

1.1 Визначення загального КПД привода

1.2 Визначення необхідної потужності електродвигуна

1.3 Визначення загального передаточного числа привода й розбивка його по щаблях

1.4 Кінематичний і силовий розрахунок привода

2. Розрахунок зубчастих коліс редуктора

3. Попередній розрахунок валів редуктора

3.1 Швидкохідний вал

3.2 Тихохідний вал

4. Конструктивні розміри шестірні й колеса

5. Конструктивні розміри корпуса й кришки редуктора

6. Розрахунок ланцюгової передачі

7. Перший етап ескізного компонування редуктора

8. Перевірка міцності шпонкових з'єднань

8.1 Швидкохідний вал

8.2 Тихохідний вал

9. Вибір муфти

10. Другий етап компонування редуктора

11. Вибір основних посадок деталей

12. Вибір сорту масла

13. Опис складання редуктора

Література

1. Вибір електродвигуна. Кінематичний і силовий розрахунок привода

1.1 Визначення загального КПД привода

Загальний КПД привода дорівнює добутку КПД окремих передач і їхніх елементів.

ηобщ. = ηц.п.·ηз.п.·(ηп.к.)3·ηм. =

1.2 Визначення необхідної потужності електродвигуна

Потужність на валу робочого органа Рвих = 5 кВт

Необхідна потужність електродвигуна

Ртр =

кВт

По Ртр електродвигуна вибираємо електродвигун відповідно до умови:

Рдв ≥ Ртр

Рдв = 7,5 кВт

1.3 Визначення загального передаточного числа привода й розбивка його по щаблях

Частота обертання робочого органа

nвих = 120

Приймаємо синхронну частоту обертання двигуна nс = 1000об/хв, тоді асинхронна частота обертання вала електродвигуна

nдв = nс·(1-) =

Загальне передаточне число привода дорівнює добутку передаточних чисел окремих передач

Приймаємо для ланцюгової передачі uц.п= 3

Знаходимо:

uред = =

Приймаємо найближче стандартне значення uред.ст. = 2,5

Тоді фактичне значення передаточного числа ланцюгової передачі буде дорівнює

Uц.п.ф. = =

1.4 Кінематичний і силовий розрахунок привода

Ртр = 5,81 кВт

nдв = 968об/хв

Кутова швидкість:

ωдв =



Обертаючий момент:

Тдв =

Нм

2. Розрахунок зубчастих коліс редуктора

Вибираємо матеріали із середніми механічними характеристиками: для шестірні сталь 45, термічна обробка - поліпшення, твердість HB 230; для колеса - сталь 45, термічна обробка - поліпшення, але твердість на 30 одиниць нижче - HB 200.

Контактні напруги, що допускаються

 ,

=2HB+70

де - межа контактної витривалості при базовому числі циклів.

KHL- коефіцієнт довговічності; при числі циклів навантаження більше базового, що має місце при тривалій експлуатації редуктора, приймають KHL=1; коефіцієнт безпеки =1,10.

Для косозубних коліс розрахункова контактна напруга, що допускається:

;

МПа;

МПа

Тоді розрахункова контактна напруга, що допускається

МПа

Необхідна умова виконана.

Коефіцієнт =1,25.

Приймаємо для косозубних коліс коефіцієнт ширини вінця по міжосьовій відстані

Міжосьова відстань із умови контактної витривалості активних поверхонь зубів по формулі

Нормальний модуль зачеплення приймаємо по наступній рекомендації:

mn= =

Приймаємо mn =1,25мм.

Приймемо попередній кут нахилу зубів і визначимо числа зубів шестірні й колеса

Приймаємо z1=50, тоді z2=z1\*u=

Уточнене значення кута нахилу зубів

Основні розміри шестірні й колеса:

ширина колеса b2=ψbaaw= мм;

ширина шестірні b1=b2+5мм = мм.

Визначаємо коефіцієнт ширини шестірні по діаметрі:

ψbd=

Окружна швидкість коліс і ступінь точності передачі

При такій швидкості для косозубних коліс варто прийняти 8-ю ступінь точності.

Коефіцієнт навантаження KH=KHβKHαKHν;

KHβ=1,08; KHα=1,08; KHν=1,0

KH =1,08∙ 1,08∙ 1,0=1,166

Перевірка контактних напруг

Сили, що діють у зачепленні:

окружна

радіальна

осьова

Перевіряємо зуби на витривалість по напругах вигину:

Тут коефіцієнт навантаження KF=KFβKFν. При ψbd=0,78, твердості HB≤350 і несиметричному розташуванні зубчастих коліс щодо опор KFβ=1,17, KFν=1,3.KF=1,17∙ 1,3=1,52; YF – коефіцієнт, що враховує форму зуба й залежить від еквівалентного числа зубів zν:

Напруга, що допускається

;

Для шестірні МПа; для колеса МПа. [SF]=[SF]'[SF]"- коефіцієнт безпеки, де [SF]'=1,75, [SF]"=1. Отже, [SF]=1,75.

Напруга, що допускається:

для шестірні

для колеса

Знаходимо відносини

для шестірні

для колеса

Подальший розрахунок варто вести для зубів колеса, для якого знайдене відношення менше. Визначаємо коефіцієнти Yβ і KFα:

для середніх значень коефіцієнта торцевого перекриття εα=1,5 і 8-й ступеня точності KFα=0,92

Перевіряємо міцність зуба колеса:

МПа <[σF2] =206МПа.

Умови міцності виконуються.

3. Попередній розрахунок валів редуктора

Попередній розрахунок проведемо на крутіння по зниженим навантаженням.

3.1 Швидкохідний вал

діаметр вихідного кінця при навантаженні, [τдо]=25 МПа

Тому що вал редуктора з'єднаний муфтою з валом електродвигуна, то необхідно погодити діаметри ротора dдв і вала dв1.

dв1= (0,75...1…1,15)dдв =(0,75...1…1,15)\*38=(28,5…43,7)мм

У підібраного електродвигуна діаметр вала dдв =38мм.

Вибираємо МУВП за ДСТ 21424-75 з розточеннями напівмуфт під dдв =38 мм, і dв1 =35мм. Приймемо під підшипниками

dп1 = dв1 +5=35+5=40 мм ,

dпер = мм, df1 =60,88мм, d1=64мм, dа1=66,5 мм.

3.2 Тихохідний вал

З огляду на вплив вигину вала від натягу ланцюга, приймаємо [τдо]=20 МПа.

Діаметр вихідного кінця вала

Приймаємо найближче більше значення dв2 =35 мм. Діаметр вала під підшипниками приймаємо dп2 = dв2 +5=35+5=40 мм, під зубчастим колесом

dк2 = dп2 +5=40+5=45мм, dпер = dк2 +5=50 мм.

4. Конструктивні розміри шестірні й колеса

Шестірню виконуємо за одне ціле з валом; d1 = 64мм; dа1 = 66,5мм; df1=60,88мм; b1 =50 мм;

Колесо кута d2 =160 мм; da2 = 162,5мм; df2 = 156,88мм; b2 = 45мм.

Діаметр маточини dст = 1,6dк2 = 1,6\*45=72мм; довжина маточини lcт = (1,2÷1,5) dк2 =(1,2÷1,5)·45=54÷67,5 мм, lcт =65мм.

Товщина обода δ0 =(2,5 ÷ 4)mn = (2,5 ÷ 4)·1,25=3,125÷5мм, δ0 = 8 мм.

Товщина диска З = 0,3 ∙ b2 = 0,3·45=13,5мм, С = 14 мм

5. Конструктивні розміри корпуса й кришки редуктора

Товщина стінок корпуса й кришки: δ = 0,025aw+1 = 0,025·112+1=3,8 мм, δ = 8 мм; δ1 = 0,02аw + 1 = 0,02·112 + 1=3,24 мм, δ1 = 8 мм.

Товщина фланців поясів корпуса й кришки:

верхнього пояса корпуса й пояса кришки

b = 1,5 δ = 1,5·8=12 мм; b1 = 1,5 δ1 = 1,5·8=12 мм;

нижнього пояса корпуса

p = 2,35 ? = 2,35·8=18,8 мм; p = 19 мм.

Діаметри болтів:

фундаментних d1=(0,03 ÷ 0,036)aw+12=(0,03 ÷ 0,036)·112 +12=15,36 ÷16,03 мм; беремо болти М16;

кришку до корпуса в підшипників d2=(0,7÷0,75)d1=(0,7÷0,75)·16=11,2÷12 мм ; беремо болти М 12;

з'єднуючу кришку з корпусом d3=(0,5÷0,6)d1= (0,5÷0,6)·16=8÷9,6 мм; беремо болти с різьбленням М10.

6. Розрахунок ланцюгової передачі

Вибираємо приводний роликовий однорядний ланцюг.

Обертаючий момент на провідній зірочці Т2 = 133,55·103Н∙мм.

Передаточне число було прийнято раніше uц =3,22

Число зубів: провідної зірочки z3=31-2uц =31-2·3,22=24,56;

веденої зірочки z4= z3uц =25·3,22=80,5.

Приймаємо z3=25 і z4 =81

Тоді фактичне

Відхилення

 % = -0,621%, що припустимо.

Розрахунковий коефіцієнт навантаження

Kэ=kдkаkнkрkсмkп=1·1·1·1,25·1·1=1,25,

де kд =1- динамічний коефіцієнт при спокійному навантаженні; kа =1 ураховує вплив міжосьової відстані; kн =1- ураховує впливи кута нахилу лінії центрів; kр ураховує спосіб регулювання натягу ланцюга; kр=1,25 при періодичному регулюванні натягу ланцюга; kсм=1 при безперервному змащенні; kп ураховує тривалість роботи в добу, kп=1

Для визначення кроку ланцюга треба знати тиск у шарнірах ланцюга. Провідна зірочка має частоту обертання

n2 =387,2 о/хв. Середнє значення тиску, що допускається, при n ? 400про/хв [p] =19 Мпа.

Підбираємо за ДСТ 13568-75, t =19,05 мм; руйнівне навантаження Q ≈ 31,8 кН; маса q =1,9кг/м; Аоп =105,8 мм2.

Швидкість ланцюга

м/с.

Тиск у шарнірі перевіряємо по формулі

Уточнюємо тиск, що допускається, [p]=20 [1+0,01(z3-17)]= 20[1+0,01(25-17)]=21,6 МПа. Умова p < [p] виконана.

Визначаємо число зубів ланцюга:

де ;

Тоді

.

Округляємо до парного числа 154.

Уточнюємо міжосьова відстань ланцюгової передачі

Визначаємо діаметри ділильних окружностей зірочок

;

.

Визначаємо діаметри зовнішніх окружностей зірочок

де d1=11,91 мм – діаметр ролика ланцюга;

Сили, що діють на ланцюг:

окружна Ftц= ;

від відцентрових сил Fv=qv2=1,9·3,072 =18 H;

від провисання Ff =9,81kfqaц= 9,81·1,5·1,9·946,29·10-3 =26,46Н, де kf = 1,5 при куті нахилу передачі .

Розрахункове навантаження на вали

Fв=Ftц + 2Ff = Н.

Перевіряємо коефіцієнт запасу міцності

Це більше, ніж нормативний коефіцієнт запасу [s] ? 8,9; отже, умова s > [s] виконана.

Розміри провідної зірочки: маточина зірочки dст= 1,6·35=56мм; lcт = (1,2÷1,6) ·35=42÷56 мм; беремо lcт = 50 мм;

товщина диска зірочки 0,93Ввн = 0,93·12,7=11,81 мм, де Ввн – відстань між пластинками внутрішньої ланки.

7. Перший етап ескізного компонування редуктора

Компонування звичайно проводять у два етапи. Перший етап служить для наближеного визначення положення зубчастих коліс і зірочки щодо опор

1. приймаємо зазор між торцем маточини колеса й внутрішньою стінкою корпуса А1 = 1,2δ =1,2\*8=9,6 мм, приймаємо А1=10мм;
2. приймаємо зазор від окружності вершин зубів колеса до внутрішньої стінки корпуса А = ? = 8 мм;
3. приймаємо відстань між зовнішнім кільцем підшипника провідного вала й внутрішньою стінкою корпуса А= ? =8 мм.

Попередньо намічаємо радіальні шарикопідшипники середньої серії;

габарити підшипників вибираємо по діаметрі вала в місці посадки

підшипників dп1 =40 мм, dп2 =40 мм.

Таблиця 7.1

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Умовна позначка підшипника | d | D | B | Вантажопідйомність, кН |
| Розміри, мм | C | C0 |
| 208 | 40 | 80 | 18 | 32 | 17,8 |

Вирішуємо питання про змазування підшипників. Змащення підшипників здійснюється розбризкуванням масла з ванни редуктора. Відстань від внутрішньої стінки редуктора до підшипників приймаємо рівним y = 2 мм. Виміром знаходимо відстань на ведучому валу l1=53,5мм і на веденому валу l2 = 53,5 мм.

8. Перевірка міцності шпонкових з'єднань

Шпонки призматичні з округленими кінцями. Розміри перетинів шпонок і пазів і довжини шпонок - за ДСТ 23360-78

Матеріал шпонок - сталь 45 нормалізована.

Напруги зминання й умова міцності по формулі:

Напруги зминання, що допускаються, при сталі маточині Мпа, при чавунної Мпа.

8.1 Швидкохідний вал

d = 35мм;

b h = 10×8 мм;

t1= 5 мм;

довжина шпонки l = 50 мм (при довжині маточини напівмуфти МУВП 58 мм);

момент на швидкохідному валу Т1= Нмм;

Матеріал напівмуфт МУВП - чавун марки СЧ 20.

8.2 Тихохідний вал

d= 45мм;

b h=14×9 мм;

t1=5,5 мм;

довжина шпонки l=56 мм (при довжині маточини колеса 65 мм);

момент на тихохідному валу Т2=133,55·103 Н·мм;

Матеріал колеса - сталь 45

d=35 мм;

b h= 10×8мм;

t1=5 мм;

довжина шпонки l=40мм (при довжині маточини зірочки 50мм);

момент на тихохідному валу Т2= Нмм;

Звичайно зірочки виготовляють із легованих сталей.

Умова виконана.


##### 9. Вибір муфти

Для з'єднання швидкохідного вала редуктора з валом електродвигуна вибираємо муфту по величині розрахункового крутний моменту:

,

де - розрахунковий крутний момент,

- номінальний момент,

К - коефіцієнт режиму роботи привода,

[T] - макрорельєф момент, що допускається.

При постійному навантаженні приймаємо ДО =1,5

Номінальний момент Т1 = 55,63Нм =1,5·55,63=83,45 Нм

Вибираємо напівмуфту пружну втулочно-пальцеву за ДСТ 21424-75 для діаметра вихідного кінця швидкохідного вала dв1 =35 мм і із крутний моментом [T] =250 Hм.

=83,45 < [T] =250 Hм.

10. Другий етап компонування редуктора

Другий етап компонування має на меті конструктивно оформити зубчасті колеса, вали, корпус, підшипникові вузли й підготувати дані для перевірки міцності валів і деяких інших деталей.

Конструюємо вузол швидкохідного вала:

1. наносимо осьові лінії, вилучені від середини редуктора на відстань l1. Використовуючи ці осьові лінії, вичерчуємо в розрізі підшипники кочення;
2. вичерчуємо кришки підшипників з ущільнювальними прокладками (товщиною ~ 1мм) і болтами. Болт умовно заводиться в площину креслення, про що свідчить виривши на площині рознімання.
3. Перехід вала (40мм до приєднувального кінця (35мм виконують на відстані 10-15мм від торця кришки підшипника так, щоб маточина напівмуфти не зачіпала за головки болтів кріплення кришки.

Довжина приєднувального кінця вала ( 35 мм визначається довжиною маточини напівмуфти.

Аналогічно конструюємо вузол тихохідного вала. Оборотний увага на наступні на наступні особливості:

1. для фіксації зубчастого колеса в осьовому напрямку передбачаємо стовщення вала з однієї сторони й установку розпірної втулки - з іншої; місце переходу вала від ( 45 мм до ( 40 мм зміщаємо на 2-3 мм усередину колеса, щоб гарантувати притиснення розпірної втулки до торця колеса;
2. відклавши від середини редуктора відстань l2, проводимо осьові лінії й вичерчуємо підшипники;
3. Вичерчуємо кришки підшипників із прокладками й болтами;

На швидкохідному й тихохідному валах застосовуємо шпонки призматичні з округленими торцями за ДСТ 23360-78. вичерчуємо шпонки, приймаючи їхньої довжини на 5-10 мм менше довжин маточини.

11. Вибір основних посадок деталей

Посадка зубчастого колеса на вал за ДСТ 25347-82.

Посадка зірочки ланцюгової передачі на вал редуктора .

Шейку валів під підшипники виконуємо з відхиленням вала k6. відхилення отворів у корпусі під зовнішні кільця по H7.

Посадка розпірного кільця на вал .

12. Вибір сорту масла

Змазування зубчастого зачеплення виробляється зануренням зубчастого колеса в масло, що заливається усередину корпуса до рівня, що забезпечує занурення колеса приблизно на 10 мм. Обсяг масляної ванни V визначаємо з розрахунку 0,25 дм3 масла на 1 кВт переданій потужності: V =0,25дм3·5,81=1,45дм3

Установлюємо в'язкість масла. При контактних напругах і швидкості v = 3,24м/с в'язкість масла повинна бути приблизно 28∙ 10-6 м2/с. Приймаємо масло індустріальне і-30А (за ДСТ 20799-75).

Камери підшипників заповнюємо пластичним мастильним матеріалом УТ-1.

13. Опис складання редуктора

Перед складанням внутрішню порожнину корпуса редуктора ретельно очищають і покривають фарбою.

Складання роблять у відповідності зі складальним кресленням редуктора, починаючи з вузлів валів:

на швидкохідний вал надягають шарикопідшипники, попередньо нагріті в маслі до 80-100?З;

у тихохідний вал закладають шпонку й зубчасте колесо до упору в бурт вала; потім надягають розпірну втулку й установлюють шарикопідшипники, попередньо нагріті в маслі.

Зібрані вали укладають у підставу корпуса редуктора й надягають кришку корпуса, покриваючи попередньо поверхні стику кришки й корпуси спиртовим лаком. Для центрування встановлюють кришку на корпус за допомогою двох конічних штифтів; затягують болти, кріплять кришку до корпуса. Після цього на тихохідний вал надягають розпірне кільце, у підшипникові камери закладають пластичне змащення, ставлять кришки підшипників з комплектом металевих прокладок для регулювання.

Перед постановкою наскрізних кришок у проточки закладають манжетні ущільнення. Перевіряють провертанням валів відсутність заклинювання підшипників (вали повинні провертатися від руки) і закріплюють кришки гвинтами.

Далі на кінець тихохідного вала в шпонкову канавку закладають шпонку, установлюють зірочку й закріплюють її торцевим кріпленням; гвинт торцевого кріплення стопорять спеціальною планкою.

Потім ввертають пробку отвору із прокладкою. Заливають у корпус масло й закріплюють оглядовий отвір кришкою із прокладкою з технічного картону; закріплюють кришку болтами.

Зібраний редуктор обкатують і випробовують на стенді по програмі, установлюваної технічними умовами.

Література

1. Чернавський С.А., Боків К.Н. Курсове проектування деталей машин: Навчальний посібник. – К., 2005

2. Дунаєв П.Ф., Леліков О.П. Конструювання вузлів і деталей машин: Навчальний посібник. – К., 2004

3. Іванов М.М. Деталі машин: Підручник для студентів машинобудівних спеціальностей вузів. – К., 1998.

4. Кудрявцев В.Н. Деталі машин: Підручник для студентів машинобудівних спеціальностей вузів. – К., 2000

5. Деталі машин: Атлас конструкцій / Під ред. Д.Н. Решетова. У двох частинах. – К., 1998