**PHẦN 1: TÍNH TOÁN ĐỘNG CƠ VÀ TỶ SỐ TRUYỀN.**

***I. Chọn động cơ:***

1. Công suất trên trục công tác:

* Điều kiện ban đầu:

- Lực vòng trên tải xích: 2F = 4600 (N).

- Vận tốc tải xích: V = 1,26 (m/s).

- Số răng đĩa xích: Z = 11 (răng).

- Bước xích: P = 125

- Số năm làm việc: a = 5 năm.

* Đặc điểm của tải trọng:

- Tải trọng và đập nhẹ, quay một chiều.

- Năm làm việc (a) năm 300 ngày, ngày 2 ca, 1 ca 8 giờ. Sai số cho phép tỷ số truyền ∆i=2÷3%.

2. Tính toán công suất hệ thống:

Hiệu suất chung:

η = ηx.ηol4.ηBr3. ηnt.

Tra bảng 2.3 trang 19 ta có:

ηx = 0,9 : Hiệu suất bộ truyền đại.

ηol = 0,99 : Hiệu suất 1 cặp ổ lăn.

ηBr = 0,96: Hiệu suất 1 cặp bánh răng.

ηnt = 1 : Hiệu suất nối trục.

- Vậy η = 0,76

3. Chọn động cơ:

Ta có: công suất máy công tác:

P = .

Công xuất tương đương trên trục công tác:

Ptd =P. =5,796.=5,47 (KW)

Công suất cần thiết cho động cơ.

Pct = 

Ta có Pct nên ta cần chọn động cơ có công suất thỏa điều kiện.

Pđm > Pct.

Ta có vận tốc trục công tác: (vòng/ph)

Với Z = 11(răng). P = 125(mm). V = 1,26 (m/s).

Chọn nlv =55 (Vòng/phút).

Chọn sơ bộ tỉ số truyền của hệ thống:

Usb=Uh.Ux=10.3=30

Với Uh : tỉ số truyền của hôp giảm tốc bánh răng trụ 2 cấp (8÷40)

Uđ : tỉ số truyền của bộ truyền xích(2÷5)

→ Số vòng quay sơ bộ của động cơ :

nsb=nlv.usb=55.30=1650(vòng/ph)

- Dựa vào các thông số đã cho và mục đích giảm bớt về kinh tế :

Pdc  >= Pct

ndc ≈ nsb

- Thực tế có nhiều động cơ thỏa điều kiện này.

→ Sự lựa chọn động cơ loại K160S4(Tra bảng P12/235).

Các thông số kỹ thuật:

Công suất: P = 7,5(KW).

Vận tốc quay: n=1450 (Vòng/phút).

***II. Phân phối Tỉ số truyền:***

Tỷ số truyền chung: 

Chọn tỉ số truyền cuẩ hộp số Uh=10

Ta có : U=Un.Uh.Unt.



Với:

Ux=Un : Tỷ số truyền ngoài hộp.

Uh : Tỷ số truyền hộp giảm tốc.

Unt=1 :Tỷ số truyền nối trục.

Tra bảng 2.4 trang 21 tài liệu [I] ,chọn Uđ=3

-Chọn U1=1,2U2 với u1 tỷ số truyền cấp nhanh

u2 tỷ số truyền cấp chậm

Uh=1,2U22

=>U1=3,25

Kiểm tra:

Ut=Ux.U1.U2=26,42



→ Hợp lý với yêu cầu sai số vè tỷ số truyền.

∆i=2÷3%.

Tính công suất từng trục: ta có(kw)









Mômen xoắn: Ti = ;

Tđc =

T1 =;  (Vòng/phút).

T2 =;  (Vòng/phút).

T3 =;  (Vòng/phút).

Tlv = ;  (Vòng/phút).

Bảng phân phối tỷ số truyền:

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Trục  Thông số | Động cơ | I | | II | | III | Trục tải |
| u | Unt = 1 | | U1 = 3,25 | | U2 = 2,71 | | Ux = 3 |
| n ( v/ph ) | 1450 | 1450 | | 446,2 | | 164,64 | 54,88 |
| P ( Kw ) | 7,59 | 7,51 | | 6,85 | | 6,51 | 5,796 |
| T (N.mm) | 49989,3 | 49462,41 | | 146610,3 | | 377614,8 | 1008597 |

***PHẦN 2: TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN XÍCH***

***I. Chọn loại xích:***

\*Điều kiện ban đầu :

-Đặc tính làm việc :tải trọng va đập nhẹ và quay một chiều

-n3=165,54 (v/p)

-P3=6,51 (kw)

-ux=3

* Vì tải trọng xích va đập nhẹ, vận tốc thấp nên chọn xích con lăn.

***II Xác định các thông số của xích và bộ truyền:***

1.Chọn số răng đĩa xích :

Với ux=3:

Z1=29-2u=23 >19 (thỏa)

Z2=u.Z1=69 < Zmax=120 với xích ống con lăn

Tỉ số truyền thực tế :

U1= Z2/ Z1=3

Sai lệch tỉ số truyền :

∆u=0%<4% => đạt diều kiện về sai số

2.Tính bước xích

Theo công thức 5.3 tài liệu [1] ta có công thức tính toán:

Pt = P.k.kz.kn

P:công suất bộ truyền xích

P=6,51 (kw)

z1 = 25 => kz = 25/z1 = 25/23=1,09

Chọn n01 = 200 (vg/ph)

Kn :Hệ só vòng quay

=> kn = n01/nIII = 200/164,6 = 1,21

Theo công thức 5.4 và bảng 5.6 tài liệu [1] ta có:

K = k0.k­a.kđc.kbt.kđ.kc

K0: hệ số ảnh hưởng của vị trí bộ truyền

=>K0  = 1 (tâm đĩa xích so với phương ngang <400)

Ka :hệ số ảnh hưởng của khoảng cách trục và chiều dài xihcs

=>Ka = 1 (chon a = 40p-theo bảng 5.6)

Kđc :hệ số ảnh hưởng của việc điều chỉnh xích chọn vị trí trục được điều chỉnh bằng một trong các đĩa xích

=>Kđc = 1 (điều chỉnh bằng 1 trong 2 đĩa xích)

Kbt :hệ số ảnh hưởng của bôi trơn

=>Kbt = 1 (môi trường làm việc có bụi)

Kđ :hệ số tải trọng động

=>Kđ = 1,2 (va đập nhẹ)

Kc :hệ số kể đến chế độ làm việc của bộ truyền

=>Kc = 1,25 (làm việc 2 ca/ngày)

=> k = 1.1.1,25.1,2.1.1 = 1,5

Thay vào công thức 5.3 ta được:

Pt = 1,5.1,09.1,2.1,25.6,51 = 12,77 (kw)

=> (kd = 1,7 vì xích 4 dãy)

Ta thấy [p] 11(kw)

Theo bảng 5.5 trang 81

-p= 25,4 (mm) -bước xích

-dc=7,95(mm) -đường kính chốt

-B=22,61(mm) -chiều dài ống

-[p]=11 -công suất cho phép

3. Khoảng cách trục và số mắt xích

Khoảng cách trục sơ bộ :

a = 40.p = 40.25,4 = 1016mm

Theo công thức 5.12 tài liệu [1] ta có số mắt xích:





Lấy số mắt xích chẵn: x = 128

Tính lại khoảng cách trục theo công thức 5.13 tài liệu [1]

a = 0,25.p.{xc -0,5(z1+z2)+}

= 0,25.25,4.{128-0,5.92+}

= 1024,52 (mm)

- Để xích không chịu lực căng quá lớn khoảng cách trục a tính được cần giảm bớt 1 lượng

= (0,002÷0,004) a

Chọn =0,003.a=3,07 (mm)

Do đó a= 1024-3,07 = 1021,45 (mm)

Số lần va đập của xích theo công thức 5.14 tài liệu [1]

 (tra bảng 5.9)

***III. Kiểm nghiệm xích về độ bền:***

Theo công thức 5.15 tài liệu [1]



Theo bảng 5.2 tài liệu [1] ta có tải trọng phá hỏng Q = 113,4 (kN).

Khối lượng 1 mét xích q1 = 5 kg

Kđ :hệ số tải trọng động

=>Kđ = 1,2 (chế độ làm việc trung bình)





Fv -lực căng do lực li tâm sinh ra: Fv = q.v2 = 5.1,82= 8,21 (N)

F0 -lực căng do nhánh xích bị động sinh ra: F0 = 9,81.kf.q.a

Lấy kf = 6 (vì góc nghiêng đường nối tâm < 400)

=> F0 = 973,99(N)

[s]: hệ số an toàn cho phép (tra bảng 5.10 trang 86)

=>[s]=8,2

Do đó: 

Vậy s > [s] : bộ truyền xích đảm bảo đủ bền.

***IV Đường kính đĩa xích****:*

Theo công thức 5.17 và bảng 13.4 :

Đường kính vòng chia:





Đường kính đỉnh răng:

da1 = p[0,5 + cotg(/z1)] = 197,5(mm)

da2 = p[0,5 + cotg(/z2)] = 570,18 (mm)

Đường kính chân răng:

df1 = d1 – 2r =174,48 (mm)

df2 = d2 – 2r = 546(mm)

Tra bảng 5,2 được d1=11,91

r = 0,5025 d1’+0,05 =6,03 (mm)

Kểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa xích: theo công thức 5.18 tài liệu [1] ta có:



Trong đó:

-Kr  : Hệ số xét đến ảnh hưởng số răng đĩa xích.

=>Kr1=0,48 (tra bảng 87)

=>Kr2=0,22

-Kd  = 1 hệ số phân bố tải trọng không đều giữa các xích

-Kđ  = 1,2

-Fvd: lực va đập trên một dãy xích:(N).

=>Fvd  = 13.10-7 n1.p3.m = 13.10-7.111.31,753 = 4,618 (N).

E: Mođun đàn hồi: E = 2,1.105 Mpa.

A = 305 mm2 diện tích chiếu của bản lề (tra theo bảng 5.12 tài liệu [1])

 ứng suất tiếp xúc cho phép tra theo bảng 5.11 tài liệu [1].

Ứng suất tiếp xúc của đĩa xích 1.

 = 563,12 Mpa

Ứng suất tiếp xúc của đĩa xích 2.

 = 390,72Mpa.

Như vậy theo bảng 5.11 tài liệu [1] để đảm bảo độ bền tiếp xúc cho các đĩa xích ta dùng thép C45 tôi cải thiện đạt độ vấn bề mặt HB = 170.

Ứng suất tiếp xúc cho phép [] =600 (Mpa)

Thấy:  [] nên đảm bảo độ bền tiếp xúc.

***V. Xác định các lực tác dụng lên trục:***

Fr = Kx Ft

Với Kx : hệ số bể đến trọng lượng tính xích Kx = 1,15(do bộ truyền nằm ngang)

Ft = 3616,7 N

=>Fr =4159,2 N

**PHẦN 3:THIẾT KẾ HỘP GIẢM TỐC.**

**3.1.Thiết kế hộp giảm tốc bánh răng cấp nhanh**

**I .Chọn vật liệu và xác định ứng suất cho phép**:

Chọn vật liệu :

\*Dựa vào điều kiện làm việc:

-Tải trọng làm việc trung bình

-Công suất trung bình

Cụ thể theo bảng 6.1 tài liệu [1] chọn:

+Bánh nhỏ: Thép 45 tôi cải thiện đạt độ rắn

HB = 241285, có  = 850 MPa , = 580 MPa

+Bánh lớn: Thép 45 tôi cỉa thiện đạt độ rắn

HB = 192240 , có = 750 MPa,  = 450 MPa

**II.Xác định ứng suất cho phép:**

Theo bảng 6.2 tài liệu [1] thép C45 tôi cải thiện đạt độ rắn HB = 180350.

 ;; ; 

Chọn độ rắn bánh nhỏ HB1 = 245, độ rắn bánh lớn HB2 = 230.

 MPa.

 MPa.

 MPa.

 MPa.

Theo công thức 6.5 tài liệu [1]:

 Do đó:



*NHO2* = 30.2402,4 = 1,547.107

Vì bộ truyền làm việc có tải trọng thay đổi nên chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương

NHE=60c.

NHE2=60.c.



Trong đó

c=1 : Số lần ăn khớp trong một vòng quay

ni : Số vòng quay trong một phút

ti=5.300.2.8=24000(h) Tổng số giờ làm việc

Ti:momen xoắn ở chế độ i

=> NHE1=178.10

=> NHE2=54,8.10

Ta có N > N do đó  KHL2 = 1

Suy ra N > N do đó  KHL1 = 1

❖Ứng suất tiếp xúc sơ bộ.được xác định :

Theo công thức (6.1a) trang 93 tài liệu [I] :



SH : Là hệ số an toàn khi tiếp xúc và cuốn, tra bảng 6.2 trang 94

→ SH =1,1, với KHL1 = KHL2=1.

Nên: =  = 536,36( MPa )

 =  = 500 ( MPa )

Vì là bộ truyền bánh răng nghiêng

= (+ )/2= 518,2 (MPa)

❖ Số chu kì thay đổi ứng suất uốn.

Theo công thức (6.8) trang 93 tai liệu [I]:

N = 60 .c  ( T/ T) .n.t

\*:bậc của đường cong mỏi khi thử về tiếp xúc và uốn.

Với HB=(180÷350)HB  mF = 6. (tra bảng 6.4 trang 95).

 N = 60.1. .24000.( 16. 0,7 + 0,86.0,3) = 30.107

 NFE2 = 30.107 > NFo = 4.106 số chu kì thay đổi ứng suất cở sở khi thử về uốn

 KFL2 =1

Tương tự cho NFE1

 KFL1 =1

❖ Ứng suất uốn cho phép, tính theo (6.2a) trang 93 tài liệu [I].

=.KFC.KFL/SF

Trong đó: KFC=1:hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải với bộ truyền quay một chiều.

Sf:hệ số an toàn

=>Sf=1,75 tra bảng 6.2

Nên:

*  =  = 267,43 ( MPa )
*  =  = 246,85 ( MPa )

Theo công thức (6.13 và 6.14) trang 95,96 tài liệu [I] ứng suất quá tải cho phép.

Với bánh răng thường hoá, thép tôi cải thiện

\* (MPa)

\*= 0,8.580 = 464 (MPa)

\*= 0,8.450 = 360 (MPa)

#### **III. Xác định các thông số cơ bản bộ truyền:**

##### 1. Xác định sơ bộ khoảng cách aw:

Theo công thức (6.15a) trang 96 tài liệu [I]:

a

Trong đó:

\* K(MPa1/3) = 43 : hằng số phụ thuộc vào vật liệu ở cặp bánh răng và loại răng

(tra bảng 6.5/trang 96)

\* u1 = un = 3,25

\* T = 49462,4 (N.mm).

\* = 518,2 MPa

\* = 0,5 (tra bảng 6.6 trang 97)

* =0,5..(u+1) =0,5.0,5.(3,25+1) = 1,0625

\*  hằng số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về tiếp xúc (theo bảng 6.7 trang 98)

=> a w1 = mm

Chọn aw1 = 110 mm

2.Thông số ăn khớp

2.1 Mođun

m= (0,01



= (0,01.110 = (1,12,2) (mm)



Theo bảng 6.8 chọn mođun m=2

Chọn sơ bộ do hai bộ răng nghiêng đồi xứng nhau ta xem như răng chữ V



2.2 Sô răng bánh nhỏ và lớn

Số răng bánh nhỏ

Z1= =21,2



Lấy Z1=22

Số răng bánh lớn

Z2= u. z1=71,5

Chọn Z=72

Do đó tỉ số truyền thực sẽ là

um= =3,27 (thỏa )

Theo công thức 6.18

= = =0,85



* 



#### **IV. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc:**

Ứng suất tiếp xúc σH được tính theo công thức (6.33) trang 105 tài liệu [I]: thỏa điều kiện:



Trong đó:

❖ ZM =274 : hằng số kể đến cơ tính vật liệu của bánh răng ăn khớp

(tra bảng 6.5 trang 96)

❖ ZH =  : hằng số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc.

Ở đây:

\* : góc nghiêng của răng trên hình trụ cơ sở.

\* tg =cos.tg (công thức (6.35) trang 105 tài liệu [I])

Vì là răng nghiêng không sử dụng dịch chỉnh :

=> =

=> 

Nên: 

❖ bw = ψba.aw = 0,5.110 = 55(mm)

❖ εβ =hệ số tăng khớp dọc

=. εβ = 

Do  theo công thức (6.36c) trang 105 tài liệu [I]: tính 

Theo công thức (6.38b) trang 105 tài liệu [I]:



=> 

❖ KH = KHβ.KHβ.KHυ

Với : • KHβ = 1,15 : Hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng (bảng 6.7 trang 98 tài liệu [I])



Và 

V=3,9m/s < 4 m/s.=>cấp chĩnh xác 9

• KHa = 1,16 : Hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng các đôi răng đồng thời ăn khớp bánh răng (bảng 6.14 trang 107 tài liệu [I])

• : Hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp công thức (6.41) trang 107.

Trong đó:

+ 

Ta có các thông số:

δH=0,002 : Hằng số kể đến ảnh hưởng của các sai số ăn khớp

(tra bảng 6.15 trang 107).

g 0=73: Hằng số kể đến ảnh hưởng của các sai lệch các bước răng bánh 1và2

(tra bảng 6.16 trang 107).

=> 

T1 = 49462,5Nmm.



* KH = KHβ.KHβ.KHυ = 1,4

Thay các giá trị.

ZM = 274; ZH = 1,53; Zε = 0,84; T1=87167,05 Nmm.

KH = 1,22; u = 3,087; bw = 42 mm; dw1= 68,5mm.



Với cấp chính xác động học là 9, chọn cấp chính xác về mức tiếp xúc là 9

khi đó ta cần gia công đạt độ nhám Ra(2,51,25) 

Nên ZR=0,95 với da<700 (mm)

KXH=1

Theo công thức (6.1a) trang 93 và (6.1) trang 91 tài liệu [I]:

Ứng suất tiếp cho phép:





Zv=0,85.v0,1=0,98

 Với 



Ta có: 

* Thoả điều kiện cho phép.

#### **V. Kiểm nghiệm vể độ bền uốn:**

Để đảm bảo độ bền uốn cho răng, ứng suất uốn sinh ra tại chân răng không được vượt quá một giá trị cho phép

Theo công thức (6.43) trang 108 tài liệu [I]:



Trong đó:

• T2 = 49462,5Nmm

• m = 2 mm

• bw = 55 mm

• dw = 51,7mm

KF : KFB.KFα.KFV : Hệ số tải trọng khi tính về uốn.

KFβ = 1,32 (tra bảng 6.7 trang 98 tài liệu [I])

KFα = 1,4 (tra bảng 6.14 trang 107 tài liệu [I])

KFV : Hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vòng ăn khớp khi tính về uốn.

 (Công thức (6.46)trang 109 tài liệu [I]).

 (Công thức (6.47) trang 109 tài liệu [I]).

δF và g0 tra bảng 6.15 và 6.16 tính theo v.

v = 0,79m/s, δF = 0,006, g0 = 73

→υF = 0,006.73.0,79.=2,33

* Kfv=1,15
* KF = 1,4.1,32.1,15=2,12



 ( tính theo công thức (6.38b) trang 105 tài liệu [I])

•  được tính dựa vào zv1 và zv2





Tra bảng 6.18 trang 109 tài liệu [I]:

 

Thay vào công thức.





Theo công thức (6.2)



Theo công thức (6.2a)



Với:

YR = 1: Hệ số xét đến ảnh hưởng độ nhám bề mặt lưới chân răng.

YS = 1,08 – 0,0695ln(m) = 1,08 – 0,0695ln(3) =1 : Hệ số xét đến độ nhạy của vật liệu được tâp trung ứng suất, trong đó mô đun tính bằng mm.

KXF = 1: Hệ số xét đến kiểm tra bánh răng đến độ uốn với da 400(mm).

=>

Ứng suất độ bền uốn đạt giá trị.



Kết luận: bộ truyền đạt độ bền về uốn trong giới hạn cho phép.

#### **VI.Kiểm nghiệm răng về quá tải:**



❖ Theo công thức (6.48) trang 110 tài liệu [I]:

Điều kiện:  ( MPa)

Trong đó: 

❖ Theo công thức (6.49) trang 110 tài liệu [I]:



Trong đó: 

Vậy 



Kết luận: Như vậy bộ truyền đạt yêu cầu về quá tải.

#### **VII. Các thông số và kích thước bộ truyền:**

• Khoảng cách trục: aw = 110 mm

• Modum : m = 2 mm

• Bề rộng vành răng : bw = 55 mm

• Hệ số dịch chỉnh : x1 = 0 = x2

• Số răng: z1 = 22 ; z2 = 72

• Góc nghiêng răng: 

• Đường kính vòng lăn: dw1=51,7 mm

• Đường kính vòng chia:

+ 

+ 

• Đường kính đỉnh răng:

+ 

+

• Đường kính chân răng:

+ 

+ 

**3.1.Thiết kế hộp giảm tốc bánh răng cấp chậm**

**I .Chọn vật liệu và xác định ứng suất cho phép**:

Chọn vật liệu :

\*Dựa vào điều kiện làm việc:

-Tải trọng làm việc trung bình

-Công suất trung bình

Cụ thể theo bảng 6.1 tài liệu [1] chọn:

+Bánh nhỏ: Thép 45 tôi cải thiện đạt độ rắn

HB = 241285, có  = 850 MPa , = 580 MPa

+Bánh lớn: Thép 45 tôi cỉa thiện đạt độ rắn

HB = 192240 , có = 750 MPa,  = 450 MPa

**II.Xác định ứng suất cho phép:**

Theo bảng 6.2 tài liệu [1] thép C45 tôi cải thiện đạt độ rắn HB = 180350.

 ;; ; 

Chọn độ rắn bánh nhỏ HB1 = 245, độ rắn bánh lớn HB2 = 230.

 MPa.

 MPa.

 MPa.

 MPa.

Theo công thức 6.5 tài liệu [1]:

 Do đó:



*NHO2* = 30.2402,4 = 1,547.107

Vì bộ truyền làm việc có tải trọng thay đổi nên chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương

NHE=60c.

NHE2=60.c.



Trong đó

c=1 : Số lần ăn khớp trong một vòng quay

ni : Số vòng quay trong một phút

ti=5.300.2.8=24000(h) Tổng số giờ làm việc

Ti:momen xoắn ở chế độ i

=> NHE1=178.10

=> NHE2=54,8.10

Ta có N > N do đó  KHL2 = 1

Suy ra N > N do đó  KHL1 = 1

❖Ứng suất tiếp xúc sơ bộ.được xác định :

Theo công thức (6.1a) trang 93 tài liệu [I] :



SH : Là hệ số an toàn khi tiếp xúc và cuốn, tra bảng 6.2 trang 94

→ SH =1,1, với KHL1 = KHL2=1.

Nên: =  = 536,36( MPa )

 =  = 500 ( MPa )

Vì là bộ truyền bánh răng thẳng

= = 500 (MPa)

❖ Số chu kì thay đổi ứng suất uốn.

Theo công thức (6.8) trang 93 tai liệu [I]:

N = 60 .c  ( T/ T) .n.t

\*:bậc của đường cong mỏi khi thử về tiếp xúc và uốn.

Với HB=(180÷350)HB  mF = 6. (tra bảng 6.4 trang 95).

 N = 60.1. .24000.( 16. 0,7 + 0,86.0,3) = 30.107

 NFE2 = 30.107 > NFo = 4.106 số chu kì thay đổi ứng suất cở sở khi thử về uốn

 KFL2 =1

Tương tự cho NFE1

 KFL1 =1

❖ Ứng suất uốn cho phép, tính theo (6.2a) trang 93 tài liệu [I].

=.KFC.KFL/SF

Trong đó: KFC=1:hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải với bộ truyền quay một chiều.

Sf:hệ số an toàn

=>Sf=1,75 tra bảng 6.2

Nên:

*  =  = 267,43 ( MPa )
*  =  = 246,85 ( MPa )

Theo công thức (6.13 và 6.14) trang 95,96 tài liệu [I] ứng suất quá tải cho phép.

Với bánh răng thường hoá, thép tôi cải thiện

\* (MPa)

\*= 0,8.580 = 464 (MPa)

\*= 0,8.450 = 360 (MPa)

#### **III. Xác định các thông số cơ bản bộ truyền:**

##### 1. Xác định sơ bộ khoảng cách aw:

Theo công thức (6.15a) trang 96 tài liệu [I]:

a

Trong đó:

\* K(MPa1/3) = 49,5: hằng số phụ thuộc vào vật liệu ở cặp bánh răng và loại răng

(tra bảng 6.5/trang 96)

\* u1 = un = 2,71

\* T = 146610,3(N.mm).

\* = 500 MPa

\* = 0,5 (tra bảng 6.6 trang 97)

* =0,53..(u+1) =0,5.0,5.(3,25+1) = 0,59

\*  hằng số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về tiếp xúc (theo bảng 6.7 trang 98)

=> a w1 = mm

Chọn aw1 = 130 mm

2.Thông số ăn khớp

2.1 Mođun

m= (0,01



= (0,01.130 = (1,33,6) (mm)



Theo bảng 6.8 chọn mođun m=2,5

2.2 Sô răng bánh nhỏ và lớn

β =0 do bánh răng trụ thẳng

Số răng bánh nhỏ

Z1= =28,3



Lấy Z1=28

Số răng bánh lớn

Z2= u. z1=75,88

Chọn Z=75

Do đó tỉ số truyền thực sẽ là

um= =2,67 (thỏa )

Khoảng cách trục thực giữa 2 trục

awt = 

#### **IV. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc:**

Ứng suất tiếp xúc σH được tính theo công thức (6.33) trang 105 tài liệu [I]: thỏa điều kiện:



Trong đó:

❖ ZM = 274 (bảng 6.5 trang 96 tài liệu [I])

❖ ZH =  (bảng 6.34 trang 105 tài liệu [I])

Theo công thức (6.35) trang 105 tài liệu [I]

Tgβb=cosαt.tgβ.

Vì β = 0 → Tgβb = 0 → βb = 0, theo TCVN/1065-71: α = 200.

αt = arctg() = arctg() = arctg(tg200) = 200

αtw = arccos,

với a = 0,5.m(Z1+Z2)cosβ = 0,5.2,5.(75+28)cos00 = 128,75

αtw = arccos→ αtw= 21,460



❖ bw = ψba.aw = 0,5.130 = 65(mm)

❖ εβ = 0 do β=0

Do  theo công thức (6.36c) trang 105 tài liệu [I]: tính theo =

Theo công thức (6.38b) trang 105 tài liệu [I]:



=>

❖ KH = KHβ.KHβ.KHυ

Với : • KHβ = 1,02 (bảng 6.7 trang 98 tài liệu [I])

=>• KHa = 1 với bánh răng thẳng



Và 

• (công thức (6.14) trang 107 tài liệu [I])

trong đó:

+ 

Ta có các thông số:

δH=0,002 (bảng 6.15 trang 107 tài liệu [I])

g 0=73 (bảng 6.16 trang 107 tài liệu [I])

=> 

T1 = 144610,3Nmm.



* KH = KHβ.KHβ.KHυ = 1,1

Thay các giá trị.

ZM = 274; ZH = 1,7; Zε = 0,87; T1=146610,3Nmm.

KH = 1,1; u = 2,67; bw = 65 mm; dw1= 70,84mm.



Với cấp chính xác động học là 9, chọn cấp chính xác về mức tiếp xúc là 8

khi đó ta cần gia công đạt độ nhám Ra(2,51,25) 

Nên ZR=0,95 với da<700 (mm)

KXH=1

Zv=0,85.v0,1=0,92

Theo công thức (6.1a) trang 93 và (6.1) trang 91 tài liệu [I]:

Ứng suất tiếp cho phép:





 Với 



Ta có: 

Ta thấy H>H] không quá 4% nên ta giữ lại các thông số và tính lại chiều rộng vành răng:

bw=H/H])2)=0,5.130.(448,89/437)=68,59 mm

#### **V. Kiểm nghiệm vể độ bền uốn:**

Để đảm bảo độ bền uốn cho răng, ứng suất uốn sinh ra tại chân răng không được vượt quá một giá trị cho phép

Theo công thức (6.43) trang 108 tài liệu [I]:



Trong đó:

• T2 = 1446610,3Nmm

• m = 2,5 mm

• bw = 68,59 mm

• dw = 70,84mm

KF : KFB.KFα.KFV : Hệ số tải trọng khi tính về uốn.

KFβ = 1,02 (tra bảng 6.7 trang 98 tài liệu [I])

KFα = 1,37 (tra bảng 6.14 trang 107 tài liệu [I])

KFV : Hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vòng ăn khớp khi tính về uốn.

 (Công thức (6.46)trang 109 tài liệu [I]).

 (Công thức (6.47) trang 109 tài liệu [I]).

δF và g0 tra bảng 6.15 và 6.16 tính theo v.

v = 1,65m/s, δF = 0,016, g0 = 73

→υF = 0,016.73.1,65.=13,5

* Kfv=1,16
* KF = 1,4.1,32.1,15=1,62



 ( tính theo công thức (6.38b) trang 105 tài liệu [I])

Tra bảng 6.18 trang 109 tài liệu [I]:

 

Thay vào công thức.





Theo công thức (6.2)



Theo công thức (6.2a)



Với:

YR = 1: Hệ số xét đến ảnh hưởng độ nhám bề mặt lưới chân răng.

YS = 1,08 – 0,0695ln(m) = 1,08 – 0,0695ln(3) =1 : Hệ số xét đến độ nhạy của vật liệu được tâp trung ứng suất, trong đó mô đun tính bằng mm.

KXF = 1: Hệ số xét đến kiểm tra bánh răng đến độ uốn với da 400(mm).

 

Ta có:  



* Thoả điều kiện về độ bền uốn.

#### **VI.Kiểm nghiệm răng về quá tải:**



❖ Theo công thức (6.48) trang 110 tài liệu [I]:

Điều kiện:  ( MPa)

Trong đó: 

❖ Theo công thức (6.49) trang 110 tài liệu [I]:



Trong đó: 

Vậy 



Kết luận: Như vậy bộ truyền đạt yêu cầu về quá tải.

#### **VII. Các thông số và kích thước bộ truyền:**

• Khoảng cách trục: aw = 110 mm

• Modum : m = 2 mm

• Bề rộng vành răng : bw = 55 mm

• Hệ số dịch chỉnh : x1 = 0 = x2

• Số răng: z1 = 22 ; z2 = 72

• Góc nghiêng răng: 

• Đường kính vòng lăn: dw1=51,7 mm

• Đường kính vòng chia:

+ 

+ 

• Đường kính đỉnh răng:

+ 

+

• Đường kính chân răng:

+ 

+ 