**ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA  
KHOA CƠ KHÍ**

**ĐỒ ÁN MÔN HỌC  
THIẾT KẾ MÁY**

**TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG BĂNG TẢI**

Giảng viên hướng dẫn: Tào Quang Bảng

Sinh viên thực hiện: Từ Quang Đức

Lớp (sinh hoạt): 18CDT1

Nhóm (học phần): 18.04B

**Tóm tắt Đồ án**

Đề 2:

Thông số đầu vào

|  |  |
| --- | --- |
| Thông số | Giá trị |
| Lực kéo của bang tải | 3400 N |
| Tốc độ của băng tải | 1,2 m/s |
| Đường kính tang | 350 mm |
| Thời gian phục vụ | 12000h |
| Số ca làm việc | 2 ca |
| Góc nghiêng đường nối tâm | 0° |
| Đặc tính làm việc | Va đập nhẹ |

Sử dụng bộ truyền đai

Hộp giảm tốc 2 cấp sử dụng bánh răng trụ răng nghiêng

Mục lục

[CHƯƠNG 1: ĐẶT VẤN ĐỀ VÀ GIỚI THIỆU ĐỀ TÀI 8](#_Toc43050375)

[1.1 Tình hình thực tế và nhu cầu xã hội. 8](#_Toc43050376)

[1.2 Những mô hnh đã có. 8](#_Toc43050377)

[1.3 Giới thiệu đề tài (tính cấp thiết của đề tài, ý tưởng, mục đích và mục tiêu của đề tài) 9](#_Toc43050378)

[CHƯƠNG 2: THIẾT KẾ SƠ ĐỒ DẪN ĐỘNG VÀ TÍNH TOÁN ĐỘNG HỌC 10](#_Toc43050379)

[2.1 Thiết kế sơ động dẫn động. 10](#_Toc43050380)

[2.1.1 Trình bày sơ đồ dẫn động: 10](#_Toc43050381)

[2.2 Tính toán động học. 10](#_Toc43050382)

[2.2.1 Tính vận tốc quay của tang, công suất của băng tải, công suất tính toán của động cơ (dựa trên sơ đồ dẫn động). 10](#_Toc43050383)

[2.2.2 Chọn động cơ và phân phối công suất trên từng trục của hệ thống. 10](#_Toc43050384)

[CHƯƠNG 3: THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI THANG 12](#_Toc43050385)

[3.1 Tính toán các thông số hình học của bộ truyền. 12](#_Toc43050386)

[3.1.1. Các thông số đầu vào. 12](#_Toc43050387)

[3.1.2. Thiết kế đai. 12](#_Toc43050388)

[CHƯƠNG 4: THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG 15](#_Toc43050389)

[4.1. Thiết kế bộ truyền bánh răng cấp nhanh (bánh răng trụ răng nghiêng). 15](#_Toc43050390)

[4.1.1. Chọn vật liệu bánh răng. 15](#_Toc43050391)

[4.1.2. Xác định ứng suất cho phép. 15](#_Toc43050392)

[4.1.3. Xác định sơ bộ khoảng cách trục. 18](#_Toc43050393)

[4.1.4. Xác định các thông số ăn khớp. 18](#_Toc43050394)

[4.1.5. Xác định các thông số cơ bản của cặp bánh răng. 19](#_Toc43050395)

[4.1.6. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc. 20](#_Toc43050396)

[4.1.7. Kiểm nghiệm độ bến uốn. 21](#_Toc43050397)

[4.1.8. Kiểm nghiệm về quá tải. 23](#_Toc43050398)

[4.1.9. Lực tác dụng lên bộ truyền. 23](#_Toc43050399)

[4.1.10. Các thông số của cặp bánh răng. 24](#_Toc43050400)

[4.2. Thiết kế bộ truyền bánh răng cấp chậm (bánh răng trụ răng thẳng) 27](#_Toc43050401)

[4.2.1. Chọn vật liệu bánh răng: 27](#_Toc43050402)

[4.2.2. Xác định ứng suất cho phép. 27](#_Toc43050403)

[4.2.3. Xác định sơ bộ khoảng cách trục. 30](#_Toc43050404)

[4.2.4. Xác định các thông số ăn khớp. 30](#_Toc43050405)

[4.2.5. Xác định các thông số cơ bản của cặp bánh răng. 31](#_Toc43050406)

[4.2.6. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc. 32](#_Toc43050407)

[4.2.7. Kiểm nghiệm độ bến uốn. 34](#_Toc43050408)

[4.2.9. Lực tác dụng lên bộ truyền. 36](#_Toc43050410)

[4.2.10. Các thông số của cặp bánh răng. 37](#_Toc43050411)

[CHƯƠNG 5: THIẾT KẾ TRỤC VÀ THEN 39](#_Toc43050412)

[5.1 Chọn vật liệu. 39](#_Toc43050413)

[5.2 Tính sức bền trục. 39](#_Toc43050414)

[5.2.1 Tính sơ bộ trục. 39](#_Toc43050415)

[5.2.2 Chọn các kích thước cơ bản của hộp giảm tốc. 39](#_Toc43050416)

[5.2.3 Tính toán lực và momen tác dụng lên trục. 41](#_Toc43050417)

[5.2.4 Tính đường kính trục tại các mặt cắt nguy hiểm. 47](#_Toc43050420)

[Trục I: 47](#_Toc43050421)

[Trục II: 48](#_Toc43050422)

[Trục III: 48](#_Toc43050423)

[5.3 Tính then. 49](#_Toc43050424)

[Trục I: 50](#_Toc43050425)

[Trục II : 51](#_Toc43050426)

[Trục III: 51](#_Toc43050427)

[5.4. Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi. 52](#_Toc43050428)

[5.5. Chọn khớp nối. 54](#_Toc43050429)

[5.5.1. Mô men xoắn cần truyền. 54](#_Toc43050430)

[5.5.2. Chọn vật liệu. 54](#_Toc43050431)

[5.5.3. Kiểm nghiệm sức bền đập của vòng cao su. 55](#_Toc43050432)

[5.5.4. Kiểm nghiệm sức bề uốn của chốt. 55](#_Toc43050433)

[5.5.5. Lực tác dụng lên trục. 55](#_Toc43050434)

[CHƯƠNG 6: TÍNH CHỌN Ổ LĂN 56](#_Toc43050435)

[6.1. Chọn ổ lăn cho trục I. 56](#_Toc43050436)

[6.1.1. Chọn loại ổ lăn. 56](#_Toc43050437)

[6.1.2. Chọn kích thước ổ lăn. 56](#_Toc43050438)

[6.1.3. Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ. 56](#_Toc43050439)

[6.1.4. Kiểm tra khả năng tải tĩnh của ổ. 58](#_Toc43050440)

[6.2. Chọn ổ lăn cho trục II. 59](#_Toc43050441)

[6.2.1. Chọn loại ổ lăn. 59](#_Toc43050442)

[6.2.2. Chọn kích thước ổ lăn. 59](#_Toc43050443)

[6.2.3. Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ. 59](#_Toc43050444)

[6.2.4. Kiểm tra khả năng tải tĩnh của ổ. 61](#_Toc43050445)

[6.3. Chọn ổ lăn cho trục III. 62](#_Toc43050446)

[6.3.1. Chọn loại ổ lăn. 62](#_Toc43050447)

[6.3.2. Chọn kích thước ổ lăn. 62](#_Toc43050448)

[6.3.3. Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ. 62](#_Toc43050449)

[6.3.4. Kiểm tra khả năng tải tĩnh của ổ. 64](#_Toc43050450)

[CHƯƠNG 7: TÍNH CHỌN CÁC CHI TIẾT MÁY KHÁC CỦA HỘP GIẢM TỐC 66](#_Toc43050451)

[7.1 Thiết kế vỏ máy. 66](#_Toc43050452)

[7.1.1 Chọn vật liệu. 66](#_Toc43050453)

[7.1.2 Chọn các kích thước của hộp. 66](#_Toc43050454)

[7.2 Các chi tiết phụ (vòng phớt, vòng chắn dầu, chốt định vị, nắp cửa thăm…). 68](#_Toc43050455)

[7.2.1. Cửa thăm. 68](#_Toc43050456)

[7.2.2. Nút thông hơi. 69](#_Toc43050457)

[7.2.3. Nút tháo dầu. 69](#_Toc43050458)

[7.2.4. Kiểm tra mức dầu. 70](#_Toc43050459)

[7.2.5. Chốt định vị. 70](#_Toc43050460)

[7.2.6. Bulông vòng. 70](#_Toc43050461)

[7.3 Bôi trơn hộp giảm tốc. 71](#_Toc43050462)

[7.3.1. Bôi trơn trong hộp giảm tốc 71](#_Toc43050463)

[7.3.2. Bôi trơn ngoài hộp giảm tốc. 71](#_Toc43050464)

[7.4 Bảng kê kiểu lắp và dung sai lắp ghép. 72](#_Toc43050465)

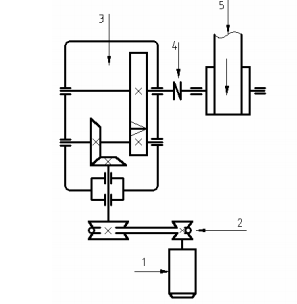
**CHƯƠNG 1: ĐẶT VẤN ĐỀ VÀ GIỚI THIỆU ĐỀ TÀI**

* 1. **Tình hình thực tế và nhu cầu xã hội.**

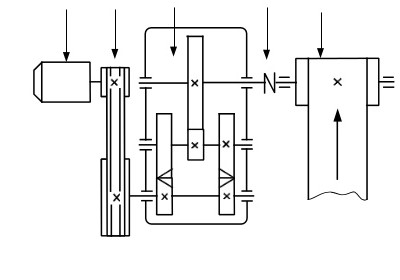
Hiện nay cuộc sống ở nước ta ngày càng hiện đại, cùng với đó những tòa nhà, siêu thị những trung tâm mua sắm cũng mọc lên ngày càng nhiều, vấn đề đặt ra là sự thuận tiện khi di chuyển qua lại các tầng trong tòa nhà với nhau để tạo ra cảm giác thoái mái nhất. Bên cạnh đó việc chuyển dời các nhà máy sản xuất từ Trung Quốc do dịch Covid-19 đến Việt Nam ngày càng nhiều. Do đó, việc tìm ra các hệ thống để vận chuyển hàng hóa, sản phẩm một cách thuận lợi và mang tính kinh tế cũng được tìm hiểu và nghiên cứu.

* 1. **Những mô hình đã có.**

Để giải quyết nhu cầu trên người ta đã tìm ra nhiều giải pháp như các thang máy với tốc độ di chuyển nhanh nhưng ổn định, các hệ thống thang cuốn giúp ta di chuyển thuận lợi giữa các tầng, các mô hình băng tải trong các khâu sản xuất của nhà máy. Trong đó có các mô hình như:



*Hình 1.1: Băng tải sử dụng hộp giảm tốc côn trụ 2 cấp*



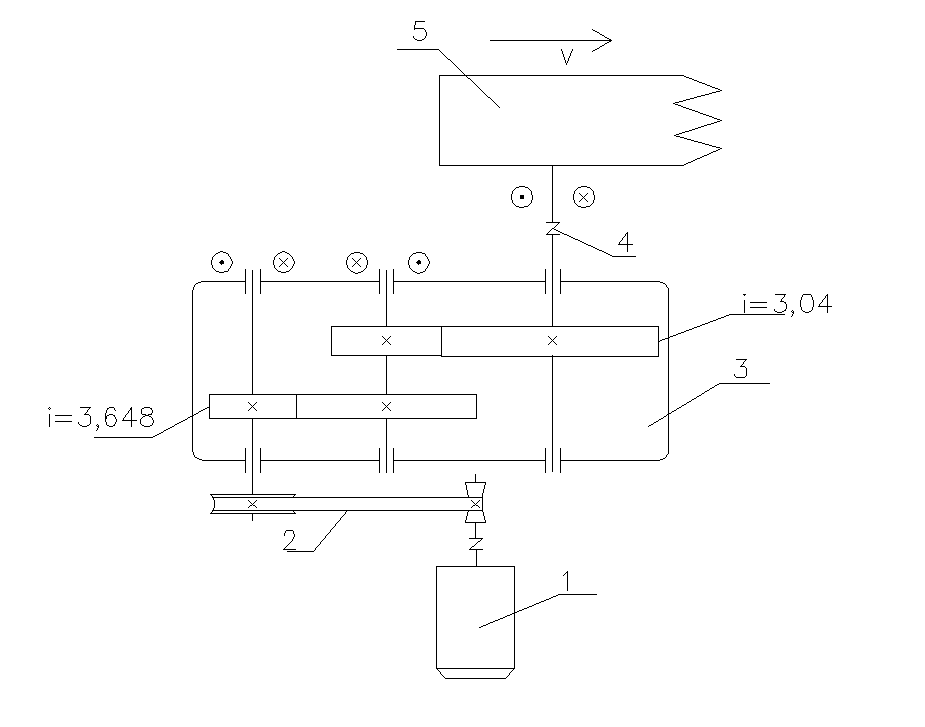
*Hình 1.2: Băng tải sử dụng hộp giảm tốc 2 cấp phân đôi*

* 1. **Giới thiệu đề tài (tính cấp thiết của đề tài, ý tưởng, mục đích và mục tiêu của đề tài).**

Nhằm giải quyết tính cấp thiết của nhu cầu đó, em đã tìm hiểu và nhờ sự trợ giúp từ các Thầy để thiết kế ra hệ thống dẫn động băng tải để giải quyết một phần nào đó vấn đề hiện nay.

**CHƯƠNG 2: THIẾT KẾ SƠ ĐỒ DẪN ĐỘNG VÀ TÍNH TOÁN ĐỘNG HỌC**

* 1. **Thiết kế sơ đồ dẫn động.**
     1. **Trình bày sơ đồ dẫn động:**



*Hình 2.1: Sơ đồ dẫn động của hệ thống băng tải*

1- Động cơ; 2- Bộ truyền đai thang; 3- Hộp giảm tốc 2 cấp khai triễn

4- Khớp nối vòng đàn hồi; 5- băng tải.

* 1. **Tính toán động học.**
     1. **Tính vận tốc quay của tang, công suất của băng tải, công suất tính toán của động cơ (dựa trên sơ đồ dẫn động).**

Pct = kW (2.1)

pyc ≥ (2.2)

ntang = (2.3)

* + 1. **Chọn động cơ và phân phối công suất trên từng trục của hệ thống.**

**2.2.2.1: Chọn động cơ:**

Công suất trên trục động cơ: pyc ≥

=> Tra phụ lục bảng P1.1[1] chọn kiểu động cơ K132M2 có:

Vận tốc quay: 2900 vòng/phút.

Công suất 5,5kW



Tỉ số truyền chung

 (2.4)

Chọn trước iđ = 4

=>  (2.5)

Chọn 



**2.2.2.3. Tính toán các thông số động học.**

* Xác định số vòng quay của các trục

(vòng/phút). (2.6)

(vòng/phút)

(vòng/phút).

* Xác định công suất trên các trục

Hiệu suất:  (2.7)

Trong đó: - hiệu suất bộ truyền đai

- hiệu suất bộ truyền bánh răng

- hiệu suất của một cặp ổ lăn

- hiệu suất khớp nối

**CHƯƠNG 3: THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI THANG**

* 1. **Tính toán các thông số hình học của bộ truyền.**

## **3.1.1. Các thông số đầu vào.**

* Công suất trục động cơ: Pđc=5,5 (KW).
* Số vòng quay trục động cơ: nđc=2900 (vòng/phút).
* Tỉ số truyền của bộ truyền đai: iđ = 4
* Góc nghiêng đường nối tâm 2 bánh đai: 00.

## **3.1.2.** **Thiết kế đai.**

Chọn đai hẹp loại YA có các thông số sau:

1. Chọn đường kính bánh đai nhỏ: d1 = 180(mm) (theo tiêu chuẩn).

2. Kiểm nghiệm vận tốc đai:

 (3.1)

3. Đường kính bánh đai lớn: chọn .

 (3.2)

Chọn d2 = 710 (mm) theo tiêu chuẩn.

Ta có tỉ số truyền thực tế:

 (3.3)

Suy ra:  (3.4)

* Sai lệch tỉ số truyền nhỏ.

4. Chọn sơ bộ khoảng cách trục a = 0,95.d2 = 674,5(mm) theo bảng 4.14[1]

Ta có chiều dài đai:

 (3.5)



* Theo bảng 4.13[1] chọn chiều dài đai theo tiêu chuẩn 

5. Số vòng chạy của đai trong 1 giây:

 (3.6)

6. Tính khoảng cách trục a theo tiêu chuẩn:

 (3.7)

Với  (3.8)



7. Góc ôm:

 (3.9)

8. Xác định số đai z:

Xác định số đai z theo công thức.

z =  (3.10)

Theo bảng 4.7[1], Kđ = 1,35.

Theo bảng 4.15[1], 

Theo bảng 4.16[1], 

Theo bảng 4.17[1], 

Do đó: 

* Chọn z = 1 đai.

9. Xác định các kích thước chủ yếu của bánh đai:

(với )

Chiều rộng bánh đai:

 (3.11)

Đường kính ngoài của bánh đai:

 (3.12)

10. Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục:

 (3.13)

Trong đó:  (định kì điều chỉnh lực căng).

* 

Lực tác dụng lên trục:

 (3.14)

**CHƯƠNG 4: THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG**

## **4.1.** **Thiết kế bộ truyền bánh răng cấp nhanh (bánh răng trụ răng nghiêng).**

### **4.1.1. Chọn vật liệu bánh răng.**

Hộp giảm tốc chịu công suất trung bình , nên chọn vật lịêu có độ rắn HB ≤ 350, bánh răng được thường hoá hoặc tôi cải thiện. Thông thường nên chọn



* Bánh nhỏ:
* Nhãn hiệu thép: thép 45.
* Chế độ nhiệt luyện: tôi cải thiện.
* Độ rắn: HB1 = 255
* Giới hạn bền: 
* Giới hạn bền chảy: 
* Bánh lớn:
* Nhãn hiệu thép: thép 45.
* Chế độ nhiệt luyện: tôi cải thiện.
* Độ rắn: HB2 = 235.
* Giới hạn bền: 
* Giới hạn chảy: 

### **4.1.2. Xác định ứng suất cho phép.**

**4.1.2.1. Ứng suất tiếp xúc cho phép[σH] và ứng suất uốn cho phép [σF].**

 (4.1)

 (4.2)

Trong đó:

ZR -hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt răng làm việc.

Zv - hệ xố xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng.

KxH – hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng.

YR – hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt răng.

YS –hệ số xét đến độ hạy của vật liệu đối với tập trung ứng suất.

KxF –hệ số xét đến kích thước bánh răng ảnh hưởng đến độ bền uốn.

Tính thiế kế sơ bộ, ta lấy:



SH, SF –hệ số an toàn khi tính về tiếp xúc và uốn, ta có :

Bánh chủ động: SH1=1,1; SF1=1,75.

Bánh bị động: SH2=1,1; SF2=1,75.

-Ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép ứng với chu kì cơ sở

Ta có

+Bánh chủ động:





+Bánh bị động:

KHL, KFL -hệ số tuổi thọ xét đến ảnh hưởng của thời hạn phục vụ và chế độ tải trọng của bộ truyền, xác định theo công thức sau:

 (4.3)

 (4.4)

mH, mF-bậc của đường cong mỏi khi thử về độ bền tiếp xúc và uốn.

Vì HB < 350: mH = 6, mF = 6.

NHO – số chu kì thay đổi ứng suất cơ sở khi khử về tiếp xúc.

 (4.5)

Với HHB là độ cứng Brinen.

Bánh chủ động



Bánh bị động



NFO - số chu kì ứng suất khi thử về độ bền tiếp xúc và uốn.

NFO=4.106 (lấy chung đối với tất cả các loại thép). (4.6)

Vì bộ truyền làm việc ở tải trọng tĩnh nên, ta có

 (4.7)

Trong đó:

c- số lần ăn khớp trong một vòng quay (c=1).

n- số vòng quay trong 1 phút của bánh răng.

Lh=ti - Tổng số giờ làm việc.

Cho bộ truyền có thời gian làm việc là:

Lh=12000 (giờ).

Suy ra:NHE1 *=* NFE1 *= 60.*c*.*n1.Lh= 60.1.725.12000 = 52,2.107

NHE2 *=* NFE2 *= 60.*c*.*n2.Lh= 60.1.198,74.12000 = 14,3.107

Do

NHE1= 52,2.107> NHO1= 1,78.107Suy ra KHL1 = 1

NHE2= 14,3.107> NHO2= 1,47.107Suy ra KHL2 = 1

NFE1= 52,2.107> NFO1= 4.106Suy ra KFL1 = 1

NFE2= 14,3.107> NFO2= 4.106Suy ra KFL2 = 1

Do đó, ta có:

 = (580/1,1).1.1=527,3 (MPa)

= (540/1,1).1.1=490,9 (MPa)

= (459/1,75).1.1=262,2 (MPa)

= (423/1,75).1.1=241,7 (MPa)

Do đây là bộ truyền bánh trụ răng nghiêng nên suy ra:

 (4.8)

**4.1.2.2. Ứng suất cho phép khi quá tải**

 (4.9)





### **4.1.3. Xác định sơ bộ khoảng cách trục.**

Theo công thức:

 (4.10)

Ka, - hệ số phụ thuộc vào vật liệu của cặp bánh răng, tra bảng 6.5 ta có Ka = 43.

- mômen xoắn trên trục bánh chủ động, ta có T1 = TI *=* 59012,41 (N.mm)

- Ứng suất tiếp xúc cho phép, ta có 

u – tỉ số truyền.

 - hệ số, tra bảng ta chọn được 

Hệ số 

 - hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về tiếp xúc. Tra bảng với  và dựa vào cách bố trí theo sơ đồ ta chọn được .

Suy ra: 

Chọn 

### **4.1.4. Xác định các thông số ăn khớp.**

**4.1.4.1. Xác định môđun pháp m:**

m = (0,010,02) aw= 1,653,3

Tra bảng 6.8: Chọn m = 2

**4.1.4.2. Xác định số răng.**

Chọn sơ bộ góc nghiêng =100. Suy ra cos= 0,9848

Ta có :

Số răng bánh nhỏ:

 (4.11)

Chọn Z1 = 35 (răng).

Số răng bánh lớn:

 =3,648.35=127,68(răng). (4.12)

Chọn Z2= 128 (răng)

Tổng số răng:

Zt = Z1 + Z2 = 35 + 128 = 163 (răng). (4.13)

Tỷ số truyền thực:



Sai lệch tỷ số truyền ΔU = .

Vì ΔU = 0,2%< 4% , nên số răng của cặp bánh răng trên thoả mãn.

**4.1.4.3. Xác định góc nghiêng của răng.**

Tính lại góc

 (4.14)

 =80 55’ < 200 (thỏa mãn)

Góc ăn khớp αtw

 (4.15)

Góc nghiêng của răng trên mặt trụ cơ sở:

 (4.16)



### **4.1.5. Xác định các thông số cơ bản của cặp bánh răng.**

- Khoảng cách trục chia:

 (4.17)

- Đường kính vòng chia:

 (4.18)



- Đường kính lăn:

 (4.19)



### **4.1.6. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc.**

Ứng suất tiếp xúc trên bề mặt răng của bộ truyền phải thõa mãn điều kiện sau.

 (4.20)

Trong đó: ZM –Hệ số xét đến cơ tính của vật liệu làm bánh răng.

ZH –Hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc.

Zε -Hệ số xét đến sự trùng khớp của hai bánh răng

KH –Hệ số tải trọng khi tính toán tiếp xúc, với 

Xác định các thông số:

ZM: Tra bảng 6.5 trang 96, ta có 

ZH: Hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc.

 (4.21)

Zε: Hệ số xét đến sự trùng khớp của hai bánh răng.

Tính - hệ số trùng khớp ngang theo công thức gần đúng



Tínhhệ số trùng khớp dọc  
  (4.22)

với 

Vì >1 nên Zε tính theo công thức:

 (4.23)

Vận tốc vòng của bánh răng

 (4.24)

Tra bảng 6.13 trang 106, v = 2,689 m/s < 4 m/s (đối với bánh răng trụ răng nghiêng)  
Suy ra cấp chính xác động học theo vận tốc vòng là 9

Tra bảng 6.14 ta được và 

KH: Hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc

Ta có, 

 (4.25)

Với  (4.26)

(Các giá trị và  tra bảng 6.15 và 6.16 trang 107).

Nên 

Thay số, ta được



Ứng suất tiếp xúc cho phép[σH] được tính theo công thức

 (4.27)

Vì da < 700mm nên KxH = 1

Ta thấy <  (483,645 < 509,1) nên cặp bánh răng đáp ứng được điều kiện bền tiếp xúc.

### **4.1.7. Kiểm nghiệm độ bến 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:

 (4.28)

 (4.29)

Trong đó: T1- momen xoắn trên bánh chủ động, T1 = 59012,41(N.mm).

mnw- môđun pháp, mnw = 2 (mm).

bw- chiều rộng vành răng, bw = 49,5 (mm).

dw1- đường kính vòng lăn của bánh chủ động, dw1 = 70,86 (mm).

 (Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng, với là hệ số trùng khớp ngang).

 (Hệ số kể đến độ nghiêng của răng).

Ta có:  (4.30)



Chọn  tra bảng 6.18[1] với hệ số dịch chỉnh x = 0, ta có

 và 

KF- hệ số tải trọng khi tính về uốn.

 (4.31)

Với - hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về uốn, tra bảng 6.7[1] trang 98, ta có 

- hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp khi tính về uốn, tra bảng 6.14[1] trang 107, ta có 

- hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp khi tính về uốn:

 (4.32)

Với  (4.33)

Trong đó: - hệ số kể đến ảnh hưởng của sai số ăn khớp, tra bảng 6.15 trang 107, ta có 

- hệ số kể đến ảnh hưởng của sai lệch bước răng, tra bảng 6.16 trang 107, ta có 

Suy ra: 

Nên 



Do đó:











Ta thấy: 



Nên cặp bánh răng thỏa mãn điều kiện bền uốn.

### **4.1.8. Kiểm nghiệm về quá tải.**

Để tránh biến dạng dư hoặc gãy dòn lớp bề mặt, ứng suất tiếp xúc cực đại:

 (4.34)

 - hệ số quá tải : 



Ứng suất uốn cực đại





Nên cặp bánh răng thỏa mãn điều kiện về quá tải.

### **4.1.9. Lực tác dụng lên bộ truyền.**

-Lực tác dụng lên bánh răng nghiêng nhỏ

+Lực vòng:

 (4.35)

+Lực hướng tâm:



+Lực dọc trục:

 (4.36)

-Lực tác dụng lên bánh răng nghiêng lớn

+Lực vòng:



+Lực hướng tâm:



+Lực dọc trục:



### **4.1.10. Các thông số của cặp bánh răng.**

- Đường kính vòng chia :



-Khoảng cách trục chia:

 (4.38)

-Đường kính chia:

 (4.39)



-Đường kính đỉnh răng:



-Đường kính chân răng:



-Góc ăn khớp: 

Như vậy ta có bảng thông số chính của bộ truyền:

*Bảng 4.1. Các thông số chính của bộ truyền bánh răng cấp nhanh*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Thông số | Kí hiệu | Giá trị |
| Khoảng cách trục chia | a | 165 mm |
| Khoảng cách trục | aw | 165 mm |
| Số răng | Z1 | 35 răng |
| Z2 | 128 răng |
| Đường kính vòng chia | d1 | 70,86 mm |
| d2 | 259,14 mm |
| Đường kính chân răng | df1 | 65,86 mm |
| df2 | 254,14 mm |
| Đường kính vòng lăn | dw1 | 70,86mm |
| dw2 | 259,14 mm |
| Đường kính đỉnh răng | da1 | 74,86 mm |
| da2 | 263,14 mm |
| Hệ số dịch chỉnh | x1 | 0 |
| x2 | 0 |
| Góc profin gốc | α | 200 |
| Góc profin răng | αt | 20013’ |
| Góc ăn khớp | αtw | 20013’ |
| Hệ số trùng khớp ngang | εα | 1,765 |
| Hệ số trùng khớp dọc |  | 1,222 |
| Mô đun pháp | m | 2 mm |
| Góc nghiêng của răng |  | 8055’ |

## **4.2. Thiết kế bộ truyền bánh răng cấp chậm (bánh răng trụ răng thẳng)**

### **4.2.1. Chọn vật liệu bánh răng:**

Hộp giảm tốc chịu công suất trung bình , nên chọn vật lịêu có độ rắn HB ≤ 350, bánh răng được thường hoá hoặc tôi cải thiện. Thông thường nên chọn



* Bánh nhỏ:
* Nhãn hiệu thép: thép 45.
* Chế độ nhiệt luyện: tôi cải thiện.
* Độ rắn: HB1 = 255
* Giới hạn bền: 
* Giới hạn bền chảy: 
* Bánh lớn:
* Nhãn hiệu thép: thép 45.
* Chế độ nhiệt luyện: tôi cải thiện.
* Độ rắn: HB2 = 235.
* Giới hạn bền: 
* Giới hạn chảy: 

### **4.2.2. Xác định ứng suất cho phép.**

**4.2.2.1. Ứng suất tiếp xúc cho phép[σH] và ứng suất uốn cho phép [σF]**





Trong đó:

ZR -hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt răng làm việc.

Zv - hệ xố xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng.

KxH – hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng.

YR – hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt răng.

YS –hệ số xét đến độ hạy của vật liệu đối với tập trung ứng suất.

KxF –hệ số xét đến kích thước bánh răng ảnh hưởng đến độ bền uốn.

Tính thiế kế sơ bộ, ta lấy:



SH, SF –hệ số an toàn khi tính về tiếp xúc và uốn, ta có :

Bánh chủ động: SH1=1,1; SF1=1,75.

Bánh bị động: SH2=1,1; SF2=1,75.

-Ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép ứng với chu kì cơ sở

Ta có

+Bánh chủ động:





+Bánh bị động:

KHL, KFL -hệ số tuổi thọ xét đến ảnh hưởng của thời hạn phục vụ và chế độ tải trọng của bộ truyền, xác định theo công thức sau:





mH , mF-bậc của đường cong mỏi khi thử về độ bền tiếp xúc và uốn.

Vì HB < 350: mH = 6, mF = 6.

NHO – số chu kì thay đổi ứng suất cơ sở khi khử về tiếp xúc.



Với HHB là độ cứng Brinen.

Bánh chủ động



Bánh bị động



NFO - số chu kì ứng suất khi thử về độ bền tiếp xúc và uốn.

NFO=4.106 (lấy chung đối với tất cả các loại thép).

Vì bộ truyền làm việc ở tải trọng tĩnh nên, ta có



Trong đó:

c- số lần ăn khớp trong một vòng quay (c=1).

n- số vòng quay trong 1 phút của bánh răng.

Lh=ti - Tổng số giờ làm việc.

Cho bộ truyền làm việc là 12000h

Lh=12000 (giờ).

Suy ra:NHE1 *=* NFE1 *= 60.*c*.*n1.Lh= 60.1.198,74.12000 =14,3.107

NHE2 *=* NFE2 *= 60.*c*.*n2.Lh= 60.1.65,4.12000 = 4,7.107

Do

NHE1= 14,3.107> NHO1= Suy ra KHL1 = 1

NHE2= 4,7.107> NHO2= 1,47.106Suy ra KHL2 = 1

NFE1= 14,3.107> NFO1= 4.106Suy ra KFL1 = 1

NFE2= 4,7.107> NFO2= 4.106Suy ra KFL2 = 1

Do đó, ta có:

= (580/1,1).1.1=527,3 (MPa)

= (540/1,1).1.1=490,9 (MPa)

= (459/1,75).1.1=262,286 (MPa)

= (423/1,75).1.1=241,714 (MPa)

Do đây là bộ truyền bánh trụ răng nghiêng nên suy ra:



**4.2.2.2. Ứng suất cho phép khi quá tải.**







### **4.2.3. Xác định sơ bộ khoảng cách trục.**

Theo công thức:



Ka, - hệ số phụ thuộc vào vật liệu của cặp bánh răng, tra bảng ta có Ka = 43.

- mômen xoắn trên trục bánh chủ động, ta có T2 = TII *=* 206626,75(N.mm)

- Ứng suất tiếp xúc cho phép, ta có 

u – tỉ số truyền.

 - hệ số, tra bảng ta chọn được 

Hệ số 

 - hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về tiếp xúc. Tra bảng với  và dựa vào cách bố trí theo sơ đồ ta chọn được .

Suy ra: 

Chọn 

### **4.2.4. Xác định các thông số ăn khớp.**

**4.2.4.1. Xác định môđun pháp m.**

m = (0,010,02) aw= 1,93,8

Chọn m = 2.

**4.2.4.2. Xác định số răng.**

Vì là răng thẳng nên góc nghiêng =100. Suy ra cos= 0,9848

Số răng bánh nhỏ:



Chọn Z1 = 46 (răng).

Số răng bánh lớn:

 =3,04.46=139,84 (răng).

Chọn Z2= 139 (răng)

Tổng số răng:

Zt = Z1 + Z2 = 46 + 139 = 185 (răng).

Tỷ số truyền thực:



Sai lệch tỷ số truyền ΔU = .

Vì ΔU = 0,5%< 4% , nên số răng của cặp bánh răng trên thoả mãn.

**4.2.4.3. Xác định góc nghiêng của răng.**

Tính lại góc



 =130 10’ < 200 (thỏa mãn)

Góc ăn khớp αtw



Góc nghiêng của răng trên mặt trụ cơ sở:





### **4.2.5. Xác định các thông số cơ bản của cặp bánh răng.**

- Khoảng cách trục chia:



- Đường kính vòng chia:





- Đường kính lăn:





### **4.2.6. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc.**

Ứng suất tiếp xúc trên bề mặt răng của bộ truyền phải thõa mãn điều kiện sau.



Trong đó: ZM –Hệ số xét đến cơ tính của vật liệu làm bánh răng.

ZH –Hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc.

Zε -Hệ số xét đến sự trùng khớp của hai bánh răng

KH –Hệ số tải trọng khi tính toán tiếp xúc, với 

Xác định các thông số:

ZM: Tra bảng 6.5[1] trang 96, ta có 

ZH: Hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc.



Zε: Hệ số xét đến sự trùng khớp của hai bánh răng.

Tính - hệ số trùng khớp ngang theo công thức gần đúng



Tính - hệ số trùng khớp dọc  
 

với 

Vì >1 nên Zε tính theo công thức:



Vận tốc vòng của bánh răng



Tra bảng 6.13[1] trang 106, v = 0,983 m/s < 2 m/s   
Suy ra cấp chính xác động học theo vận tốc vòng là 9

Tra bảng 6.14[1] ta được và 

KH: Hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc

Ta có, 





Với 

(Các giá trị và  tra bảng 6.15 và 6.16 trang 107).

Nên 

Thay số, ta được



Ứng suất tiếp xúc cho phép[σH] được tính theo công thức



Vì da < 700mm nên KxH = 1

Ta thấy <  (412 < 483,645) nên cặp bánh răng đáp ứng được điều kiện bền tiếp xúc.

### **4.2.7. Kiểm nghiệm độ bến 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:





Trong đó: T2- momen xoắn trên bánh chủ động, T2 = 206626,75 (N.mm).

mnw - môđun pháp, mnw = 2 (mm).

bw - chiều rộng vành răng, bw = 57 (mm).

dw1 - đường kính vòng lăn của bánh chủ động, dw1 = 94,48 (mm).

 (Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng, với là hệ số trùng khớp ngang).

.

Ta có: 



Với  tra bảng 6.18[1] trang 109 với hệ số dịch chỉnh x = 0, ta có

 và 

KF- hệ số tải trọng khi tính về uốn.



Với - hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về uốn, tra bảng 6.7[1] trang 98, ta có 

- hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp khi tính về uốn, tra bảng 6.14[1] trang 107, ta có 

- hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp khi tính về uốn:



Với 

Trong đó: - hệ số kể đến ảnh hưởng của sai số ăn khớp, tra bảng 6.15 trang 107, ta có 

- hệ số kể đến ảnh hưởng của sai lệch bước răng, tra bảng 6.16 trang 107, ta có 

Suy ra: 

Nên 



Do đó:











Ta thấy: 



Nên cặp bánh răng thỏa mãn điều kiện bền uốn.

### **4.2.8. Kiểm nghiệm về quá tải.**

Để tránh biến dạng dư hoặc gãy dòn lớp bề mặt, ứng suất tiếp xúc cực đại:



 - hệ số quá tải : 



Ứng suất uốn cực đại





Nên cặp bánh răng thỏa mãn điều kiện về quá tải.

### **4.2.9. Lực tác dụng lên bộ truyền.**

-Lực tác dụng lên bánh răng nhỏ

+Lực vòng:



+Lực hướng tâm:



+Lực dọc trục:



-Lực tác dụng lên bánh răng lớn

+Lực vòng:



+Lực hướng tâm:



### **4.2.10. Các thông số của cặp bánh răng.**

- Đường kính vòng chia:



-Khoảng cách trục chia:



-Đường kính lăn:





-Đường kính đỉnh răng:



-Đường kính chân răng:



-Góc ăn khớp:



Như vậy ta có bảng thông số chính của bộ truyền:

*Bảng 4.2. Các thông số chính của bộ truyền bánh răng cấp chậm.*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Thông số | Kí hiệu | Giá trị |
| Khoảng cách trục chia | a | 190 mm |
| Khoảng cách trục | aw | 190 mm |
| Số răng | Z1 | 46 răng |
| Z2 | 139 răng |
| Đường kính vòng chia | d1 | 94,48 mm |
| d2 | 285,514 mm |
| Đường kính chân răng | df1 | 89,48 mm |
| df2 | 280,514 mm |
| Đường kính vòng lăn | dw1 | 94,48mm |
| dw2 | 285,514mm |
| Đường kính đỉnh răng | da1 | 98,48 mm |
| da2 | 289,514 mm |
| Hệ số dịch chỉnh | x1 | 0 |
| x2 | 0 |
| Góc profin gốc | α | 200 |
| Góc profin răng | αt | 20029’ |
| Góc ăn khớp | αtw | 20029’ |
| Hệ số trùng khớp ngang | εα | 1,74 |
| Hệ số trùng khớp dọc |  | 2,068 |
| Mô đun pháp | m | 2 mm |
| Góc nghiêng của răng |  | 13010’ |

**CHƯƠNG 5: THIẾT KẾ TRỤC VÀ THEN**

* 1. **Chọn vật liệu.**

Với hộp giảm tốc chịu tải trọng trung bình, vận tốc băng tải nhỏ, vật liệu được chọn là thép 45 thường hóa để chế tạo, có các thông số:

Độ rắn HB = 170…217

Giới hạn bền 

Giới hạn chảy 

Ứng suất xoắn cho phép Chọn =15 (MPa)

* 1. **Tính sức bền trục.**
     1. **Tính sơ bộ trục.**

 (mm) (5.1)

-Trục I chọn [τ] = 15MPa, TI *=*50912,41 (N.mm).

-Trục II chọn [τ] = 20 MPa, TII *=*206626,75 (N.mm).

-Trục III chọn [τ] = 25 MPa, TIII *=*601620,79 (N.mm).

Suy ra:

 (5.2)





* Chọn sơ bộ đường kính trục là:

*-*Chọn d1 = 30mm, theo bảng 10.2[1], ta được chiều rộng ổ lăn b0 = 19mm.

*-*Chọn d2 = 45mm, theo bảng 10.2[1], ta được chiều rộng ổ lăn b0 = 25mm.

*-*Chọn d3 = 60mm, theo bảng 10.2[1], ta được chiều rộng ổ lăn b0 = 31mm.

* + 1. **Chọn các kích thước cơ bản của hộp giảm tốc.**
* Chiều dài mayơ bánh đai:

lm12 = (1,2…1,5)d1 = (1,2÷1,5).30 = (36…45) (mm). (5.3)

Chọn lm12 = 40 (mm).

* Chiều dài mayơ nửa khớp nối (đối với nối trục vòng đàn hồi):

lm33 = (1,4…2,5)d3=(1,4…2,5).60=(84…150) (mm). (5.4)

Chọn lm33=111 (mm).

* Chiều dài mayơ của các bánh răng trụ:

-Trục I: lm13 = (1,2…1,5).30 =(36…45) (mm). (5.5)

Chọn lm13 =40(mm)

-Trục II: lm22 = (1,2…1,5).45 = (54…67,5) (5.6)

Chọn lm22 =56(mm)

lm23 = (1,2…1,5).45 = (54…67,5)

Chọn lm23 =65(mm)

-Trục III: lm32 = (1,2…1,5).60 = (72…90) (5.7)

Chọn lm32 = 80(mm)

* Các trị số ki chọn theo bảng 10.3[1]

-Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp, hoặc khoảng cách giữa các chi tiết quay: Chọn k1=10 mm;

-Khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp: Chọn k2=10 mm.

-Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ: Chọn k3=10mm.

-Chiều cao nắp ổ và đầu bulông: Chọn hn=15mm

* Chiều dài các đoạn trục lki của các trục.
* Theo bảng 10.4[1] ta có các thông số của trục II:

 (5.8)



 (5.9)



 (5.10)

* Các thông số của trục I:









* Các thông số của trục III:









* + 1. **Tính toán lực và momen tác dụng lên trục.**

**5.2.3.1. Xác định các lực tác dụng lên trục I.**

**5.2.3.1.1. Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực.**

Ta có 



Lực tác dụng từ bộ truyền đai: 

Với góc nghiêng  của bộ truyền đai so với phương ngang: 





Lực tác dụng từ bộ truyền cấp nhanh (bánh răng trụ răng nghiêng).

-Lực vòng: 

-Lực hướng tâm: 

-Lực dọc trục: 

**5.2.3.1.2. Xác định phản lực tại gối đỡ.**

 (chiếu lên 0yz)



* 





* 

 (chiếu lên 0xz)



* 





* 

5.2.3.2 Xác định các lực tác dụng lên trục II.

5.2.3.2.1 Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực.

Ta có 



### 5.2.3.2.2Xác định phản lực tại gối đỡ.

 (chiếu lên 0yz)



* 





* 

 (chiếu lên 0xz)



* 





* 

**5.2.3.3. Xác định các lực tác dụng lên trục III.**

**5.2.3.3.1 Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực.**

Ta có 



### **5.2.3.3.2 Xác định phản lực tại gối đỡ.**

 (chiếu lên 0yz)



* 





* 

 (chiếu lên 0xz)



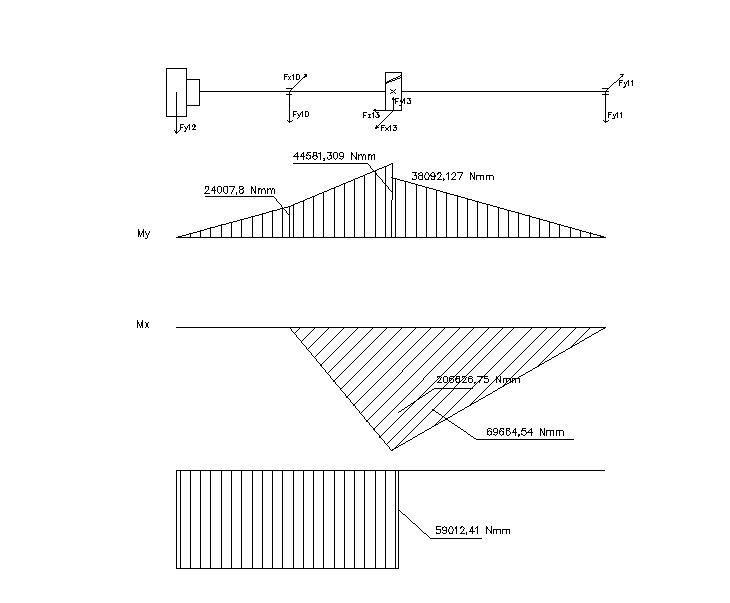
* 



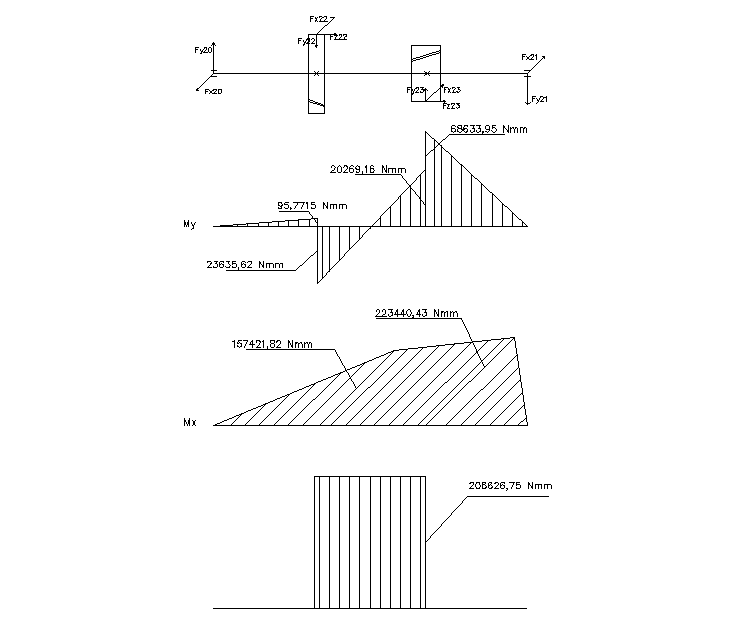


* 

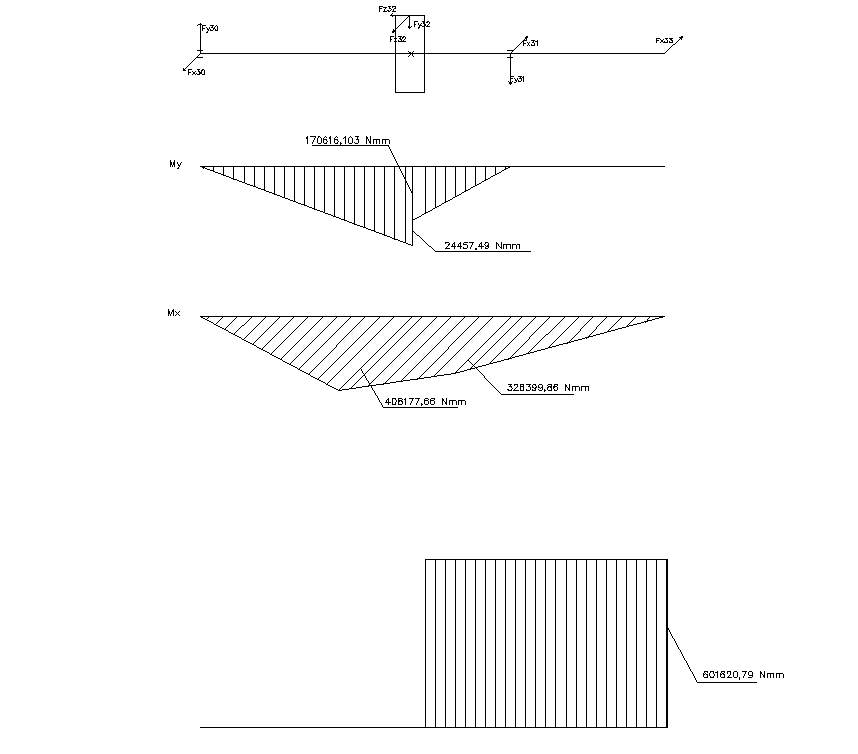
Dựa vào khoảng cách giữa các gối đỡ và việc xác định được các lực tác dụng lên từng trục, ta vẽ được các biểu đồ sau:



*Hình 5.1: Biểu đồ mômen trục 1 của hộp giảm tốc*



*Hình 5.2: Biểu đồ mômen trục 2 của hộp giảm tốc*



*Hình 5.3: Biểu đồ mômen trục 3 của hộp giảm tốc*

* + 1. **Tính đường kính trục tại các mặt cắt nguy hiểm.**

Đường kính các đoạn trục được tính theo công thức:

Trong đó: (5.11)

- Ứng suất cho phép của thép chế tạo trục.

Mj-Mômen uốn tổng  (5.12)

Mtdj-Momen tương đương  (5.13)

Vậy ta có 

Trục I:

Tra bảng 10.5[1] ta có 

Từ biểu đồ momen ta thấy tiết diện 1-1 lắp bánh đai, tiết diện 1-2 ổ lăn, tiết diện 1-3 lắp bánh răng nghiêng là các tiết diện nguy hiểm.

Tại tiết diện 1-1 chỗ lắp bánh đai: 

Lấy theo tiêu chuẩn d12 = 25(mm).

Tại tiết diện 1-2 chỗ lắp ổ lăn 10





Lấy theo tiêu chuẩn d12 = 25

Tại tiết diện 1-3 chỗ lắp bánh răng





Lấy theo tiêu chuẩn d13 = 25(mm).

Tại tiết diện 1-4 chỗ lắp ổ lăn , chọn đồng bộ đường kính trục với ổ lăn 10

d14 = d12 = 25(mm).

Trục II:

Tra bảng 10.5[1] ta có 

Từ biểu đồ momen ta thấy tiết diện 2-1 lắp ổ lăn, tiết diện 2-2 lắp bánh răng nghiêng nhỏ, tiết diện 2-3 lắp bánh răng nghiêng lớn là các tiết diện nguy hiểm.

Tại tiết diện 2-1 chỗ lắp ổ lăn: `

Ta chọn theo tiêu chuẩn d21 = 35(mm).

Tại tiết diện 2-2 chỗ lắp bánh răng nghiêng nhỏ





Lấy theo tiêu chuẩn d22 = 40(mm).

Tại tiết diện 2-3 chỗ lắp bánh răng nghiêng lớn





Lấy theo tiêu chuẩn d23 = 40(mm).

Tại tiết diện chỗ lắp ổ lăn 21 chọn đường kính trục:

d21 = d24 = 35(mm).

Trục III:

Tra bảng 10.5[1] ta có 

Từ biểu đồ momen ta thấy tiết diện 3-1 lắp ổ lăn 30, 3-2 lắp bánh răng nghiêng, 3-3 lắp ổ lăn 31, 3-4 lắp khớp nối là các tiết diện nguy hiểm.

Tại tiết diện 3-1 chỗ lắp ổ lăn 30 : `

Ta chọn theo tiêu chuẩn d31 = 35(mm).

Tại tiết diện 3-2 chỗ lắp bánh răng nghiêng : ` 



Lấy theo tiêu chuẩn d32 = 50(mm).

Tại tiết diện 3-3 chỗ lắp ổ lăn 31 : ` 



Lấy theo tiêu chuẩn d33 = 45(mm).

Tại tiết diện lắp khớp nối:





Lấy theo tiêu chuẩn d34 = 35(mm).

* 1. **Tính then.**

Kiểm tra độ bền của then theo công thức:

 (5.13)

 (5.14)

Trong đó

T- mômen xoắn trên trục

d- đường kính trục

lt, b, h, t- kích thước then

[σd]- ứng suất dập cho phép.

Theo bảng 9.5[1], với tải trọng va đập nhẹ ta có [σd] = 100 MPa.

[τc]- ứng suất cắt cho phép.

[τc] = (60..90)/3 = 20...30 MPa ⇒ chọn [τc] = 30 MPa.

Trục I:

Xét tại vị trí lắp bánh đai.

Theo bảng 9.1a[1], với đường kính chỗ lắp then d =25 mm, ta có then:

b = 8 mm t1 = 4 mm

h = 7 mm t2 = 2,8 mm

lt = 0,8.lm = 0,8.40 = 32(mm). Chọn lt=32 mm





* Then đủ bền

Xét tại vị trí lắp bánh răng.

Theo bảng 9.1a[1], với đường kính chỗ lắp then d =25 mm, ta có then:

b = 8 mm t1 = 4 mm

h = 7 mm t2 = 2,8 mm

lt = 0,8.lm = 0,8.40 = 32(mm). Chọn lt=32 mm





* Then đủ bền

Trục II :

Xét tại vị trí lắp bánh răng nghiêng nhỏ.

Theo bảng 9.1a[1], với đường kính chỗ lắp then d =40 mm, ta có then:

b = 12 mm t1 = 5 mm

h = 8 mm t2 = 3,3 mm

lt = 0,8.lm = 0,8.56 = 44,8(mm). Chọn lt=45





* Then đủ bền.

Xét tại vị trí lắp bánh răng nghiêng lớn.

Theo bảng 9.1a[1], với đường kính chỗ lắp then d =40 mm, ta có then:

b = 12 mm t1 = 5 mm

h = 8 mm t2 = 3,3 mm

lt = 0,8.lm = 0,8.65 = 52(mm). Chọn lt=56





* Then đủ bền.

Trục III:

Xét tại vị trí lắp bánh răng nghiêng.

Theo bảng 9.1b[1], với đường kính chỗ lắp then d =50 mm, ta có then:

b = 16 mm t1 = 6 mm

h = 10 mm t2 = 4,3 mm

0,25 ≤ r ≤ 0,4 lt = 0,8.lm = 0,8.80 = 64(mm). Chọn lt=70





* Then đủ bền.

## **5.4. Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi.**

Kết cấu trục vừa thiết kế đảm bảo được độ bền mỏi yêu cầu nếu hệ số an toàn tại các chi tiết nguy hiểm thỏa mãn điều kiện sau:



Trong đó [s]: hệ số an toàn cho phép, thông thường [s] = 1,5…2,5

 hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp



 hệ số an toàn chỉ xét riêng đến ứng suất tiếp



Với σ-1 và τ-1: giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kì đối xứng

Với thép 45 có σb=600(MPa).



 biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp tại tiết diện j

biên độ và trị số trung bình của ứng suất tiếp tại tiết diện j

Momen cản uốn đối với trục có 1 rãnh then:



Momen cản xoắn đối với trục có 1 rãnh then:

Đối với trục quay ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng, do đó:

Vì trục quay 1 chiều ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ mạch động, do đó:



hệ số kể đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, tra theo bảng 10.7[1], ta có: 

TRỤC I: Mặt cắt 1-1 lắp bánh đai, mặt cắt 1-2 lắp ổ lăn, mặt cắt 1-3 lắp bánh răng nghiêng.

TRỤC II: Mặt cắt 2-2lắp bánh răng nghiêng nhỏ, mặt cắt 2-3 lắp bánh răng nghiêng lớn.

TRỤC III: Mặt cắt 3-1 lắp ổ lăn, mặt cắt 3-2 lắp bánh răng nghiêng và mặt cắt 3-4 lắp khớp nối.

Các ổ lăn được lắp ghép theo k6, lắp bánh răng, bánh đai, nối trục theo k6 kết hợp với lắp then

Kích thước của then, trị số của mômen cản uốn và mômen cản xoắn ứng với tiết diện trục như sau:

*Bảng 5.1: Các thông số của then*

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Tiết diện | Đường kính trục | b × h | t1 | W (mm3) | Wo (mm3) | σa | τa |
| 1-1  1-3  2-2  2-3  3-2 | 25  25  40  40  50 | 8×7  8×7  12×8  12×8  16×10 | 4  4  5  5  6 | 1251,74  1251,74  5364,44  5364,44  10413,28 | 2785,72  2785,72  11647,62  11647,62  22685,13 | 0  63,43  29,67  43,57  39,27 | 9,14  9,14  8,87  8,87  13,26 |

hệ số, xác định theo các công thức:

 (5.15)

Trong đó:

hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, tra bảng 10.8[1], ta có 

hệ số tăng bền bề mặt trục, tra bảng 10.9[1] ta có 

hệ số kích thước kể đến ảnh hưởng của kích thước tiết diện trục đến giới hạn mỏi, tra bảng 10.10[1], ta có: 

hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và khi xoắn, tra bảng 10.11[1], ta có và 

Kết quả tính toán hệ số an toàn đối với các tiết diện của 3 trục

*Bảng 5.3: Các thông số của tiết diện trục*

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Tiết diện | d(mm) | Tỉ số / | Tỉ số / |  |  |  |  | S |
| 1-3 | 25 | 2,06 | 1,64 | 1,325 | 1,0625 | 3,11 | 16,23 | 3,054 |
| 2-2 | 40 | 2,06 | 1,64 | 1,325 | 1,0625 | 6,65 | 16,23 | 6,15 |
| 2-3 | 40 | 2,06 | 1,64 | 1,325 | 1,0625 | 4,53 | 16,73 | 4,37 |
| 3-2 | 50 | 2,06 | 1,64 | 1,325 | 1,0625 | 5,03 | 11,19 | 4,58 |

Vậy tiết diện trên các trục đều đảm bảo độ bền mỏi.

## **5.5. Chọn khớp nối.**

### **5.5.1. Mô men xoắn cần truyền.**

Momen xoắn Tt được tính theo công thức sau để chọn khớp nối:

 (5.16)

Trong đó: T – Momen xoắn danh nghĩa.

k – Chế độ làm việc phụ thuộc vào loại máy công tác.

Tra bảng 16.1[2], ta có k = 1,2.

=> 

Đường kính trục ra của hộp giảm tốc: d = 35(mm).

Tra bảng 16.10[2] với 

=> Chọn khớp nối có các thông số sau:

*Bảng 5.3: Các thông số của khớp nối*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Thông số | Kí hiệu | Giá trị |
| Mô men xoắn lớn nhất có thể truyền được |  | 1000 N.m |
| Số chốt | z | 6 chốt |
| Đường kính vòng tâm chốt | D0 | 160 mm |
| Chiều dài phần tử đàn hồi | l3 | 36 mm |
| Chiều dài đoạn côngxon của chốt | l1 | 42 mm |
| Đường kính của chốt đàn hồi | dc | 18 mm |

**5.5.2. Chọn vật liệu.**

Nối trục làm bằng gang CЧ21-40; chốt bằng thép 45 thường hóa, vòng đàn hồi bằng cao su.

Ứng suất dập cho phép của vòng cao su: [σ]d=4 (MPa).

Ứng suất uốn cho phép của chốt: [σ]u= 70(N/mm2)

**5.5.3. Kiểm nghiệm sức bền đập của vòng cao su.**

: thoả mãn. (5.17)

**5.5.4. Kiểm nghiệm sức bề uốn của chốt.**

 : thoả mãn.

**5.5.5. Lực tác dụng lên trục.**



Với 

Suy ra: 

**CHƯƠNG 6: TÍNH CHỌN Ổ LĂN**

## **6.1. Chọn ổ lăn cho trục I.**

### **6.1.1. Chọn loại ổ lăn.**

Do có lực dọc trục Fa nên:



Do đó dùng ổ bi đỡ - chặn.



*Hình 6.1: Sơ đồ đặt lực của ổ lăn trên trục I*

### **6.1.2. Chọn kích thước ổ lăn.**

Đường kính trục tại chỗ lắp ổ lăn **

Tra bảng phụ lục P2.12[1] với cỡ trung hẹp ta chọn được ổ bi đỡ - chặn kí hiệu 46305 có:

Khả năng tải trọng động C = 22,1 kN.

Khả năng tải trọng tĩnh C0 = 14,9 kN.

 tra bảng 11.4[1] ta có e = 0,3

*=>* Góc tiếp xúc của ổ bi đỡ chặn **

### **6.1.3. Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ.**

Khả năng tải trọng động của ổ được tính theo công thức:

 (6.1)

Trong đó:

Q- là tải trọng quy ước, kN

L- là tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay

m- là bậc của đường cong mỏi khi thử về ổ lăn, ổ bi: m = 3

Tính L :

Gọi Lh là tuổi thọ của ơ tính bằng giờ, ta có:

 (6.2)  
Với L= (1025).10 tính trong hộp giảm tốc, chọn Lh =17000(h)

n = 739,5 (vòng/phút) là số vòng quay của trục I.

Xác định tải trọng động quy ước Q theo công thức sau:

**

Trong đó:

-và  là tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục, kN

-V là hệ số kể đến vòng nào quay, ở đây vòng trong quay V=1

-Kt là hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ, Kt =1(to <100o)

-Kd là hệ số kể đến đặc tính tải trọng

Tra bảng 11.3[1], đặc tính làm việc va đập nhẹ : Kd =1

-X là hệ số tải trọng hướng tâm

-Y là hệ số tải trọng dọc trục

Phản lực hướng tâm trên các ổ là :

 (6.3)



Lực dọc trục:  (6.4)



Tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ 0 và ổ 1 là:





nên lấy 

nên lấy 

Hệ số tải trọng hướng tâm X, và hệ số tải trọng dọc trục Y

với V là hệ số kể đến vòng nào quay, xét vòng trong quay nên V= 1.

 (6.5)

Tra bảng 11.4[1]

=> X = 0,45, Y = 1,81





Tra bảng 11.4[1]

=> X = 0,45, Y = 1,81



Q0 > Q1 như vậy chỉ cần tính cho ổ 0 là ổ chịu lực lớn hơn

Q0 = 1318,064(N).

Do đó: 

=> 

=> Thỏa mãn khả năng tải động của ổ

### **6.1.4. Kiểm tra khả năng tải tĩnh của ổ.**

Đối với ổ lăn không quay, khả năng tải tĩnh được xác định theo điều kiện

 (6.7)

Xác định tải trọng tĩnh quy ước Qt

 (6.8)

Trong đó: hệ số tải trọng hướng tâm và hệ số tải trọng dọc trục

Tra bảng 11.6[1], ta có 

Với ổ 1-0 ta có:



=> (thỏa mãn).

Với ổ 1-1 ta có:



=> (thỏa mãn).

=> Thỏa mãn khả năng tải tĩnh của ổ.

## 

## **6.2. Chọn ổ lăn cho trục II.**

### **6.2.1. Chọn loại ổ lăn.**

Do có lực dọc trục Fa nên:



Do đó dùng ổ bi đỡ - chặn



*Hình 6.2: Sơ đồ đặt lực của ổ lăn trên trục II*

### **6.2.2. Chọn kích thước ổ lăn.**

Đường kính trục tại chỗ lắp ổ lăn 

Tra bảng phụ lục P2.12[1] với cỡ trung hẹp chọn được ổ bi đỡ - chặn kí hiệu 46307 có:

Khả năng tải trọng động C = 33,4 kN.

Khả năng tải trọng tĩnh C0 = 25,2 kN.

 tra bảng 11.4[1] ta có e = 0,3

*=>* Góc tiếp xúc của ổ bi đỡ chặn **

### **6.2.3. Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ.**

Khả năng tải trọng động của ổ được tính theo công thức:



Trong đó:

Q- là tải trọng quy ước, kN

L- là tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay

m- là bậc của đường cong mỏi khi thử về ổ lăn, ổ bi: m = 3

Tính L :

Gọi Lh là tuổi thọ của ơ tính bằng giờ, ta có:

  
Với L= (1025).10 tính trong hộp giảm tốc, chọn Lh =17000(h)

n = 198,74 (vòng/phút) là số vòng quay của trục II.

Xác định tải trọng động quy ước Q theo công thức sau:

**

Trong đó:

-và  là tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục, kN

-V là hệ số kể đến vòng nào quay, ở đây vòng trong quay V=1

-Kt là hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ, Kt =1(to <100o)

-Kd là hệ số kể đến đặc tính tải trọng

Tra bảng 11.3[1], đặc tính làm việc va đập nhẹ : Kd =1

-X là hệ số tải trọng hướng tâm

-Y là hệ số tải trọng dọc trục

Phản lực hướng tâm trên các ổ là:





Lực dọc trục: 



Tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ 0 và ổ 1 là:





nên lấy 

nên lấy 

Hệ số tải trọng hướng tâm X, và hệ số tải trọng dọc trục Y

với V là hệ số kể đến vòng nào quay, xét vòng trong quay nên V= 1.



Tra bảng 11.4[1]

=> X= 0,45, Y= 1,81





Tra bảng 11.4[1]

=> X = 1, Y = 0



Q1 > Qo như vậy chỉ cần tính cho ổ 1 là ổ chịu lực lớn hơn

Q1 =3596,08 (N).

Do đó: 

=> 

=> Thỏa mãn khả năng tải động của ổ

### **6.2.4. Kiểm tra khả năng tải tĩnh của ổ.**

Đối với ổ lăn không quay, khả năng tải tĩnh được xác định theo điều kiện



Xác định tải trọng tĩnh quy ước Qt



Trong đó: hệ số tải trọng hướng tâm và hệ số tải trọng dọc trục

Tra bảng 11.6[1], ta có 

Với ổ 1-0 ta có:



=> (thỏa mãn).

Với ổ 1-1 ta có:



=>  (thỏa mãn).

=> Thỏa mãn khả năng tải tĩnh của ổ.

## **6.3. Chọn ổ lăn cho trục III.**

### **6.3.1. Chọn loại ổ lăn.**

Do có lực dọc trục Fa nên:



Do đó dùng ổ bi đỡ - chặn



*Hình 6.3: Sơ đồ đặt lực của ổ lăn trên trục III*

### **6.3.2. Chọn kích thước ổ lăn.**

-Ta biết đường kính chỗ lắp ổ lăn 31: 

-Tra bảng phụ lục P2.7[1], với cỡ trung hẹp, chọn ổ có kí hiệu 46309 có:

Khả năng tải trọng động: C = 48,1(kN).

Khả năng tải trọng tĩnh: Co = 37,7(kN).

Góc tiếp xúc của ổ bi đỡ chặn **

=> Hệ số e = 0,34

### **6.3.3. Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ.**

Khả năng tải trọng động của ổ được tính theo công thức:

*C= Q*

Trong đó:

Q là tải trọng quy ước, KN

L là tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay

m là bậc của đường cong mỏi khi thử về ổ lăn, ổ bi: m = 3

Tính L :

Gọi Lh là tuổi thọ của ơ tính bằng giờ, ta có:



Với L= (1025).10 tính trong hộp giảm tốc, chọn Lh =17000(h)

n= 65,4 (vòng/phút) là số vòng quay của trục III.

Xác định tải trọng động quy ước Q theo công thức sau:

**

Trong đó:

-và  là tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục, kN

-V là hệ số kể đến vòng nào quay, ở đây vòng trong quay V=1

-Kt là hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ, Kt =1(to <100o)

-Kd là hệ số kể đến đặc tính tải trọng

Tra bảng 11.3[1], đặc tính làm việc va đập nhẹ : Kd =1

-X là hệ số tải trọng hướng tâm

-Y là hệ số tải trọng dọc trục

Phản lực hướng tâm trên các ổ là:





Lực dọc trục: 



Tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ 0 và ổ 1 là:





nên lấy 

nên lấy 

Hệ số tải trọng hướng tâm X, và hệ số tải trọng dọc trục Y

với V là hệ số kể đến vòng nào quay, xét vòng trong quay nên V= 1.



Tra bảng 11.4[1]

=> X= 0,45, Y= 1,62





Tra bảng 11.4[1]

=> X = 1, Y = 0



Q0 > Q1 như vậy chỉ cần tính cho ổ 1 là ổ chịu lực lớn hơn

Q1 =4376,06 (N).

Do đó: 

=> 

=> Thỏa mãn khả năng tải động của ổ

### **6.3.4. Kiểm tra khả năng tải tĩnh của ổ.**

Đối với ổ lăn không quay, khả năng tải tĩnh được xác định theo điều kiện



Xác định tải trọng tĩnh quy ước Qt



Trong đó: hệ số tải trọng hướng tâm và hệ số tải trọng dọc trục

Tra bảng 11.6[1], ta có 

Với ổ 1-0 ta có:



=> (thỏa mãn).

Với ổ 1-1 ta có:



=>  (thỏa mãn).

=> Thỏa mãn khả năng tải tĩnh của ổ.

Với đường kính tại chỗ lắp ổ lăn 30: d31 = 35 (mm)

-Tra bảng phụ lục P2.7[1], với cỡ trung hẹp, chọn ổ có kí hiệu 46307

Kiểm tra tương tự, then đủ bền.

**CHƯƠNG 7: TÍNH CHỌN CÁC CHI TIẾT MÁY KHÁC CỦA HỘP GIẢM TỐC**

* 1. **Thiết kế vỏ máy.**
     1. **Chọn vật liệu.**

Vỏ hộp giảm tốc có chung nhiệm vụ là đảm bảo vị trí tương đối giữa các chi tiết và bộ phận máy, tiếp nhận tải trọng từ các chi tiết lắp trên vỏ, chứa dầu bôi trơn, bảo vệ các chi tiết máy tránh bụi bặm.

Chỉ tiêu của hộp giảm tốc là độ cứng cao và khối lượng nhỏ. Chọn vật liệu để đúc hộp giảm tốc là gang xám có kí hiệu là GX15-32.

Dùng phương pháp đúc để chế tạo nắp ổ, vật liệu là GX15-32.

* + 1. **Chọn các kích thước của hộp.**

*Bảng 7.1: Các kích thước của hộp:*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Tên gọi | | Biểu thức tính toán | KQ |
| Chiều dày: | Thân hộp δ | Chọn δ = 9mm | 9 |
| Nắp hộp δ1 | Chọn | 9 |
| Gân tăng cứng | Chiều dày gân, e | Chọn e = 8(mm) | 8 |
| Chiều cao gân, h | chọn h= 45(mm) | 45 |
| Độ dốc | Khoảng 20 |  |
| Đường kính | Bulông nền, d1 | Chọn d1 =18(mm), chọn bulông M18. | M18 |
| Bulông cạnh ổ, d2 | Chọn d2=14(mm) và chọn bulông M14 | M14 |
| Bulông ghép bích nắp và thân, d3 | Chọn d3 = 12(mm) và chọn bulông M12 | M12 |
| Vít ghép nắp ổ, d4 | Chọn d4 = 8(mm) và chọn vít M8 | M8 |
| Vít ghép nắp cửa thăm, d5 | Chọn d5 = 8(mm) và chọn vít M8 | M8 |
| Mặt bích ghép nắp và thân: | Chiều dày bích thân hộp, S3 | Chọn S3 = 20(mm) | 20 |
| Chiều dày bích nắp hộp, S4 | Chọn S4 = 20(mm) | 20 |
| Bề rộng bích nắp hộp và thân, K3 | Với    Lấy E2 =23(mm)    Lấy R2 = 19mm  => | 42 |
| Kích thước gối trục | Đường kính ngoài và tâm lỗ vít: D3, D2 | Trục I:      Trục II:      Trục III: |  |
| Bề rộng mặt ghép bulông cạnh ổ: K2 |  | 46 |
| Tâm lỗ bulông cạnh ổ: E2 | E2 =23(mm) |  |
| Mặt đế: | -Chiều dày khi không có phần lồi S1 | Chọn S1 = 26(mm) | 26 |
| -Bề rộng mặt đế hộp, K1 và q |  | 54 |
| Khe hở giữa các chi tiết | -Giữa bánh răng và thành trong hộp | Chọn Δ = 10(mm) | 10 |
| -Giữa đỉnh bánh răng lớn với đáy hộp | Chọn Δ1 = 40(mm) | 40 |
| -Giữa mặt bên các bánh răng với nhau | Δ2 ≥ δ =9, lấy Δ2 =10(mm) | 10 |
| Số lượng bulông trên nền, Z | | Chọn Z = 4  Sơ bộ chọn L=600, B=320(L,B:chiều dài và rộng của hộp) | 4 |

* 1. . **Các chi tiết phụ (vòng phớt, vòng chắn dầu, chốt định vị, nắp cửa thăm…).**

### **7.2.1. Cửa thăm.**

Để kiểm tra, quan sát các tiết máy trong hộp khi lắp ghép và để đổ dầu vào hộp, trên đỉnh hộp có lắp cửa thăm. Dựa vào bảng 18.5[2] ta chọn kích thước của cửa thăm như sau:

*Bảng 7.2: Các thông số của cửa thăm*

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| A | B | A1 | B1 | C | C1 | K | R | Vít | Số lượng |
| 150 | 100 | 190 | 140 | 175 | - | 120 | 12 | M8 x 22 | 4 |

### **7.2.2. Nút thông hơi.**

Khi làm việc nhiệt độ trong hộp tăng lên, để giảm áp suất và điều hòa không khí bên trong và bên ngoài hộp, người ta dùng nút thông hơi. Nút thông hơi được lắp trên nắp cửa thăm (hình vẽ nắp cửa thăm). Theo bảng 18.6[2] ta chọn các kích thước của nút thông hơi như sau:

*Bảng 7.3: Các thông số của nút thông hơi*

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| A | B | C | D | E | G | H | I | K | L | M | N | O | P | Q | R | S |
| M27x2 | 15 | 30 | 15 | 45 | 36 | 32 | 6 | 4 | 10 | 8 | 22 | 6 | 32 | 18 | 36 | 32 |



*Hình 7.1. Kích thước của nút thông hơi.*

### **7.2.3. Nút tháo dầu.**

Sau 1 thời gian làm việc, dầu bôi trơn chứa trong hộp bị bẩn hoặc bị biến chất, do đó phải thay dầu mới. Để tháo dầu cũ, ở đáy hộp có lỗ tháo dầu. Lúc làm việc lỗ được bít kín bằng nút tháo dầu. Dựa vào bảng 18.7[2] ta chọn nút tháo dầu có kích thước như sau:

*Bảng 7.4: Các kích thước của nút tháo dầu*

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| d | b | m | f | L | c | q | D | S | D0 |
| M16x1,5 | 12 | 8 | 3 | 23 | 2 | 13,8 | 26 | 17 | 19,6 |

### **7.2.4. Kiểm tra mức dầu.**

Để kiểm tra mức dầu trong hộp giảm tốc ta dùng que thăm dầu, que thăm dầu có kết cấu như hình vẽ.



*Hình 7.2. Que thăm dầu dùng trong hộp giảm tốc.*

### **7.2.5. Chốt định vị.**

Mặt ghép giữa nắp và thân nằm trong mặt phẳng chứa đường tâm các trục. Lỗ trụ lắp ở trên nắp và thân hộp được gia công đồng thời, để đảm bảo vị trí tương đối của nắp và thân trước và sau khi gia công cũng như khi lắp ghép, ta dùng 2 chốt định vị, nhờ có chốt định vị khi xiết bulông không làm biến dạng vòng ngoài của ổ.



*Hình 7.3: Kích thước chốt định vị hình trụ.*

### **7.2.6. Bulông vòng**.

Để nâng và vận chuyển hộp giảm tốc trên nắp và thân thường lắp thêm bulông vòng. Kích thước bulông vòng được chọn theo khối lượng hộp giảm tốc. Với hộp giảm tốc bánh răng tụ 2 cấp tra bảng 18.3b[2] ta có Q = 240(kG), do đó theo bảng 18.3a[2] ta dùng bulông vòng M10.



*Hình 7.4. Cấu tạo bulông vòng của hộp giảm tốc.*

* 1. **Bôi trơn hộp giảm tốc.**

### **7.3.1. Bôi trơn trong hộp giảm tốc**

Do các bộ truyền bánh răng trong hộp giảm tốc đều có v < 12m/s nên ta chọn phương pháp bôi trơn ngâm dầu. Tra bảng 18.11[2] ta được độ nhớt 8 ứng với 1000C.

Theo bảng 18.13[2] ta chọn được loại dầu bôi trơn là AK-15 có độ nhớt là 20 Centistoc.

### **7.3.2. Bôi trơn ngoài hộp giảm tốc.**

Với bộ truyền ngoài hộp do không có thiết bị che đậy, hay bị bụi bặm bám vào, ta chọn bôi trơn định kì bằng mỡ.

*Bảng 7.5: Loại dầu, mỡ*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Tên dầu hoặc mỡ | Thiết bị cần bôi trơn | Lượng dầu hoặc mỡ | Thời gian thay dầu hoặc mỡ |
| Dầu ô tô máy kéo AK- 15 | Bộ truyền trong hộp | 0,6 lít/Kw | 5 tháng |
| Mỡ T | Tất cả các ổ và bộ truyền ngoài | 2/3chỗ rỗng bộ phận ổ | 1 năm |

* 1. .**Bảng kê kiểu lắp và dung sai lắp ghép.**

*Bảng 7.6: Các kiểu lắp ghép*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| STT | Tên mối ghép | Kiểu lắp | Ghi chú |
| 1 | Bánh răng trụ răng nghiêng và trục I |  |  |
|
| 2 | Bánh đai với trục I |  |  |
|
| 3 | Vòng trong ổ lăn với trục I |  | 2 ổ lắp giống nhau |
| 4 | Vòng ngoài ổ lăn trục I lắp với thân |  | 2 ổ lắp giống nhau |
| 5 | Then và trục I |  | b x h = 8 x 7 |
|
| 6 | Trục I và vòng trong bạc chặn |  |  |
|
| 7 | Nắp ổ và thân của trục I |  | 2 nắp lắp giống nhau |
| 8 | Bánh răng trụ răng nghiêng lớn và trục II |  |  |
|
| 9 | Bánh răng trụ răng nghiêng nhỏ và trục II |  |  |
|
| 10 | Vòng trong ổ lăn với trục II |  | 2 ổ lắp giống nhau |
| 11 | Vòng ngoài ổ lăn trục II lắp với thân |  | 2 ổ lắp giống nhau |
| 12 | Then và trục II |  | b x h = 12 x 8 |
| 13 | Trục II và vòng trong bạc chặn |  |  |
| 14 | Nắp ổ và thân của trục II |  | 2 nắp lắp giống nhau |
|
| 15 | Bánh răng trụ răng nghiêngvà trục III |  |  |
|
| 16 | Vòng trong ổ lăn với trục III | Φ45k6 | 2 ổ lắp giống nhau |
| 17 | Vòng ngoài ổ lăn trục III lắp với thân | Φ100H7 | 2 ổ lắp giống nhau |
| 18 | Then và trục III |  | b x h = 16 x 10 |
|
| 19 | Trục III và vòng trong bạc chặn |  |  |
|
| 20 | Nắp ổ và thân trục III |  | 2 nắp lắp giống nhau |
| 21 | Khớp nối vòng đàn hồi |  |  |

**TÀI LIỆU THAM KHẢO**

**Trình bày tài liệu tham khảo**

[1]. Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 1, Trịnh Chất - Lê Văn Uyển, NXB giáo dục, 2006.

[2]. Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 2, Trịnh Chất - Lê Văn Uyển, NXB giáo dục, 2006.

[3]. Thiết kế chi tiết máy, Nguyễn Trọng Hiệp - Nguyễn Văn Lẫm, NXB giáo dục, 1999.

[4]. Chi tiết máy tập 1, Nguyễn Trọng Hiệp, NXB giáo dục, 2006

[5]. Chi tiết máy tập 2, Nguyễn Trọng Hiệp, NXB giáo dục, 2006

[6]. Vẽ kỹ thuật cơ khí tập 1, Trần Hữu Quế - Đặng văn Cứ - Nguyễn Văn Tuấn, NXB giáo dục, 2009

[7]. Vẽ kỹ thuật cơ khí tập 2, Trần Hữu Quế - Đặng văn Cứ - Nguyễn Văn Tuấn, NXB giáo dục, 2009