TRƯỜNG ĐẠI HỌC PHENIKAA

**KHOA CƠ KHÍ – CƠ ĐIỆN TỬ**



**BÀI TẬP LỚN**

**CHI TIẾT MÁY**

**Mã học phần: MEM703002**

**Mã đề: 1/P.MEM16.H1**

Học kỳ 3 Năm học 2024-2025

**Sinh viên thực hiện**

Họ tên: Hoàng Trung An

Lớp: KTCĐT-N02

Khóa: K16

Mã lớp: MEM703002-1-1-24(N01)

**Giảng viên hướng dẫn**

PGS.TS.Vũ Lê Huy

**HÀ NỘI, 12/2023**

**PHIẾU ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ BÀI TẬP LỚN**

**HỌC PHẦN CHI TIẾT MÁY**

**Mã học phần: MEM703002**

Họ và tên sinh viên: Hoàng Trung An

Mã số sinh viên:22010740

Mã đề: 1/P.MEM16.H1

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **STT** | **CĐR** | **Nội dung đánh giá** | **Điểm tối đa** | **Điểm** | **Ghi chú** |
| 1 | 1.1 | Thực hiện trình bày và nội dung tính toán đúng theo yêu cầu đề bài | 2,0 |  |  |
| Thực hiện tính toán trung thực, đúng thông số | 3,0 |  |  |
| Lựa chọn được các thông số hợp lý | 3,0 |  |  |
| 2 | 1.2 | Vận dụng được kiến thức về cơ sở ngành và kiến thức bổ trợ trong tính toán thiết kế máy. | 1,0 |  |  |
| 3 | 2.1 | Thực hiện được các bài toán về phân tích, nhận dạng, tính toán các chi tiết máy trong hệ thống cơ khí. | 1,0 |  |  |
| **Tổng** | | | **10,0** |  |  |

*………., ngày ……… tháng ……… năm ……..*

**Giảng viên đánh giá**

(Ký và ghi rõ họ tên)

**ĐỀ BÀI TẬP LỚN**

Đề (bản gốc) có chữ ký của Giảng viên hướng dẫn đóng thay thế vào vị trí trang này



**Mục lục**

[TÓM TẮT 2](#_Toc178106137)

[Lời nói đầu 3](#_Toc178106138)

[Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai/xích 4](#_Toc178106139)

[1.1 Chọn đai 4](#_Toc178106140)

[1.2 Tính toán và xác định đường kính bánh đai 4](#_Toc178106141)

[1.3 Tính khoảng cách trục 4](#_Toc178106142)

[1.4 Tính chiều dài đai 5](#_Toc178106143)

[1.5 Xác định tiết diện đai 5](#_Toc178106144)

[1.6 Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục 6](#_Toc178106167)

[Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ 8](#_Toc178106179)

[2.1 Chọn vật liệu 8](#_Toc178106180)

[2.2 Xác định ứng suất cho phép 8](#_Toc178106181)

[2.3 Xác định thông số cơ bản của bộ truyền 10](#_Toc178106182)

[2.4 Xác định các thông số ăn khớp 11](#_Toc178106183)

[2.5 Kiểm nghiệm răng về độ bề tiếp xúc 11](#_Toc178106184)

[2.6 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn 14](#_Toc178106185)

[2.7 Tính ăn khớp 15](#_Toc178106187)

[Chương 3: Tính thiết kế trục 17](#_Toc178106191)

[3.1 Chọn vật liệu chế tạo trục 17](#_Toc178106192)

[3.2 Tính tải trọng tác dụng lên trục 17](#_Toc178106193)

[3.3 Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực 18](#_Toc178106194)

[3.4 Tính phản lực tại các gối đỡ 18](#_Toc178106195)

[3.5 Vẽ biểu đồ mômen uốn Mx, My và xoắn T 20](#_Toc178106196)

[3.6 Tính mômen uốn tổng Mij và mômen tương đương Mtdij 21](#_Toc178106197)

[3.7 Thiết kế sơ bộ kết cấu trục 21](#_Toc178106198)

[KẾT LUẬN 22](#_Toc178106199)

[Tài liệu tham khảo 23](#_Toc178106200)

TÓM TẮT

Tóm tắt là một phác thảo ngắn gọn về bài tập lớn, mục đích và kết quả chính đạt được. Phần tóm tắt nên được viết sau khi hoàn thành bài tập lớn và thường khoảng 100-150 từ.

**ABSTRACT**

An abstract is an outline/brief summary of this minor project, target and main results obtained. Abstracts should be written after the full report is written, and are usually about 100-150 words.

Lời nói đầu

Sinh viên trình bày các nhận thức chung của bản thân về bài tập lớn của môn học này, vai trò và ý nghĩa của bài tập lớn, phân tích và trình bày cơ sở của sơ đồ hệ thống, lời gửi gắm, lời cảm ơn, ….

Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai/xích (tùy theo đề)

Thông số tính toán thiết kế bộ truyền đai/xích:

- Công suất trên trục chủ động: *P*1 = 0.6 (kW)

- Mô men xoắn trên trục chủ động: *T*1 = 7958.3 (N.mm)

- Số vòng quay trên trục chủ động: *n*1 = 720 (vòng/phút)

- Tỉ số truyền của bộ truyền: *u* = 2.8

- Góc nghiêng bộ truyền so với phương nằm ngang: *β* = 40o

- Bộ truyền làm việc 2 ca

- Tải trọng tĩnh, làm việc va đập nhẹ

* 1. Chọn đai

Do điều kiện làm việc chịu va đập nhẹ và tốc độ quay khá cao nên chọn đai dẹt chất liệu vải cao su.

* 1. Tính toán và xác định đường kính bánh đai

-Đường kính bánh đai nhỏ:



Chọn d1 theo tiêu chuẩn d1 =112mm

-Chọn hệ số trượt = 0.02;

-Đường kính bánh đai lớn



Chọn d2 theo tiêu chuẩn d2=315mm

- Tỉ số truyền mới theo giá trị tiêu chuẩn:



* 1. Tính khoảng cách trục

-Khoảng cách trục:



Lấy a=750mm

* 1. Tính chiều dài đai

-Chiều dài đai:



-Vận tốc đai:

 (thoả mãn)

-Số lần uốn của đai trong 1 giây:

(thoả mãn)

-Góc ôm  trên bánh đai nhỏ:

( >150o thoả mãn)

* 1. Xác định tiết diện đai

-Chiều dày tiêu chuẩn:

Tỉ số  chọn = 3 theo chuẩn.

Chọn loại đai BKHJ-65 có lớp lót, có số lớp =3 và chiều dày =3

-Tính các hệ số Ci:

Hệ số ảnh hưởng đến góc ôm



Hệ số ảnh hưởng đến vận tốc



Hệ số ảnh hưởng của vị trí bộ truyền so với phương nằm ngang



-Ứng suất có ích cho phép được xác định bằng thực nghiệm

Lấy ứng suất căng ban đầu 

Theo bảng 4.9[1]. Trị số của hệ số k1 và k2 với có k1=2.5,

k2=10.0



-Ứng suất có ích cho phép ứng với khi cho đai làm việc với 



-Chiều rộng đai

Có kd =1.2 (kd =1.1 với động cơ loại I và thêm 0.1 làm việc 2 ca)



-Theo bảng 4.1[1] lấy b = 25mm

-Chọn bề rộng bánh đai theo bảng 21.16[2] B=32mm

* 1. Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục

-Lực căng ban đầu :

-Lực tác dụng lên trục: 

-Lực vòng có ích: 

-Hệ số ma sát nhỏ nhất giữa đai và bánh đai:

Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt trơn



-Ứng suất lớn nhất trong dây đai:

+Chọn p=1400kg/m3 (khối lượng riêng của vật làm dây đai)

+Chọn E=350Mpa (môdun đàn hồi đối với dây vải cao su)



-Tuổi thọ đai: 

Tổng hợp các thông số của bộ truyền đai:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Thông số | Ký hiệu | Giá trị |
| Loại đai | ---- | BKHJ-65 |
| Chiều dài đai | *L* | 2190mm |
| Khoảng cách trục | *a* | 753mm |
| Đường kính bánh đai nhỏ | d1 | 112mm |
| Đường kính bánh đai lớn | d2 | 315mm |
| Vật liệu đai | Vải cao su |  |
| Chiều dày tiêu chuẩn |  | 3mm |
| Số lớp |  | 3 lớp |
| Chiều rộng đai | b | 32mm |
| Bề rộng bánh đai | B | 40mm |

Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ

Thông số tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng:

- Mô men xoắn trên bánh chủ động: *T*1 = 20946.6 Nmm

- Tốc độ bánh răng chủ động: *n*1 =257.14 vòng/phút

- Tỉ số truyền của bộ truyền: *u* = 4.40

- Thời gian phục vụ: *L*h = 24000 giờ

- Bộ truyền làm việc 2 ca

- Tải trọng tĩnh, làm việc va đập nhẹ

* 1. Chọn vật liệu

Chọn vật liệu làm bánh răng:

- Vật liệu bánh răng nhỏ:

Nhãn hiệu thép: 45

Chế độ nhiệt luyện: Thường hóa

Độ rắn: HB=170÷217 ⇒ chọn HB1= 190

Giới hạn bền σb1=600 (MPa)

Giới hạn chảy σch1=340 (MPa)

- Vật liệu bánh răng lớn:

Nhãn hiệu thép: 45

Chế độ nhiệt luyện: Thường hóa

Độ rắn: HB=170÷217 ⇒ chọn HB2=180

Giới hạn bền σb2=600 (MPa)

Giới hạn chảy σch2=340 (MPa)

* 1. Xác định ứng suất cho phép

-Ứng suất tiếp xúc cho phép



-Ứng suất uốn cho phép



-Tính thiết kế sơ bộ lấy =1 và = 1

Công thức được rút ngọn lại:





Trong đó:

+ và  lần lượt là giới hạn bền mỏi tiếp xúc và ứng suất uốn của mặt răng ứng với số chu kỳ cơ sở.

+ KFC là hệ só xét đến ảnh hưởng đặt tải, lấy KFC = 1 đặt tải 1 phía (bộ truyền quay 1 chiều)

+SH, SF: hệ số an toàn

Tra bảng 6.2[1] ta được

SH1 = 1.1, SF1 = 1.75

SH2 = 1.1, SF2 =1.75

= 2HB1 +70= 2190 +70 = 450 MPa

= 2HB2 +70=2180 + 70 =430 Mpa

= 1.8HB1 = 1.8190 = 342 MPa

= 1.8HB2 = 1.8180 = 324 MPa

+KHL, KFL: hệ số tuổi thọ xét đến ảnh hưởng của thời hạn phục vụ và chế độ tải trọng của bộ truyền

 

Trong đó:

* mH, mF: bậc của đường cong mỏi tiếp xúc và uốn (mH = 6, mF = 6)
* NH0, NF0: số chu kỳ chịu tải cơ sở

(NH01 = 30HB12.4=301902.4 = 8.83106,

NH02 = 30HB12.4=301802.4=7.76106,

NF01 = NF02=4106)

* NHE, NFE: số chu kỳ chịu tải của bánh răng

(NHE1 = NFE1 = 60cnt∑ = 601257.1424000 = 37106,

NHE2 = NFE2 = 60cnt∑ = 60158.4424000 = 8.4106)

Suy ra:







Từ đó suy ra:









Vì sử dụng bộ truyền động bánh răng trụ có

 (thoả mãn)

* 1. Xác định thông số cơ bản của bộ truyền

-Khoảng cách trục:



Trong đó:

+ Ka = 43MPa1/3

+ hệ số =0.3 khi đặt BR đối xứng

+ Hệ số (bảng 6.7[1] lấy =0.8)

+ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng từ

bảng 6.7[1] lấy =1.03

-Ta tính được khoảng cách trúc:



-Ta chọn = 110mm

-Đường kình vòng lăn bánh răng nhỏ:



* 1. Xác định các thông số ăn khớp

-Xác định môdun:

Modun pháp: 

Chọn modun theo bảng 6.8[1] m = 1.5mm

-Xác định số răng, góc nghiêng β và hệ số dịch chỉnh x

+ Chọn góc nghiêng răng β = 15o

+ Số răng bánh nhỏ: 

Lấy Z1 = 26

Có Z2 = uZ1 = 4.426=114.4

Lấy Z2=114

+ Có góc riêng theo Z1 và Z2

(thoả mãn)

+Tỉ số truyền thực tế: 

+ Sai lệch tỉ số truyền: 

* 1. Kiểm nghiệm răng về độ bề tiếp xúc   
     

-Trong đó:

+ZM là hệ số kể đến cơ tính vật liệu của các bánh răng ăn khớp bản 6.1[1]

lấy ZM=274 MPa1/2

+ZH là hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc



+Răng nghiêng không dịch chỉnh





+ ZH là hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc



+là hệ số kể đến sự trùng khớp của răng

chiều rộng vàng răng 

đường kính vòng lăn bánh nhỏ 

hệ số trùng khớp dọc:



hệ số trùng khớp ngang:





+KH hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc



là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng

theo bảng 6.7[1] = 1.03

Vận tốc vành bánh răng là

 theo bảng 6.13[1] chọn cấp chính xác là 9

KHα là hệ số kể đến sự phan bố không đều tải tọng cho các đôi răng đổng thời ăn khớp theo bảng 6.14[1] lấy KHα = 1.13

KHv là hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp



Có: 

Theo bảng 6.15[1] lấy = 0.002( hệ số kể đến ảnh hưởng của các sai số ăn khớp),theo bảng 6.16[1] lấy = 73( hệ số kể đến ảnh hưởng của sai lệch các bước răng bánh 1 và bánh 2)





Từ đó suy ra:



Tính lại: 

Trong đó:

+ là hệ số xét đến độ nhám bề mặt làm việc =1 vì v = 0.548(m/s) < 5 (m/s)

+ Zv là hệ số kể đến vận tốc vòng Zv=1 vì v = 0.548(m/s) < 5 (m/s)

+ZxH là hệ số kể đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng da1, da2 < 700(mm) nên ZxH =1









Từ đó ta có:



Vậy bánh răng thoả mãn điều kiện về độ bền tiếp xúc và không thừa bền.

* 1. Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn

Để đảm bảo độ bề uốn cho răng, ứng suất uốn sinh ra tại chân răng không được vượt quá:



Trong đó:

+là hệ số kể đến sự trùng khớp của răng, với 

+Yβ là hệ số kể đến độ nghiêng của răng, với 

+YF1, YF2 là hệ số dạng răng của bánh 1 và 2 phụ thuộc vào số răng tương đương

theo bảng 6.18[1] ta có YF1 = 4, YF2 = 3.6

+KF là hệ số tải trọng khi tính về uốn:



Có:

là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về uốn theo bảng 6.7[1] =1.07

là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp khi tính về uốn theo bảng 6.14[1] lấy =1.37

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



với 





Từ đó suy ra:

  


Vậy thoả mãn điều kiện bền uốn.

* 1. Tính ăn khớp và một số thông số khác của cặp bánh răng

- Lực vòng: N

- Lực hướng tâm: 

- Lực dọc trục: 

- Đường kính vòng chia:

- Khoảng cách trục chia: a= 0,5  ( =0,5 x (40.86+179.14) = 110 (mm)

- Đường kính đáy răng:

- Đường kính đỉnh răng:

- Đường kính vòng cơ sở:

Tổng hợp các thông số của bộ truyền bánh răng:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Thông số | Kí hiệu | Giá trị |
| Khoảng cách trục chia | *a* |  |
| Khoảng cách trục | *a*w | 110 (mm) |
| Số răng |  | 26 |
|  | 114 |
| Đường kính vòng chia |  | 40.86(mm) |
|  | 179.14 (mm) |
| Đường kính vòng lăn |  | 40.74(mm) |
|  | 179.25 (mm) |
| Đường kính đỉnh răng |  | 43.86 (mm) |
|  | 182.14 (mm) |
| Đường kính đáy răng |  | 37.11 (mm) |
|  | 175.39 (mm) |
| Đường kính cơ sở |  | 38.39 (mm) |
|  | 168.34 (mm) |
| Hệ số dịch chỉnh |  | 0 |
|  | 0 |
| Góc profin gốc |  |  |
| Góc profin răng |  |  |
| Góc ăn khớp |  |  |
| Hệ số trùng khớp ngang |  | 1,75 |
| Hệ số trùng khớp dọc |  | 1,96 |
| Môđun pháp | *m* | 1.5 (mm) |
| Góc nghiêng của răng |  |  |
| Bề rộng răng |  | 33 (mm) |

Chương 3: Tính thiết kế trục

Yêu cầu tính toán thiết kế trục:

- Trục yêu cầu: trục I

- Mô men xoắn trên trục: TI = 20946.6 Nmm

- Lực tác dụng lên trục của bộ truyền đai:



* 1. Chọn vật liệu chế tạo trục

Chọn vật liệu chế tao trục là thép 45 thường hoá có σb=600 (MPa), ứng suất xoắn cho phép [τ]=15…20 (MPa)

Chọn [τ]1=15 MPa, [τ]2=20 MPa.

Đường kính sơ bộ trục: 

Chọn d = 20mm

Trang bảng 10.2[1] chọn chiều rộng ổ lăn bo = 15mm.

* 1. Tính tải trọng tác dụng lên trục

- Lực vòng: N

- Lực hướng tâm: 

- Lực dọc trục: 

- Fx13, Fy13, Fz13 là lực tác dụng lên theo phương x, y, z

- Toạ độ điểm đặt lực trên bánh răng: r13 = 

- Hướng răng của bánh răng: hr13 = -1

- Chiều quay của trục: cq1 = 1

- Khi chi tiết quay là chủ động cb13 = 1

- Xác định được trị số và chiều của các lực từ bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng tác dụng lên trục:

Fx13 =



-Lực tác dụng từ bộ truyền đai



* 1. Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực



-Chiều dài mayơ bánh răng trụ: lm=1.3d =1.320=26 mm

-Chiều của trục 1 là ngược chiều kim đồng hồ thì chiều quay của trục 2 là ngược lại quay theo chiều kim đồng hồ.

* 1. Tính phản lực tại các gối đỡ

-Sơ đồ phân bố lực:

A diagram of a circuit

Description automatically generated

-Dựa vào sơ đồ phân bố lực, ta biểu diễn được các lực có chiều như hình vẽ. Áp dụng điều kiện cân bằng lực và mômen cho trục I ta lập được hệ phương trình:

- Trong mặt phẳng YOZ, có hệ phương trình cân bằng lực:



Thay [3] vào [2] ta có 

-Trong mặt phẳng ZOX, ta có hệ phương trình



Thay [4] vào [3] ta có

Vậy có Fy0 và Fx1 ngược chiều so với giả thiết ban đầu.

* 1. Vẽ biểu đồ mômen uốn Mx, My và xoắn T

A diagram of a machine

Description automatically generated

* 1. Tính mômen uốn tổng Mij và mômen tương đương Mtdij

-Mômen tại các tiết diện của trục I được tính toán như sau:

-Mômen uốn tổng Mj và mômen tương đương Mtđj tại các tiết diện j trên chiều dài trục:



Trong đó:

+lần lượt là mômem uốn tổng, mômem tương đương, đường kính trục tại các tiết diện j trên chiều dài trục.

+là mômem uốn cho phép chế tạo trục.

+ Ta có đường kính sơ bộ của trục I là: , từ đó tra Bảng 10.5 tr.195 [1] có được [σ] = 63 MPa

-Tại tiết diện ứng với điểm A:



-Tại tiết diện ứng với điểm B:



-Tại tiết diện ứng với điểm C:



Chọn đường kính trục tiêu chuẩn theo yêu cầu để đảm bảo các điều kiện lắp ghép, ta có:



* 1. Thiết kế sơ bộ kết cấu trục

-Thiết kế sơ bộ kết cấu trục:

+Dựa trên kết quả tính toán và chọn đường kính trục theo tiêu chuẩn, ta có hình dạng trục như sau:

A black and white drawing of a pipe

Description automatically generated

-Chọn và kiểm nghiệm then:

+ Do các trục nằm trong hộp giảm tốc nên ta chọn loại then bằng. Để đảm bảo tính công nghệ ta chọn loại then giống nhau trên cùng một trục theo TCVN 2262 – 77 dựa theo bảng 9.1a, Tr.173[1] chọn được then bằng tại các vị trí lắp then cho trục I như sau:

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Diagram, engineering drawing  Description automatically generated  Theo TCVN 2261-77; kích thước: mm | | | | | | | |
| Tiết diện | Đường kính trục d, mm | Kích thước tiết diện then | | Chiều sâu rãnh then | | Bán kính góc lượn của rãnh r | |
| b | h | Trên trục t1 | Trên trục t2 | Nhỏ nhất | Lớn nhất |
| A | 15 | 5 | 5 | 3 | 2.3 | 0.16 | 0.25 |
| C | 38 | 12 | 8 | 5 | 3.3 | 0.25 | 0.4 |

-Độ bền của then:

+ Điều kiện kiểm nghiệm:



Trong đó:

+ là ứng suất dập và ứng suất dập cho phép: 

+ là ứng suất cắt và ứng suất cắt cho phép: 

-Tại vị trí lắp bánh răng C:

Kiểm tra độ bền dập trên mặt tiếp xúc giữa các trục và then.

Ta có: 

Chọn 

Thay số ta được:



Thỏa mãn điều kiện kiểm nghiệm.

KẾT LUẬN

- Nêu tóm tắt kết quả đã đạt được

- Những vấn đề còn hạn chế.

- Kiến nghị.

Tài liệu tham khảo

1. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển (2015). *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Tập 1*. Nhà xuất bản Giáo dục. ISBN: 978-604-0-03754-1.
2. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển (2015). *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Tập 2*. Nhà xuất bản Giáo dục. ISBN: 978-604-0-06523-0.
3. Trần Văn Địch (2008). *Công nghệ chế tạo máy*. Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật.
4. Ninh Đức Tốn (2007). *Dung sai lắp ghép.* Nhà xuất bản Giáo dục.