TRƯỜNG ĐẠI HỌC PHENIKAA

**KHOA CƠ KHÍ – CƠ ĐIỆN TỬ**



**BÀI TẬP LỚN**

**CHI TIẾT MÁY**

**Mã học phần: MEM703002**

**Mã đề: 2/P.MEM16.H17**

Học kỳ 1 Năm học 2024-2025

**Sinh viên thực hiện**

Họ tên: Phan Bảo Quốc

Lớp: Cơ điện tử 1

Khóa: 16

Mã lớp: Chi tiết máy-1-1-24(N01)

**Giảng viên hướng dẫn**

Vũ Lê Huy

**HÀ NỘI, 12/2024**

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

**HỌC PHẦN CHI TIẾT MÁY**

**Mã học phần: MEM703002**

Họ và tên sinh viên: Phan Bảo Quốc

Mã số sinh viên: 22010591

Mã đề: 2/P.MEM16.H17

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **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** |  |  |

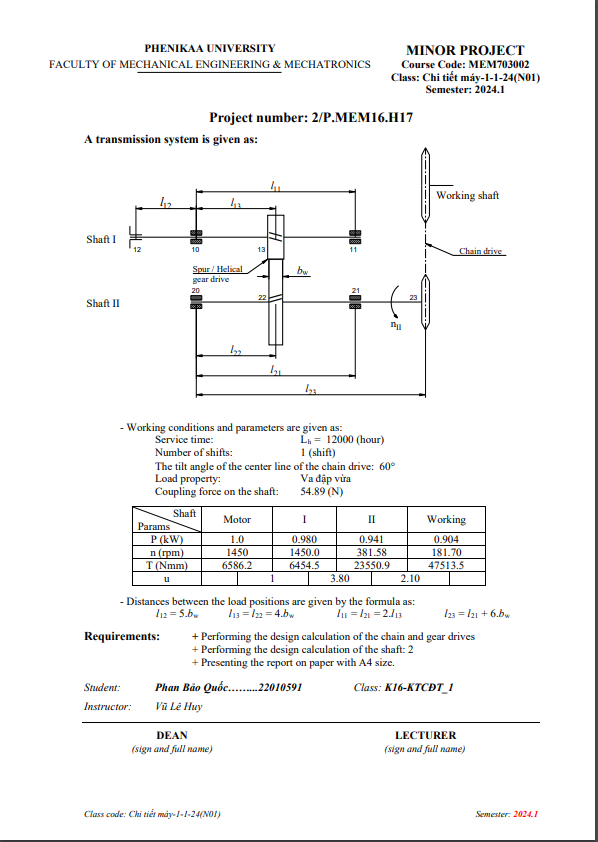
*………., ngày ……… tháng ……… năm ……..*

**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](#_Toc142745236)

[Lời nói đầu 3](#_Toc142745237)

[Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai/xích (tùy theo đề) 4](#_Toc142745238)

[1.1 Chọn loại xích 4](#_Toc142745239)

[1.2 Chọn số răng đĩa xích 4](#_Toc142745240)

[1.3 ………. 4](#_Toc142745241)

[1.4 ………. 4](#_Toc142745242)

[1.5 ………. 4](#_Toc142745243)

[Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ 6](#_Toc142745244)

[2.1 Chọn vật liệu 6](#_Toc142745245)

[2.2 Xác định ứng suất cho phép 6](#_Toc142745246)

[2.3 ………. 6](#_Toc142745247)

[2.4 ………. 6](#_Toc142745248)

[2.5 ………. 6](#_Toc142745249)

[Chương 3: Tính thiết kế trục 8](#_Toc142745250)

[3.1 Chọn vật liệu chế tạo trục 8](#_Toc142745251)

[3.2 Tính tải trọng tác dụng lên trục 8](#_Toc142745252)

[3.3 Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực 8](#_Toc142745253)

[3.4 Tính phản lực tại các gối đỡ 8](#_Toc142745254)

[3.5 Vẽ biểu đồ mômen uốn Mx, My và xoắn T 8](#_Toc142745255)

[3.6 Tính mômen uốn tổng Mij và mômen tương đương Mtdij 8](#_Toc142745256)

[3.7 Thiết kế sơ bộ kết cấu trục 8](#_Toc142745257)

[KẾT LUẬN 9](#_Toc142745258)

[Tài liệu tham khảo 10](#_Toc142745259)

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 = 0.941 (kW)

- Mô men xoắn trên trục chủ động: *T*1 = 23550.9 (N.mm)

- Số vòng quay trên trục chủ động: *n*1 = 381.58 (vòng/phút)

- Tỉ số truyền của bộ truyền: *u* = 2.1

- Góc nghiêng bộ truyền so với phương nằm ngang: *β* = 600

- Bộ truyền làm việc 1 ca

- Tải trọng tĩnh, làm việc va đập vừa

* 1. Chọn loại xích

Do điều kiện làm việc chịu va đập nhẹ và hiệu suất của bộ truyền xích yêu cầu cao nên chọn loại xích ống con lăn.

* 1. Chọn số răng đĩa xích

- Số răng đĩa xích nhỏ: dựa trên công thức thực nghiệm:

Z1 = 29 – 2*u* = 29 – 2 x 2.1 = 24.8 (mm)

Lấy Z1 = 25mm để thoã mãn điều kiện Z1 là số lẻ

- Từ số răng đĩa nhỏ Z1 tính được số răng đĩa lớn Z2:

Z2 = *u*.Z1 ≤ Zmax ; với Zmax = 120 (mm)

Z2 = 2.1 x 25 = 52.5 (mm)

Lấy Z2 = 53mm

\* Xác định bước xích p, số mắt xích x và chiều dài xích L :

Tra bảng 5.6(1) ta được :

- k (hệ số sử dụng) = kd.kA.k0.kdc.kb.kb.kc = 1,35 x 1 x 1 x 1,25 x 1,5 x 1 = 2,53125

- kđ (hệ số trong tải) khi va đập = 1,2 1,5

Do yêu cầu đề bài là va đập vừa nên ta chọn kđ = 1,35

- kA (hệ số kể đến ảnh hưởng của chiều dài khoảng cách trục đến độ mòn) = 1   
Do chọn a = 40p khi a = (30 ÷ 50)p

- k0 (hệ số kể đến ảnh hưởng của chiều dài khoảng cách trục đến độ mòn) = 1   
Do β  60o

- kdc­ (hệ số kể đến ảnh hưởng của khả năng điều chỉnh lực căng xích) = 1,25

Do chọn lực căng xích không điều chỉnh được

- kb (hệ số kể đến ảnh hưởng của bôi trơn) = 1,5

Do chọn bôi trơn định kỳ

- kc (hệ số kể đến mức độ làm việc liên tục) = 1

Do bộ truyền làm việc trong thời gian 1 ca

- Lấy  = 25 từ đó xác định được kz = = = 1

- Chọn = 400 (vg/p)

- Từ đó tính được kn = = = 1,05

- Pt = P.k.kz.kn [ P0 ]

- Pt = 0,941 x 2,53125 x 1,05 x 1 = 2,5 2,91 (Thoả mãn yêu cầu của Bảng 5.5)

Từ đó ta tra bảng 5.5 (1) ra được bước xích: *p* = 12,7 (mm) *p*max = 12,7 (mm)

Tra bảng 5.8 (1) ta được : *p*max = 12,7 (mm)

- Khoảng cách trục: *a* = 40*p* = 40 x 12,7 = 508 (mm)

- Số mắt xích:

x = = = 119,5

Chọn x = 120 vì x phải là số chẵn

- Chiều dài xích:

L = x.*p* = 120x12,7 = 1524 (mm)

- Tính toán lại khoảng cách trục a:

*a* = = 511.2 (mm)

- Để xích không quá căng và giảm độ mòn, khi góc nghiêng của bộ truyền nhỏ hơn 70o thì giảm *a* một lượng:

*a* = (0,002 0,004)*a* = 0,003 x 511.2 = 1,5 (mm)

*a* = *a* - *a* = 511,2 – 1,5 = 509,7 (mm). Lấy a = 510 (mm)

- Số lần va đập trong 1s của xích:

*i* = = = = 5,29 [*i*] = 60 (1/s)

Tra bảng 5.9 (1) ta ra được số lần vâ đập cho phép [*i*] = 60

* 1. Đường kính đĩa xích ( Bảng 14-4b của (2) )

- đường kính đĩa xích nhỏ d1 = = = 101,32mm

- đường kính đĩa xích lớn d2 = = = 214,38mm

- da1 = p = 12,7 x = 106,88mm

- da2 = p = 12,7 x = 220,35mm

- d­f1 = d1 – 2r = 101,32 – 2 x 4,33 = 92,66mm

- df2 = d2 – 2r = 214,38 – 2 x 4,33 = 205,72mm

Với : r = 0,5025dl + 0,05 = 0,5025 x 8,51 + 0,05 = 4,33mm và dl = 8,51mm (bảng 5.1)

* 1. Tính kiểm nghiệm xích về độ bền

s = = = 28,5

- Tra bảng 5.2 (1) ta được: tải trọng phá hỏng Q = 18200N, khối lượng 1 mét xích q = 0,65 kg

- kd = 1,35

- v = = = 2.019 m/s

Ft = = = 466N

Fv = qv2 = 0,65x2,0192 = 2,65N

F0 = 9,81kfqa = 9,81 x 2 x 0,65 x 0,51 = 6,5N

Trong đó kf = 2 ( bộ truyền thẳng đứng *β*  40o )

Ta thấy s = 28,5 [s] = 8,5 (Bảng 5.10 (1) ta tra ra được [s] ) . Vậy bộ truyền xích đảm bảo đủ bền

- Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa xích theo công thức:

- = 0,47 = 0,47 = 556,8 MPa

Trong đó với Z1 = 25, kr = 0,42 ; E = 2,1.105 Mpa ; A = 39,6 mm2 (Bảng 5.12 (1) ta tra ra được A). kd = 1 (xích 1 dãy)

- Fvđ : Lực va đập trên m dãy xích N ; tính theo công thức

Fvđ = 13.10-7n1p3m = 13.10-7 x 381,58 x 12,73 x 1 = 1.02 N

Ta có được [ ] hay 556,8 MPa 600 Mpa

Vậy dùng thép 45 tôi cải thiện độ rắn HB210 sẽ đạt ứng suất tiếp xúc cho phép [ ] = 600MPa, đảm bảo được độ bền tiếp xúc cho đĩa 1.

- Xác định lực tác dụng lên trục :

Fr = kx.Ft = 1,05 x 466 = 489,3 N ;

Trong đó đối với bộ truyền nghiên một góc lớn hơn 40o, kx = 1,05.

Tổng hợp các thông số của bộ truyền xích:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Thông số | Ký hiệu | Giá trị |
| Loại xích | ---- | Xích ống con lăn |
| Bước xích |  | 12,7 (mm) |
| Số mắt xích | *x* | 120 |
| Chiều dài xích | *L* | 1524 (mm) |
| Khoảng cách trục | *a* | 510 (mm) |
| Số răng đĩa xích nhỏ | *z*1 | 25 |
| Số răng đĩa xích lớn | *z*2 | 53 |
| Vật liệu đĩa xích | Thép 45 |  |
| Đường kính vòng chia đĩa xích nhỏ | *d*1 | 101.32 (mm) |
| Đường kính vòng chia đĩa xích lớn | *d*­2 | 210.34 (mm) |
| Đường kính vòng đỉnh đĩa xích nhỏ | *d*a1 | 106,88 (mm) |
| Đường kính vòng đỉnh đĩa xích lớn | *d*a2 | 220,35 (mm) |
| Bán kính đáy | *R* | 4,33 (mm) |
| Đường kính chân răng đĩa xích nhỏ | *d*f1 | 92,66 (mm) |
| Đường kính chân răng đĩa xích nhỏ | *d*f2 | 205,72 (mm) |
| Lực tác dụng lên trục | *F*r | 489,3 (N) |
| Diện tích chiếu của bề mặt làm việc | *A* | 39,6 (mm2) |
| Đường kính chốt | *dc* | 4,45 (mm) |
| Chiều dài ống | *B* | 11,3 (mm) |

Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ

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

- Mô men xoắn trên bánh chủ động: *T*1 = 6454,5 Nmm

- Tốc độ bánh răng chủ động: *n*1 = 1450 vòng/phút

- Tỉ số truyền của bộ truyền: *u* = 3,8

- Thời gian phục vụ: *L*h = 12000 giờ

- Bộ truyền làm việc 1 ca

- Tải trọng tĩnh, làm việc va đập vừa

* 1. Chọn vật liệu

Chọn vật liệu làm bánh răng:

- Vật liệu bánh răng nhỏ:

Nhãn hiệu thép: 45

Chế độ nhiệt luyện: Tôi cải thiện

Độ rắn: HB=192÷240 ⇒ chọn HB1= 200

Giới hạn bền σb1= 750 (MPa)

Giới hạn chảy σch1= 450 (MPa)

- Vật liệu bánh răng lớn:

Nhãn hiệu thép: 45

Chế độ nhiệt luyện: Thường hóa

Độ rắn: HB=170÷217 ⇒ chọn HB2=190

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:

Lấy sơ bộ , ta được:

*SH, SF - Hệ số an toàn khi tính về ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn;*

Tra bảng 6.2 (1)-tr94 được:

Bánh răng chủ động :

Bánh răng bị động :

*-* Ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép với chu kỳ cơ sở:

Bánh chủ động:

Bánh bị động:

*K­HL, KFL –* Hệ số tuổi thọ:

Trong đó:

+mH, mF – Bậc của đường cong mỏi khi thử về ứng suất tiếp xúc. Do bánh răng có HB 350 nên

+N­HO­, N­FO­ – Số chu kỳ thay đổi về ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn:

+Bánh chủ động:

+Bánh bị động

-N­HE, N­FE -Số chu kỳ thay đổi ứng suất

Với:+ c : Số lần ăn khớp trong một vòng quay , c = 1;

+ n : Vận tốc vòng của bánh răng

+ : tổng số giờ làm việc của răng = 12000 ( giờ )

Bánh chủ dộng

Bánh bị động

Bánh chủ động

NHE1­>NHO1 lấy NHE1­= NHO1 KHL1=1

NFE1­>NFO1 lấy NFE1­= NFO1 KFL1 =1

Bánh bị động

NHE2­>NHO2lấy NHE2­= NHO2 KHL2=1

NFE2­>NFO2 lấy NFE2­= NFO2 KFL2=1

Bộ truyền quay một chiều KFC1= KFC2=1

Vậy độ bền tiếp xúc và uốn cho phép là:

Bánh chủ động:

Bánh bị động:

Vậy ***= 436,36 Mpa***

- Đường kính vòng lăn

dw1 =

- Vận tốc của bánh răng:

*v*

- Ứng suất cho phép

Trong đó là ứng suất cho phép sơ bộ

+ ZR hệ số xét đến độ nhám của mặt răng làm việc (1) chọn

Ra =>ZR=1

+ Zv : hệ số xét đến ảnh hưởng vận tốc Zv=1

+ KxH : hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng KxH=1

+ YR : hệ số ảnh hưởng của độ nhám mặt lượn chân răng YR=1

+ Ys : hệ số xét đến độ nhạy của vật liệu với tập trung ứng suất

Ys=1.08-0.0695ln(m) = 1,064

với m là mô đun = 1,25 (mm)

+ KxF : hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng đến độ bền uốn KxF=1

Thay số được

= 436,36 *MPa*

Bánh chủ động

= 226,26 x 1,064 = 240,74 *MPa*

Bánh bị động

= 214,97 x 1,064 = 228,73 *MPa*

* 1. Xác định sơ bộ khoảng cách trục

*-* Khoảng cách trục*:*

Tra bảng 6.5, 6.6, 6.7 (1) ta chọn được các dữ liệu sau:

- = 0,3

= = = 0,72

- = 43 ( răng nghiêng )

- : Hệ số xét đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng

1,03

= = 64,57(mm)

- Ta chọn = 65 (mm)

* 1. Xác định các thông số ăn khớp

- Xác định mô đun:

m =(0,01 0,02)aw = (0,01 0,02).65 = (0,65 1.3)

Từ Bảng 6.8 (1) ta có được m tiêu chuẩn : m = 1,25

- Chọn sơ bộ góc nghiêng răng β=14o

- Số răng bánh chủ động :

= = 21

*= .u* =21 x 3,8 80

- Tỉ số truyền thực tế: = = 3,81

- Sai lệch tỉ số truyền : = = 0,2

- Góc nghiêng răng :

= = 13,79o

- Khoảng cách trục chia: a = = = 65 mm

- Góc prôfin gốc: Theo TCVN 1065-71, = 20o

- Góc prôfin răng: = arctg = 20,54o

- Góc ăn khớp: = arccos = 20,54o

- Góc nghiêng của răng trên hình trục cơ sở: = arctan(cos x tan ) = 12,94o

* 1. Kiểm nghiệm bộ truyền bánh răng

2.5.1. Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc

- Để tránh tróc rỗ mặt răng, ứng suất tiếp xúc xuất hiện trên răng của bộ truyền phải thoả mãn điều kiện sau:

Trong đó:

-  : là hằng số đàn hồi của vật liệu, được tính theo công thức:

Với vật liệu bánh răng thép có E= 2,1. Mpa =>

- : chiều rộng vành răng ; = x = 0,3 x 65 = 19,5 (mm)

- : hệ số ảnh hưởng của trùng khớp với bánh răng nghiêng

- Hệ số trùng khớp ngang:

= = 1,64

- Hệ số trùng khớp dọc:

= = 1,18

**-**

- Hệ số xét đến hình dạng bề mặt răng: = 1,72

- Hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc: =

Với:

là hệ số phân bố không đều tải trọng giũa các răng khi tính về độ bền tiếp xúc tra bảng 6.14 tr.107 (1)

là hệ số phân bố không đều tải trọng nên chiều rộng vành răng khi tính độ bền tiếp xúc tra bảng 6.7 tr.98 (1)

là hệ số tải trọng động khi tính về độ bền tiếp xúc

* = 2,06 tra bảng P2.3 tr.250 (1) lấy

= = 427,89 MPa

Ta thấy được [] = 436,36 MPa

= = 1,94% 10%

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

2.5.2. Kiểm nghiệm độ bền uốn

- Để tránh gãy răng thì ứng suất uốn tính ra tại chân răng không được vượt quá giá trị cho phép:

- = 68,99 = 240,74 *MPa*

- = 61,82 = 228,73 *MPa*

Trong đó:

- = 1 - = 1 - = 0,9 (hệ số kể đến độ nghiêng của răng)

- = = = 0,6 (hệ số kể đến ảnh hưởng của trùng khớp)

Tra bảng 6.18 (1) ta có được :

- = 4,04

- = 3,62

= 1,07 bảng 6.7 TR.98 (1) là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về uốn

1,37 với v = 2,06 cấp chính xác 9 tra bảng 6.14 TR.107 (1) là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đông thời ăn khớp khi tính về uốn

= = 1,104

- = 0,006 và = 73 trong Bảng 6.15 và Bảng 6.16 (1)

* 1. Một số thông số khác của cặp bánh răng và tính toán lực ăn khớp

- Đường kính vòng chia:

- Khoảng cách trục chia: a= 0,5 x ( =0,5 x (27,02+102,97) = 65 (mm)

- Đường kính đáy răng:

- Đường kính đỉnh răng:

- Đường kính vòng cơ sở:

- Lực vòng = = 476,35 N

- Lực hướng tâm : = = 183,91 N

- Lực dọc trục : = = 118,5 N

Tổng hợp các thông số của bộ truyền bánh răng:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Thông số | Kí hiệu | Giá trị |
| Khoảng cách trục chia | *a* | 65 (mm) |
| Khoảng cách trục | *a*w | 65 (mm) |
| Số răng |  | 21 |
|  | 80 |
| Đường kính vòng chia |  | 27,02 (mm) |
|  | 102,97 (mm) |
| Đường kính vòng lăn |  | 27,1 (mm) |
|  | 102,9 (mm) |
| Đường kính đỉnh răng |  | 29,52 (mm) |
|  | 105,47 (mm) |
| Đường kính đáy răng |  | 23,895 (mm) |
|  | 99,845 (mm) |
| Đường kính cơ sở |  | 25,39 (mm) |
|  | 96,76 (mm) |
| Hệ số dịch chỉnh |  | 0 |
|  | 0 |
| Góc profin gốc |  |  |
| Góc profin răng |  |  |
| Góc ăn khớp |  |  |
| Hệ số trùng khớp ngang |  | 1,64 |
| Hệ số trùng khớp dọc |  | 1,18 |
| Môđun pháp | *m* | 1,25 (mm) |
| Góc nghiêng của răng |  |  |
| Bề rộng răng |  | 19,5 (mm) |
| Lực vòng |  | 476,35 N |
| Lực hướng tâm |  | 183,91 N |
| Lực dọc trục |  | 118,5 N |

Chương 3: Tính thiết kế trục

Yêu cầu tính toán thiết kế trục:

- Trục yêu cầu: trục II

- Mô men xoắn trên trục: TII = 23550,9 Nmm

- Lực tác dụng lên trục bộ truyền xích:

= = 1,15 x 476,35 = 547,8 N

Trong đó: – hệ số trọng lượng xích (5) tr167

* 1. RChọn vật liệu chế tạo trục

Chọn vật liệu chế tao trục là thép 45 thường hóa có σ\_b=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 : d = = 8,38 mm

Chọn d = 10

Tra bảng 10.2 (1) ta có được : Chiều rộng ổ lăn = 15 (mm)

Từ d ta tra ra được ứng suất cho phép bảng 10.5 (1) : ] = 63 MPa

* 1. Tính tải trọng tác dụng lên trục

- , : Lực tác dụng theo phương x,y,z

- Toạ độ điểm đặt lực trên bánh răng: = = = 51,45 mm

- Hướng răng của bánh răng: = -1

- Chiều quay của trục: = 1

- = -1

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

.= x 1 = - 476,35 N

x x = -1 x = - 183,91 N

= = . = 1 x (-1) x (-1) x 476,35 x tan(13,79) = 118,5 N

- Lực tác dụng từ bộ truyền xích và khớp nối:

= x cos = 182,91 x cos (20) = 171,88 N

= x sin = 182,91 x sin (20) = 62,56 N

- Lực tác dụng lên trục bộ truyền xích:

= = 1,15 x 476,35 = 547,8 N

Trong đó: – hệ số trọng lượng xích (5) tr167

* 1. Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực

- = 5 x = 5 x 19,5 = 97,5 mm

- = = 4 x = 4 x 19,5 = 78 mm

- = 2 x = 2 x 78 = 156 mm

- = + 6 x = 156 + 6 x 19,5 = 273 mm

- Chiều dài mayơ bánh răng trụ: = 1,3 x d = 1,3 x 20 = 26 mm

- Chiều của trục 2 là chiều ngược kim đồng hồ hay là chiều có hướng từ trên xuống dưới thì chiều quay của truc 1 sẽ là ngược lại từ dưới lên trên.

* 1. Tính phản lực tại các gối đỡ

- Sơ đồ phân bố lực:

A diagram of a machine

Description automatically generated

- Trong mặt phẳng thẳng đứng zy, phương trình cân bằng lực :

𝝨 : - - + = 0 [1]

𝝨 : + - = 0 [2]

: - 78 - 156. + 273. + .= 0 [3]

=> = = = 905,78 N [4]

Thay [4] vào [1] ta được :

= + - = 905,78 + 183,91 - 547,8 = 541,89 N

- Trong mặt phẳng ngang zx, phương trình cân bằng mômen:

: -78. + 156. = 0

=> = = = 238,175 N [5]

Thay [5] vào [2] ta được:

= - = 476,35 – 238,175 = 238,175 N

Từ đó ta thấy vì lực nằm đối xứng với hai ổ nên: = = = 238,175 N

* 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

- Momen tại các tiết diện của trục II được tính toán như sau:

- Mômem uốn tổng và mômem tương đươngứng với trục i và các tiết diện j được tính theo công thức:



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.

- Tại tiết diện ứng với điểm B:

+) = x 78 = 541,89 x 78 = 42267,42 (Nmm)

+) = x 78 = 238,175 x 78 = 18577,65 (Nmm)

+) T = 23550,9 Nmm

= = = 46169,95 (Nmm)

= = = 50474,23 (Nmm)

= = = 20 (mm)

Chọn theo tiêu chuẩn = 20(mm)

- Tại tiết diện ứng với điểm C có tiết diện nguy hiểm nhất:

+) = x 78 + ( = 541,89 x 78 + 357,98 x 78 = 70189,86 (Nmm)

+) = x 78 - x 78 = 238,175 x 78 - 238,175 x 78 = 0 (Nmm)

+) T = 23550,9 Nmm

= = = 70189,86 (Nmm)

= = = 73093,09 (Nmm)

= = = 22,63 (mm)

Chọn theo tiêu chuẩn = = 25 (mm)

- Tại tiết diện ứng với điểm D:

+) = 0 (Nmm)

+) = (Nmm)

+) T = 23550,9 Nmm

= = = 0 (Nmm)

= = = 20395,68 (Nmm)

= = = 14,79 (mm)

Chọn theo tiêu chuẩn = 15 (mm)

* 1. Thiết kế sơ bộ kết cấu trục

.

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. (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. (2)
3. Trần Văn Địch (2008). *Công nghệ chế tạo máy*. Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật. (3)
4. Ninh Đức Tốn (2007). *Dung sai lắp ghép.* Nhà xuất bản Giáo dục. (4)
5. Cơ sở thiết kế máy – Nguyễn Hữu Lộc (5)