

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

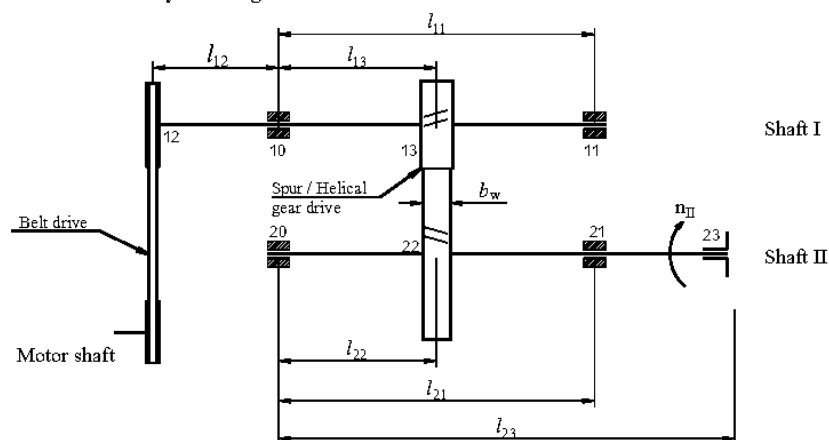
Đề (bản gốc) có chữ ký của Giảng viên hướng dẫn đóng thay thế vào vị trí trang này

PHENIKAA UNIVERSITY
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING & MECHATRONICS

MINOR PROJECT
Course Code: MEM703002
Class: Chi tiết máy-1-1-24(N01)
Semester: 2024.1

Project number: 1/P.MEM16.H1

A transmission system is given as:



- Working conditions and parameters are given as:

Service time: $L_h = 24000$ (hour)
Number of shifts: 2 (shift)
The tilt angle of the center line of the belt drive: 40° (Đai dẹt)
Load property: Va đập nhẹ
Coupling force on the shaft: 49.74 (N)

Shaft Params	Motor	I	II	Working
P (kW)	0.6	0.564	0.542	0.531
n (v/ph)	720	257.14	58.44	58.44
T (Nmm)	7958.3	20946.6	88571.2	86773.6
u		2.80	4.40	1

- Distances between the load positions are given by the formula as:

$$l_{12} = 5.b_w \quad l_{13} = l_{22} = 4.b_w \quad l_{11} = l_{21} = 2.l_{13} \quad l_{23} = l_{21} + 6.b_w$$

Requirements:

- + Performing the design calculation of the belt and gear drives
- + Performing the design calculation of the shaft: 1
- + Presenting the report on paper with A4 size.

Student: Hoàng Trung An.....22010740

Class: K16-KTCĐT_2

Instructor: Vũ Lê Huy

DEAN
(sign and full name)

LECTURER
(sign and full name)

Mục lục

TÓM TẮT	2
Lời nói đầu	3
Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai/xích (tùy theo đề).....	4
1.1 Chọn đai.....	4
1.2 Tính toán và xác định đường kính bánh đai.....	4
1.3 Tính khoảng cách trục.....	4
1.4 Tính chiều dài đai	5
1.5 Xác định tiết diện đai	5
Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ.....	9
2.1 Chọn vật liệu.....	9
2.2 Xác định ứng suất cho phép.....	9
2.3	9
2.4	9
2.5	9
Chương 3: Tính thiết kế trục	11
3.1 Chọn vật liệu chế tạo trục	11
3.2 Tính tải trọng tác dụng lên trục.....	11
3.3 Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực.....	11
3.4 Tính phản lực tại các gối đỡ.....	11
3.5 Vẽ biểu đồ mômen uốn M_x , M_y và xoắn T	11
3.6 Tính mômen uốn tổng M_{ij} và mômen tương đương M_{tdij}	11
3.7 Thiết kế sơ bộ kết cấu trục	11
KẾT LUẬN	12
Tài liệu tham khảo.....	13

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: $P_1 = 0.6 \text{ (kW)}$
- Mô men xoắn trên trục chủ động: $T_1 = 7958.3 \text{ (N.mm)}$
- Số vòng quay trên trục chủ động: $n_1 = 720 \text{ (vòng/phút)}$
- Tỷ số truyền của bộ truyền: $u = 2.8$
- Góc nghiêng bộ truyền so với phương nằm ngang: $\beta = 40^\circ$
- Bộ truyền làm việc 2 ca
- Tải trọng tĩnh, làm việc va đập nhẹ

1.1 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.

1.2 Tính toán và xác định đường kính bánh đai

-Đường kính bánh đai nhỏ:

$$d_1 = (5.2 \dots 6.4) \cdot \sqrt[3]{T_1} \approx 103.82 \dots 127.78 \text{ mm}$$

Chọn d_1 theo tiêu chuẩn $d_1 = 112 \text{ mm}$

-Chọn hệ số trượt $\varepsilon = 0.02$;

-Đường kính bánh đai lớn

$$d_2 = d_1 \times u \times (1 - \varepsilon) = 112 \times 2.8 \times (1 - 0.02) \approx 307.328 \text{ mm}$$

Chọn d_2 theo tiêu chuẩn $d_2 = 315 \text{ mm}$

- Tỷ số truyền mới theo giá trị tiêu chuẩn:

$$u = \frac{d_2}{d_1 \times (1 - \varepsilon)} = \frac{315}{112 \times (1 - 0.02)} = 2.87$$

1.3 Tính khoảng cách trục

-Khoảng cách trục:

$$a = (1.5 \div 2)(d_1 + d_2) = 640.5 \div 854 \text{ mm}$$

Lấy $a = 750 \text{ mm}$

1.4 Tính chiều dài đai

-Chiều dài đai:

$$l = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

$$l = 2 \times 750 + \frac{\pi(112 + 315)}{2} + \frac{(315 - 112)^2}{4 \times 750}$$

$$l \approx 2184.466 \text{ mm}$$

Để nối đai chọn chiều dài dây $l=2190\text{mm}$

-Vận tốc đai:

$$v = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60000} = \frac{\pi \times 112 \times 720}{60000} = 4.22 (\text{m/s}) < V_{\max} \text{ (thỏa mãn)}$$

-Số lần uốn của đai trong 1 giây:

$$i = \frac{v}{l} = \frac{4.22 \times 1000}{2190} \approx 1.927 < i_{\max} = 3 \div 5 \text{ (thỏa mãn)}$$

-Khoảng cách trục a theo l:

$$\lambda = l - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} = 1519.269$$

$$\Delta = \frac{(d_2 - d_1)}{2} = 101.5$$

$$a = \frac{(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2})}{4} = \frac{1519.269 + \sqrt{1519.269^2 - 8 \times 101.5^2}}{4} = 752.791 \text{ mm}$$

Lấy $a = 753\text{mm}$

-Góc ôm α_1 trên bánh đai nhỏ:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(d_2 - d_1)57^\circ}{a} = 164.63^\circ (\alpha_1 > 150^\circ \text{ thỏa mãn})$$

1.5 Xác định tiết diện đai

-Chiều dày tiêu chuẩn:

$$\text{Tỉ số } \frac{d_1}{\delta} = 40 \Rightarrow \delta = 2.8 \text{ chọn } \delta = 3 \text{ theo chuẩn.}$$

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

-Tính các hệ số C_i :

Hệ số ảnh hưởng đến góc ôm

$$C_{\alpha} = 1 - 0.003(180^{\circ} - \alpha_1) = 1 - 0.003(180^{\circ} - 164.63^{\circ}) = 0.954$$

Hệ số ảnh hưởng đến vận tốc

$$C_v = 1.04 - 0.0004 \times v^2 = 1.04 - 0.0004 \times 4.22^2 = 1.033$$

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

$$\beta \leq 60^{\circ} (\beta = 40) \Rightarrow C_b = 1$$

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

Lấy ứng suất căng ban đầu $\sigma_0 = 1.8 MPa$

Theo bảng 4.9. Trị số của hệ số k_1 và k_2 với $\sigma_0 = 1.8 MPa$ có $k_1=2.5$,

$k_2=10.0$

$$[\sigma_F]_0 = k_1 - \frac{k_2 \times \delta}{d_1} = 2.5 - \frac{10 \times 3}{112} = 2.23 MPa$$

-Ứng suất có ích cho phép ứng với khi cho đai làm việc với $\psi = \psi_0$

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \times C_{\alpha} \times C_v \times C_b = 2.23 \times 0.954 \times 1.033 \times 1 = 2.197 MPa$$

.Chiều rộng đai

Lấy $k_d=1.2$ ($k_d=1.1$ với động cơ loại I và thêm 0.1 làm việc 2 ca)

$$b = \frac{1000 \times P \times k_d}{\delta \times v \times [\sigma_F]} = \frac{1000 \times 0.6 \times 1.2}{3 \times 4.22 \times 2.197} = 25.886 mm$$

Theo chuẩn lấy $b = 30mm$

Chọn bề rộng bánh đai theo tiêu chuẩn B=

1.6 Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục

-Lực căng ban đầu : $F_0 = \sigma_0 \times \delta \times b = 1.8 \times 3 \times 30 = 162 N$

-Lực tác dụng lên trục: $F_r = 2 \times F_0 \times \sin(\frac{\alpha_1}{2}) = 2 \times 162 \times \sin(\frac{164.63}{2}) = 321.089 N$

-Lực vòng có ích: $F_t = \frac{1000 \times P_1}{v_1} = \frac{1000 \times 0.6}{4.22} = 142.18 N$

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

Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt trơn

$$f_{\min} = \frac{1}{\alpha} \times \ln\left(\frac{2 \times F_0 + F_t}{2 \times F_0 - F_t}\right) = \frac{1}{50} \times \ln\left(\frac{2 \times 162 + 142.18}{2 \times 162 - 142.18}\right) = 0.0188$$

-Ứng suất lớn nhất trong dây đai:

+Chọn $p=1400\text{kg/m}^3$ (khối lượng riêng của vật làm dây đai)

+Chọn $E=350\text{Mpa}$ (môđun đàn hồi đối với dây vải cao su)

$$\sigma_{\max} = \frac{F_0}{b \times \delta} + \frac{F_t}{2 \times b \times \delta} + p \times v^2 \times 10^{-6} + \frac{\delta}{d_1} \times E$$

$$\sigma_{\max} = \frac{162}{30 \times 3} + \frac{142.1}{2 \times 30 \times 3} + 1400 \times 4.22^2 \times 10^{-6} + \frac{\delta}{d_1} \times 350$$

$$\sigma_{\max} = 11.989 \text{ MPa}$$

-Tuổi thọ đai: $L_h = \frac{\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}}\right)^m}{2.3600 \times i} \times 10^7 = 24000 h$

Tổng hợp các thông số của bộ truyền xích:

Thông số	Ký hiệu	Giá trị
Loại xích	----	Xích ống con lăn
Bước xích	p	25,4 (mm)
Số mắt xích	x	118
Chiều dài xích	L	2997,2 (mm)
Khoảng cách trục	a	1014 (mm)
Số răng đĩa xích nhỏ	z_1	25
Số răng đĩa xích lớn	z_2	50
Vật liệu đĩa xích	Thép 45	$[\sigma_H] = 600 \text{ (MPa)}$
Đường kính vòng chia đĩa xích nhỏ	d_1	202,66 (mm)
Đường kính vòng chia đĩa xích lớn	d_2	404,52 (mm)
Đường kính vòng đỉnh đĩa xích nhỏ	d_{a1}	213,76 (mm)

Đường kính vòng đỉnh đĩa xích lớn	d_{a2}	416,42 (mm)
Bán kính đáy	R	8,03 (mm)
Đường kính chân răng đĩa xích nhỏ	d_{f1}	186,6 (mm)
Đường kính chân răng đĩa xích nhỏ	d_{f2}	388,46 (mm)
Lực tác dụng lên trục	F_r	2257,62 (N)

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: $T_1 = 28536,1 \text{ Nmm}$
- Tốc độ bánh răng chủ động: $n_1 = 318,6 \text{ vòng/phút}$
- Tỷ số truyền của bộ truyền: $u = 4$
- Thời gian phục vụ: $L_h = 13000 \text{ giờ}$
- Bộ truyền làm việc 3 ca
- Tải trọng tĩnh, làm việc va đập nhẹ

2.1 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: $HB=170 \div 217 \Rightarrow$ chọn $HB1=190$

Giới hạn bền $\sigma_b1=600 \text{ (MPa)}$

Giới hạn chảy $\sigma_{ch1}=340 \text{ (MPa)}$

- Vật liệu bánh răng lớn:

Nhãn hiệu thép: 45

Chế độ nhiệt luyện: Thường hóa

Độ rắn: $HB=170 \div 217 \Rightarrow$ chọn $HB2=180$

Giới hạn bền $\sigma_b2=600 \text{ (MPa)}$

Giới hạn chảy $\sigma_{ch2}=340 \text{ (MPa)}$

2.2 Xác định ứng suất cho phép

.

2.3

...

2.4

...

2.5

...

Tổng hợp các thông số của bộ truyền bánh răng:

Thông số	Kí hiệu	Giá trị
Khoảng cách trục chia	a	115 (mm)
Khoảng cách trục	a_w	115 (mm)
Số răng	z_1	23
	z_2	90
Đường kính vòng chia	d_1	46,84 (mm)
	d_2	183,16 (mm)
Đường kính vòng lăn	d_{w1}	46,84 (mm)
	d_{w2}	183,16 (mm)
Đường kính đỉnh răng	d_{a1}	50,84 (mm)
	d_{a2}	187,16 (mm)
Đường kính đáy răng	d_{f1}	41,84 (mm)
	d_{f2}	178,16 (mm)
Đường kính cơ sở	d_{b1}	44,02 (mm)
	d_{b2}	172,11 (mm)
Hệ số dịch chỉnh	x_1	0
	x_2	0
Góc profin gốc	α	20°
Góc profin răng	α_t	$20,32^\circ$
Góc ăn khớp	α_{tw}	$20,32^\circ$
Hệ số trùng khớp ngang	ε_α	1,68
Hệ số trùng khớp dọc	ε_β	1,02
Môđun pháp	m	2 (mm)
Góc nghiêng của răng	β	$10,58^\circ$
Bề rộng răng	b_w	35 (mm)

Chương 3: Tính thiết kế trục

Yêu cầu tính toán thiết kế trục:

- Trục yêu cầu: trục I/II
- Mô men xoắn trên trục: $T_{I/II} = 28536,1 \text{ Nmm}$

3.1 Chọn vật liệu chế tạo trục

Chọn vật liệu chế tạo trục là thép 45 thường hóa có $\sigma_b = 600 \text{ (MPa)}$, ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 15 \dots 20 \text{ (MPa)}$

Chọn $[\tau]_1 = 15 \text{ MPa}$, $[\tau]_2 = 20 \text{ MPa}$.

3.2 Tính tải trọng tác dụng lên trục

.

3.3 Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực

.

3.4 Tính phản lực tại các gối đỡ

.

3.5 Vẽ biểu đồ mômen uốn M_x , M_y và xoắn T

.

3.6 Tính mômen uốn tổng M_{ij} và mômen tương đương M_{tdij}

Chỉ tính cho trục được yêu cầu tính chi tiết.

.

3.7 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.
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 Tồn (2007). *Dung sai lắp ghép*. Nhà xuất bản Giáo dục.