

TUYÊN BỐ BẢN QUYỀN:

Tài liệu này thuộc loại sách giáo trình nên các nguồn thông tin có thể được phép dùng nguyên bản hoặc trích dùng cho các mục đích về đào tạo và tham khảo.

Mọi mục đích khác mang tính lệch lạc hoặc sử dụng với mục đích kinh doanh thiếu lành mạnh sẽ bị nghiêm cấm.

LỜI GIỚI THIỆU

Môn học Đồ án Nguyên lý – Chi tiết máy là nội dung không thể thiếu trong nhiều chương trình đào tạo nghề cơ khí. Môn học có sự gắn kết chặt chẽ giữa lý thuyết với thực nghiệm, là khâu nối giữa phần bồi dưỡng kiến thức khoa học cơ bản với bồi dưỡng kiến thức chuyên môn.

Vì vậy, Đồ án Nguyên lý – Chi tiết máy được biên soạn để làm tài liệu học tập cho sinh viên ngành cơ khí trình độ cao đẳng, đồng thời làm tài liệu để giảng dạy và tham khảo. Giáo trình cung cấp những kiến thức cơ sở cho người học về nguyên lý cấu tạo, động học, động lực học của cơ cấu và máy; những vấn đề cơ bản trong thiết kế chi tiết máy; tính toán, thiết kế, kiểm nghiệm các chi tiết máy hoặc bộ phận máy thông dụng đơn giản. Tuy nhiên, nội dung của giáo trình được lược bớt những phần mang tính chất tham khảo về mặt lý thuyết và bổ sung những kiến thức mang tính chất thực tế ứng dụng để phù hợp với trình độ đào tạo nghề.

Nội dung giáo trình gồm : 6 chương

Tác giả xin chân thành cảm ơn sự giúp đỡ quý báu của các đồng nghiệp trong quá trình biên soạn. Để giáo trình ngày càng hoàn thiện hơn, rất mong nhận được ý kiến đóng góp của các đọc giả.

TP.Hồ Chí Minh, ngày tháng năm 2018

Chủ biên: Nguyễn Thanh Giang

Mục Lục

Trang

MỞ ĐẦU. GIỚI THIỆU HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG CƠ KHÍ – GIAO ĐỀ TÀI.....	7
MÃ CHƯƠNG/ BÀI: CKC119-0.....	7
GIỚI THIỆU	7
MỤC TIÊU:.....	7
NỘI DUNG CHÍNH:	7
1. CHỨC NĂNG, PHÂN LOẠI VÀ YÊU CẦU CỦA HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG CƠ KHÍ	7
1.1. CHỨC NĂNG CỦA HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG CƠ KHÍ	7
1.2. PHÂN LOẠI CỦA HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG CƠ KHÍ	7
1.3.YÊU CẦU CỦA HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG CƠ KHÍ	8
2.HỘP GIẢM TỐC	8
2.1. KHÁI NIỆM CHUNG	8
2.2. CÁC LOẠI HỘP GIẢM TỐC THÔNG DỤNG	8
3. GIỚI THIỆU CÁC BỘ TRUYỀN ĐIỀN HÌNH.....	8
3.1. HGT BÁNH RĂNG TRỤ.....	8
3.2.2. HGT BÁNH RĂNG CÔN VÀ CÔN TRỤ.....	8
3.2.3. HGT TRỤC VÍT	9
4. PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN VÀ HIỆU SUẤT CÁC BỘ TRUYỀN.....	11
4.1 TỶ SỐ TRUYỀN CHUNG CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG:.....	11
4.2 HIỆU SUẤT CHUNG CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG	11
CHƯƠNG 1. TÍNH TOÁN CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA HỆ DẪN ĐỘNG	12
MÃ CHƯƠNG/ BÀI: CKC119-1	12
GIỚI THIỆU:.....	12
MỤC TIÊU:.....	12
NỘI DUNG CHÍNH:	12
1.1 CHỌN ĐỘNG CƠ ĐIỆN.....	12
1.1.1 XÁC ĐỊNH CÔNG SUẤT YÊU CẦU	12
1.1.2 XÁC ĐỊNH SỐ BỘ SỐ VÒNG QUAY ĐỒNG BỘ CỦA ĐỘNG CƠ ĐIỆN.....	13
1.1.3 CHỌN ĐỘNG CƠ ĐIỆN.....	13
1.2 TÍNH TOÁN ĐỘNG HỌC	13
1.2.1 XÁC ĐỊNH TỈ SỐ TRUYỀN CỦA HỆ DẪN ĐỘNG	13
1.2.2 PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN CỦA HỆ DẪN ĐỘNG CHO CÁC BỘ TRUYỀN	14
1.2.3 XÁC ĐỊNH CÔNG SUẤT, MÔMEN , SỐ VÒNG QUAY TRÊN CÁC TRỤC VÀ LẬP BẢNG THÔNG SỐ THEO MẪU	14
CHƯƠNG 2. THIẾT KẾ CÁC BỘ TRUYỀN	16
MÃ CHƯƠNG/ BÀI: CKC119-2.....	16
GIỚI THIỆU:.....	16
MỤC TIÊU:.....	16

NỘI DUNG CHÍNH:	16
2.1 THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI THANG (HOẶC ĐAI DỆT).....	16
2.1.1 CHỌN LOẠI ĐAI VÀ TIẾT DIỆN ĐAI.....	16
2.1.2 XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CỦA BỘ TRUYỀN	17
2.1.3 XÁC ĐỊNH SỐ ĐAI Z	17
2.1.4 XÁC ĐỊNH LỰC CĂNG BAN ĐẦU VÀ LỰC TÁC DỤNG LÊN TRỤC.....	18
2.2 THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH	18
2.2.1 CHỌN SỐ RĂNG ĐĨA XÍCH	18
2.2.2 XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CỦA XÍCH VÀ BỘ TRUYỀN	18
2.2.5 XÁC ĐỊNH LỰC TÁC DỤNG LÊN TRỤC	19
2.3 THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG	19
2.3.1 CHỌN VẬT LIỆU	19
2.3.2 XÁC ĐỊNH ỨNG SUẤT CHO PHÉP	19
2.3.3 TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN CẤP NHANH	20
2.3.4 TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN CẤP CHẬM	21
CHƯƠNG 3. THIẾT KẾ CÁC TRỤC, TÍNH VÀ CHỌN THEN	7
MÃ CHƯƠNG/ BÀI: CKC119-3.....	7
GIỚI THIỆU:.....	7
MỤC TIÊU:	7
NỘI DUNG CHÍNH:	7
3.1 TÍNH TOÁN THIẾT KẾ TRỤC	7
3.1.1 CHỌN VẬT LIỆU	7
3.1.2 XÁC ĐỊNH TẢI TRỌNG TÁC DỤNG LÊN TRỤC VÀ VẼ SƠ ĐỒ LỰC TÁC DỤNG LÊN TRỤC.....	7
3.1.3 TÍNH SƠ BỘ ĐƯỜNG KÍNH TRỤC.....	17
3.1.4 XÁC ĐỊNH KHOẢNG CÁCH GIỮA CÁC GỐI ĐỖ VÀ ĐIỂM ĐẶT LỰC VÀ VẼ PHÁC SƠ ĐỒ HỘP GIẢM TỐC.....	17
3.1.5 XÁC ĐỊNH ĐƯỜNG KÍNH VÀ CHIỀU DÀI CÁC ĐOẠN TRỤC	17
3.2 TÍNH VÀ CHỌN THEN	18
3.2.1 CHỌN LOẠI THEN.....	18
3.2.2 TÍNH KIỂM NGHIỆM ĐỘ BỀN THEN.....	18
CHƯƠNG 4. LỰA CHỌN Ổ VÀ NỐI TRỤC	7
MÃ CHƯƠNG/ BÀI: CKC119-4.....	7
GIỚI THIỆU:.....	7
MỤC TIÊU:	7
NỘI DUNG CHÍNH:	7
4.1 TÍNH TOÁN, LỰA CHỌN Ổ	7
4.1.1 CHỌN LOẠI Ổ LĂN	7
4.1.2 CHỌN SƠ ĐỒ KÍCH THƯỚC Ổ.....	7
4.1.3 TÍNH KIỂM NGHIỆM KHẢ NĂNG TẢI CỦA Ổ.....	8
4.2 CHỌN NỐI TRỤC.....	9
4.2.1 CÁC THÔNG SỐ YÊU CẦU	9
4.2.2 CHỌN NỐI TRỤC, CÁC THÔNG SỐ KÍCH THƯỚC CỦA NỐI TRỤC	9

CHƯƠNG 5. THIẾT KẾ VỎ HỘP VÀ BÔI TRƠN HỘP GIẢM TỐC	7
MÃ CHƯƠNG/ BÀI: CKC119-5.....	7
GIỚI THIỆU:.....	7
MỤC TIÊU:.....	7
NỘI DUNG CHÍNH:	7
5.1 THIẾT KẾ VỎ HỘP GIẢM TỐC.....	7
5.1.1 KẾT CẤU	7
5.1.2 CÁC KÍCH THƯỚC CƠ BẢN CỦA VỎ HỘP.....	8
5.2 BÔI TRƠN HỘP GIẢM TỐC	9
5.2.1 CÁC PHƯƠNG PHÁP BÔI TRƠN	9
5.2.2 CÁC LOẠI DẦU BÔI TRƠN.....	9
TÀI LIỆU THAM KHẢO	10

TÊN MÔN HỌC: ĐỒ ÁN NGUYÊN LÝ - CHI TIẾT MÁY

Mã môn học : CKC119

Vị trí, tính chất, ý nghĩa và vai trò của môn học:

- Vị trí:

+ Môn học bắt buộc sau khi sinh viên học Nguyên Lý-Chi Tiết Máy.

- Tính chất:

+ Là môn học kỹ thuật cơ sở bắt buộc, vừa mang tính chất lý thuyết và thực nghiệm.

+ Là môn học giúp cho sinh viên có khả năng tính toán, thiết kế, kiểm nghiệm các chi tiết máy hoặc bộ phận máy thông dụng đơn giản.

- Ý nghĩa và vai trò của môn học:

+ Môn học Đồ án Nguyên lý - Chi tiết máy cung cấp các kiến thức về nguyên lý, cấu tạo máy nói chung; công dụng, cấu tạo và tính toán các chi tiết máy thông dụng; làm nền tảng cho sinh viên tiếp thu kiến thức các môn học, môn chuyên ngành.

+ Làm cơ sở để sinh viên phát triển khả năng sáng tạo, thiết kế trong lĩnh vực chế tạo máy, tư duy phát triển nghề nghiệp.

Mục tiêu của môn học:

- Kiến thức: Hiểu được các thông số cơ bản của hệ truyền động như chọn được động cơ truyền dẫn phù hợp, phân phối tỷ số truyền động hợp lý theo yêu cầu thiết kế; xác định được công suất, mômen và số vòng quay trên các trục. Thiết kế được các bộ truyền đai, bộ truyền xích và bộ truyền bánh răng theo yêu cầu và đảm bảo các chỉ tiêu thiết kế. Thiết kế được các trục đảm bảo độ bền; tính và chọn then phù hợp với kết cấu.

- Kỹ năng: Tính toán, chọn được các ổ đỡ; thiết kế vỏ hộp đảm bảo độ bền, độ cứng vững, kết cấu hợp lý theo chỉ tiêu thiết kế máy. Giải thích được kết cấu sản phẩm, ứng dụng thực tế của sản phẩm.

- Mức độ tự chủ và trách nhiệm: Sinh viên phải có thái độ học tập nghiêm túc, phải hoàn thành nội dung học tập của cá nhân và theo nhóm do Giảng viên hướng dẫn yêu cầu.

Nội dung của môn học:

Số TT	Tên các bài trong môn học	Thời gian (giờ)			
		Tổng số	Lý thuyết	Thực hành / thực tập/ thí nghiệm/ bài tập/ thảo luận	Kiểm tra
1	Mở đầu. Giới thiệu hệ thống dẫn động cơ khí – Giao đề tài	3		3	
2	Chương 1. Tính toán các thông số cơ bản của hệ dẫn động	6		6	
3	Chương 2. Thiết kế các bộ truyền	12		12	
4	Chương 3. Thiết kế các trục, tính và chọn then	9		9	
5	Chương 4. Lựa chọn ổ và nối trục	3		3	
6	Chương 5. Thiết kế vỏ hộp và bôi trơn hộp giảm tốc	6		6	
7	Chương 6. Vẽ bản vẽ lắp, bản vẽ chế tạo chi tiết	6		6	
	Tổng	45		45	

MỞ ĐẦU. GIỚI THIỆU HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG CƠ KHÍ – GIAO ĐỀ TÀI

Mã chương/ bài: CKC119-0

Giới thiệu

Phần mở đầu giới thiệu chức năng, phân loại và yêu cầu của hệ thống dẫn động cơ khí ,giới thiệu các bộ truyền điển hình của hộp giảm tốc cũng như cách phân phối tỷ số truyền và hiệu suất các bộ truyền.

Mục tiêu:

Sau khi sinh viên học xong phải :

- Trình bày được các thông số cơ bản của hệ truyền động như chọn được động cơ truyền dẫn phù hợp, phân phối tỷ số truyền động hợp lý theo yêu cầu thiết kế; xác định được công suất, mômen và số vòng quay trên các trục.
- Biết vận dụng các công thức công suất, tỉ số truyền ... của hệ thống dẫn động cơ khí vào đề tài được giao.
- Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1. Chức năng, phân loại và yêu cầu của hệ thống dẫn động cơ khí

1.1. Chức năng của hệ thống dẫn động cơ khí

Truyền công suất, chuyển động từ nguồn (động cơ) đến bộ phận công tác.

- Thay đổi dạng và quy luật chuyển động: liên tục thành đơn gián đoạn , quay thành tịnh tiến và ngược lại, thay đổi phương chiều chuyển động...
- Biến đổi chuyển động nhanh thành chậm(giảm tốc), chậm thành nhanh (tăng tốc), thay đổi tốc độ phân cấp (hộp tốc độ) hoặc vô cấp (bộ biến tốc).

1.2. Phân loại của hệ thống dẫn động cơ khí

Truyền động cơ khí được chia ra :

- + Truyền động bằng ma sát : truyền động bánh ma sát , truyền động đai
- + Truyền động bằng ăn khớp : truyền động bánh răng, trục vít – bánh vít , xích , vít – đai ốc...

1.3. Yêu cầu của hệ thống dẫn động cơ khí

+ Đảm bảo làm việc theo đúng yêu cầu kỹ thuật và thông số thiết kế ban đầu cũng như mục tiêu đề ra.

2. Hộp giảm tốc

2.1. Khái niệm chung

Hộp giảm tốc là cơ cấu truyền động bằng ăn khớp trực tiếp có tỷ số truyền không đổi và dùng để giảm vận tốc góc tăng mômen xoắn. (Một loại cơ cấu tương tự nhưng được dùng để tăng vận tốc góc, giảm mômen xoắn gọi là hộp tăng tốc).

2.2. Các loại hộp giảm tốc thông dụng

+ Theo số các bộ truyền trong hộp, HGT được phân thành một cấp và nhiều cấp.

+ Theo loại truyền động, HGT được phân thành HGT bánh răng trụ, HGT bánh răng côn, HGT bánh răng côn - trụ, HGT trục vít, HGT trục vít- bánh răng, HGT bánh răng - trục vít, HGT bánh răng hành tinh, HGT bánh răng sóng vv...

3. Giới thiệu các bộ truyền điển hình

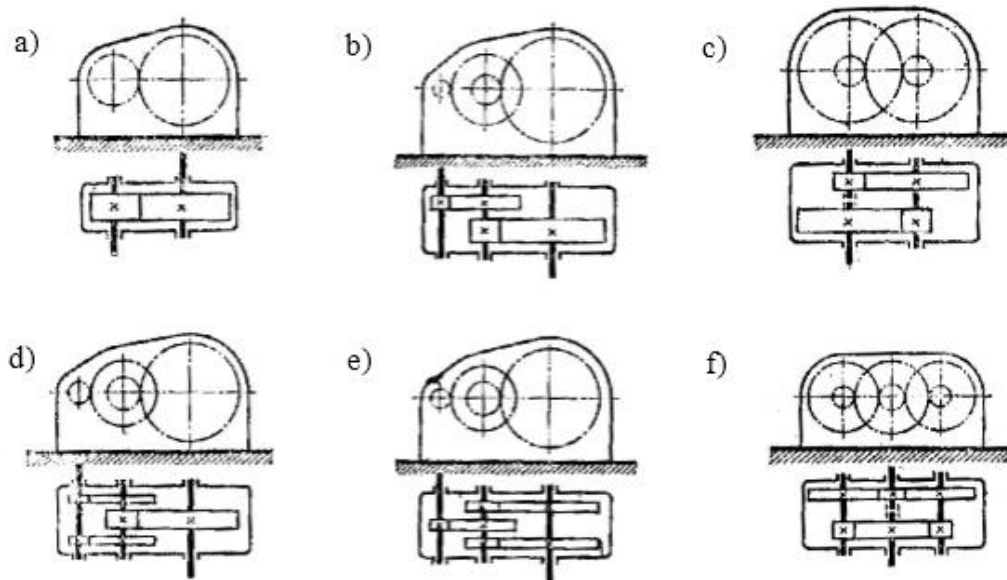
3.1. HGT bánh răng trụ

HGT bánh răng trụ được dùng rộng rãi hơn cả nhờ các ưu điểm: tuổi thọ và hiệu suất cao, kết cấu đơn giản, phạm vi tải trọng và vận tốc cho phép khá rộng.

HGT bánh răng trụ một cấp (hình a): thường dùng khi $u \leq 7 \div 8$.

HGT bánh răng trụ hai cấp (hình b, c, d, e): dùng rất phổ biến khi $u = 8 \div 40$.

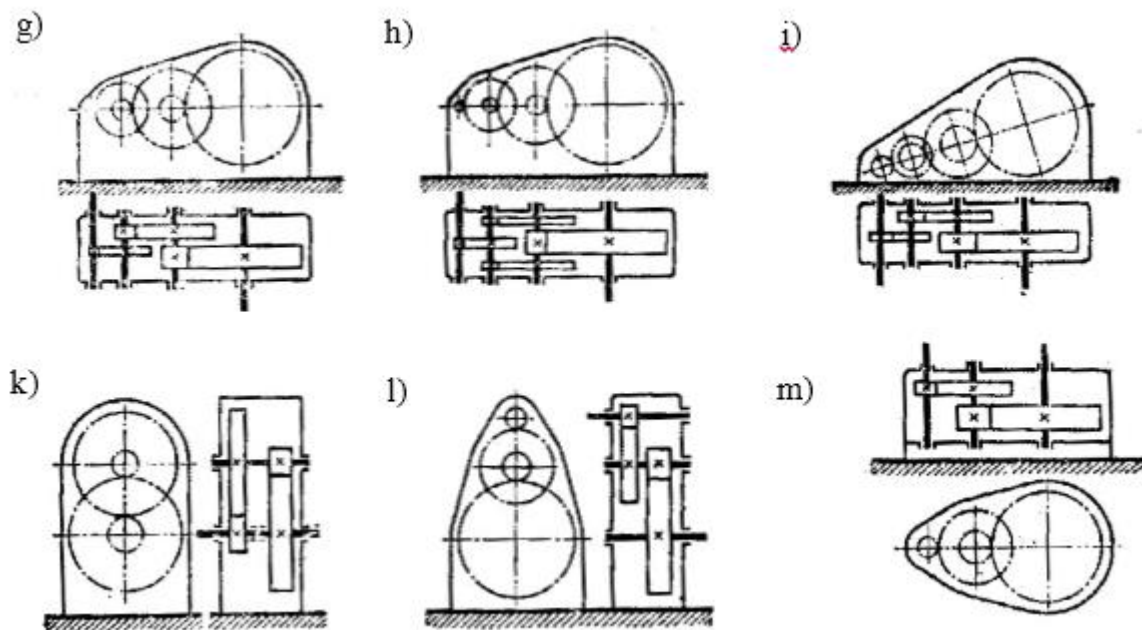
Loại HGT này thường được bố trí theo 3 sơ đồ sau đây:



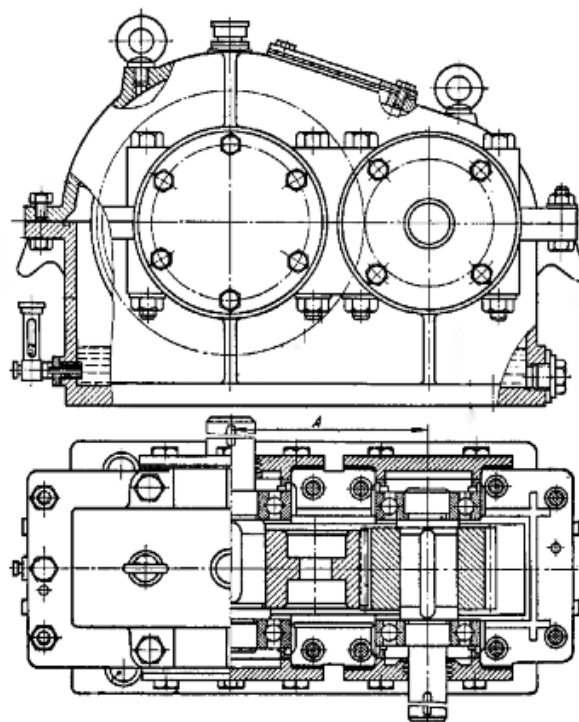
a) một cấp; b) hai cấp khai triển; c) hai cấp đồng trục; d) hai cấp phân đôi cấp nhanh;

e) hai cấp phân đôi cấp chậm; f) hai cấp đồng trục phân nhánh;

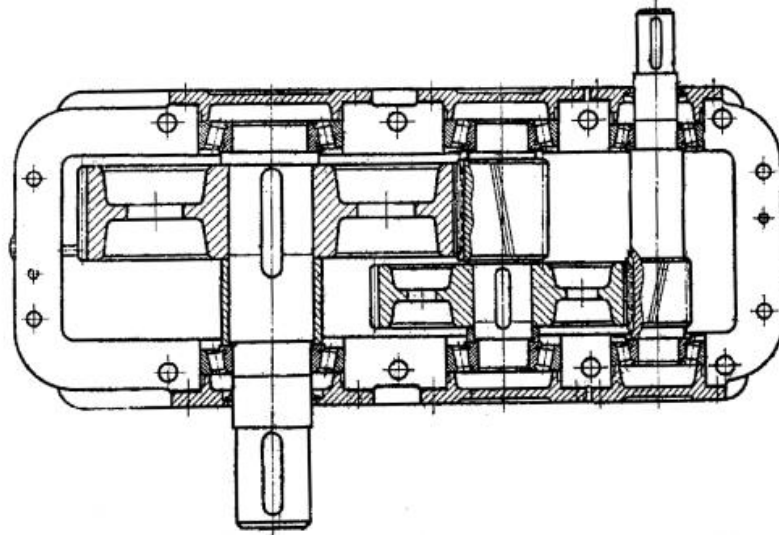
g) ba cấp khai triển; h) ba cấp phân đôi; i) ba cấp khai triển mặt phân hộp nghiêng; k) hai cấp đồng trục hai mặt phân hộp.



Hình : Sơ đồ HGT bánh răng thông dụng



Hình: Sơ đồ HGT bánh răng trụ một cấp

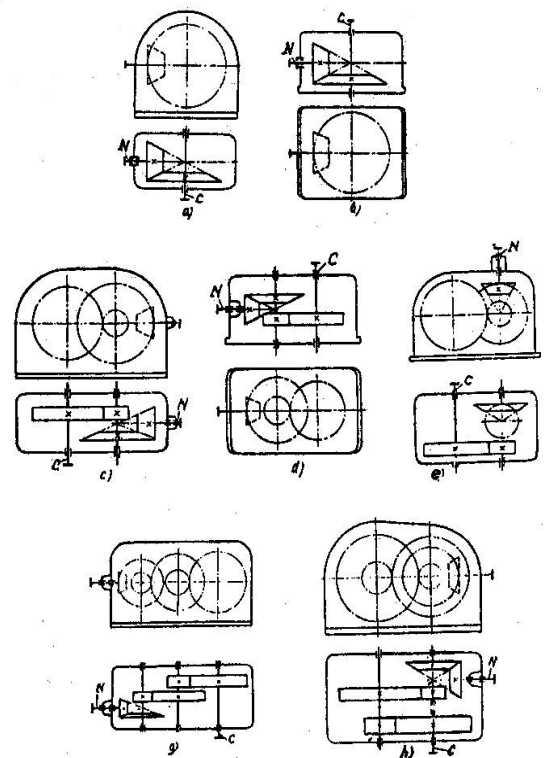


Hình : Sơ đồ HGT bánh răng trụ hai cấp triển khai

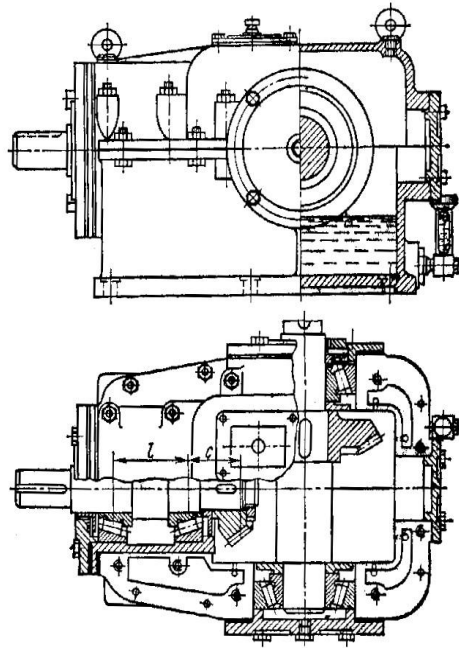
3.2.2. HGT bánh răng côn và côn trụ

3.2.2.1. HGT bánh răng côn (hình a, b): truyền chuyển động và mômen xoắn giữa hai trục giao nhau (góc giữa hai trục thường là 90° trên mặt phẳng nằm ngang). Loại hộp này thường truyền với tỉ số truyền $u \leq 3$ khi răng thẳng, với $u \leq 6$ khi răng nghiêng hoặc răng cung tròn.

3.2.2.2. HGT bánh răng côn – trụ hai cấp (hình c, d, e) với $u = 6,3 \div 40$, hoặc 3 cấp (hình g, h) với $u = 25 \div 75$. HGT bánh răng côn và côn-trụ có nhược điểm cơ bản là giá thành chế tạo đắt, lắp ghép điều chỉnh khó, khối lượng kích thước lớn hơn so với HGT bánh răng trụ cùng công suất truyền.



Hình : Sơ đồ HGT bánh răng côn và côn trụ



Hình : HGT bánh răng côn

3.2.3. HGT trục vít

HGT trục vít (sơ đồ hình 2.8) được dùng để truyền chuyển động và mômen xoắn giữa các trục chéo nhau.

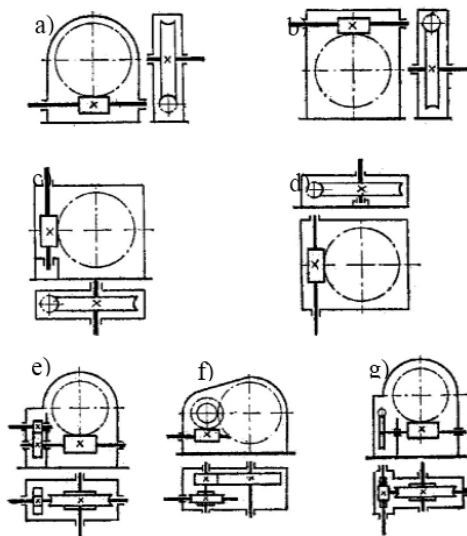
Trên hình 2.8a, b, c, d là sơ đồ của các HGT trục vít một cấp, hình 2.8e, f, g lần lượt là sơ đồ HGT bánh răng-trục vít, HGT trục vít-bánh răng và HGT trục vít hai cấp.

3.2.3.1. HGT trục vít một cấp

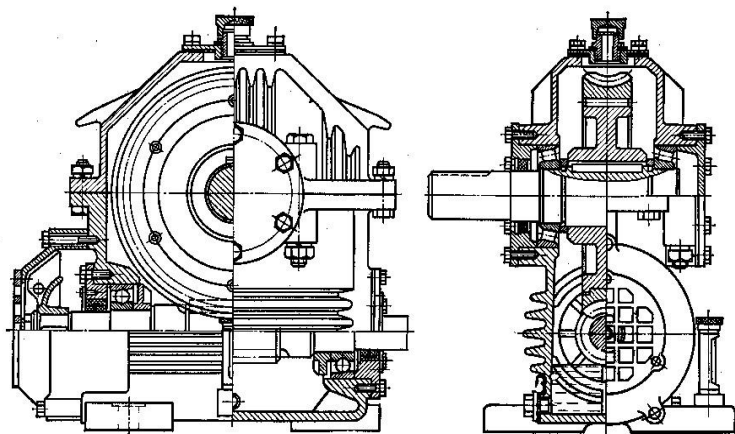
Dùng khi tỷ số truyền $u = 6,5 \div 80$. Trong đó, hộp có trục vít đặt dưới (hình 2.8a) được dùng khi vận tốc $v = 4 \div 5$ m/s, bôi trơn vùng ăn khớp bằng cách ngâm trục vít trong dầu. Hộp có trục vít đặt trên (hình 2.8b) được dùng khi vận tốc $v > 5$ m/s, bôi trơn vùng ăn khớp bằng cách ngâm bánh vít trong dầu và phải có thiết bị riêng để bôi trơn ổ trục vít. Loại hộp có sơ đồ như hình 2.8c, d ít dùng. Trên hình 2.9 là kết cấu của HGT trục vít một cấp.

3.2.3.2. HGT bánh răng- trục vít và HGT trục vít-bánh răng

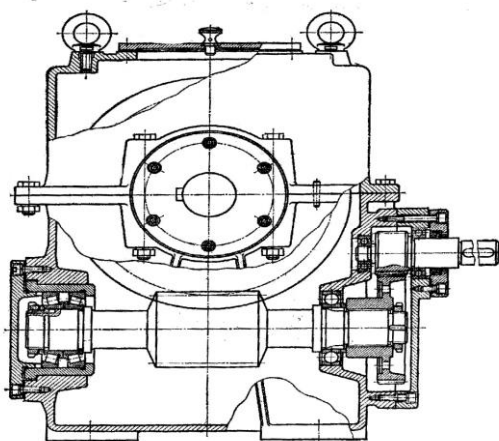
Thường sử dụng khi $u = 20 \div 315$, cá biệt có thể lấy $u = 480$. Trong đó HGT bánh răng-trục vít có kích thước nhỏ gọn hơn, có thể dùng động cơ có tốc độ quay cao hơn, lại có thể dùng đồng thanh không thiếc rẻ tiền hơn để chế tạo bánh vít; còn loại HGT trục vít-bánh răng có hiệu suất cao hơn, kích thước bánh vít nhỏ gọn hơn. Trên hình 2.10 là kết cấu của HGT bánh răng - trục vít.



Hình : HGT trực vít một cấp



Hình : Kết cấu HGT trực vít một cấp



Hình : Kết cấu HGT bánh răng trực vít

3.2.3.2. HGT trực vít hai cấp

Được sử dụng khi $u = 70 \div 25$, cá biệt có thể lên tới $u = 3600$. Với cấp nhanh trục vít nên đặt trên bánh vít còn đôi với cấp chậm trục vít nên đặt dưới

4. Phân phối tỷ số truyền và hiệu suất các bộ truyền

4.1 Tỷ số truyền chung của hệ thống truyền động:

$$u = \frac{n_{đc}}{n}$$

$$u = u_{đ} u_x u_{br} \dots$$

$u_{đ} u_x u_{br} \dots$ là tỷ số truyền của các bộ truyền đai, xích, bánh răng ...

Công suất cần thiết động cơ điện:

$$P_{ct} = \frac{P}{\eta_{ch}}$$

4.2 Hiệu suất chung của hệ thống truyền động

$$\eta_{ch} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \dots$$

$\eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \dots$ là hiệu suất của các bộ truyền và chi tiết trong hệ thống

Câu hỏi ôn tập

1. Khái niệm về hệ thống truyền dẫn cơ khí ?
2. Trình bày hộp giảm tốc ?
3. Phân loại hộp giảm tốc?
4. Trình bày các cơ cấu trong hộp tốc độ?

CHƯƠNG 1. TÍNH TOÁN CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA HỆ DẪN ĐỘNG

Mã chương/ bài: CKC119-1

Giới thiệu:

Chương này trang bị cho sinh viên có kiến thức về chọn động cơ điện và biết cách tính toán động học của hệ thống dẫn động cơ khí.

Mục tiêu:

Sau khi sinh viên học xong phải :

- Trình bày được các thông số cơ bản của hệ truyền động như chọn được động cơ truyền dẫn phù hợp, phân phối tỷ số truyền động hợp lý theo yêu cầu thiết kế; xác định được công suất, mômen và số vòng quay trên các trục.
- Tính toán công suất , hiệu suất chung của hệ thống , số vòng quay và tỉ số truyền để chọn được động cơ và tính toán động học của hệ thống dẫn động cơ khí.
- Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

1.1 Chọn động cơ điện

1.1.1 Xác định công suất yêu cầu

- Công suất cần thiết của động cơ: $P_{ct}=P_{td}/\Sigma\eta$

P_{td} : công suất tương đương

+ Công suất ra trên trục làm việc (công tác):

$$P_{lv} = \frac{F_t \cdot v}{1000} \text{ (kW)}$$

$$\text{Với: } v = \frac{\pi D n}{6 \cdot 10^4} = \frac{p \cdot Z \cdot n}{6 \cdot 10^4} \text{ (m/s)}$$

+ Tải trọng thay đổi theo bậc

$$P_{td} = P_{lv} \sqrt{\frac{\sum \left(\frac{T_i}{T}\right)^2 \cdot t_i}{\sum t_i}} \text{ (kW)}$$

+ Tải trọng không đổi (tải tĩnh)

$$P_{td} = P_{lv}$$

+ Hiệu suất chung của hệ thống

$$\Sigma\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_k$$

η_k : hiệu suất các bộ truyền, khớp nối và các cặp ổ lăn trong hệ thống

Bảng 1.1. Hiệu suất của bộ truyền hoặc ổ

Tên gọi	Hiệu suất của bộ truyền hoặc ổ	
	được che kín	để hở
Bộ truyền bánh răng trụ	0,96 - 0,98	0,93 - 0,95
Bộ truyền bánh răng côn	0,95 - 0,97	0,92 - 0,94
Bộ truyền trục vít		
- tự hãm	0,30 - 0,40	0,20 - 0,30
- không tự hãm với $Z_1 = 1$	0,70 - 0,75	
$Z_1 = 2$	0,75 - 0,82	
$Z_1 = 4$	0,87 - 0,92	
Bộ truyền xích	0,95 - 0,97	0,90 - 0,93
Bộ truyền bánh ma sát	0,90 - 0,96	0,70 - 0,88
Bộ truyền đai		0,95 - 0,96
Một cặp ổ lăn	0,99 - 0,995	
Một cặp ổ trượt	0,98 - 0,99	
<i>Chú thích: Trị số hiệu suất của các bộ truyền bánh răng cho trong bảng ứng với cấp chính xác 8 và 9. Khi dùng bộ truyền kín với cấp chính xác 6 và 7 thì tăng trị số trong bảng lên 1 ... 1,5 %.</i>		

1.1.2 Xác định sơ bộ số vòng quay đồng bộ của động cơ điện

- Số vòng quay sơ bộ của động cơ: $n_{sb} = n_{lv} \cdot u_n \cdot u_h$

+ Số vòng quay trục làm việc (công tác):

$$n_{lv} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v}{\pi D} \text{ (băng tải)}$$

$$n_{lv} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v}{Z \cdot p} \text{ (xích tải)}$$

+ Tỷ số truyền bộ truyền ngoài u_n (đai hoặc xích) (B2.4)

+ Chọn tỷ số truyền hộp giảm tốc u_h (B2.4)

Lưu ý nên chọn tỷ số truyền các bộ truyền sao cho n_{sb} của động cơ gần bằng các giá trị tiêu chuẩn của động cơ điện: 750vg/ph, 1000vg/ph, 1500vg/ph, 3000vg/ph (PL trang 236)

1.1.3 Chọn động cơ điện

Chọn động cơ thỏa điều kiện: $\begin{cases} P_{dc} \geq P_{ct} \\ n_{dc} \geq n_{sb} \end{cases}$ Phụ lục **P1.3** trang 236

1.2 Tính toán động học

1.2.1 Xác định tỉ số truyền của hệ dẫn động

- Tỷ số truyền chung cho toàn bộ hệ thống

$$u_{\Sigma} = \frac{n_{dc}}{n_{lv}}$$

Trong đó: n_{dc} - số vòng quay của động cơ đã chọn

n_{lv} - số vòng quay trên trục làm việc (công tác)

Với hệ thống dẫn động gồm nhiều bộ truyền mắc nối tiếp

$$u_{\Sigma} = \prod_{i=1}^n u_i = u_n u_h$$

u_n - tỷ số truyền các bộ truyền ngoài (đai hoặc xích)

u_h - tỷ số truyền hộp giảm tốc 1 cấp

1.2.2 Phân phối tỉ số truyền của hệ dẫn động cho các bộ truyền

Đối với bộ truyền đai ta nên chọn theo dãy số sau: **2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,56; 4**

Bộ truyền xích nên chọn **$2 \leq u_x \leq 3$**

Bảng 1.2. Tỉ số truyền thông dụng của các bộ truyền

<i>Loại truyền động</i>	<i>Tỷ số truyền nên dùng</i>
Hộp giảm tốc 1 cấp bánh răng trụ	3 ... 5,5
Hộp giảm tốc 1 cấp bánh răng côn	3 ... 4
Hộp giảm tốc 1 cấp trục vít	10 ... 40
Truyền động đai / truyền động xích	2 ... 3
<i>Lưu ý: Trong đề đồ án HGT 1 cấp, để giảm kích thước bộ truyền ngoài nhằm hài hòa kích thước hệ thống, tỉ số truyền của chúng không nên chọn lớn như [1] mà chỉ nên chọn từ 2 đến 3. Trong một số trường hợp có thể chọn < 2. Nên chọn $u_h > u_{ng}$</i> <i>Tỷ số truyền của bộ truyền bánh răng/trục vít nên ưu tiên chọn để dễ đảm bảo tỷ số truyền (ví dụ: BR chọn 3, 3.5, 4, 4.5...; trục vít chọn tỉ số truyền nguyên (khi dùng 1 mỗi ren) nguyên hoặc lẻ 0,5 (khi dùng 2 mỗi ren)</i>	

1.2.3 Xác định công suất, mômen , số vòng quay trên các trục và lập bảng thông số theo mẫu

- Tính công suất P_i và số vòng quay n_i trên các trục.
- Tính moment xoắn trên các trục T_i

$$T_i = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_i}{n_i} \text{ (N.mm)}$$

- Lập bảng thông số kỹ thuật của hệ thống:

Trục Thông số	ĐC	I	II	Trục công tác
Công suất P,kW				
Tỷ số truyền u				
Số vòng quay n, vòng/phút				
Moment xoắn T,Nmm				

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày cách xác định công suất yêu cầu?
2. Trình bày cách xác định sơ bộ số vòng quay đồng bộ của động cơ điện?
3. Trình bày cách chọn động cơ điện?

CHƯƠNG 2. THIẾT KẾ CÁC BỘ TRUYỀN

Mã chương/ bài: CKC119-2

Giới thiệu:

Chương này trang bị cho sinh viên có kiến thức về thiết kế bộ truyền đai, bộ truyền xích và bộ truyền bánh răng của hệ thống dẫn động cơ khí.

Mục tiêu:

Sau khi sinh viên học xong phải :

- Trình bày được các thông số cơ bản của bộ truyền đai thang (hoặc đai dẹt) và các công thức cơ bản của bộ truyền .
- Trình bày được các thông số cơ bản của bộ truyền xích và các công thức cơ bản của bộ truyền .
- Trình bày được các thông số cơ bản của bộ truyền bánh răng và các công thức cơ bản của bộ truyền .
- Tính toán được các thông số của bộ truyền đai thang (hoặc đai dẹt) , bộ truyền xích và bộ truyền bánh của hệ thống dẫn động cơ khí.
- Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

2.1 Thiết kế bộ truyền đai thang (hoặc đai dẹt)

2.1.1 Chọn loại đai và tiết diện đai

Khi thiết kế bộ truyền ta cần biết các thông số sau của trục dẫn: **P, n, u**

+ Đai thang được chế tạo thành vòng kín, có chiều dài L và tiết diện đai A được tiêu chuẩn hóa.TCVN 2332-78 quy định 6 loại đai thang thường Z,O,A,B,C,D.TCVN 3210-79 quy định 3 loại đai thang hẹp SPZ, SPA,SPB.

+ Chiều dài L đai theo dãy số tiêu chuẩn sau (mm): 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 4000, 5000, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000...

+ Đai thang tăng khả năng tải nhờ tăng f

Bảng 2.1 Kích thước mặt cắt đai, chiều dài đai, đường kính bánh đai các loại đai thang

Dạng đai	Ký hiệu	b _p , mm	b _u , mm	h, mm	y _a , mm	A, mm ²	Chiều dài đai, (mm)	T _i , N.m	d _i , mm
Đai thang	Z	8,5	10	6	2,1	47	400 + 2500	< 25	70 - 140
	A	11	13	8	2,8	81	560 + 4000	11 + 70	100 - 200
	B	14	17	10,5	4,0	138	800 + 6300	40 + 190	140 + 280
	C	19	22	13,5	4,8	230	1800 + 10600	110 + 550	250 + 400
	D	27	32	19	6,9	476	3150 + 15000	450 + 2000	320 + 630
	E	32	38	23,5	8,3	692	4500 + 18000	1100 + 4500	500 + 1000
Đai thang hẹp	SPZ	8,5	10	8	2	56	630 + 3550	< 500	< 150
	SPA	11	13	10	2,8	93	800 + 4500	90 + 400	90 + 400
	SPB	14	17	13	3,5	159	1250 + 8000	300 + 2000	300 + 2000

2.1.2 Xác định các thông số của bộ truyền

+ Chọn d₁ (B 4.13, B4.19 hoặc B4.21)

+ Tính vận tốc đai: $v = \pi d_1 n_1 / 60000 < 25 \text{ m/s}$

+ Tính d₂ theo công thức $d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \xi)$ rồi chọn d₂ theo tiêu chuẩn (B 4.21). Từ d₁, d₂ tiêu chuẩn tính lại u với sai lệch cho phép trong khoảng:

$$\Delta u = \frac{|u_t - u|}{u} 100\% \leq 4\%$$

$\xi = 0,01 \div 0,002$: hệ số trượt tương đối

(d₂ có thể chọn không theo tiêu chuẩn nên làm tròn tận cùng 0 hoặc 5)

+ Tính khoảng cách trục:

Định khoảng cách trục sơ bộ theo (B4.14)

$$\text{Tính chiều dài dây đai theo } a_{sb}: L \approx 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

chọn L theo tiêu chuẩn (B4.13)

Nghiệm số vòng chạy của đai trong 1 giây: $i = v/L < 10$

Tính a theo L tiêu chuẩn

Khoảng cách trục phải thỏa điều kiện (4.14)

Góc ôm bánh dẫn phải lớn hơn 120°

2.1.3 Xác định số đai Z

$$z \geq P_1 K_d / ([P_o] C_\alpha C_L C_u C_z)$$

Trong đó: K_d-hệ số tải trọng động (B 4.7)

$[P_o]$ - công suất cho phép (B 4.19)

C_α - hệ số góc ôm (B 4.15)

C_L -hệ số chiều dài đai (B 4.16)

C_u -hệ số tỉ số truyền (B 4.17)

C_z -hệ số phân bố tải lên các dây (B 4.18)

Chiều rộng bánh đai: $B=(z-1)t+2e$ (B4.21)

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

+ Lực căng ban đầu: $F_o=780P_1K_d/(vC_\alpha z)+F_v$ (F_v : 4.20)

+ Lực tác dụng lên trục: $F_r=2F_o z \sin(\alpha_1/2)$ (4.19)

2.2 Thiết kế bộ truyền xích

2.2.1 Chọn số răng đĩa xích

Khi thiết kế bộ truyền ta cần biết các thông số sau của trục dẫn: P, n, u

+ Chọn z_1 (B 5.4) hoặc dùng công thức $z_1=29-2u$

+ Tính $z_2 < 120$ răng

2.2.2 Xác định các thông số của xích và bộ truyền

+ Bước xích

Công suất tính toán: $P_t=PKK_zK_n \leq [P]$

Trong đó: $K=K_oK_a K_{dc}K_{bt}K_dK_c$ - hệ số làm việc (B 5.6)

$K_z=25/z_1$ -hệ số số răng

$K_n=n_{01}/n_1$ -hệ số số vòng quay (B 5.5)

Tra (B 5.5) tìm p_c ($P_t \leq [P]$).

+ Kiểm tra vòng quay tới hạn (B 5.8) (nếu $p > p_{\max}$ cho trong bảng 5.8 hoặc muốn bước xích nhỏ hơn có thể dùng xích nhiều dãy, khi đó bước xích được chọn từ điều kiện:

$$P_t = \frac{PKK_zK_n}{K_d} \leq [P]$$

K_d : hệ số phân bố không đều tải trọng cho các dãy xích

Số dãy xích	1	2	3	4
K_d	1	1,7	2,5	3

+ Khoảng cách trục sơ bộ $a=(30...50)p_c$

+ Tính số mắt xích theo (5.12), lấy X chẵn rồi tính lại a, giảm a 1 lượng
 $\Delta a = (0,002 \dots 0,004)a$

+ Kiểm nghiệm số lần va đập của bản lề xích trong 1 giây: $i = z_1 n_1 / (15X) < [i]$
 (B 5.9)

2.2.3 Tính kiểm nghiệm xích về độ bền

$$s = Q / (k_d F_t + F_o + F_v) \geq [s] \quad (5.15)$$

Trong đó: Q-tải trọng phá hủy (B 5.2)

k_d -hệ số tải trọng động (Tr 85)

$F_t = 1000P/v$ -lực vòng

$F_o = 9,81 k_f q \cdot a$ -lực căng ban đầu (Tr 85, B 5.2)

$F_v = qv^2$ -lực căng phụ

$[s]$ -hệ số an toàn cho phép (B 5.10)

2.2.4 Đường kính đĩa xích

+ Đường kính vòng chia của cặp đĩa xích: $d = p / \sin(\pi/z)$

2.2.5 Xác định lực tác dụng lên trục

+ Lực tác dụng lên trục: $F_r = k_x F_t$ (5.20)

k_x : hệ số kể đến trọng lượng xích (trang 88[1])

2.3 Thiết kế bộ truyền bánh răng

2.3.1 Chọn vật liệu

Thông số đầu vào: $T(Nmm)$, u , $n(vg/ph)$

(Thông số thiết kế nằm trên trục bánh răng chủ động)

Chọn vật liệu (B6.1)

Bánh nhỏ: C45 tôi cải thiện, độ cứng 250HB

Bánh lớn: C45 tôi cải thiện, độ cứng 240HB

2.3.2 Xác định ứng suất cho phép

❖ Ứng suất tiếp xúc cho phép: $[\sigma_H] = (\sigma_{Hlim}^o / S_H) Z_R Z_V K_{xH} K_{HL}$

Trong đó: $\sigma_{Hlim}^o = 2HB + 70$; $S_H = 1,1$ (B6.2)

K_{HL} -hệ số tuổi thọ xác định theo CT: $K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HO} / N_{HE}}$

Trong đó: $N_{HO} = 30HB^{2,4}$ -số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở

$N_{HE} = 60nL_h \sum (T_i / T_{max})^3 t_i / \sum t_i$ -số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương (nếu

$N_{HE} > N_{HO}$ thì lấy $N_{HE} = N_{HO}$ để tính, khi đó: $K_{HL} = 1$)

Z_R -hệ số xét đến độ nhám mặt răng (Tr 91) (sơ bộ $Z_R=1$)

Z_V -hệ số xét đến vận tốc vòng (Tr 91) (sơ bộ $Z_V=1$)

K_{xH} -hệ số xét đến kích thước bánh răng (Tr 91) (sơ bộ $K_{xH}=1$)

Sau cùng: $[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} \leq 1,25[\sigma_H]_{min}$ (br trụ răng nghiêng)

$$[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]) \text{ (br trụ răng thẳng)}$$

Sau khi có thông số thì tính lại $[\sigma_H]' = [\sigma_H] Z_R Z_V K_{xH}$

❖ Ứng suất uốn cho phép: $[\sigma_F] = (\sigma_{Flim}^o / S_F) Y_R Y_S K_{xF} K_{FL}$

Trong đó: $\sigma_{Flim}^o = 1,8HB$; $S_F = 1,75$ (B6.2)

K_{FL} -hệ số tuổi thọ xác định theo CT: $K_{FL} = \sqrt[6]{N_{FO}/N_{FE}}$

Trong đó: $N_{FO}=4 \cdot 10^6$ -số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở

$N_{FE}=60nL_h \sum (T_i/T_{max})^6 t_i / \sum t_i$ -số chu kỳ thay đổi ứng

suất tương đương (nếu $N_{FE} > N_{FO}$ thì lấy $N_{FE} = N_{FO}$ để tính, khi đó: $K_{FL}=1$)

Y_R -hệ số xét đến độ nhám mặt răng (Tr 92) (sơ bộ $Y_R=1$)

Y_S -hệ số xét đến độ nhay của vật liệu (Tr 92) (sơ bộ $Y_S=1$)

K_{xF} -hệ số xét đến kích thước bánh răng (Tr 92) (sơ bộ $K_{xF}=1$)

Sau khi có thông số thì tính lại $[\sigma_F]' = [\sigma_F] Y_R Y_S K_{xF}$

❖ Ứng suất quá tải cho phép (bảng 6.1)

Ứng suất tiếp xúc quá tải cho phép: $[\sigma_H]_{max} = 2,8\sigma_{ch2}$

Ứng suất uốn quá tải cho phép: $[\sigma_F]_{max} = 0,8\sigma_{ch}$

2.3.3 Tính toán bộ truyền cấp nhanh

❖ Xác định sơ bộ khoảng cách trục (6.15)

$$a = K_a(u + 1)^3 \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u \Psi_{ba}}}$$

Trong đó: K_a -hệ số phụ thuộc vật liệu bánh răng (B6.5)

Ψ_{ba} -hệ số chiều rộng vành răng (B6.6)

$K_{H\beta}$ -hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng (B6.7)

(Chọn Ψ_{ba} có trị số nhỏ, căn cứ sơ đồ B6.7; tính $\Psi_{bd} = 0,5\Psi_{ba}(u+1)$ rồi chọn

$K_{H\beta}$, Ψ_{ba} cấp chậm lớn hơn cấp nhanh (20-30)%)

❖ Xác định các thông số ăn khớp

+ Mô đun sơ bộ: $m = (0,01 \dots 0,02)a \rightarrow$ chọn m tiêu chuẩn (B6.8)

+ Góc nghiêng sơ bộ: $\beta=(8^0-20^0)$ (HGT phân đôi $\beta=(30^0-40^0)$)

+ Số răng bánh dẫn: $\frac{2a\cos 20^0}{m_n(u+1)} \leq z_1 \leq \frac{2a\cos 8^0}{m_n(u+1)}$

+ Số răng bánh bị dẫn: $z_2=uz_1 \rightarrow z_2$ nguyên

+ Tính lại u và β

+ Vận tốc dài của bánh răng: $v=\pi d_1 n_1/6.10^4$

❖ Các thông số và kích thước bộ truyền

+ Mô đun:.....

+ Đường kính chia:.....

+ Góc nghiêng răng:.....

+ Đường kính đỉnh răng...

+ Tỷ số truyền:.....

+ Đường kính đáy răng:.....

+ Số răng:.....

+ Chiều rộng vành răng:....

+ Khoảng cách trục:.....

2.3.4 Tính toán bộ truyền cấp chậm

❖ Xác định sơ bộ khoảng cách trục (6.15)

$$a = K_a(u+1)^3 \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u \Psi_{ba}}}$$

Trong đó: K_a -hệ số phụ thuộc vật liệu bánh răng (B6.5)

Ψ_{ba} -hệ số chiều rộng vành răng (B6.6)

$K_{H\beta}$ -hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng (B6.7)

(Chọn Ψ_{ba} có trị số nhỏ, căn cứ sơ đồ B6.7; tính $\Psi_{bd}=0,5\Psi_{ba}(u+1)$ rồi chọn

$K_{H\beta}$, Ψ_{ba} cấp chậm lớn hơn cấp nhanh (20-30)%)

❖ Xác định các thông số ăn khớp

+ Mô đun sơ bộ: $m=(0,01 \dots 0,02)a \rightarrow$ chọn m tiêu chuẩn (B6.8)

+ Góc nghiêng sơ bộ: $\beta=(8^0-20^0)$ (HGT phân đôi $\beta=(30^0-40^0)$)

+ Số răng bánh dẫn: $\frac{2a\cos 20^0}{m_n(u+1)} \leq z_1 \leq \frac{2a\cos 8^0}{m_n(u+1)}$

+ Số răng bánh bị dẫn: $z_2=uz_1 \rightarrow z_2$ nguyên

+ Tính lại u và β

+ Vận tốc dài của bánh răng: $v=\pi d_1 n_1/6.10^4$

❖ Các thông số và kích thước bộ truyền

- + Mô đun:.....
- + Góc nghiêng răng:.....
- + Tỉ số truyền:.....
- + Số răng:.....
- + Khoảng cách trục:.....
- + Đường kính vòng chia.....
- + Đường kính đỉnh răng.....
- + Đường kính đáy răng.....
- + Chiều rộng vành răng.....

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày cách chọn loại đai và tiết diện đai?
2. Trình bày cách xác định xác định các thông số của bộ truyền?
3. Trình bày cách thiết kế bộ truyền xích?
4. Trình bày cách thiết kế bộ truyền bánh răng

CHƯƠNG 3. THIẾT KẾ CÁC TRỤC, TÍNH VÀ CHỌN THEN

Mã chương/ bài: CKC119-3

Giới thiệu:

Chương này trang bị cho sinh viên có kiến thức về tính toán thiết kế trục , tính và chọn then.

Mục tiêu:

Sau khi sinh viên học xong phải :

- Trình bày được chọn vật liệu ,xác định tải trọng tác dụng lên trục .
- Trình bày được cách xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực.
- Trình bày được cách tính và chọn then.
- Trình bày được cách định đường kính và chiều dài các đoạn trục.
- Vẽ được sơ đồ lực tác dụng lên trục.vẽ phác sơ đồ hộp giảm tốc
- Vẽ phác sơ đồ hộp giảm tốc.
- Tính toán đường kính và chiều dài các đoạn trục
- Tính toán được các thông số để chọn then và tính kiểm nghiệm độ bền then.
- Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

3.1 Tính toán thiết kế trục

3.1.1 Chọn vật liệu

Vật liệu: Chọn thép 45 thường hóa có $\sigma_b=600\text{MPa}$, $[\tau]=12\dots 20\text{MPa}$)

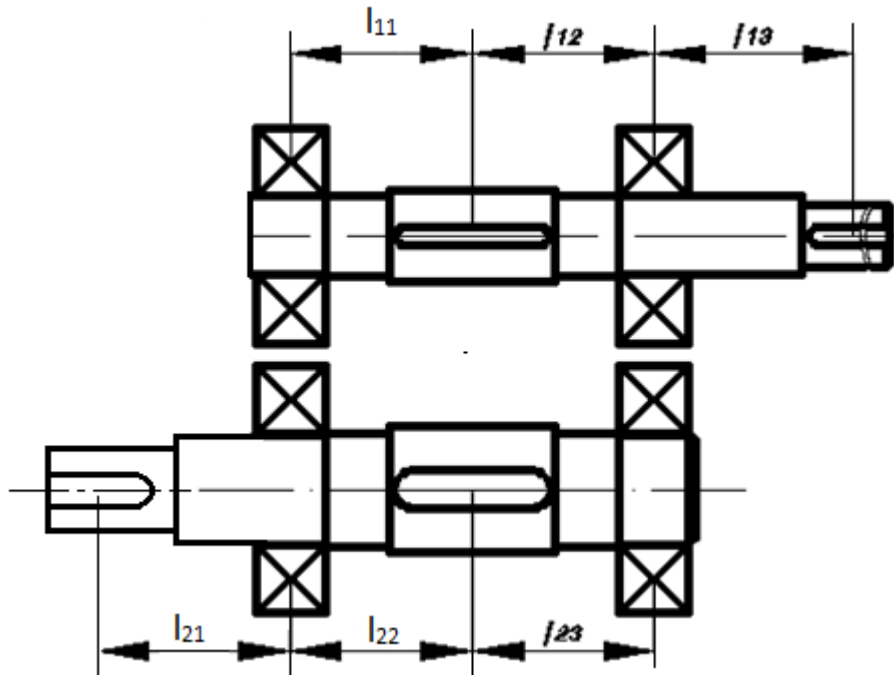
3.1.2 Xác định tải trọng tác dụng lên trục và vẽ sơ đồ lực tác dụng lên trục

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

Đường kính trục sơ bộ: $d \geq \sqrt[3]{T/(0,2[\tau])}$

Trong đó: $[\tau]=12\dots 20\text{MPa}$, lấy trị số nhỏ đối với trục vào, trị số lớn đối với trục ra($[\tau]_1=15\text{MPa}$, $[\tau]_2=[\tau]_3=20\text{MPa}$)

a. Hộp giảm tốc bánh răng trụ 1 cấp



Trục 1

$$l_{13} = 0,5l_{m1}(0,25l_{kn1}) + k_3 + h_n + b_o/2$$

$$l_{11} = l_{12} = l_{22} = l_{23}$$

Trục 2

$$l_{21} = 0,5l_{m2}(0,25l_{kn2}) + k_3 + h_n + b_o/2$$

$$l_{22} = l_{23} = 0,5l_{m2} + k_1 + k_2 + b_o/2$$

Trong đó: k_1 , k_2 , k_3 , h_n xem phần sau

$l_{m1} = (1,2-1,5)d_1$ là chiều dài mayo bánh đai

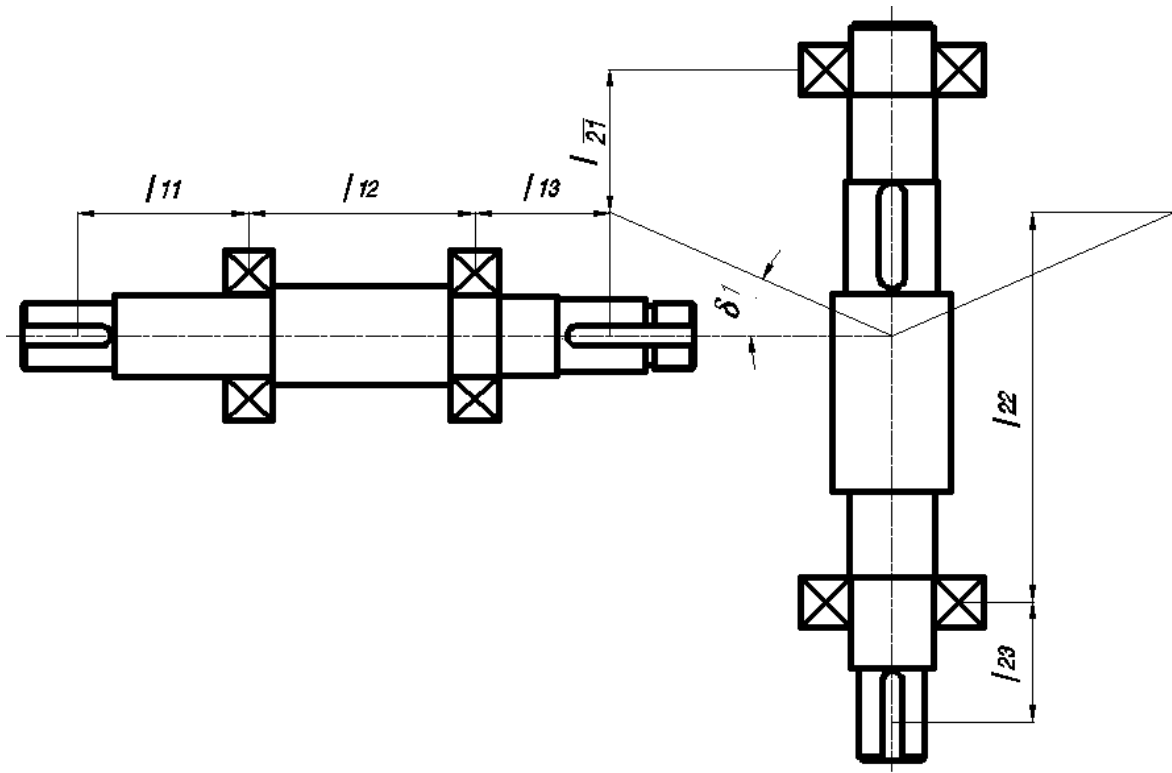
$l_{m2} = (1,2-1,5)d_2$ là chiều dài mayo bánh răng, đĩa xích

$l_{kn1} = L_1$ là chiều dài mayo khớp nối (B16.10)

$l_{kn2} = L_2$ là chiều dài mayo khớp nối (B16.10)

Chú ý: Chiều dài mayo phải lớn hơn hoặc bằng chiều rộng vành răng b . Nếu $l_m < b$ thì lấy $l_m = b$ để tính

b. Hộp giảm tốc bánh răng nón 1 cấp



Trục 1

$$l_{11} = 0,5l_{m1}(0,25l_{kn1}) + k_3 + h_n + b_o/2$$

$$l_{12} = (2,5 \dots 3)d_1$$

$$l_{13} = k_1 + k_2 + b_o/2 + l_{m1} - 0,5b \cos \delta_1$$

Trục 2

$$l_{21} = l_{m2} - 0,5b \sin \delta_1 + k_1 + k_2 + b_o/2$$

$$l_{23} = 0,5l_{m2}(0,25l_{kn2}) + k_3 + h_n + b_o/2$$

$$l_{22} = l_{21} + d_{m1}$$

Trong đó: k_1, k_2, k_3, h_n xem phần sau

$l_{m1} = (1,2-1,5)d_1$ là chiều dài mayo bánh đai

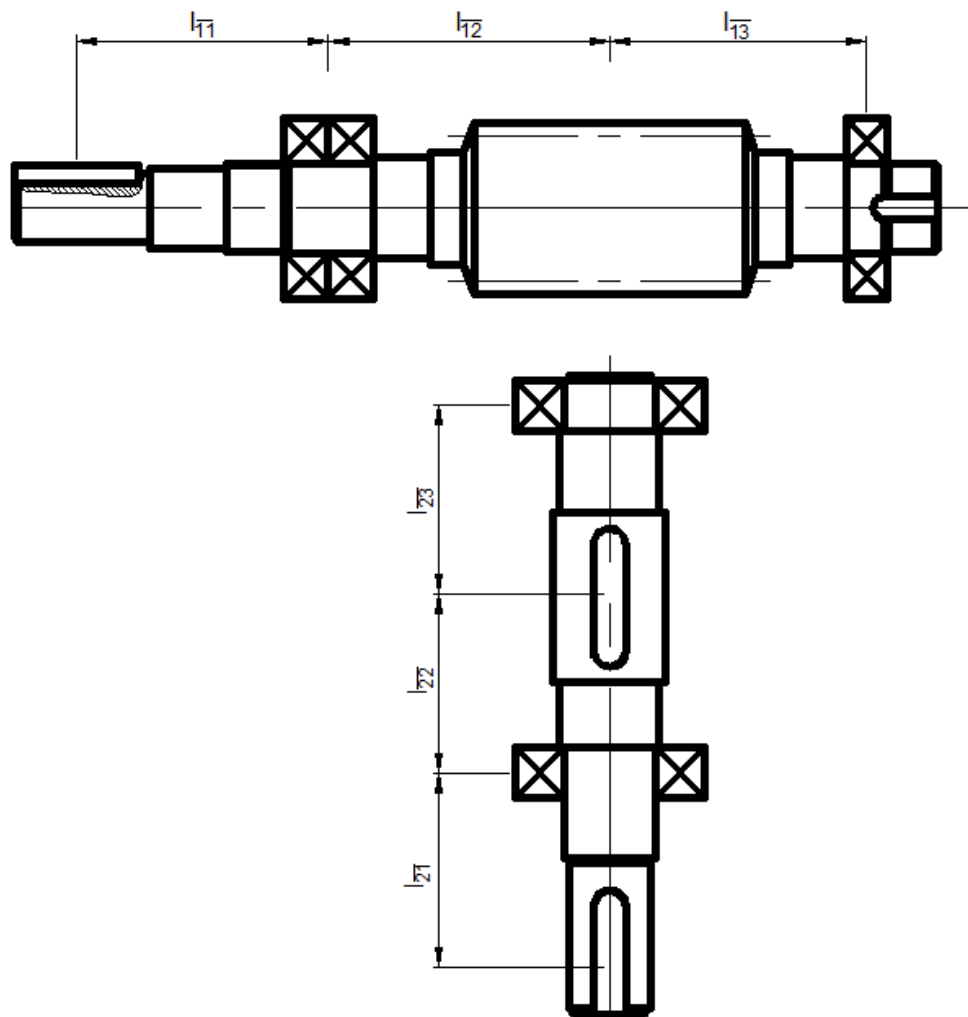
$l_{m2} = (1,2-1,5)d_2$ là chiều dài mayo bánh răng, đĩa xích

$l_{kn1} = L_1$ là chiều dài mayo khớp nối (B16.10)

$l_{kn2} = L_2$ là chiều dài mayo khớp nối (B16.10)

Chú ý: Chiều dài mayo phải lớn hơn hoặc bằng chiều rộng vành răng b . Nếu $l_m < b$ thì lấy $l_m = b$ để tính

c. Hộp giảm tốc trục vít 1 cấp



Trục 1

$$l_{11} = 0.5l_{m1} (0.25l_{kn1}) + k_3 + h_n + b_o$$

$$l_{12} = l_{13} = 0.5(0.9 \dots 1)d_{aM2}$$

Trục 2

$$l_{21} = 0.5l_{m2} (0.25l_{kn2}) + k_3 + h_n + b_o/2$$

$$l_{22} = l_{23} = 0.5l_{m2} + 0.5b_o + k_1 + k_2$$

Trong đó: k_1, k_2, k_3, h_n xem phần sau

$l_{m1} = (1,2-1,5)d_1$ là chiều dài mayo bánh đai

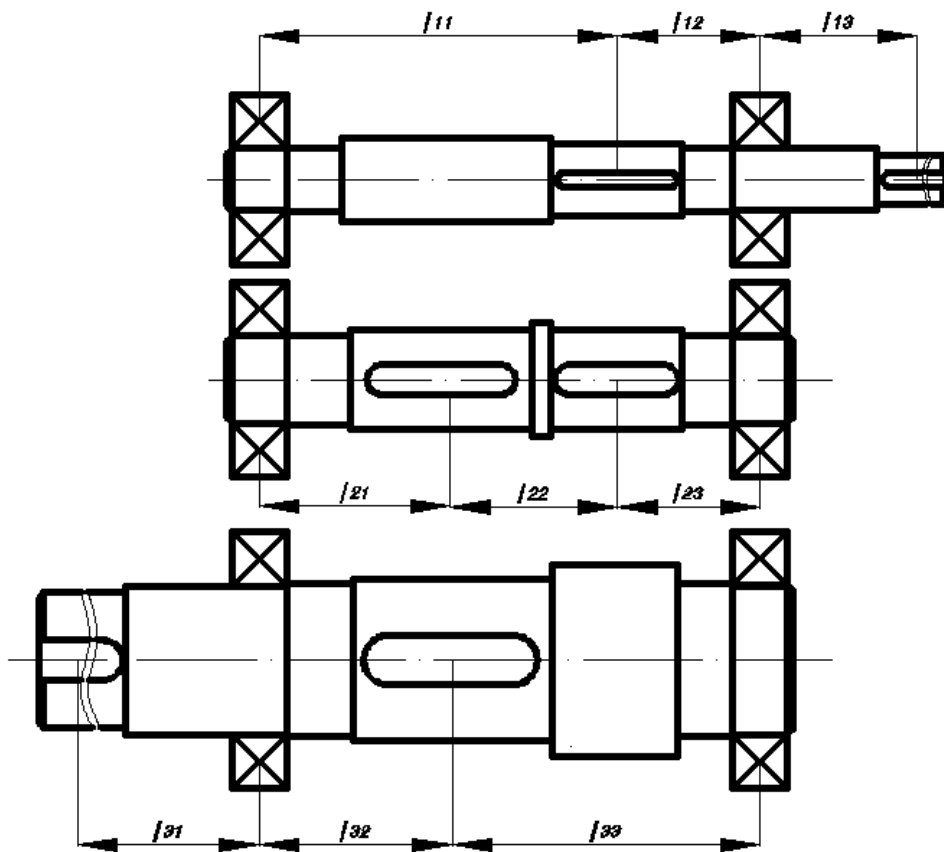
$l_{m2} = (1,2-1,5)d_2$ là chiều dài mayo bánh răng, đĩa xích

$l_{kn1} = L_1$ là chiều dài mayo khớp nối (B16.10)

$l_{kn2} = L_2$ là chiều dài mayo khớp nối (B16.10)

Chú ý: Chiều dài mayo phải lớn hơn hoặc bằng chiều rộng vành răng b . Nếu $l_m < b$ thì lấy $l_m = b$ để tính

d. Hộp giảm tốc khai triển



Trục 1

$$l_{13}=0,5l_{m1}(0,25l_{kn1})+k_3+h_n+b_o/2$$

$$l_{12}=l_{23}$$

$$l_{11}=l_{22}+l_{21}$$

Trục 2

$$l_{21}=l_{32}$$

$$l_{22}=0,5l_{m2}+k_1+0,5l_{m3}$$

$$l_{23}=0,5l_{m3}+k_1+k_2+b_o/2$$

Trục 3

$$l_{33}=l_{23}+l_{22}$$

$$l_{32}=b_o/2+k_1+k_2+0,5l_{m3}$$

$$l_{31}=b_o/2+h_n+k_3+0,5l_{m3}(0,25l_{kn3})$$

Trong đó: k_1, k_2, k_3, h_n xem phần sau

$l_{m1}=(1,2-1,5)d_1$ là chiều dài mayo bánh đai

$l_{m2}=(1,2-1,5)d_2$ là chiều dài mayo bánh răng

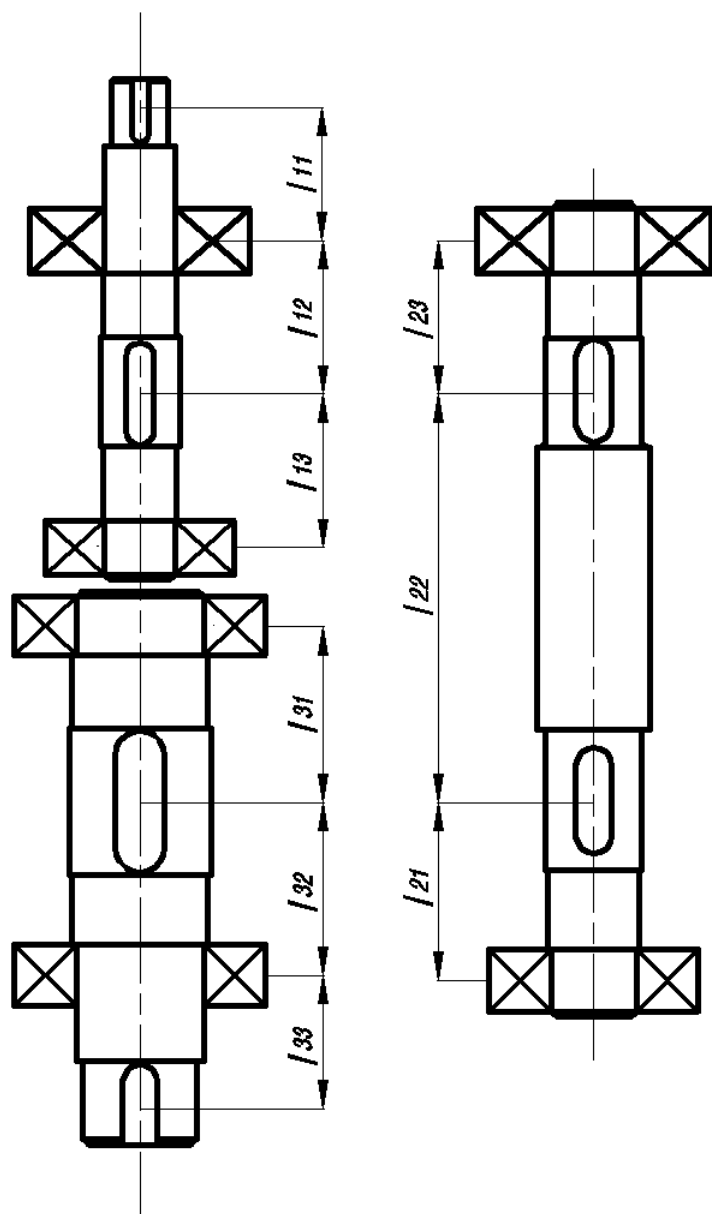
$l_{m3}=(1,2-1,5)d_3$ là chiều dài mayo bánh răng, đĩa xích

$l_{kn1}=L_1$ là chiều dài mayo khớp nối (B16.10)

$l_{kn3}=L_3$ là chiều dài mayo khớp nối (B16.10)

Chú ý: Chiều dài mayo phải lớn hơn hoặc bằng chiều rộng vành răng b . Nếu $l_m < b$ thì lấy $l_m = b$ để tính

f. Hộp giảm tốc đồng trục



Trong đó: k_1, k_2, k_3, h_n xem phần sau

$l_{m1} = (1,2-1,5)d_1$ là chiều dài mayo

Trục 1

$$l_{11} = 0,5l_{m1}(0,25l_{kn1}) + k_3 + h_n + b_o/2$$

$$l_{12} = l_{23} = b_o/2 + k_1 + k_2 + 0,5l_{m2}$$

$$l_{13} = l_{12}$$

Trục 2

$$l_{23} = l_{12}$$

$$l_{22} = l_{31} + l_{13} + b_o + k_1$$

$$l_{21} = b_o/2 + k_1 + k_2 + 0,5l_{m3}$$

Trục 3

$$l_{31} = l_{32} = 0,5l_{m3} + b_o/2 + k_1 + k_2$$

$$l_{33} = 0,5l_{m3}(0,25l_{kn3}) + k_3 + h_n + b_o/2$$

bánh đai

$l_{m2} = (1,2-1,5)d_2$ là chiều dài mayo

bánh răng

$l_{m3} = (1,2-1,5)d_3$ là chiều dài mayo

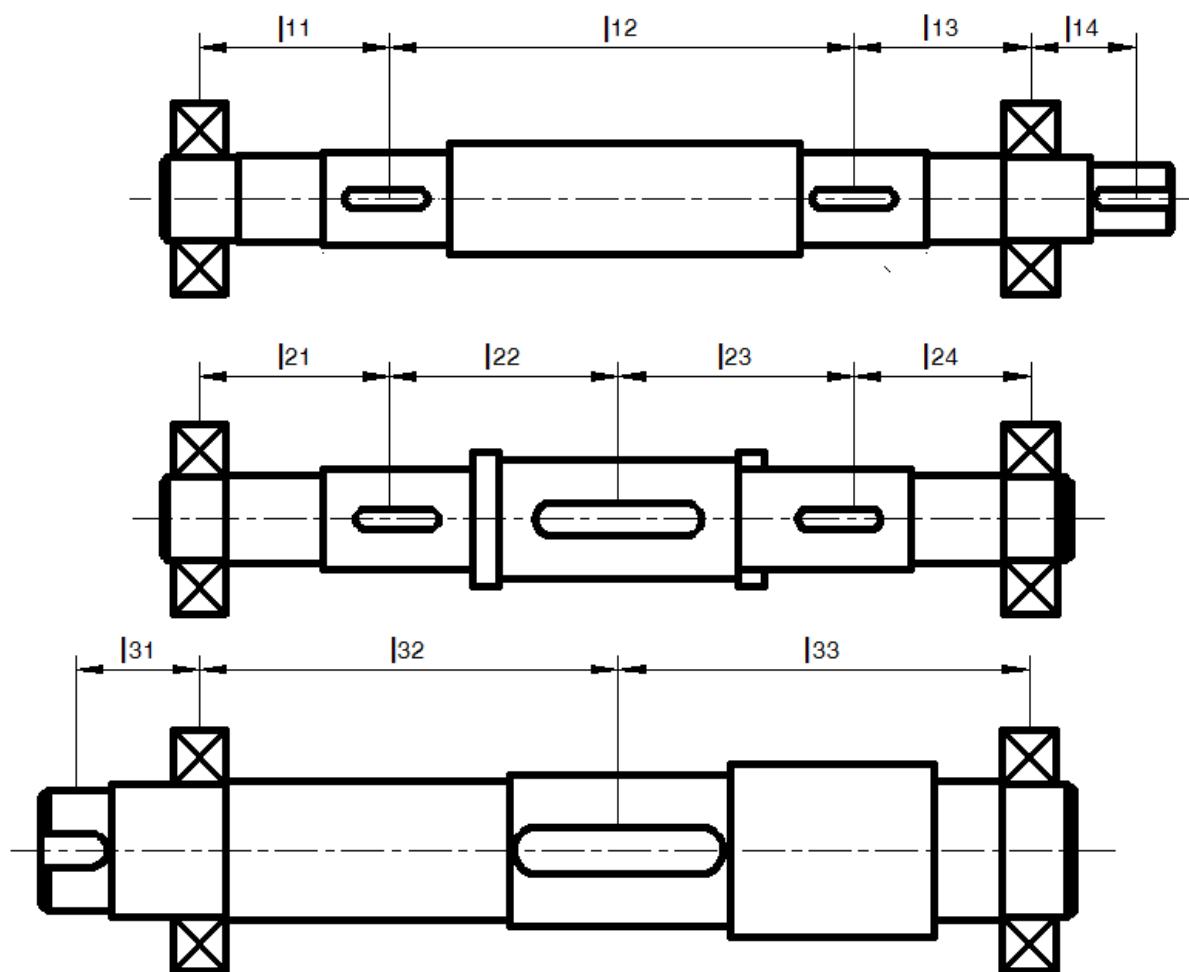
bánh răng, đĩa xích

$l_{kn1} = L_1$ là chiều dài mayo khớp nối (B16.10)

$l_{kn3} = L_3$ là chiều dài mayo khớp nối (B16.10)

Chú ý: Chiều dài mayo phải lớn hơn hoặc bằng chiều rộng vành răng b . Nếu $l_m < b$ thì lấy $l_m = b$ để tính

g. Hộp giảm tốc phân đôi cấp nhanh



Trục 1

$$l_{14}=0,5l_{m1}(0,25l_{kn1})+k_3+h_n+b_o/2$$

$$l_{11}=l_{13}=l_{21}=l_{24}=$$

$$l_{12}=2l_{22}=2l_{23}$$

Trục 2

$$l_{21}=l_{24}=b_o/2+k_1+k_2+0,5l_{m2}$$

$$l_{22}=l_{23}=0,5(l_{m2}+l_{m3})+k_1$$

Trong đó: k_1, k_2, k_3, h_n xem phần sau

$l_{m1}=(1,2-1,5)d_1$ là chiều dài mayo bánh đai

$l_{m2}=(1,2-1,5)d_2$ là chiều dài mayo bánh răng

$l_{m3}=(1,2-1,5)d_3$ là chiều dài mayo bánh răng, đĩa xích

$l_{kn1}=L_1$ là chiều dài mayo khớp nối (B16.10)

$l_{kn3}=L_3$ là chiều dài mayo khớp nối (B16.10)

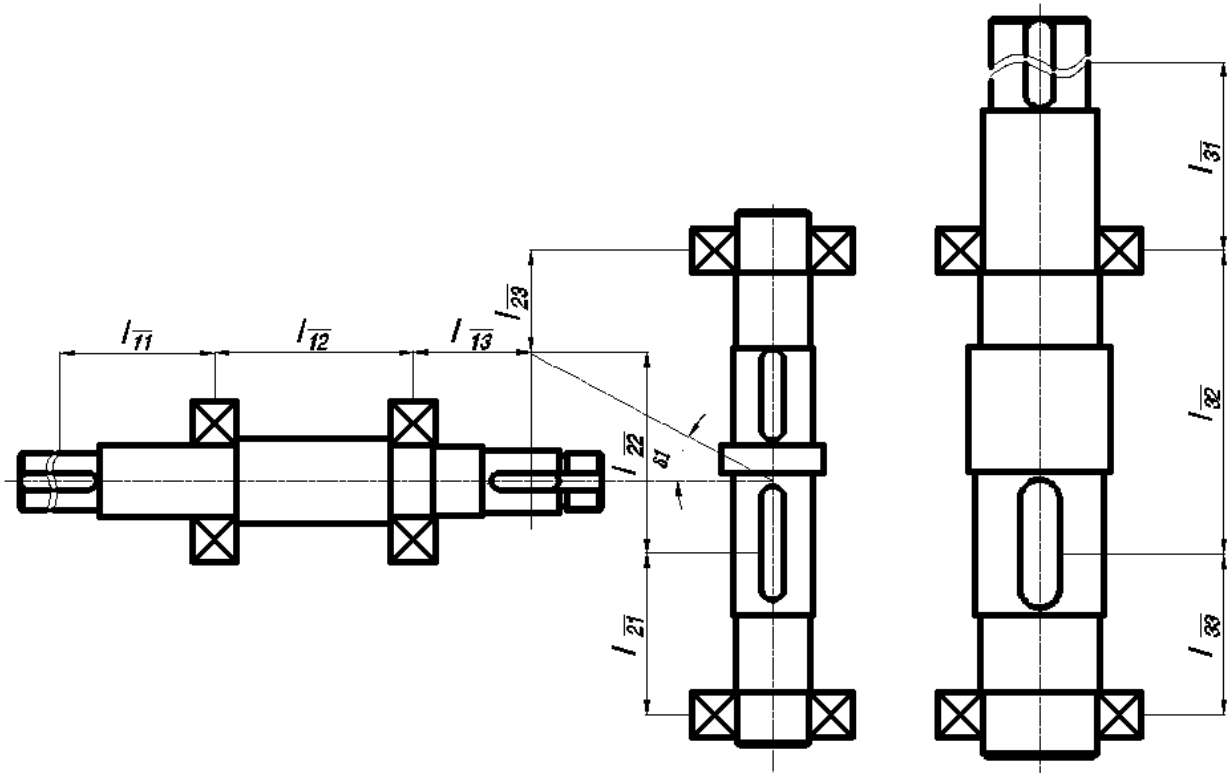
Trục 3

$$l_{33}=l_{32}=l_{21}+l_{22}=l_{23}+l_{24}$$

$$l_{31}=0,5l_{m3}(0,25l_{kn3})+k_3+h_n+b_o/2$$

Chú ý: Chiều dài mayo phải lớn hơn hoặc bằng chiều rộng vành răng b . Nếu $l_m < b$ thì lấy $l_m = b$ để tính

h. Hộp giảm tốc côn trụ



Trục 1

$$l_{11} = 0,5l_{m1}(0,25l_{kn1}) + k_3 + h_n + b_o/2$$

$$l_{12} = (2,5 \dots 3)d_1$$

$$l_{13} = b_o/2 + k_1 + k_2 + l_{m1} - 0,5b \cos \delta_1$$

Trục 2

$$l_{23} = l_{m2} - 0,5b \sin \delta_1 + k_1 + k_2 + b_o/2$$

$$l_{22} = 0,5b \sin \delta_1 + k_1 + 0,5l_{m2}$$

$$l_{21} = b_o/2 + k_1 + k_2 + 0,5l_{m3}$$

$$l_{23} + d_{m1} = l_{21} + l_{22}$$

Trục 3

$$l_{32} = l_{23} + l_{22}$$

$$l_{33} = l_{21}$$

$$l_{31} = 0,5l_{m3}(0,25l_{kn3}) + k_3 + h_n + b_o/2$$

Trong đó: k_1, k_2, k_3, h_n xem phần sau

$l_{m1} = (1,2-1,5)d_1$ là chiều dài mayo bánh đai

$l_{m2} = (1,2-1,5)d_2$ là chiều dài mayo bánh răng

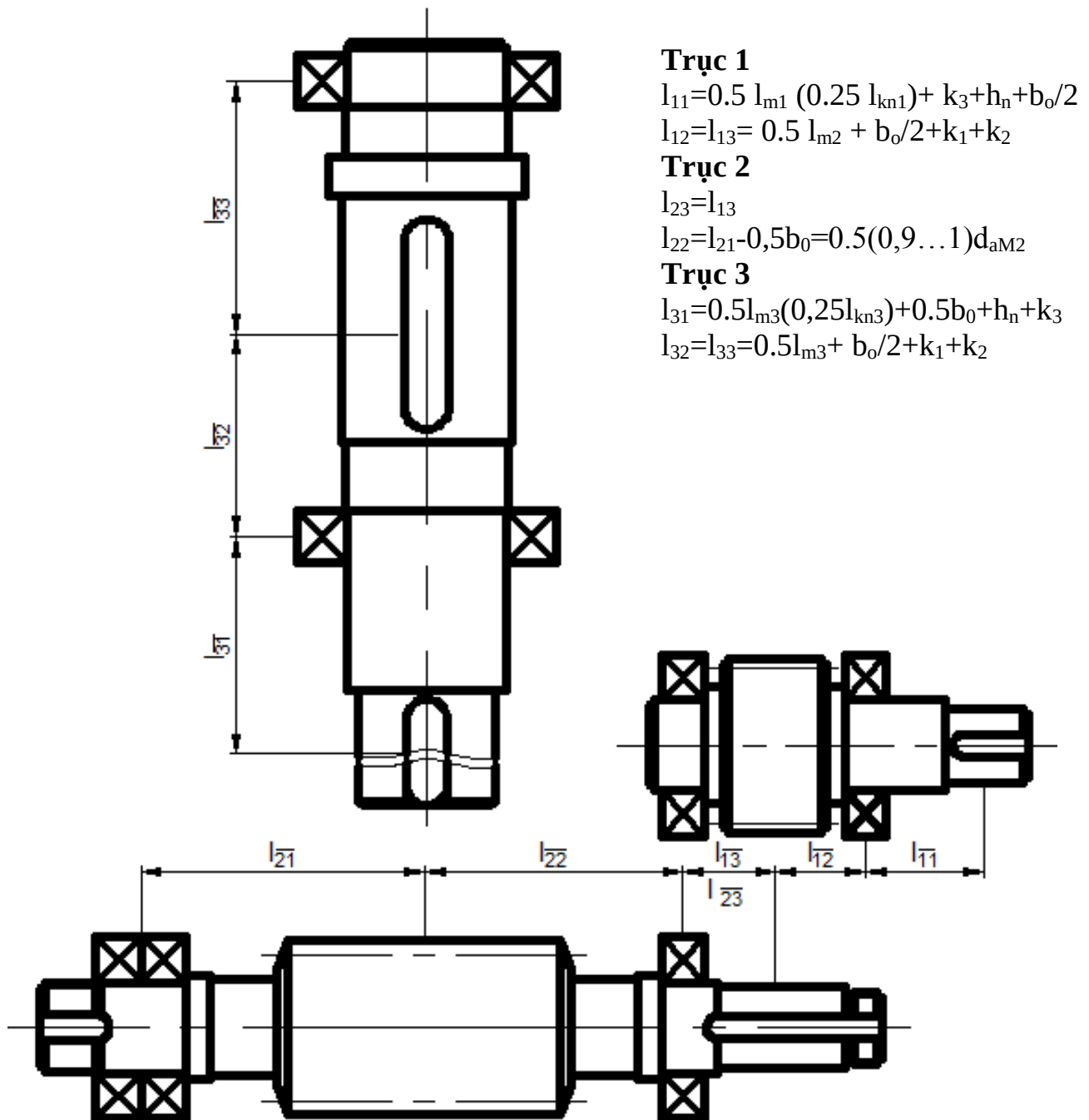
$l_{m3} = (1,2-1,5)d_3$ là chiều dài mayo bánh răng, đĩa xích

$l_{kn1} = L_1$ là chiều dài mayo khớp nối (B16.10)

$l_{kn3} = L_3$ là chiều dài mayo khớp nối (B16.10)

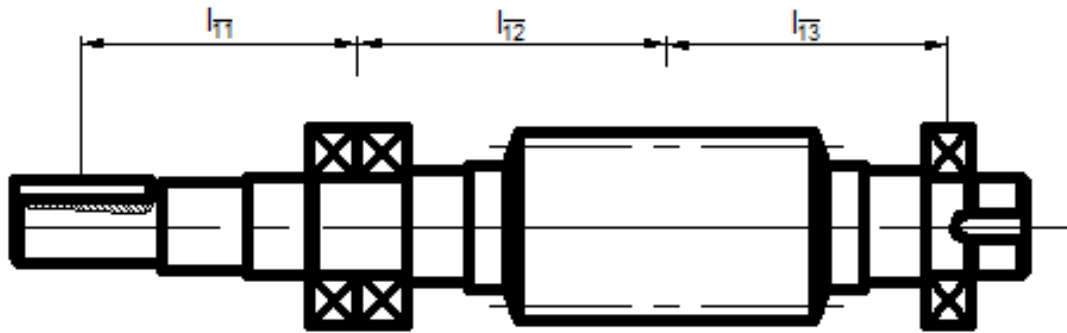
Chú ý: Chiều dài mayo phải lớn hơn hoặc bằng chiều rộng vành răng b . Nếu $l_m < b$ thì lấy $l_m = b$ để tính

k. Hộp giảm tốc bánh răng- trục vít



Chú ý: Chiều dài mayo phải lớn hơn hoặc bằng chiều rộng vành răng b . Nếu $l_m < b$ thì lấy $l_m = b$ để tính

1. Hộp giảm tốc trục vít - bánh răng



Trục 1

$$l_{11} = 0.5l_{m1} (0.25l_{kn1}) + k_3 + h_n + b_o$$

$$l_{12} = l_{13} = 0.5(0.9 \dots 1)d_{aM2}$$

Trục 2

$$l_{21} = 0.5l_{m3} + 0.5b_0 + k_1 + k_2$$

$$l_{22} = 0.5l_{m2} + k_1 + 0.5l_{m3}$$

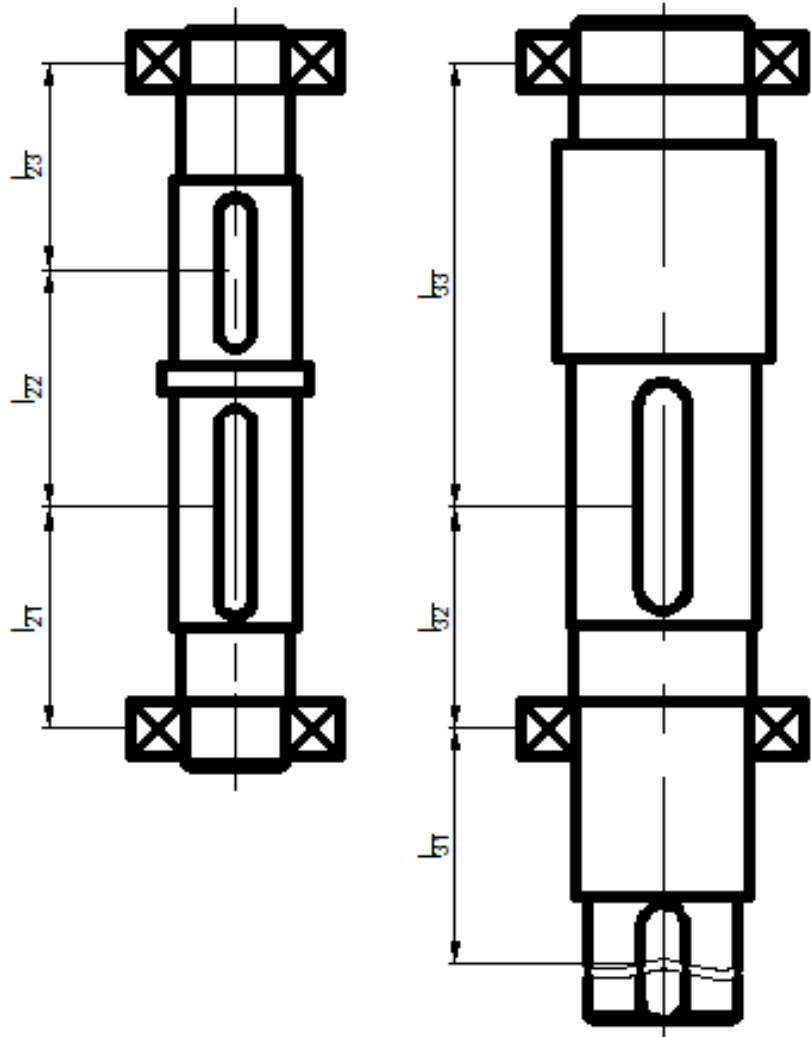
$$l_{23} = 0.5l_{m2} + 0.5b_0 + k_1 + k_2$$

Trục 3

$$l_{31} = 0.5l_{m3} (0.25l_{kn3}) + k_3 + h_n + b_o$$

$$l_{32} = l_{21}$$

$$l_{33} = l_{23} + l_{22}$$



Chú ý: Chiều dài mayo phải lớn hơn hoặc bằng chiều rộng vành răng b . Nếu $l_m < b$ thì lấy $l_m = b$ để tính

Trong đó: b_o -chiều rộng gần đúng của ổ lăn trục 2 (B10.2)

$h_n=15...20$: chiều cao nắp ổ và đầu bulon (20)

$k_1=8...15$: kc từ chi tiết quay đến thành trong hộp hoặc kc giữa các chi tiết quay(10)

$k_2=5...15$: kc mặt mút ổ đến thành trong hộp (15)

$k_3=10...20$: kc từ chi tiết quay đến nắp ổ (10)

Chiều dài mayo bánh đai, đĩa xích, bánh răng: $l_m=(1,2...1,5)d$

Chiều dài mayo nửa khớp nối: $l_{kn}=L(B16.10)$

Chiều dài mayo bánh vít: $l_{bv}=(1,2...1,8)d$

Chiều rộng vành răng bánh răng nón: b

3.1.3 Tính sơ bộ đường kính trục

Đường kính trục sơ bộ: $d \geq \sqrt[3]{T/(0,2[\tau])}$

Trong đó: $[\tau]=12...20\text{MPa}$, lấy trị số nhỏ đối với trục vào, trị số lớn đối với trục ra($[\tau]_1=15\text{MPa}$, $[\tau]_2=[\tau]_3=20\text{MPa}$)

3.1.4 Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực và vẽ phác sơ đồ hộp giảm tốc

Xác định trị số và chiều các lực từ các chi tiết quay tác dụng lên trục

- Lực tác dụng của bánh răng trụ: $F_t=2T/d$; $F_r=F_t \tan \alpha / \cos \beta$; $F_a=F_t \tan \beta$

- Lực tác dụng của bánh răng nón: $F_t=2T/d_m$; $F_r=F_t \tan \alpha \cos \delta$; $F_a=F_t \tan \alpha \sin \delta$

- Lực tác dụng của trục vít: $F_t=2T/d$; $F_r=F_a \tan \alpha$

-Lực tác dụng của bánh đai, đĩa xích có phương Oy theo đường tâm trục

- Lực từ khớp nối tác dụng lên trục: $F=(0,2...0,3)2T/D_o$ theo phương Ox , có chiều sao cho M_y là lớn nhất.

D_o -đường kính vòng tròn qua tâm các chốt (B16.10)

3.1.5 Xác định đường kính và chiều dài các đoạn trục

a. Vẽ sơ đồ tính

b. Tính phản lực

c. Vẽ các biểu đồ mômen

d. Tính M_{td} cho các đoạn trục (10.16), xác định đường kính các đoạn trục (10.17) với $[\sigma]$ tra (B10.5)

e. Vẽ kết cấu trục và chọn d hợp lý

Chế tạo bánh răng liên trục khi: $X \leq 2,5m$ (br trụ); $X \leq 1,8m_{te}$ (br nón)

3.2 Tính và chọn then

3.2.1 Chọn loại then

Chọn kích thước then theo đường kính trục (B9.1a) chiều dài then $l = 1,35d$ (B9.1a)

3.2.2 Tính kiểm nghiệm độ bền then

Điều kiện bền dập: $\sigma_d = 2T / [(dl(h-t_1))] \leq [\sigma_d]$ (B9.5)

Điều kiện bền cắt: $\tau_c = 2T / (dlb) \leq [\tau_c] = 60 \dots 90 \text{MPa}$ (tải va đập nhẹ giảm đi 1/3; tải va đập mạnh giảm 2/3) (tr 174).

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày cách chọn vật liệu thiết kế trục ?
2. Trình bày cách xác định tải trọng tác dụng lên trục ?
3. Trình bày cách tính sơ bộ đường kính trục?
4. Trình bày cách tính và chọn the

CHƯƠNG 4. LỰA CHỌN Ổ VÀ NỐI TRỤC

Mã chương/ bài: CKC119-4

Giới thiệu:

Chương này trang bị cho sinh viên có kiến thức về tính toán lựa chọn ổ, tính và chọn chọn nối trục.

Mục tiêu:

Sau khi sinh viên học xong phải :

- Trình bày được cách chọn loại ổ lăn.
- Trình bày được cách chọn sơ đồ kích thước ổ.
- Trình bày được cách chọn nối trục
- Vẽ được sơ đồ lực tác dụng lên trục.vẽ phác sơ đồ hộp giảm tốc
- Vẽ phác sơ đồ hộp giảm tốc.
- Tính toán đường kính và chiều dài các đoạn trục
- Tính toán được các thông số để chọn then và tính kiểm nghiệm độ bền then.
- Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

4.1 Tính toán, lựa chọn ổ

4.1.1 Chọn loại ổ lăn

$$\text{Tính tỉ số } k = \frac{\sum F_a}{F_{ro}}$$

Nếu $k \leq 0,3$ ta chọn ổ bi đỡ (nếu lực hướng tâm lớn ta có thể chọn ổ đĩa côn)

Nếu $0,3 \leq k \leq 0,7$ chọn ổ bi đỡ chặn $\alpha = 12^\circ$

Nếu $0,7 \leq k \leq 1$ chọn ổ bi đỡ chặn $\alpha = 26^\circ$

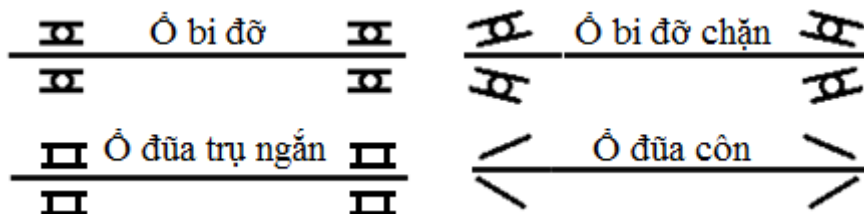
Nếu $1 \leq k \leq 1,5$ chọn ổ bi đỡ chặn $\alpha = 36^\circ$

Nếu $k > 1,5$ chọn ổ đĩa côn

Góc tiếp xúc lớn, ổ chịu được lực dọc trục lớn nhưng khả năng quay nhanh giảm.

4.1.2 Chọn sơ đồ kích thước ổ

Khi chọn ổ lưu ý đường kính ngõng trục phải theo vòng trong của ổ (2 số cuối)



4.1.3 Tính kiểm nghiệm khả năng tải của ổ

Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ ($n < 10v/p$ thì lấy $n=10$ để tính)

Điều kiện bền: $C \leq [C]$

Trong đó: C - khả năng tải động tính toán

$[C]$ - khả năng tải động cho phép (P2.7→P2.14)

Khả năng tải động tính toán C được xác định theo công thức:

$$C = Q \sqrt[n]{L}$$

Trong đó: Q - tải trọng động quy ước (kN)

Khi tải trọng thay đổi ta có công thức tính tải trọng động quy ước sau:

$$Q_{td} = Q \sqrt[m]{\sum \left(\frac{T_i}{T} \right)^m \frac{t_i}{\sum t}}$$

L - tuổi thọ ổ (triệu vòng quay)

m - bậc của đường cong mỗi $m=3$ đối với ổ bi, $m=10/3$ đối với ổ đĩa.

❖ Xác định tải trọng động quy ước:

Đối với ổ bi đỡ, ổ bi đỡ chặn và ổ đĩa côn: $Q = (XV F_{r0} + Y F_{a0}) K_t K_d$.

Trong đó: F_{r0} & F_{a0} : tải trọng hướng tâm và dọc trục tác dụng lên ổ (kN)

X, Y : hệ số tải trọng hướng tâm và dọc trục (B11.4)

$V=1$: vòng trong quay, $V=1,2$ vòng ngoài quay.

K_t : hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ ($K_t=1$)

K_d : hệ số kể đến đặc tính tải trọng (B11.3)

- Xác định F_{r0}

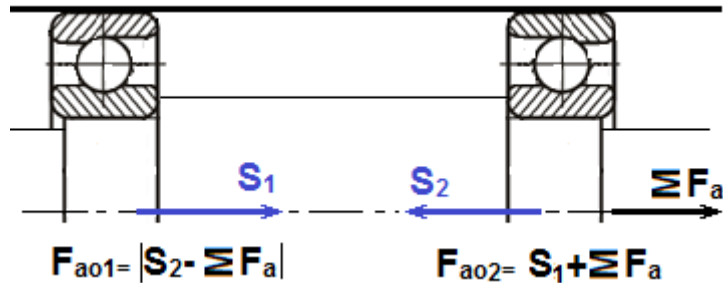
$$F_{r0} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

- Xác định F_{a0}

- Đối với ổ bi đỡ, thì $F_{a0} = \sum F_a$

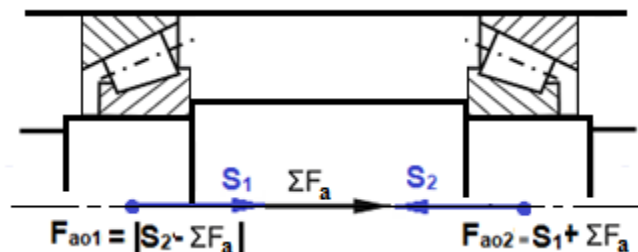
- Đối với ổ bi đỡ chặn và ổ đĩa côn, ngoài lực dọc trục bên ngoài tác động lên ổ còn có lực dọc trục phụ S_i do lực hướng tâm F_{r0i} tác dụng lên ổ. S_i có chiều làm tách vòng trong ra khỏi vòng ngoài.

+ Đối với ổ bi đỡ chặn: $S_i = eF_{r0i}$



+ Đối với ổ đĩa côn: $S_i = 0,83eF_{r0i}$

* Tổng lực dọc trục tác dụng vào ổ 1 (ổ còn lại là ổ 2)



$$F_{ao1} = S_2 \pm \Sigma F_a$$

Trong đó: lấy dấu (+) khi ΣF_a cùng chiều với S_2 ; ngược lại lấy dấu (-)

Nếu $F_{ao1} < S_1$ lấy $F_{ao1} = S_1$

4.2 Chọn nối trục

4.2.1 Các thông số yêu cầu

Trong đồ án nối trục được sử dụng thường là **nối trục vòng đàn hồi**.

Cần chọn nối trục trước vì có **tải trọng phụ tác dụng lên trục**, cần biết trước khi tính trục và ổ. Tải trọng này phụ thuộc kích thước nối trục.

4.2.2 Chọn nối trục, các thông số kích thước của nối trục

Nối trục được tiêu chuẩn hóa, kích thước chọn dựa trên 2 điều kiện:

$$T_b \geq T_t \quad \text{và} \quad d_b \geq d_t$$

Trong đó:

T_b và d_b là các giá trị cho trong bảng tra (mục 15.3, tập 2 [1])

$T_t = k.T$, với T là mômen xoắn trên trục cần nối, k - hệ số, phụ thuộc máy công tác (băng tải: 1,2...1,5; xích tải: 1,5...2,0; máy trục: 3,0...4,0);

d_t - đường kính trục cần nối (lấy bằng đường kính trục động cơ khi nối

với trục động cơ hoặc tính sơ bộ theo mômen xoắn: $d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$)

Sau khi chọn, cần kiểm tra vòng đàn hồi và chốt về độ bền.

Kết quả đưa ra gồm các kích thước cơ bản của nối trục và chốt, giá trị của tải trọng phụ tác dụng lên trục: $F_{rk} = (0,1..0,3)F_t$ với $F_t = 2T/D_0$ trong đó D_0 là đường kính vòng tròn đi qua tâm các chốt.

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày cách chọn loại ổ lăn?
2. Trình bày cách chọn sơ đồ kích thước ổ?
3. Trình bày cách tính kiểm nghiệm khả năng tải của ổ?
4. Trình bày cách chọn nối trục

CHƯƠNG 5. THIẾT KẾ VỎ HỘP VÀ BÔI TRƠN HỘP GIẢM TỐC

Mã chương/ bài: CKC119-5

Giới thiệu:

Chương này trang bị cho sinh viên có kiến thức về thiết kế vỏ hộp giảm tốc và các phương pháp bôi trơn hộp giảm tốc.

Mục tiêu:

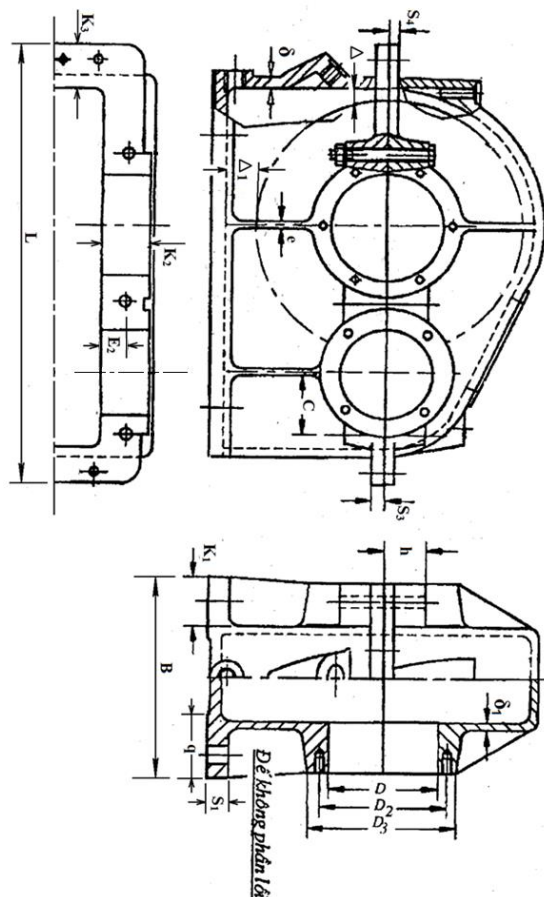
Sau khi sinh viên học xong phải :

- Trình bày được kết cấu và các kích thước cơ bản của vỏ hộp.
- Trình bày được cách các phương pháp bôi trơn và các loại dầu bôi trơn.
- Tính toán kết cấu và các kích thước cơ bản của vỏ hộp.
- Tính toán được các kích thước cơ bản của vỏ hộp.
- Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

5.1 Thiết kế vỏ hộp giảm tốc

5.1.1 Kết cấu



5.1.2 Các kích thước cơ bản của vỏ hộp

Bảng 5.1.Kích thước vỏ hộp

Tên gọi	Biểu thức tính toán	Chọn
Chiều dày: Thân hộp δ Nắp hộp δ_1	$\delta = 0,03a_{\max} + 3 > 6\text{mm}$ $\delta_1 = 0,9 \delta$	
Gân tăng cứng: Chiều dày e	$e = (0,8 \dots 1)\delta$	
Đường kính: Bulon nền d_1 Bulon cạnh ổ d_2 Bulon ghép bích d_3 Vít ghép nắp ổ d_4 Vít ghép nắp cửa thăm d_5	$d_1 > 0,04a_{\max} + 10 > 12\text{mm}$ $d_2 = (0,7 \dots 0,8)d_1$ $d_3 = (0,8 \dots 0,9)d_2$ d_4 theo kích thước nắp ổ d_5 theo kích thước nắp cửa	B18.2 B18.5
Mặt bích: Chiều dày bích thân hộp S_3 Chiều dày bích nắp hộp S_4 Bề rộng K_3	$S_3 = (1,4 \dots 1,8)d_3$ $S_4 = (0,9 \dots 1)S_3$ $K_3 = 3,2d_2$	
Kích thước gối trục: Đk ngoài và tâm lỗ vít: D_3, D_2 Bề rộng mặt ghép bulon cạnh ổ K_2 Tâm bulon cạnh ổ: E_2, C	Tra B18.2 ($D_2 = 0,5(D + D_3)$) $K_2 = K_3 + 5\text{mm}$ $E_2 = (K_3 - \delta)/2 + \delta$; $C = D_3/2$	
Mặt đế hộp: Chiều dày S_1 Bề rộng K_1, q	$S_1 = (1,3 \dots 1,5)d_1$ $K_1 = 3d_1 \quad q = K_1 + 2\delta$	
Khe hở giữa các chi tiết: Bánh răng với thành trong Δ Giữa đỉnh br lớn với đáy hộp Giữa mặt bên các br với nhau	$\Delta = (1 \dots 1,2)\delta$ $\Delta_1 = (3 \dots 5)\delta$ $\Delta_2 \geq \delta$	
Số lượng bulon nền Z (chấn)	$Z = (L + B)/(200 \dots 300)$	

5.2 Bôi trơn hộp giảm tốc

Để giảm mất mát công suất vì ma sát, giảm ma sát mòn chi tiết đảm bảo thoát nhiệt tốt và đề phòng các chi tiết bị han gỉ cần phải bôi trơn liên tục trong chi tiết máy.

5.2.1 Các phương pháp bôi trơn

Bôi trơn bánh răng: Vận tốc bánh răng $v = 3,32 \text{ (m/s)} < 12 \text{ m/s}$ nên ta chọn phương pháp bôi trơn ngâm dầu cho bộ truyền bánh.

Chiều sâu ngâm dầu $(0,75 \div 2) \cdot h = 10\text{mm}$

Lượng dầu bôi trơn : $0,8 \cdot 3,16 = 2,53 \text{ lit}$

5.2.2 Các loại dầu bôi trơn

Chọn độ nhớt của dầu theo bảng (18.11)[2]:

Vật liệu thép $\sigma_b = 600 \text{ N/mm}^2$, $v = 3,32\text{m/s} \Rightarrow$ độ nhớt 80/11

Tiến hành tra bảng (18.13)[2]. Tìm loại dầu thích hợp: Dầu công nghiệp 50

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày cách thiết kế vỏ hộp giảm tốc ?
2. Trình bày cách các kích thước cơ bản của vỏ hộp?
3. Trình bày cách các phương pháp bôi trơn?
4. Trình bày các loại dầu bôi trơn?

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Chi tiết máy tập 1,2 - Nguyễn Trọng Hiệp – NXB Giáo dục 2008
- [2] Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 1, 2 - Trịnh Chắt-Lê Văn Uyển – NXB Giáo dục 2006
- [3] Giáo trình cơ kỹ thuật – Đỗ Sanh, Nguyễn Văn Vượng, Phan Hữu Phúc - NXB Giáo dục 2003
- [4] Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy - Trịnh Chắt- NXB Khoa học và kỹ thuật HN 2005
- [5] Giáo trình công nghệ chế tạo máy – Phí Trọng Hảo, Nguyễn Thanh Mai - NXB Giáo dục 2004
- [6] Thiết kế chi tiết máy - Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lắm - NXB Giáo dục 2008
- [7] Nguyên Lý máy tập 1, 2– Đinh Gia Tường, Tạ Khánh Lâm - NXB Giáo dục 2005