

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 nghề 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 NÓI ĐẦU

Môn học 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.

Giáo trình NGUYÊN LÝ- CHI TIẾT MÁY được biên soạn theo đề cương chi tiết môn học NGUYÊN LÝ -CHI TIẾT MÁY cho sinh viên khoa Cơ khí Trường Cao đẳng Lý Tự Trọng Thành phố Hồ Chí Minh phù hợp với chương trình khung của bộ. 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 9 chương tập trung vào 3 chủ đề chính: hệ thống truyền động, các bộ truyền cơ bản và trục, ổ trục, mối ghép. Giáo trình dùng cho sinh viên tham khảo chính học phần NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY và thực hiện tính toán ĐỒ ÁN CHI TIẾT MÁY. Giáo trình gồm 9 chương sau:

Chương 1. Tổng quan về nguyên lý máy

Chương 2. Truyền dẫn cơ khí trong máy

Chương 3. Bộ truyền động đai

Chương 4. Bộ truyền động xích

Chương 5. Bộ truyền động bánh răng

Chương 6. Bộ truyền động trục vít-bánh vít

Chương 7. Trục

Chương 8. Ổ trục

Chương 9. Các mối ghép cơ bản

Xin chân trọng cảm ơn khoa Cơ khí Trường Cao đẳng Lý Tự Trọng thành phố Hồ Chí Minh cũng như sự giúp đỡ quý báu của đồng nghiệp đã giúp tác giả hoàn thành giáo trình này.

Mặc dù đã rất cố gắng nhưng chắc chắn không tránh khỏi sai sót, tác giả rất mong nhận được ý kiến đóng góp của người đọc để lần xuất bản sau giáo trình được hoàn thiện hơn.

Tp.HCM, tháng 10 năm 2020

Tham gia biên soạn:

1. Chủ biên: Hà Phước Tuấn

2. ThS. Lư Thị Yến Vũ

MỤC LỤC

CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ NGUYÊN LÝ MÁY	12
1.1. KHÁI NIỆM CƠ BẢN VÀ ĐỊNH NGHĨA	11
1.1.1. CHI TIẾT MÁY VÀ KHÂU	11
1.1.2. NỐI ĐỘNG, THÀNH PHẦN NỐI ĐỘNG VÀ KHỚP ĐỘNG	12
1.1.3. Phân loại khớp động và lược đồ khớp động	13
1.1.4. Chuỗi động và cơ cấu	15
1.1.5. Máy	16
1.1.6. Sơ đồ động	16
1.2. BẬC TỰ DO CỦA CƠ CẤU	17
1.2.1. Khái niệm bậc tự do của cơ cấu	17
1.2.2. Công thức tính bậc tự do cơ cấu không gian	17
1.2.3. Công thức tính bậc tự do cơ cấu phẳng	19
1.2.4. Bậc tự do thừa, ràng buộc thừa	20
1.3. CƠ CẤU KHỚP LOẠI THẤP	21
1.3.1. Cơ cấu bốn khâu bản lề	21
1.3.2. Biến thể của bốn khâu bản lề	22
1.3.3. Ứng dụng cơ cấu bốn khâu bản lề	23
1.4. CƠ CẤU KHỚP LOẠI CAO	24
1.4.1. Cơ cấu cam	24
1.4.2. Cơ cấu bánh răng	25
CHƯƠNG 2. TRUYỀN DẪN CƠ KHÍ TRONG MÁY	29
2.1. KHÁI NIỆM VỀ HỆ THỐNG TRUYỀN DẪN CƠ KHÍ	28
2.1.1. Khái niệm hệ thống truyền dẫn cơ khí	28
2.1.2. Chức năng hệ thống truyền dẫn trong máy	28
2.1.3. Phân loại hệ thống truyền động cơ khí	28
2.1.4. Chuyển động quay và các đại lượng đặc trưng	29
2.1.5. Tỉ số truyền và hiệu suất của bộ truyền	30
2.2. HỘP GIẢM TỐC	31
2.2.1. Khái niệm chung	31
2.2.2. Các loại hộp giảm tốc thông dụng	31
2.3. CÁC BỘ TRUYỀN CÓ CHI TIẾT TRUNG GIAN	35
2.4. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG TRONG HỘP TỐC ĐỘ	37

2.4.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp	37
2.4.2. Tỷ số truyền hệ thống bánh răng thường.....	37
2.4.3. Tỷ số truyền hệ thống bánh răng vi sai	38
2.6. 2.6. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN CHO HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG.....	41
CHƯƠNG 3. TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	41
3.1. KHÁI NIỆM CHUNG	41
3.1.1. Khái niệm truyền bộ động đai	41
3.1.2. Phân loại bộ truyền động đai	41
3.1.3. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai.....	42
3.1.4. Phương pháp căng đai	43
3.2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI.....	44
3.2.1. Vật liệu làm đai.....	44
3.2.2. Kết cấu bộ truyền động đai dẹt.....	44
3.2.3. Kết cấu bộ truyền động đai thang	45
3.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI.....	46
3.3.1. Đường kính bánh đai	46
3.3.2. Góc ôm đai.....	47
3.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục.....	47
3.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI	48
3.4.1. Vận tốc của bộ truyền đai	48
3.4.2. Tỷ số truyền của bộ truyền đai	49
3.4.3. Hiện tượng trượt và hiệu suất của bộ truyền đai	50
3.4.4. Các dạng hỏng của bộ truyền đai.....	51
3.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	51
3.5.1. Lực vòng.....	51
3.5.2. Moment xoắn trên bánh dẫn	52
3.6. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI.....	53
3.6.1. Trình tự tính toán thiết kế bộ truyền động đai dẹt.....	53
3.6.2. Trình tự tính toán thiết kế bộ truyền động đai thang.....	54
CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	58
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG	58
4.1.1 Nguyên lý làm việc của bộ truyền động xích.....	58
4.1.2. Cấu tạo bộ truyền động xích.....	59

4.1.3. Phân loại bộ truyền động xích	59
4.1.4. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích	59
4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	60
4.3.1. Bước xích	60
4.3.2. Số răng đĩa xích	61
4.3.3. Khoảng cách trục và số mắt xích	62
4.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	63
4.3.1. Vận tốc và tỷ số truyền trung bình	63
4.3.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích	63
4.3.3. Tải trọng động và động năng va đập của bộ truyền động xích	64
4.4. CÁC DẠNG HÔNG, BÔI TRƠN – HIỆU SUẤT	65
4.4.1. Các dạng hỏng	65
4.4.2. Vật liệu chế tạo xích và đĩa xích	65
4.4.3. Bôi trơn – hiệu suất	65
4.5. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	67
CHƯƠNG 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	72
5.1. KHÁI NIỆM CHUNG	72
5.1.1. Định nghĩa	72
5.1.2. Phân loại	75
5.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng	75
5.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG	76
5.2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp	75
5.2.2. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng thường	75
5.2.2. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng hành tinh-vi sai	78
5.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	76
5.3.1. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng	76
5.3.2. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng	79
5.2.3. Các thông số hình học của bánh răng nón	80
5.4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	81
5.4.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng	81
5.4.2. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng	81
5.4.3. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng	82
5.5. CÁC DẠNG HÔNG, HIỆU SUẤT VÀ BÔI TRƠN CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	83

5.5.1. Các dạng hỏng và vật liệu chế tạo	85
5.5.2. Hiệu suất bộ truyền động bánh răng	87
5.4.2. Bôi trơn bộ truyền động bánh răng	88
5.6. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH TRỤ	89
CHƯƠNG 6. TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT	93
6.1. KHÁI NIỆM CHUNG	93
6.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít	93
6.1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít	94
6.1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng	95
6.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN XÍCH	95
6.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT	96
6.3.1. Vận tốc và tỷ số truyền	97
6.3.2. Vận tốc trượt	98
6.4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN XÍCH	98
6.4.1. Lực tác dụng	98
6.4.2. Tải trọng tính	98
6.5. CÁC DẠNG HỎNG VÀ CÁC CHỈ TIÊU TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN	99
6.6. BÔI TRƠN VÀ HIỆU SUẤT CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT-BÁNH VÍT	100
6.6.1. Hiệu suất	100
6.6.2. Bôi trơn	100
6.7. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT-BÁNH VÍT	104
CHƯƠNG 7. TRỤC	106
7.1. KHÁI NIỆM CHUNG.	106
7.1.1. Định nghĩa	106
7.1.2. Phân loại	106
7.2. CÁC DẠNG HỎNG TRỤC - VẬT LIỆU CHẾ TẠO TRỤC.	107
7.2.1. Các dạng hỏng của trục.	107
7.2.2. Nâng cao độ bền của trục	108
7.3. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN TRỤC KIỂM NGHIỆM TRỤC	107
7.3.1. Tính toán sơ bộ	108
7.3.2. Tính toán gần đúng.	109
7.3.3. Kiểm nghiệm trục	109
7.3.4. Trình tự thiết kế trục	109

CHƯƠNG 8. Ổ TRỤC	112
8.1. Ổ TRƯỢT.....	112
8.1.1. Khái niệm chung	112
8.1.2. Các dạng bôi trơn ma sát	113
8.1.3. Tính toán ổ trượt	115
8.2. Ổ LĂN.....	118
8.2.1. Khái niệm chung.....	118
8.2.2. Bôi trơn và che kín ổ lăn.....	120
8.2.3. Lựa chọn ổ lăn theo khả năng tải.....	122
CHƯƠNG 9. CÁC MỐI GHÉP THÔNG DỤNG	129
9.1. MỐI GHÉP ĐINH TÁN.....	129
9.1.1. Định nghĩa, cấu tạo	129
9.1.2. Ưu nhược điểm của mối đinh tán	129
9.1.3. Phạm vi sử dụng	129
9.2. MỐI GHÉP HÀN	130
9.2.1. Khái niệm.....	130
9.2.2. Phân loại.....	130
9.2.3. Ưu nhược điểm	132
9.3. MỐI GHÉP THEN VÀ TRỤC THEN.....	132
9.3.1. Mối ghép then	132
9.3.2. Mối ghép then hoa	134
9.4. MỐI GHÉP REN	135
9.4.1. Khái niệm chung.....	135
9.4.2. Phân loại ren	135
9.4.3. Ưu và nhược điểm của mối ghép ren.....	135
9.4.4. Các loại ren thường dùng.....	135
TÀI LIỆU THAM KHẢO	135
PHỤ LỤC.....	234

GIÁO TRÌNH MÔN HỌC

Tên môn học: NGUYÊN LÝ CHI TIẾT MÁY

Mã môn học: CKC106

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

- Vị trí: Môn học Nguyên Lý-Chi Tiết Máy được bố trí sau khi sinh viên đã học xong hoặc song hành các học phần, mô-đun: vẽ kỹ thuật, vật liệu cơ khí, cơ lý thuyết, sức bền vật liệu, dung sai–đo lường kỹ thuật.

- Tính chất: Là môn học kỹ thuật cơ sở bắt buộc

- Ý nghĩa và vai trò:

+ Môn học 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, mô đun 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 môn học:

- Kiến thức:

+ Nêu lên được tính chất, công dụng một số cơ cấu và bộ truyền cơ bản trong các bộ phận máy thường gặp.

+ Phân biệt được cấu tạo, phạm vi sử dụng, ưu khuyết điểm của các chi tiết máy thông dụng để lựa chọn và sử dụng hợp lý.

+ Phân tích động học các cơ cấu và bộ truyền cơ khí thông dụng.

+ Xác định được các yếu tố gây ra các dạng hỏng đề ra phương pháp tính toán, thiết kế hoặc thay thế, có biện pháp xử lý khi lựa chọn kết cấu, vật liệu để tăng độ bền cho các chi tiết máy.

- Kỹ năng: Vận dụng những kiến thức của môn học tính toán, thiết kế, kiểm nghiệm các chi tiết máy hoặc bộ phận máy thông dụng đơn giản.

- Năng lực 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 môn học:

CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ NGUYÊN LÝ MÁY

Giới thiệu:

Trong chương này giới thiệu các khái niệm về khâu khớp, bậc tự do của cơ cấu, sơ đồ động, tỉ số truyền của hệ thống bánh răng

Mục tiêu:

Sau khi học xong chương này sinh viên phải:

- Trình bày được các khái niệm về khớp, khâu, chi tiết máy, cơ cấu và máy.
- Xác định được số bậc tự do của cơ cấu: bốn khâu bản lề, biến thể của bốn khâu bản lề và cơ cấu cam, bánh răng
- Trình bày được cấu tạo, nguyên lý làm việc của cơ cấu bốn khâu bản lề.
- Tính được tỉ số truyền của cơ cấu bánh răng và hệ thống bánh răng

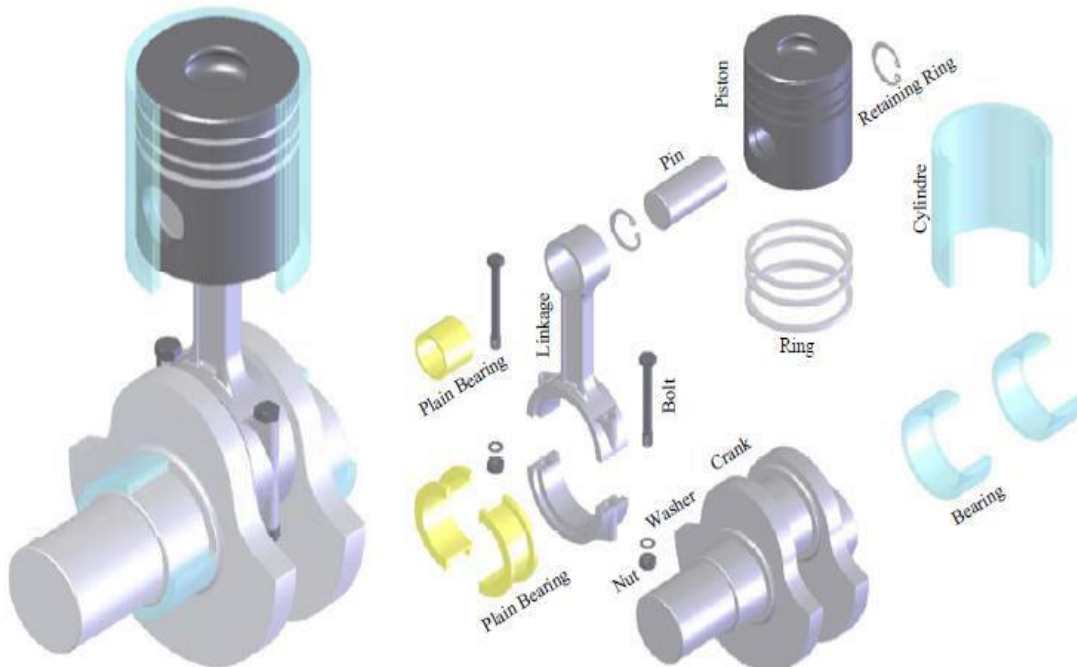
Nội dung chính:

1. KHÁI NIỆM CƠ BẢN VÀ ĐỊNH NGHĨA

1.1.1. Chi tiết máy và khâu

1. Chi tiết máy (tiết máy)

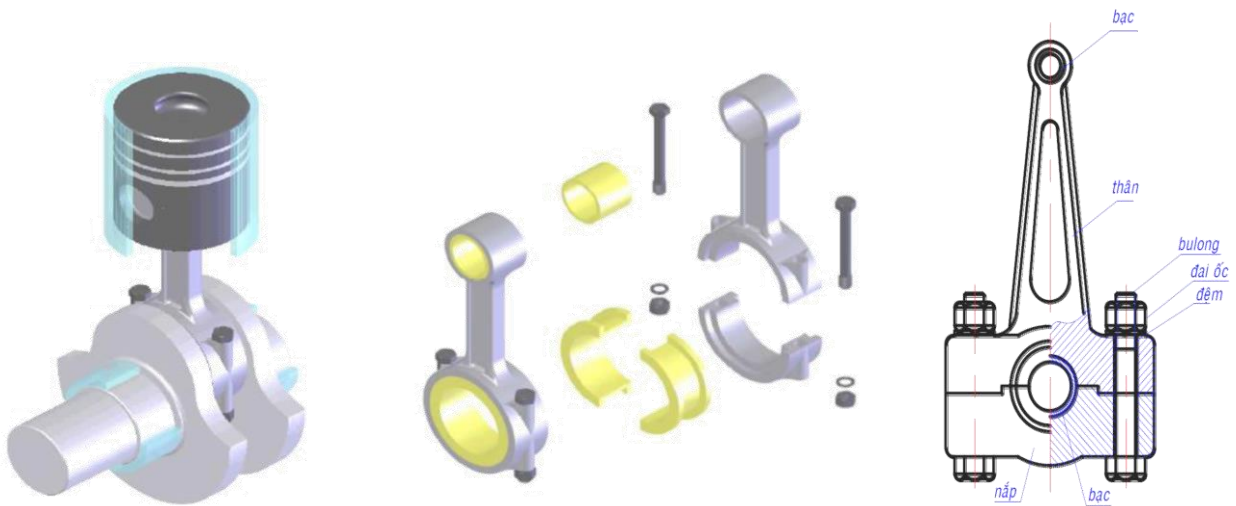
Máy hay cơ cấu có thể tháo rời ra thành nhiều bộ phận khác nhau, bộ phận không thể tháo rời ra được nữa gọi là chi tiết máy.



Hình 1.1. Các chi tiết máy trong cơ cấu trục khuỷu – thanh truyền – piston - cylinder

2. Khâu

Trong cơ cấu và máy, toàn bộ những bộ phận có chuyển động tương đối đối so với các bộ phận khác gọi là khâu

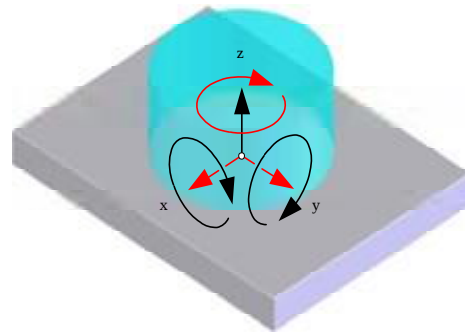


Hình 1.2. Các chi tiết của khâu thanh truyền

1.1.2. Nối động, thành phần nối động và khớp động

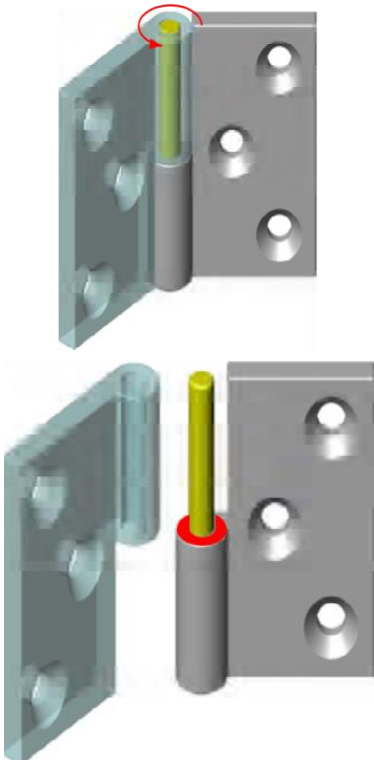
1. Bậc tự do tương đối giữa hai khâu

- + Một khả năng chuyển động độc lập đối với một hệ quy chiếu → một bậc tự do
- + Giữa hai khâu trong mặt phẳng Oxy → 3 bậc tự do: T_x , T_y , Q_z
- + Giữa hai khâu trong không gian → 6 bậc tự do: T_x , T_y , T_z , Q_x , Q_y , Q_z

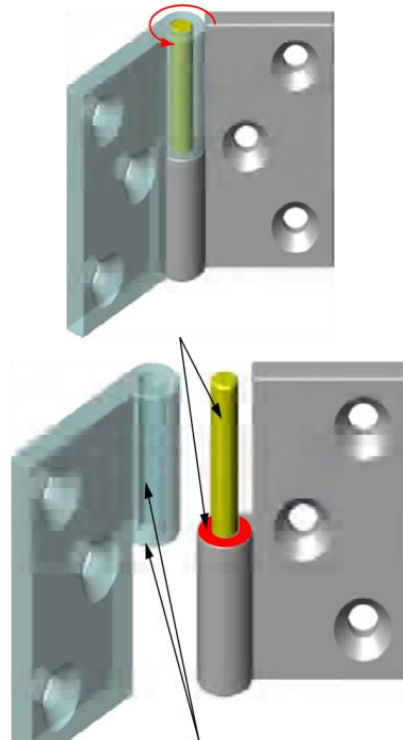


Hình 1.3. Giữa hai khâu trong mặt phẳng

2. Sự nối động



Hình 1.4. Nối động giữa hai khâu



Hình 1.5a. Thành phần khớp động

Hình 1.5b. Khớp động

3. Thành phần khớp động, khớp động

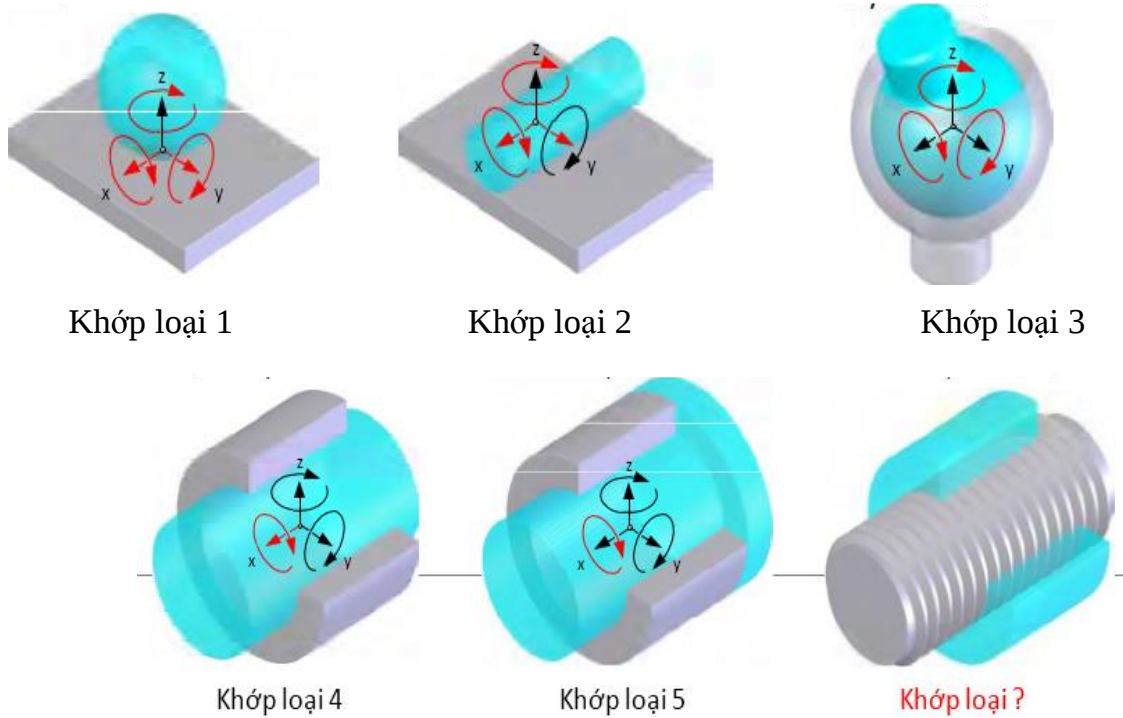
+ Khi nối động, các khâu sẽ có thành phần tiếp xúc nhau. Toàn bộ chỗ tiếp xúc giữa hai khâu gọi là một thành phần khớp động

+ Hai thành phần khớp động trong một phép nối động hai khâu hình thành nên một khớp động

1.1.3. Phân loại khớp động và lược đồ khớp động

1. Phân loại khớp động

- Theo số bậc tự do bị hạn chế: khớp động loại k hạn chế k bậc tự do hay có k ràng buộc

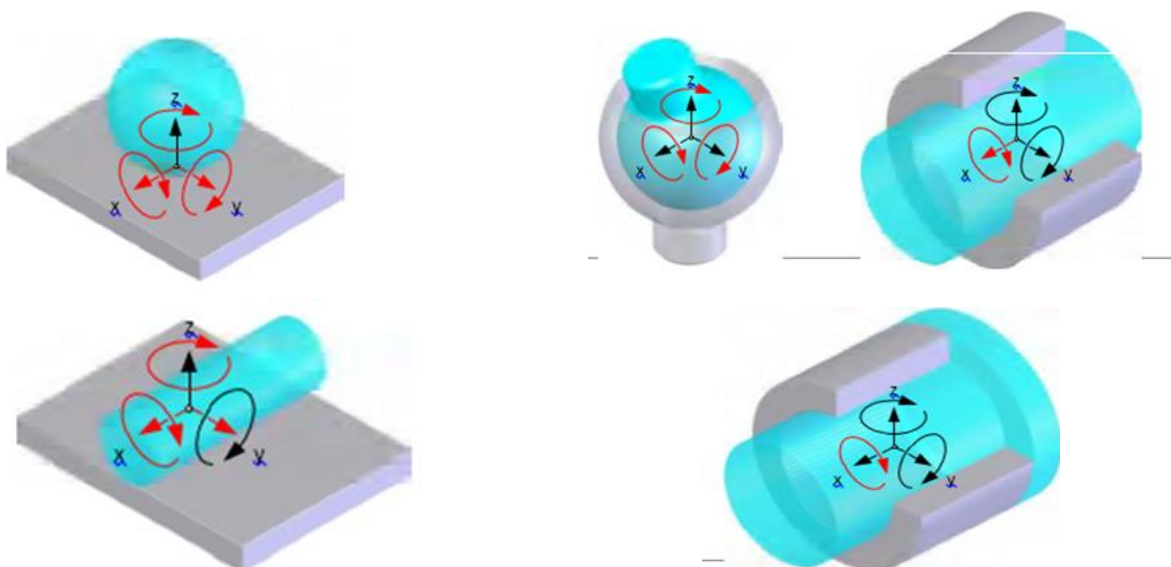


Hình 1.6. Các loại khớp động

- Theo đặc điểm tiếp xúc

+ Khớp cao: thành phần khớp động là điểm hay đường

+ Khớp thấp: thành phần khớp động là mặt

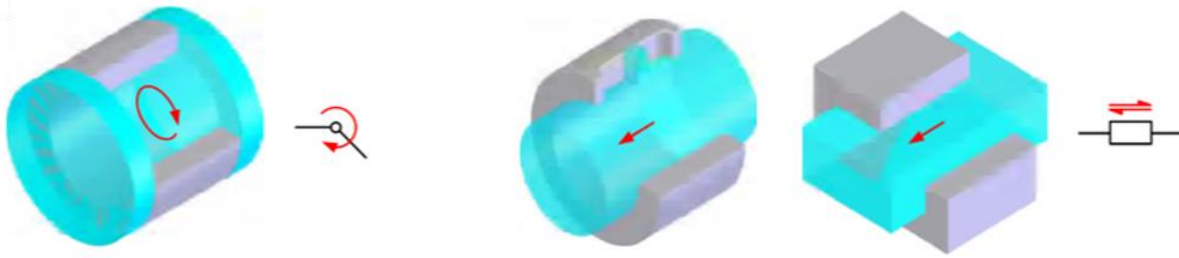


Hình 1.7. Khớp cao

Hình 1.8. Khớp thấp

2. Lược đồ khớp động

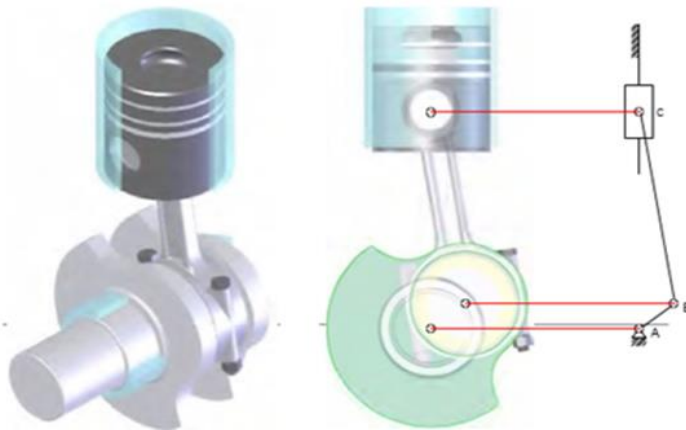
Để thuận tiện cho việc nghiên cứu, các khớp được biểu diễn trên những hình vẽ bằng những lược đồ quy ước



Hình 1.9. Lược đồ quy ước

3. Lược đồ khâu

Các khâu cũng được thể hiện qua các lược đồ đơn giản gọi là lược đồ khâu



Hình 1.10. Lược đồ khâu

Sau đây là một số lược đồ khớp động thường hay dùng trong kỹ thuật:

Bảng 1.1. Một số lược đồ khớp động thường dùng trong kỹ thuật

Stt	Tên KĐ	Loại KĐ phẳng	Số RB	Lược đồ KĐ
1	Khớp bản lề (khớp quay)	Khớp thấp loại 5	5	
2	Khớp trượt (khớp tịnh tiến)	Khớp thấp loại 5	5	
3	Khớp cao phẳng	Khớp cao loại 4	4	
4	Khớp vít	Khớp thấp loại 5	5	
6	Khớp cầu	Khớp thấp loại 3	3	
7	Khớp trụ	Khớp thấp loại 4	4	
8	Khớp trụ quay	Khớp thấp loại 5	5	
9	Khớp tịnh tiến	Khớp thấp loại 5	5	

Trên lược đồ khâu phải thể hiện đầy đủ các khớp động, các kích thước có ảnh hưởng đến chuyển động của khâu và chuyển động của cơ cấu

1.1.4. Chuỗi động và cơ cấu

1. Chuỗi động

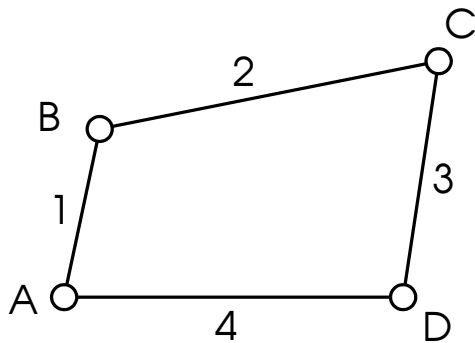
* *Định nghĩa:* Nhiều khâu nối động với nhau tạo thành một chuỗi động

* *Phân loại*

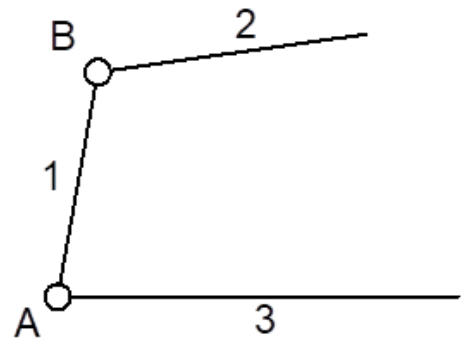
- Phân loại theo cấu trúc hình học có hai loại chuỗi động: chuỗi động kín và chuỗi động hở.

+ Chuỗi động kín là chuỗi động trong đó có các khâu được nối động với ít nhất hai khâu khác; tức là tham gia ít nhất 2 khớp động, (hình 1.11. a)

+ Chuỗi động hở (hình 1.11. b) là chuỗi động trong đó có các khâu chỉ được nối động với một khâu khác; tức là chỉ tham gia một khớp động.

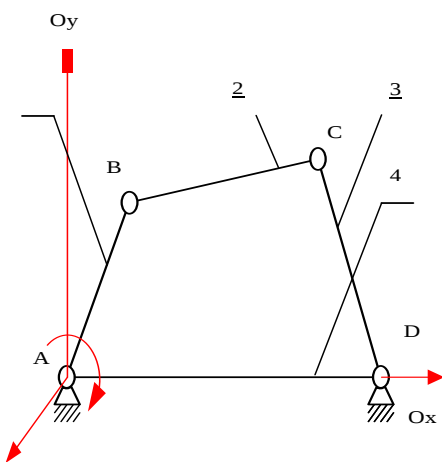


Hình 1.11a. Chuỗi động kín

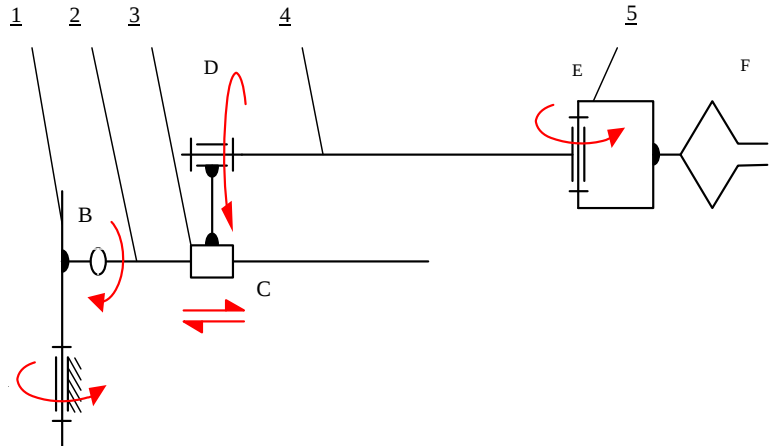


Hình 1.11b. Chuỗi động hở

- Phân loại theo chuyển động có hai loại: chuỗi động phẳng và chuỗi động không gian.



Hình 1.12. Chuỗi động phẳng



Hình 1.13. Chuỗi động không gian

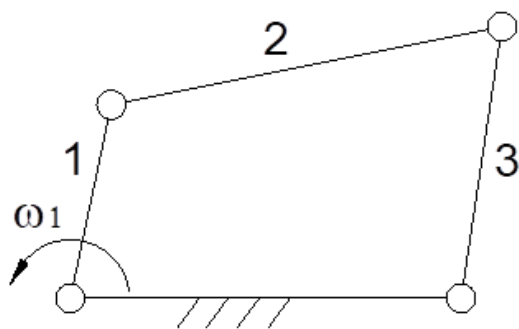
+ Chuỗi động phẳng là: chuỗi động trong đó các khâu chuyển động trên cùng một mặt phẳng hoặc trên những mặt phẳng song song với nhau. (Hình 1.12).

+ Chuỗi động không gian là: chuỗi động trong đó các khâu chuyển động trên những mặt phẳng không song song với nhau (hình 1.13).

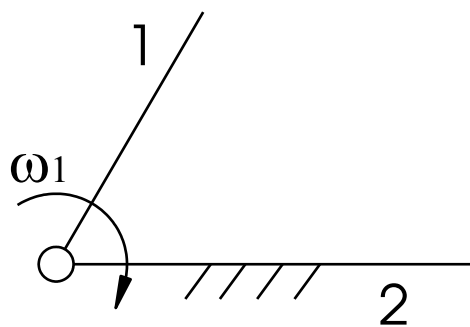
2. Cơ cấu

Định nghĩa: Cơ cấu là một chuỗi động có một khâu được lấy làm hệ qui chiếu gọi là giá và các khâu còn lại gọi là khâu động có chuyển động xác định trong hệ qui chiếu này.

Lưu ý: thực tế khâu gọi là giá có thể cố định (như vỏ máy hoặc móng máy) hoặc không cố định, khi xét chuyển động các khâu với giá, giá được xem là cố định.



Hình. 1.14 Cơ cấu 4 khâu bản lề

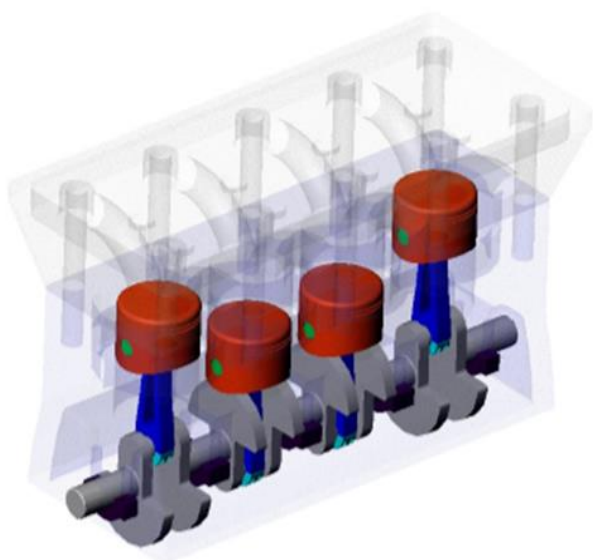


Hình. 1.15 Cơ cấu rotor động cơ điện

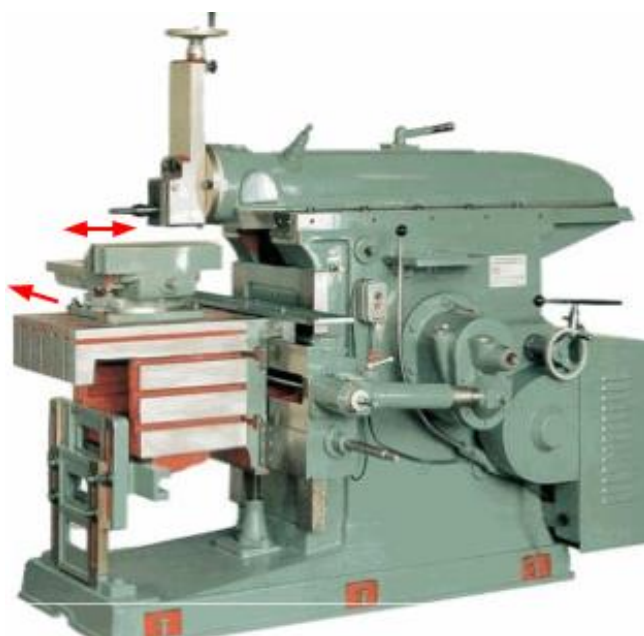
1.1.5. Máy

1. Định nghĩa

Máy là tập hợp những cơ cấu, có nhiệm vụ biến đổi hay sử dụng cơ năng để làm ra công có ích. Ví dụ: Động cơ nổ, máy bào ngang



Hình 1.16a. Động cơ nổ



Hình 1.16b. Máy bào ngang

2. Phân loại

Tùy nhiệm vụ, máy được chia làm hai loại chính:

- Máy năng lượng: nhiệm vụ biến đổi các dạng năng lượng
- Máy công tác: sử dụng cơ năng làm ra công có ích. Máy công tác dùng để thực hiện các quy trình công nghệ khác nhau trong sản xuất: biến đổi hình dáng, kích thước, vị trí, trạng thái... của sản phẩm hay nguyên vật liệu. Ví dụ máy tiện, máy dẹt...

Theo phương pháp điều khiển chuyển động, máy được chia thành:

- Máy điều khiển bằng tay: người công nhân phải trực tiếp thao tác điều khiển.
- Máy tự động: tất cả các công việc đều được thực hiện theo chương trình định sẵn, nhờ sử dụng thiết bị điện tử đặc biệt (máy cắt kim loại điều khiển theo chương trình số, người máy công nghiệp v.v...).
- Máy bán tự động: một số động tác điều khiển bằng tay, một số động tác được tự động.

R: là tổng số ràng buộc của các khớp động trong cơ cấu (tổng số bậc tự do bị hạn chế).

1. Số bậc tự do trong cơ cấu

Xét cơ cấu gồm giá cố định và n khâu động: Do mỗi khâu động khi để rời sẽ có 6 bậc tự do nên tổng số bậc tự do của n khâu động: $W_0 = 6n$

2. Số ràng buộc chứa trong cơ cấu R

Để tính bậc tự do cơ cấu sẽ chúng ta phải tính được số ràng buộc R

* Đối với các cơ cấu mà lược đồ không có một đa giác nào cả, tức là không có khớp nào là khớp đóng kín, sau khi nối n khâu động lại với nhau và với giá bằng P_k khớp loại k, thì tổng số ràng buộc của các khớp động trong cơ cấu được xác định như sau:

$$R = \sum_k k.P_k = 1P_1 + 2P_2 + 3P_3 + 4P_4 + 5P_5$$

Với P_k : là số khớp loại k trong cơ cấu.

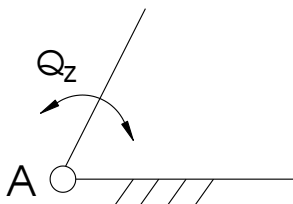
K: là chỉ số bằng số ràng buộc của khớp động loại k.

Ví dụ 1: cơ cấu rô to, (hình 1.19)

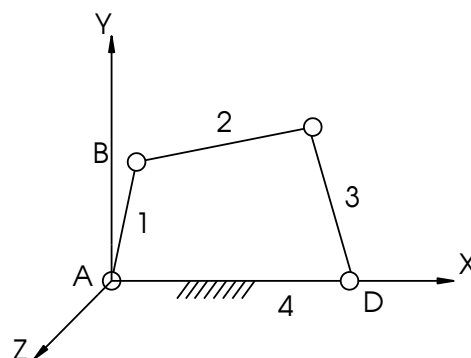
Có $n=1$ (vì có 1 khâu động), $P_k=P_5=1$ (khớp quay A loại 5), $k=5$ (khớp A có 5 ràng buộc)

$$W=W_0-R=6n-5P_5=6.1-5.1=1$$

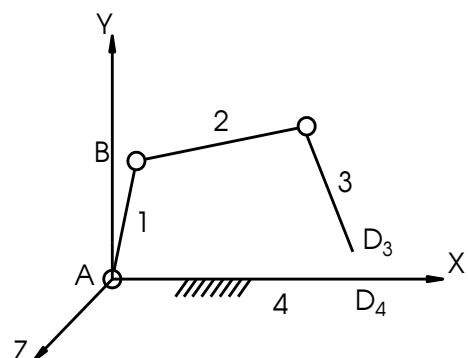
Như vậy cơ cấu có 1 bậc tự do hay nói một cách khác là có một khả năng chuyển động (Q_z).



Hình 1.19



Hình 1.20



Hình 1.21

* Đối với các cơ cấu mà lược đồ là một hay một số đa giác đóng kín, hoặc đối với một số cơ cấu có cấu trúc hình học đặc biệt, những yếu tố hình học này cũng có ảnh hưởng tới việc xác định tổng số ràng buộc R trong cơ cấu, ta phải xét đến các ràng buộc trùng R_{tr} và ràng buộc thừa r_{th} trong công thức tính bậc tự do. Khi đó:

$$R = \sum_k k.P_k - R_{tr} - R_{th}$$

$$W = 6.n - (\sum_k k.P_k - R_{tr} - R_{th})$$

Ví dụ 2: Xét cơ cấu (hình 1.20), cơ cấu này có lược đồ động là một tứ giác, do đó cơ cấu có một khớp đóng kín. Có thể chọn tùy ý một trong bốn khớp động làm khớp đóng kín. Giả sử chọn khớp D làm khớp đóng kín và các khâu 3, 2, 1, 4 đã được nối động với nhau lần lượt bởi các khớp bản lề C, B, A.

Nếu khớp D chưa được nối đóng kín, (hình 1.21) thì các khâu 3 và 4 hiện tại chưa được nối động trực tiếp với nhau, nhưng đã được nối động gián tiếp qua các khâu 1 và 2 và các

khớp động: A, B, C. Sự nối động gián tiếp này đã hạn chế một số bậc tự do (T_z, Q_y, Q_x), tức là đã tạo ra cho hai khâu 3 và 4 này một số ràng buộc gián tiếp đó là: T_z, Q_y, Q_x .

Nếu khâu 3 và 4 được nối động trực tiếp với nhau bằng khớp quay D (hình 1.20) thì giữa khâu 3 và 4 có 5 ràng buộc là T_x, T_y, T_z, Q_x, Q_y . Như vậy có 3 ràng buộc trùng nhau giữa các ràng buộc trực tiếp và các ràng buộc gián tiếp là T_z, Q_y, Q_x . được gọi là ràng buộc trùng và kí hiệu là R_{tr} . Công thức tính không phân biệt được các ràng buộc này dẫn đến số ràng buộc tính lớn hơn số ràng buộc thực.

Vậy $n=3, P_5=4, R_{tr}=3$; (cơ cấu có một khớp khép kín).

$$\text{Áp dụng công thức: } W=6.n-(\sum_k k.P_k - R_{tr})=6.3-(5.4 - 3)=1$$

$W = 1$; tức là có một khả năng chuyển động, đó là chuyển động quay Q_z .

1.2.3. Công thức tính bậc tự do cơ cấu phẳng

Cơ cấu phẳng là cơ cấu có các khâu được xem như nằm trên cùng một mặt phẳng (hay trên các mặt phẳng song song nhau). Xét cơ cấu phẳng gồm n khâu động nối với nhau bằng P_4 khớp loại 4 (khớp bánh răng phẳng, khớp cam phẳng) và P_5 khớp loại 5 (khớp quay, khớp tịnh tiến).

Số bậc tự do trong cơ cấu phẳng

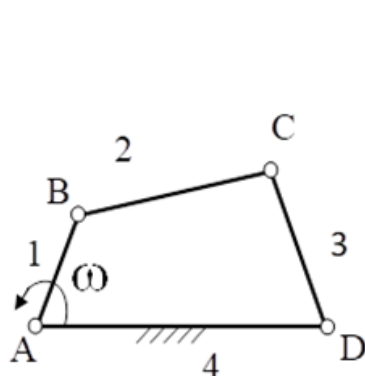
Một khâu để rời có 3 bậc tự do $\Rightarrow$ bậc tự do tổng cộng của n khâu động là $W = 3n$.

Số ràng buộc chứa trong cơ cấu phẳng

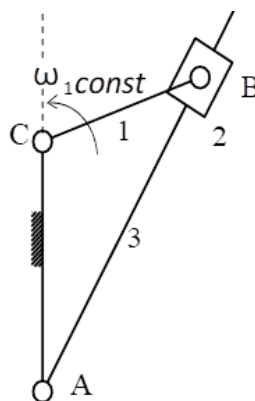
Khớp loại 4 chứa 1 ràng buộc. Khớp loại 5 chứa 2 ràng buộc. $\Rightarrow$ tổng số ràng buộc trong cơ cấu:

$$R = (1P_4 + 2P_5) - R_0$$

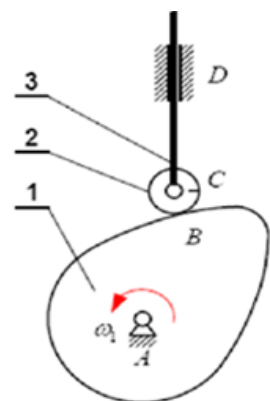
Ví dụ 1: Cơ cấu 4 khâu bản lề phẳng (hình 1.22)



Hình 1.22. Cơ cấu bốn khâu bản lề



Hình 1.22. Cơ cấu Cu-lit phẳng



Hình 1.23. Cơ cấu cam

Tổng số khâu động: $n = 3$ (1, 2, 3)

Số khớp loại 4: $P_4 = 0$

Số khớp loại 5: $P_5 = 4$

Bậc tự do của cơ cấu: $W = 3.3 - (2.4 + 0) = 1$ bậc tự do

Ví dụ 2: Cơ cấu Cu-lít phẳng (hình 1.23) ta có tổng số khâu động $n = 3$; số khớp loại 4 $P_4=0$; số khớp loại 5 $P_5=4 \Rightarrow$ Bậc tự do của cơ cấu là $W=3.3-(2.4+0)= 1$ bậc tự do

1.2.4. Bậc tự do thừa, ràng buộc thừa

1. Bậc tự do thừa

Ví dụ: Tính bậc tự do của cơ cấu cam cần đẩy đẩy con lăn (hình 1.24).

Ta có: tổng số khâu động $n = 3$; số khớp loại 4 $P_4 = 1$; số khớp loại 5 $P_5 = 3$

$\Rightarrow$ Bậc tự do của cơ cấu là $W = 3.3 - (2.3 + 1) = 2$ bậc tự do cần

- Trong thực tế, cơ cấu bên chỉ có 1 bậc tự do vì chuyển động lăn của con lăn 2 quanh khớp B không ảnh hưởng đến chuyển động có ích của cơ cấu nên không được kể vào bậc tự do của cơ cấu.

- Bậc tự do thêm vào mà không làm ảnh hưởng đến chuyển động của cơ cấu gọi là bậc tự do thừa, ký hiệu là W_{th} .

Suy ra: $W = 3n - (2P_5 + P_4) - W_{th}$

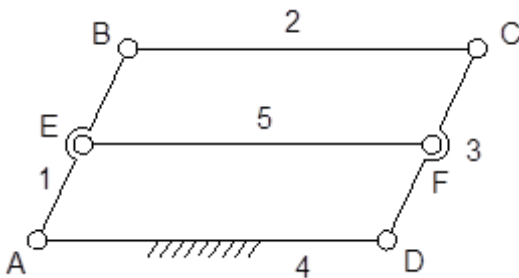
- Trở lại cơ cấu cam ở trên: $W = 3 \times 3 - (2 \times 3 + 1) - 1 = 1$ bậc tự do

2. Ràng buộc thừa

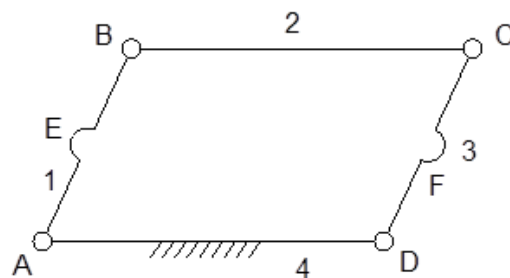
Ví dụ 3: Xét cơ cấu hình bình hành (hình 1.25a), hình bình hành này gồm có 4 khâu động (khâu 1, 2, 3, 5) và 6 khớp bản lề (A, B, C, D, E, F). Tất cả các khớp động đều có đường tâm trục song song với nhau. Ngoài ra còn có: $AB = DC$, $AE = DF$, $AD = BC = EF$ và có hai khớp động đóng vai trò khớp khép kín (có thể chọn khớp D và F); vì lược đồ động của cơ cấu gồm hai đa giác: ABCD và AEFD.

Từ công thức tính bậc tự do cơ cấu ta có: $W = 6.n - (\sum_k k.P_k - R_{tr}) = 6.4 - (5.6 - 2.3) = 0$

Theo kết quả tính thì hình bình hành (hình 1.25a) là một giàn tĩnh định; không chuyển động được. Nhưng thực chất thì đây chính là một cơ cấu và có số bậc tự do lớn hơn 0. Có thể giải thích điều này như sau:



Hình 1.25a. Cơ cấu hình bình hành



Hình 1.25a. Cơ cấu hình bình hành đã tách khâu

Cơ cấu hình 1.25b, khi chưa nối khâu 1 và 3 bằng khâu 5 và hai khớp quay: E và F, thì chính là cơ cấu bốn khâu bản lề. Cơ cấu này có lược đồ là một hình bình hành và có $W = 1$. Việc nối khâu 1 và 3 bằng khâu 5 và hai khớp quay: E và F, là nhằm mục đích giữ cho hai điểm: E_1 thuộc khâu 1 và F_3 thuộc khâu 3, luôn cách nhau một khoảng cố định và bằng độ dài của khâu 5; $l_{E_1F_3} = l_{AD} = l_{BC}$. Việc nối như vậy là thừa, vì $l_{AE} = l_{DF}$ và ABCD là hbh, nên luôn có: $l_{E_1F_3} = l_{AD} = l_{BC}$.

Xét về mặt chuỗi động, cơ cấu hình bình hành hình 1.25a và hình 1.25b không có gì khác nhau, nhưng cơ cấu hình 1.25a có cấu trúc bền hơn cơ cấu hình 1.25b. Khâu 5 và hai khớp bản lề: E và F, đã tạo ra một số ràng buộc không làm vai trò hạn chế bớt số bậc tự do

của cơ cấu mà chỉ nhằm làm tăng độ bền cho cơ cấu này. Ràng buộc này được gọi là ràng buộc thừa. Khi tính tổng số ràng buộc của các khớp động trong cơ cấu hình 1.25a công thức tính đã tính ra kết quả lớn hơn ràng buộc thực tế một lượng là R_{th} (ràng buộc thừa). Số ràng buộc đúng thực phải là: $R = \sum_k k.P_k - R_{tr} - R_{th}$

Cơ cấu trong hình 1.25a có khâu 5 và hai khớp E, F (còn gọi là nhóm khâu khớp thừa) nên $R_{th} = 1$. Vậy số bậc tự do của cơ cấu là

$$W = 6.n - \left(\sum_k k.P_k - R_{tr} - R_{th} \right) = 6.4 - (5.6 - 2.3 - 1) = 1$$

Tóm lại công thức tính bậc tự do:

+ Cơ cấu không gian: $W = 6.n - \left(\sum_k k.P_k - R_{tr} - R_{th} \right)$

+ Cơ cấu phẳng: $W = 3n - (2P_5 + P_4 - R_{th}) - W_{th}$

Với: n : số khâu động, k : loại khớp động, P_k : số khớp loại k ; R_{tr} : số ràng buộc trùng; R_{th} : số ràng buộc thừa; W_{th} : số bậc tự do thừa

3. Khâu dẫn và ý nghĩa của bậc tự do

* **Khâu dẫn**: Trong cơ cấu, khâu có qui luật chuyển động cho trước được gọi là khâu dẫn. Khâu dẫn thường được chọn là khâu nối với giá bằng khớp loại 5

* **Ý nghĩa của bậc tự do**: Số bậc tự do cơ cấu bằng số qui luật chuyển động cần phải cho trước của các khâu, để cho qui luật chuyển động của toàn cơ cấu hoàn toàn xác định. Trong cơ cấu có bao nhiêu bậc tự do thì cần bấy nhiêu khâu dẫn.

1.3. CƠ CẤU KHỚP LOẠI THẤP

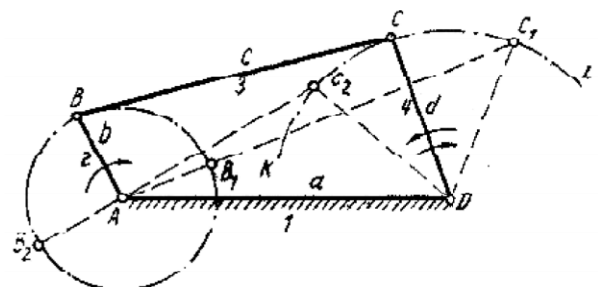
1.3.1. Cơ cấu bốn khâu bản lề

1. Nguyên lý làm việc và chuyển động

Cơ cấu bốn khâu bản lề là dạng cơ bản của các loại cơ cấu phẳng dùng khớp thấp.

Các loại cơ cấu nói chung và cơ cấu bốn khâu bản lề nói riêng, cơ cấu nào cũng có một khâu cố định gọi là giá. Các khâu còn lại có chuyển động tương đối với nhau gọi là khâu động. Trong các khâu động, khâu có chuyển động quay và quay với vận tốc không đổi gọi là khâu dẫn, các khâu còn lại gọi là khâu bị dẫn.

Hình 1.26 là lược đồ biểu diễn cấu tạo của cơ cấu bốn khâu bản lề. Trong cơ cấu này, khâu AD có chiều dài a là giá, khâu đối diện với giá được gọi là thanh truyền, hai khâu còn lại gọi là khâu nối giá.



Hình 1.26

Trong quá trình chuyển động, khâu AB là khâu dẫn thực hiện chuyển động quay quanh A, khâu bị dẫn CD lắc qua lắc lại quanh D thường gọi là cần lắc. Quá trình chuyển động truyền từ khâu dẫn đến khâu bị dẫn thông qua thanh truyền BC có chuyển động song phẳng.

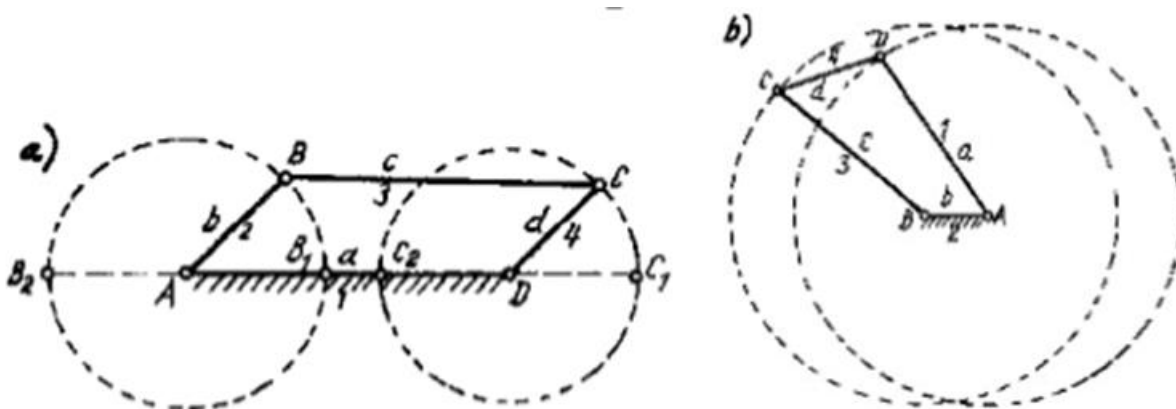
Xét chu trình chuyển động của khâu dẫn: Khi khâu dẫn $AB = b$ quay được một vòng thì cần lắc $CD = d$ thực hiện khoảng chạy kép trên cung C_1C_2 . Hai vị trí C_1D và C_2D gọi là hai vị trí giới hạn hay vị trí biên (vị trí để xác định góc lắc C_1DC_2). Ứng với vị trí biên, tay quay AB và thanh truyền BC đều ở vị trí thẳng hàng:

- Vị trí duỗi thẳng $AB_1C_1 = AB + BC = b + c$
- Vị trí trập giữa tay quay và thanh truyền là AB_2 và B_2C_2

2. Điều kiện quay toàn vòng của khâu dẫn

“Cơ cấu bốn khâu bản lề có khâu quay toàn vòng khi và chỉ khi nào tổng chiều dài của khâu ngắn nhất và khâu dài nhất nhỏ hơn hoặc bằng tổng chiều dài của hai khâu còn lại. Và khi đó:

- Khi chọn khâu kề với khâu ngắn nhất làm giá thì khâu ngắn nhất là tay quay, khâu đối diện với tay quay là cần lắc (hình 1.27a).
- Khi chọn khâu ngắn nhất làm giá, thì cả hai khâu nối giá đều là tay quay (h1.27b).
- Khi chọn khâu đối diện với khâu ngắn nhất làm giá thì cả hai khâu nối giá đều là cần lắc và khâu ngắn nhất sẽ quay toàn vòng ”.



Hình 1.27

Thật vậy, từ (hình 1.26) ta thấy: muốn cho tay quay AB quay toàn vòng thì AB phải qua hai vị trí AB_1 và AB_2 (tương ứng với hai vị trí biên của cần lắc CD , đồng thời AB và BC thẳng hàng).

Trên hình 1.26, xét $\triangle AC_1D$ có:

$$AC_1 \leq AD + DC_1 \quad (1)$$

$$\text{Hay: } b + c \leq a + d$$

Xét $\triangle AC_2D$ có:

$$AD \leq AC_2 + C_2D \quad (2)$$

$$\text{Trong đó: } AC_2 = B_2C_2 - B_2A = c - b$$

$$(2) \rightarrow a \leq c - b + d$$

$$\text{Hay } \begin{cases} a + b \leq c + d \\ b + c \leq a + d \end{cases}$$

cuối cùng, ta có điều kiện để khâu AB quay toàn vòng quanh A là: $a + b \leq c + d$

1.3.2. Biến thể của bốn khâu bản lề

Cơ cấu bốn khâu bản lề đã xét ở trên là dạng cấu tạo cơ bản, cơ cấu này được dùng trong thực tế dưới những dạng biến thể khác nhau (các dạng biến thể này về mặt nguyên lý cấu tạo là không thay đổi).

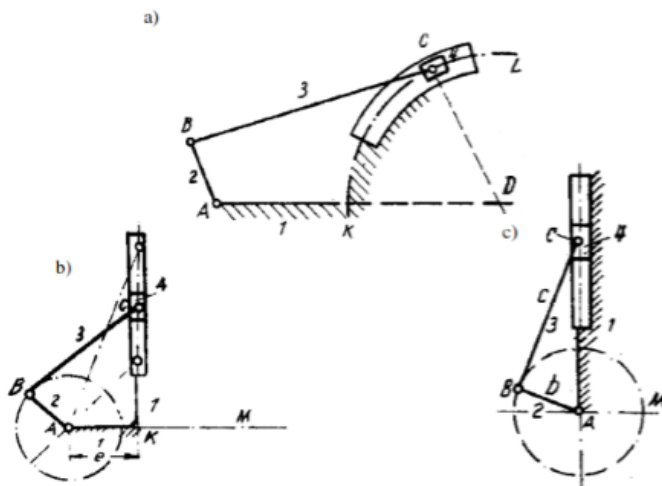
1. Cơ cấu tay quay con trượt

Giả sử khớp **D** lùi rất xa, tức là bán kính cần lắc CD rất lớn. Lúc đó khớp C sẽ có quỹ đạo là cung KL gần như là một đường thẳng. Khâu CD sẽ trở thành con trượt (4) trượt trong rãnh cong KL (Hình 1.28a)

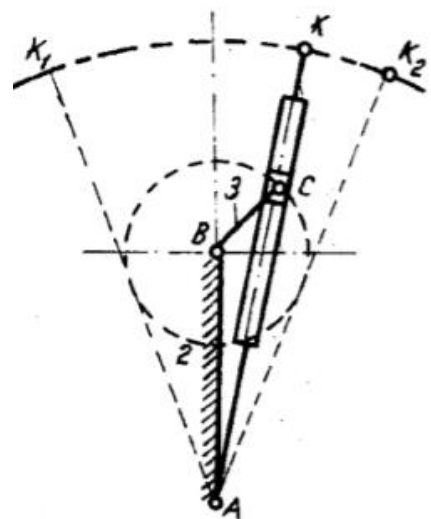
Khi bán kính CD tiến tới vô cùng lớn (∞), quỹ đạo đường cong của khớp C sẽ trở thành đường thẳng, con trượt (4) sẽ chuyển động tịnh tiến qua lại, ta có cơ cấu tay quay con trượt lệch tâm (Hình 1.28b).

Khoảng lệch tâm e gọi là tâm sai.

Khi tâm sai $e = 0$, quỹ chuyển động của con trượt đi qua tâm quay của tay quay, ta có cơ cấu tay quay con trượt trùng tâm (Hình 1.28c).



Hình 1.28



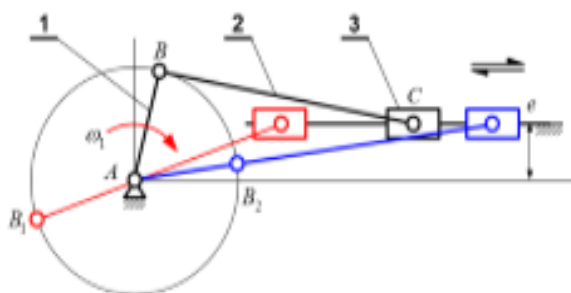
Hình 1.29

2. Cơ cấu culit quay

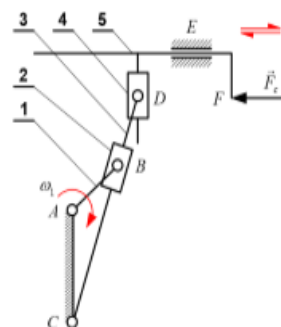
Trường hợp đổi khâu 2 làm giá và kích thước khâu 2 lớn hơn khâu 3 ($AB > BC$) ta có cơ cấu culit quay như hình 1.29.

1.3.3. Ứng dụng cơ cấu bốn khâu bản lề

1. Ứng dụng truyền chuyển động



Hình 1.30



Hình 1.31



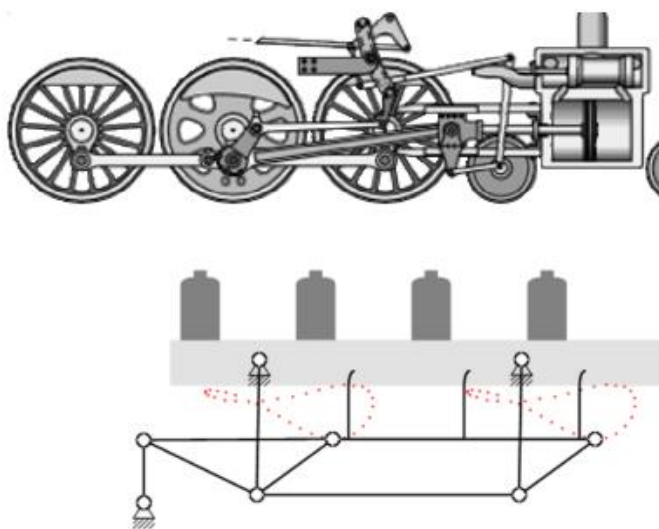
Hình 1.32

- Cơ cấu phẳng toàn khớp thấp là cơ cấu phẳng trong đó khớp động giữa các khâu là khớp thấp (khớp tịnh tiến loại 5 hay khớp bản lề)

- Được sử dụng nhiều trong thực tế kỹ thuật
- + Cơ cấu culít dùng trong máy bào
- + Cơ cấu tay quay - con trượt dùng trong động cơ nổ, máy ép trục khuỷ, ...
- + Cơ cấu 4 khâu bản lề dùng trong hệ thống giảm chấn của xe đạp, ...

2. Ứng dụng khác

- Được dùng nhiều trong thực tế
- + Khâu 1 quay, khâu 3 quay: cơ cấu hình bình hành, ...
- + Khâu 1 quay, khâu 3 lắc: cơ cấu ba-tăng máy dệt, ...
- + Khâu 1 lắc, khâu 3 quay: cơ cấu bàn đạp máy may, ...
- + Khâu 1 lắc, khâu 3 lắc: cơ cấu đo vải...



Hình 1.33. Các cơ cấu được dùng trong thực tế

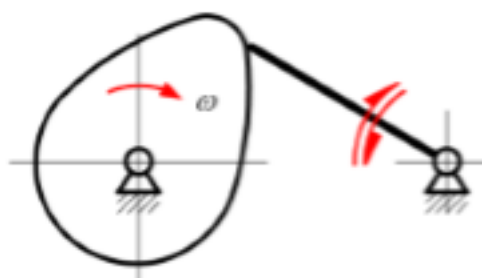
1.4. CƠ CẤU KHỚP LOẠI CAO

1.4.1. Cơ cấu cam

1. Định nghĩa

Cơ cấu cam là cơ cấu trong đó khâu bị dẫn được nối với khâu dẫn bằng khớp cao và chuyển động của khâu bị dẫn theo qui luật do hình dạng tiếp xúc trên khâu dẫn quyết định. Trong cơ cấu cam, khâu bị dẫn được gọi là cần và khâu dẫn là cam.

Ví dụ: Cơ cấu cam, khâu 1 là cam, khâu 2 là cần



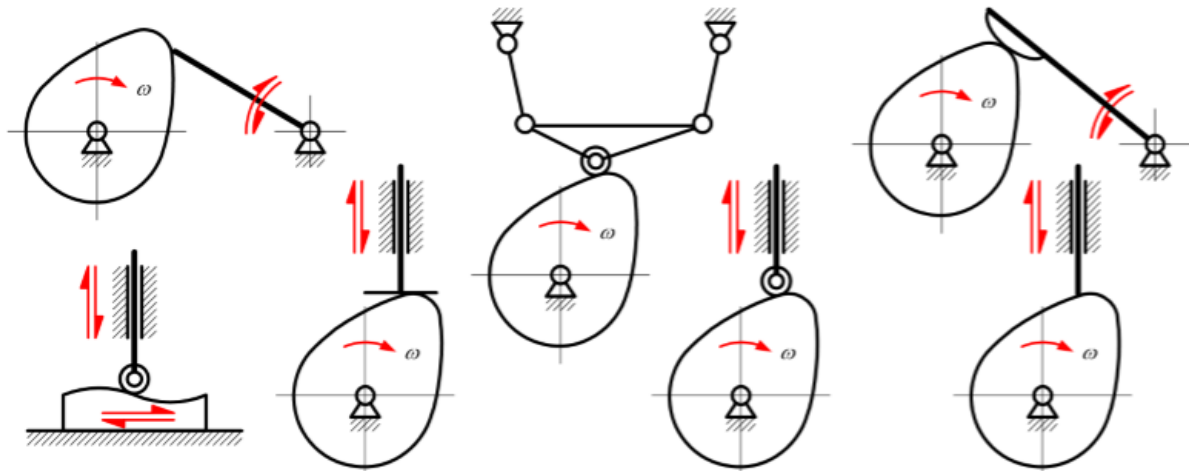
Hình 1.34. Cơ cấu cam

2. Phân loại và công dụng

a) Phân loại

- Cơ cấu cam phẳng: các khâu chuyển động trong một mặt phẳng hay trong các mặt phẳng song song nhau.

- + Theo chuyển động của cam: cam quay, cam tịnh tiến
- + Theo chuyển động của cần: lắc, tịnh tiến, chuyển động song phẳng
- + Theo đáy của cần: bằng, nhọn, đáy con lăn, biên dạng bất kỳ



Hình 1.35. Một số cơ cấu cam phẳng

- Cơ cấu cam không gian: các khâu chuyển động trong các mặt phẳng không song song nhau



Hình 1.36. Một số cơ cấu cam không gian

b) Công dụng

Cam có nhiều ứng dụng rất quan trọng trong hoạt động của các thiết bị máy móc đặc biệt là những máy những cơ cấu tự động như máy in, máy dùng trong ngành giày, dệt may, máy cắt bánh răng...

3. Ứng dụng cơ cấu cam

- + Trục cam động cơ
- + Cơ cấu cấp phôi
- + Cơ cấu cuốn sợi

1.4.2. Cơ cấu bánh răng

1. Định nghĩa

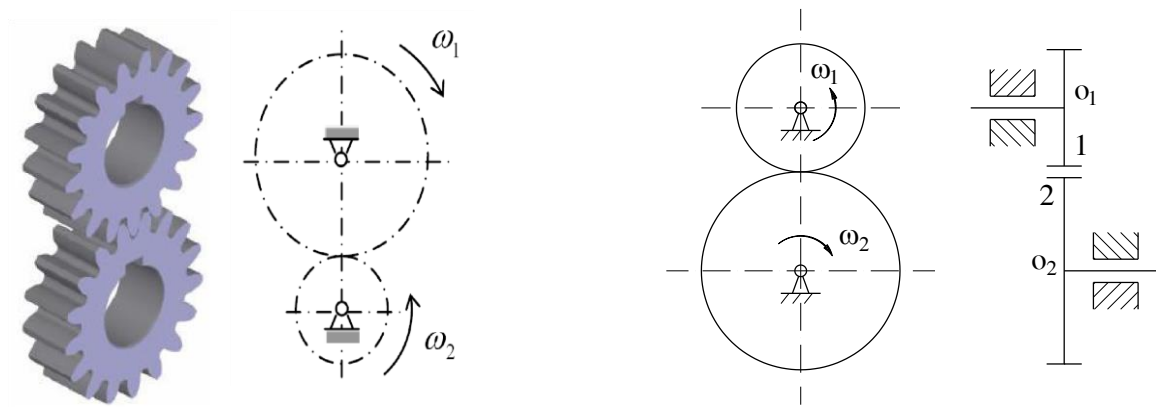
Cơ cấu bánh răng là cơ cấu có khớp cao dùng để biến đổi hoặc truyền chuyển động theo nguyên tắc ăn khớp trực tiếp giữa hai khâu.



Hình 1.37. Cơ cấu bánh răng

2. Phân loại

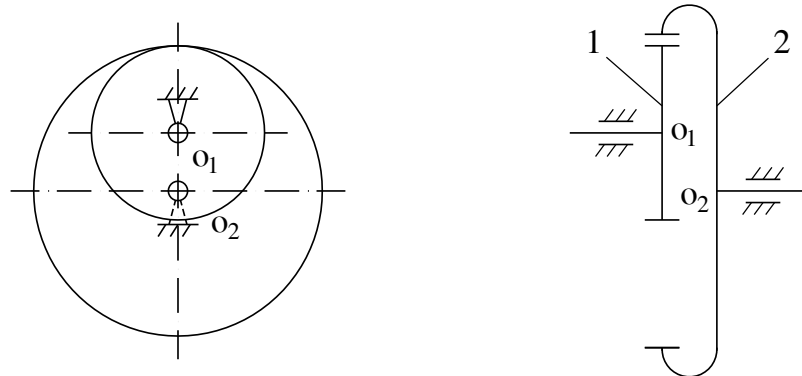
- Theo vị trí tương đối giữa hai trục quay: bánh răng nội tiếp và bánh răng ngoại tiếp.



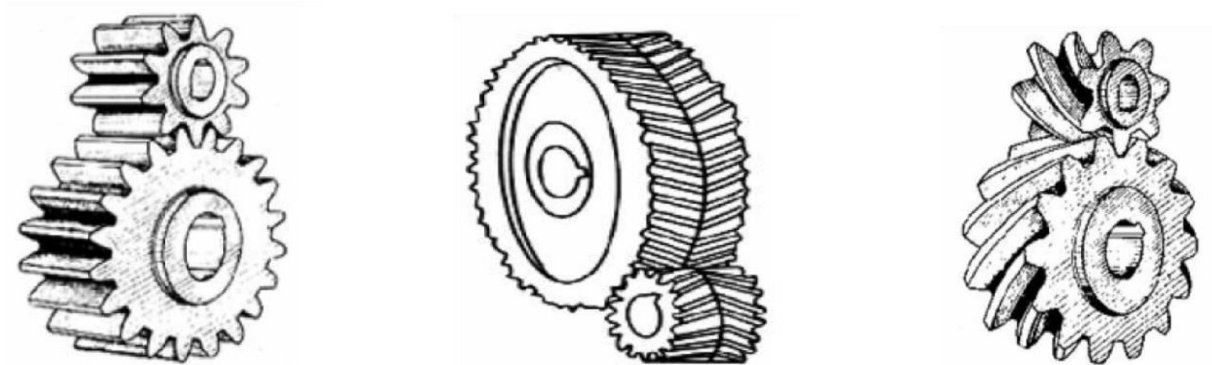
Hình 1.38. Cặp bánh răng ngoại tiếp

Cặp bánh răng ngoại tiếp: hai tâm quay nằm ở hai phía của điểm tiếp xúc hai vòng lăn trên lược đồ (hình 1.38).

Cặp bánh răng nội tiếp: hai tâm quay nằm ở một phía của điểm tiếp xúc hai vòng lăn (hình 1.39).



Hình 1.39. Cặp bánh răng nội tiếp



Hình 1.40. Các loại bánh răng

+ Theo sự phân bố của răng trên BR: BR răng thẳng, BR răng xoắn (ngiêng), BR răng chữ V.

+ Theo biên dạng răng: BR thân khai, BR xyclôit, BR Nô- vi- cốp.

3. Công dụng

- Thực hiện tỉ số truyền lớn
- Truyền động giữa hai trục xa nhau
- Thay đổi tỉ số truyền
- Thay đổi chiều quay

- Tổng hợp hay phân tích chuyển động

1.5. BÀI TẬP CHƯƠNG I

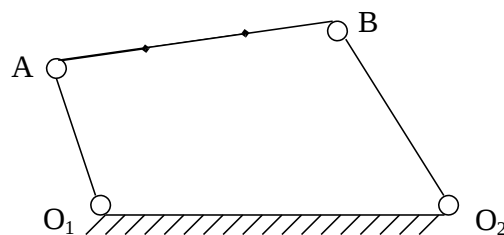
Bài 1: Cho cơ cấu bốn khâu bản lề như hình 1.41:

a) Cho $l_{O_1A} = 100mm$; $l_{AB} = 500mm$;

$l_{BO_2} = 250mm$; $l_{O_1O_2} = 400mm$

Xác định khâu quay toàn vòng và cần lắc.

b) Cho $l_{O_1A} = 15mm$; $l_{AB} = l_{BO_2} = 60mm$; $l_{O_1O_2} = 45mm$. Xác định khâu quay toàn vòng và cần lắc.



Hình 1.41

c) Cho cơ cấu bốn khâu bản lề (hình 1.41). Biết tay quay O_1A quay toàn vòng, hãy xác định chiều dài tối thiểu của khâu bị dẫn O_2B để O_2B là cần lắc?

Biết $l_{O_1O_2} = 1000mm$; $l_{O_1A} = 200mm$; $l_{AB} = 1500mm$

Bài 2: Tính bậc tự do của cơ cấu động cơ đốt trong kiểu chữ V (hình 1.42).

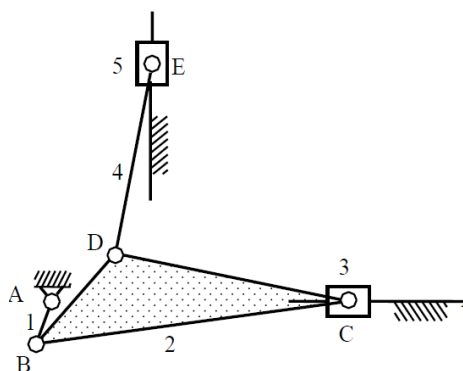
Bài 3: Tính bậc tự do của cơ cấu vẽ đường thẳng của Lipkin (hình 1.43).

Cho: $l_{AD} = l_{AE}$; $l_{BD} = l_{DC} = l_{CE} = l_{EB}$; $l_{AF} = l_{FB}$

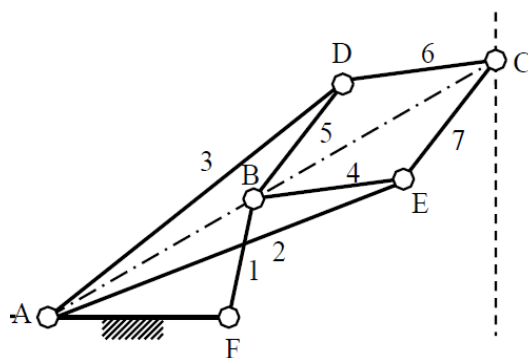
Bài 4: Tính bậc tự do của cơ cấu chuyển động theo quỹ đạo cho trước (hình 1.44).

Bài 5: Tính bậc tự do của cơ cấu vẽ đường thẳng (hình 1.45).

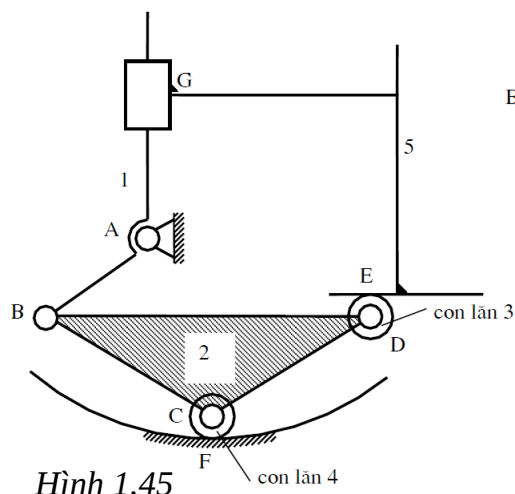
Cho $l_{ED} = l_{FG} = l_{FD}$; $l_{CD} = l_{CF} = 1,96 l_{ED}$; $l_{ED} = l_{EG}$



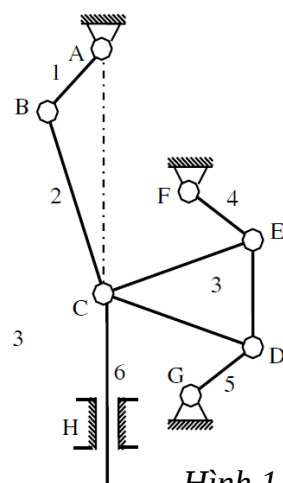
Hình 1.43



Hình 1.44



Hình 1.45



Hình 1.46

CHƯƠNG 2. TRUYỀN DẪN CƠ KHÍ TRONG MÁY

Giới thiệu:

Máy móc thiết bị hiện đại được chế tạo từ các bộ phận chính: động cơ, hệ thống truyền động, bộ phận công tác và hệ thống điều khiển. Chỉ vài trường hợp động cơ quay bằng số vòng quay của bộ phận công tác nhưng đa phần động cơ và bộ phận công tác quay khác nhau. Do đó ta cần hệ thống truyền động để truyền chuyển động và công suất từ động cơ sang bộ phận công tác. Trong chương này hướng dẫn sinh viên tính toán hệ thống truyền động trên.

Mục tiêu:

Sau khi học xong chương này sinh viên phải:

- Trình bày được khái niệm về truyền động cơ khí.
- Trình bày được chức năng của hệ thống truyền động cơ khí.
- Phân loại được hệ thống truyền động cơ khí.
- Trình bày được các đại lượng đặc trưng của chuyển động quay.
- Trình bày được nguyên lý truyền động, tỉ số truyền các hộp giảm tốc thông dụng.
- Trình bày được nguyên lý truyền động, tỉ số truyền của bộ truyền có chi tiết trung gian.
- Tính toán được công suất và tỉ số truyền của hệ thống dẫn động cơ khí.
- Chọn được động cơ và phân phối được tỉ số truyền của hệ thống dẫn động

Nội dung chính:

2.1. HỆ THỐNG TRUYỀN DẪN CƠ KHÍ

2.1.1. Khái niệm hệ thống truyền dẫn cơ khí

Truyền cơ năng đến các bộ phận công tác của máy. Mục đích nhằm thay đổi tốc độ, và đặc tính chuyển động.

Trong các thiết bị và dây chuyền công nghệ sử dụng nhiều loại truyền động:

- Truyền động cơ khí
- Truyền động điện
- Truyền động thủy lực, khí nén

Trong đó, truyền động cơ khí được dùng nhiều nhất. Trong đó truyền động cơ khí là những cơ cấu dùng để truyền cơ năng từ động cơ điện các bộ phận của máy, thường có biến đổi lực, vận tốc hoặc momen hay đôi khi biến đổi các đặc tính và qui luật chuyển động.

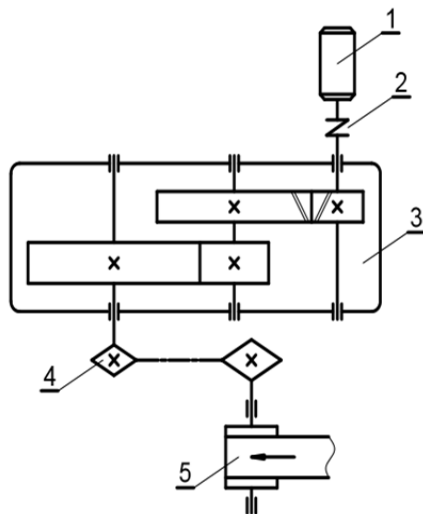
2.1.2. Chức năng của hệ thống truyền động cơ khí

- 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)

2.1.3 Phân loại hệ thống truyền động cơ khí

Truyền động cơ khi 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 ...



- 1- Động cơ
- 2- Khớp nối
- 3- Hộp giảm tốc
- 4- Bộ truyền xích
- 5- Băng tải

Hình 2.1. Hệ thống dẫn động băng tải

2.1.4. Chuyển động quay và các đại lượng đặc trưng

- Tốc độ chuyển động quay: ω (rad/s)

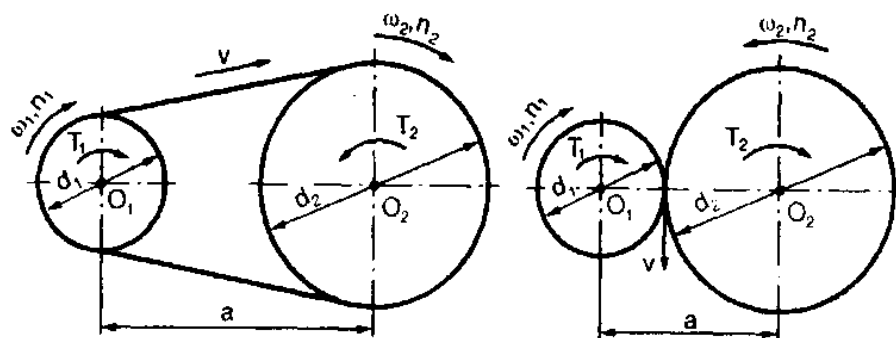
$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad \text{trong đó } n: \text{ số vòng quay (vòng/phút)}$$

- Vận tốc: v (m/s)

$$v = \frac{\omega r}{1000} = \frac{\pi d n}{60000}$$

- Công suất: P (kW)

$$P = \frac{F_t \cdot v}{1000} = \frac{T \cdot n}{9,55 \cdot 10^6}$$



Hình 2.2

- Momen T_1 của lực tạo chuyển động đặt trên trục dẫn O_1 .
- Momen T_2 của lực cản đặt trên trục bị dẫn O_2 .
- Tỷ số truyền (u) là tỷ số vận tốc góc

$$u = u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

- Hiệu suất:

$$\eta = \frac{A_2}{A_1} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{T_2}{T_1 u}$$

2.1.5. Tỷ số truyền và hiệu suất của bộ truyền

Tỷ số truyền chung của hệ thống truyền động:

$$u = \frac{n_{đc}}{n_{ct}}$$

$$u = u_d u_x u_{br} \dots$$

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

- Công suất cần thiết động cơ điện:

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

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

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

Bảng 2.1. Tỷ số truyền các bộ truyền thông dụng

Loại bộ truyền	Tỷ số truyền nên sử dụng
Bộ truyền bánh răng trụ	
- Đẻ hờ	$2 \div 6$
- Hộp giảm tốc 1 cấp	$3 \div 5$
- Hộp giảm tốc 2 cấp	$8 \div 40$
Bộ truyền bánh răng côn	
- Đẻ hờ	$2 \div 3$
- Hộp giảm tốc 1 cấp	$2 \div 4$
- Hộp giảm tốc 2 cấp	$10 \div 25$
Bộ truyền trục vít	
- Đẻ hờ	$10 \div 60$
- Hộp giảm tốc 1 cấp	$10 \div 40$
- Hộp giảm tốc 2 cấp	$300 \div 800$
- Hộp giảm tốc 2 cấp trục vít – bánh răng hoặc bánh răng – trục vít	$60 \div 90$
Bộ truyền đai dẹt	
- Thường	$2 \div 5$
- Có bánh căng	$4 \div 6$
Bộ truyền đai thang	$2 \div 5$
Bộ truyền xích	$2 \div 5$
Bộ truyền bánh ma sát	$2 \div 4$

Bảng 2.2. Hiệu suất các bộ truyền thông dụng

Tên gọi	Hiệu suất η	
	Được che kín	Đề hở
Bộ truyền bánh răng trụ	$0,96 \div 0,98$	$0,93 \div 0,95$
Bộ truyền bánh răng côn	$0,95 \div 0,97$	$0,92 \div 0,94$
Bộ truyền trục vít		
$Z_1 = 1$	$0,70 \div 0,75$	
$Z_1 = 2$	$0,75 \div 0,82$	
$Z_1 = 4$	$0,87 \div 0,92$	
Bộ truyền xích	$0,95 \div 0,97$	$0,90 \div 0,93$
Bộ truyền bánh ma sát	$0,90 \div 0,96$	$0,70 \div 0,88$
Bộ truyền đai		$0,95 \div 0,96$
Một cặp ổ lăn	$0,99 \div 0,995$	
Một cặp ổ trượt	$0,98 \div 0,99$	

2.2. HỘP GIẢM TỐC

2.2.1. Khái niệm chung

Hộp giảm tốc là cơ cấu truyền động bằng ăn khớp trực tiếp có tỉ số truyền không đổi và dùng để giảm vận tốc góc tăng mômen xoắn.

2.2.2. Các loại hộp giảm tốc thông dụng

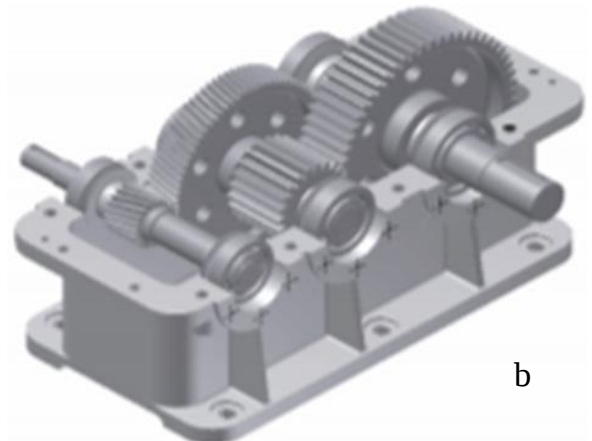
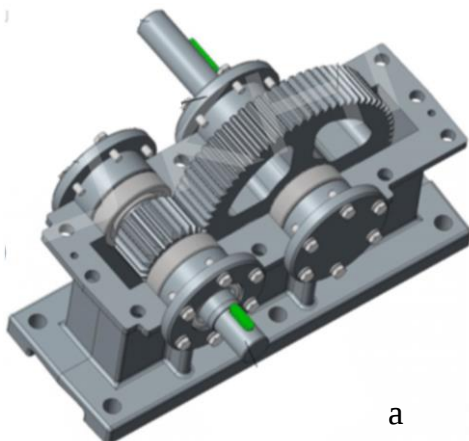
- Theo số các bộ truyền trong hộp, hộp giảm tốc được phân thành một cấp và nhiều cấp.
- Theo loại truyền động, hộp giảm tốc được phân thành hộp giảm tốc bánh răng trụ, hộp giảm tốc bánh răng côn, hộp giảm tốc bánh răng côn-trụ, hộp giảm tốc trục vít, hộp giảm tốc trục vít- bánh răng, hộp giảm tốc bánh răng-trục vít, hộp giảm tốc bánh răng hành tinh, hộp giảm tốc bánh răng sóng vv... Sau đây chỉ trình bày sơ lược một số loại hộp giảm tốc thường dùng.

1. Hộp giảm tốc bánh răng trụ (sơ đồ như trên hình 2.3)

Hộp giảm tốc 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.

Hộp giảm tốc bánh răng trụ một cấp (hình 2.3.a): thường dùng khi $u \leq 7 \div 8$.

Hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp (hình 2.3.b, c,), dùng rất phổ biến khi $u=8 \div 40$.





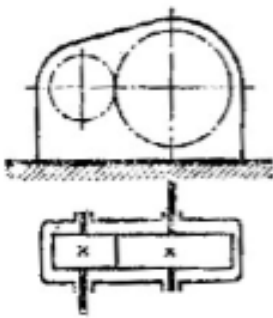
c



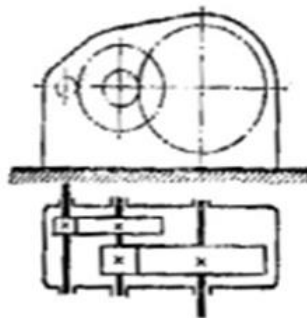
d

Hình 2.3. Hộp giảm tốc bánh răng trụ

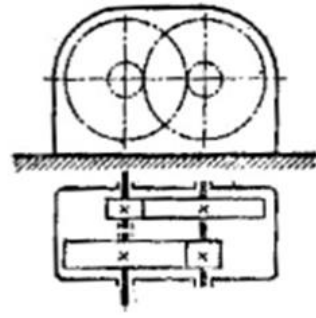
Loại hộp giảm tốc này thường được bố trí theo các sơ đồ sau đây:



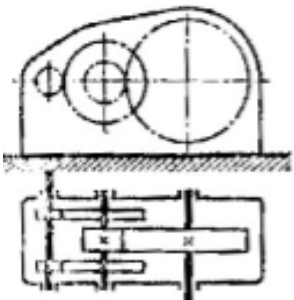
a)



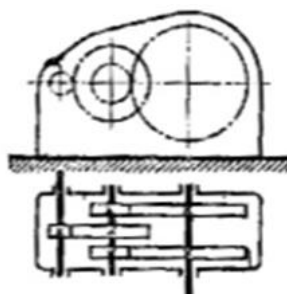
b)



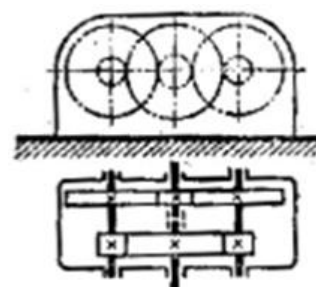
c)



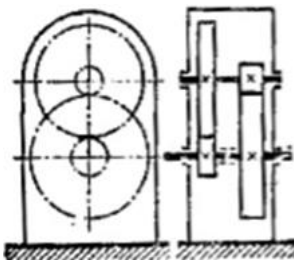
d)



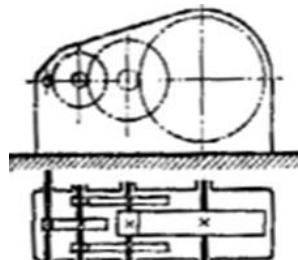
e)



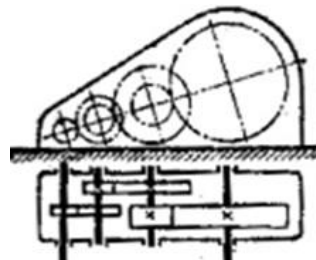
f)



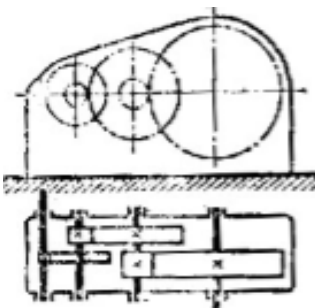
g)



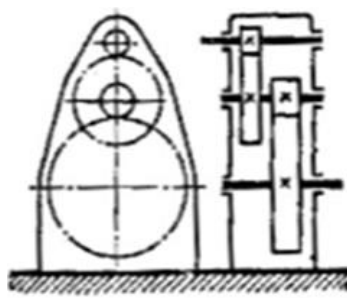
h)



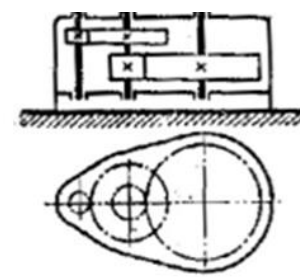
i)



k)



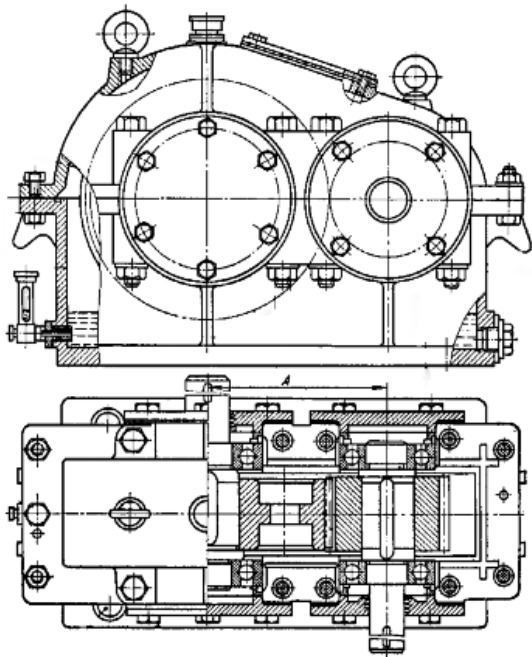
l)



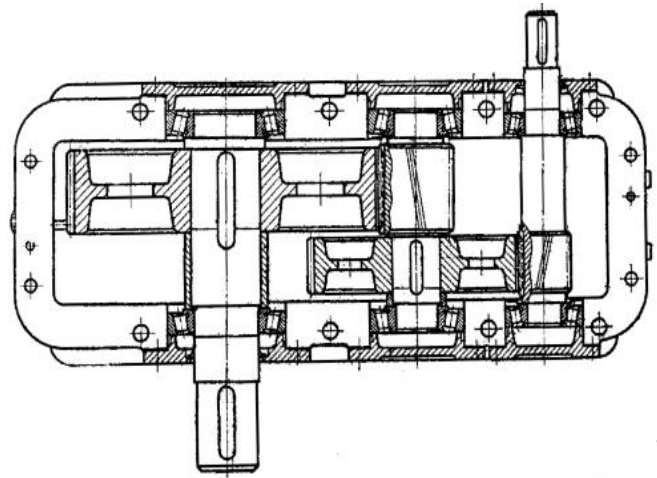
m)

Hình 2.4. Sơ đồ hộp giảm tốc bánh răng thông dụng

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 2.5.a. hộp giảm tốc bánh răng trụ một cấp



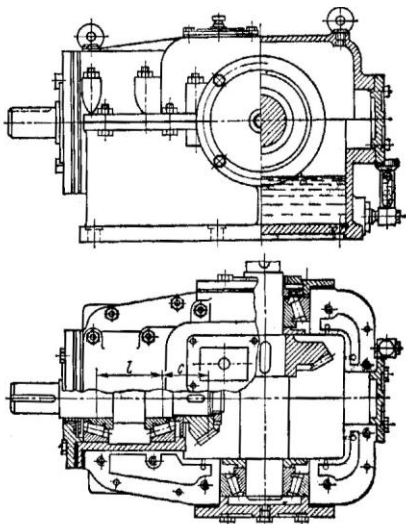
Hình 2.5.b. Hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp triển khai

2. Hộp giảm tốc bánh răng côn và côn trụ

a- Hộp giảm tốc bánh răng côn (hình 2.6): 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.



Hình 26.



Hình 2.7. Hộp giảm tốc bánh răng côn

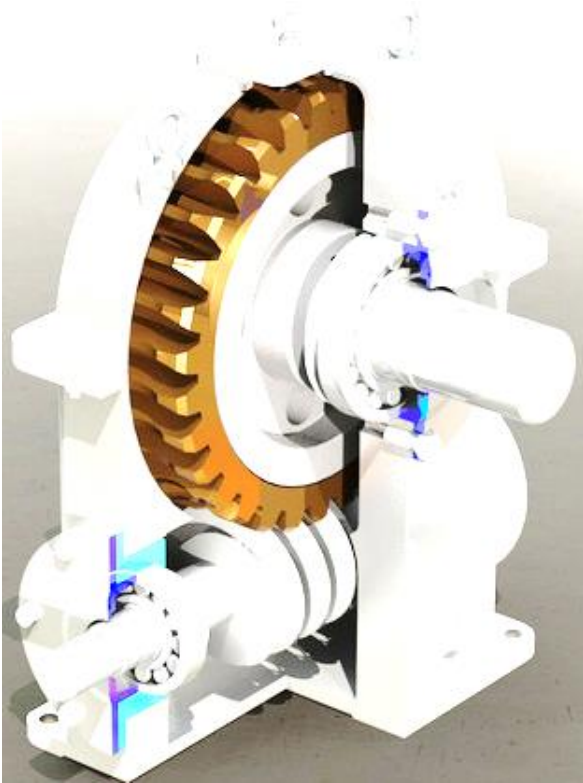
b- Hộp giảm tốc bánh răng côn-trụ hai cấp (hình 2.6c,d,e) với $u=6,3 \div 40$, hoặc 3 cấp (hình 2.1.6g,h) với $u=25 \div 75$. hộp giảm tốc bánh răng côn và côn-trụ có nhược điểm cơ bản là giá thành chế tạo đắt, lắp ghép điều chỉnh khó, khối lượng kích thước lớn hơn so với hộp giảm tốc bánh răng trụ cùng công suất truyền.

3. Hộp giảm tốc trực vít

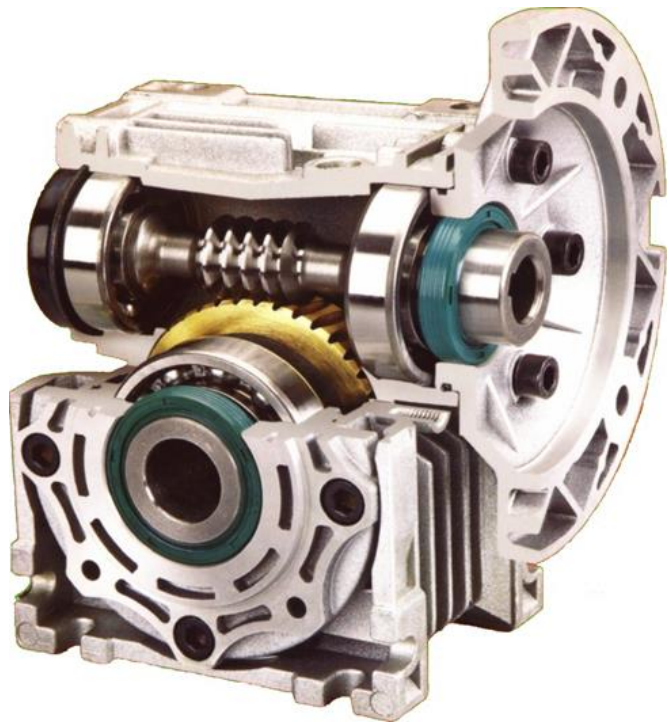
Hộp giảm tốc trực vít (hình 2.8) được dùng để truyền chuyển động và mômen xoắn giữa các trục chéo nhau.

a- Hộp giảm tốc trực vít một cấp

Dùng khi tỉ 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. Hình 2.9 là kết cấu của hộp giảm tốc trực vít một cấp.

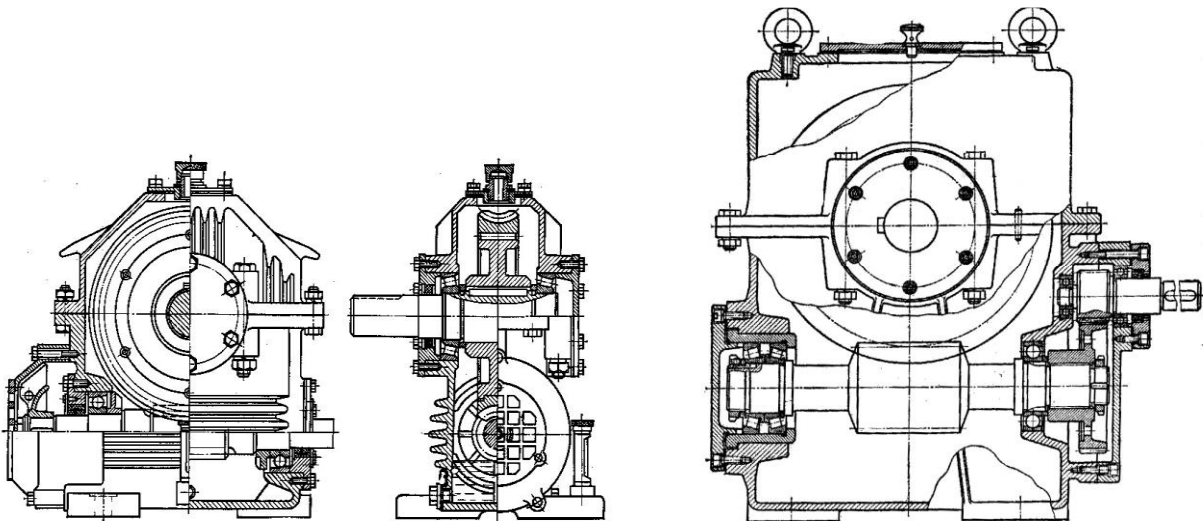


Hình 2.8.a. Hộp giảm tốc trực vít đặt dưới



Hình 2.8.b. Hộp giảm tốc trực vít đặt trên

b- Hộp giảm tốc bánh răng- trực vít và hộp giảm tốc trực vít-bánh răng



Hình 2.9: Kết cấu HGT trực vít một cấp

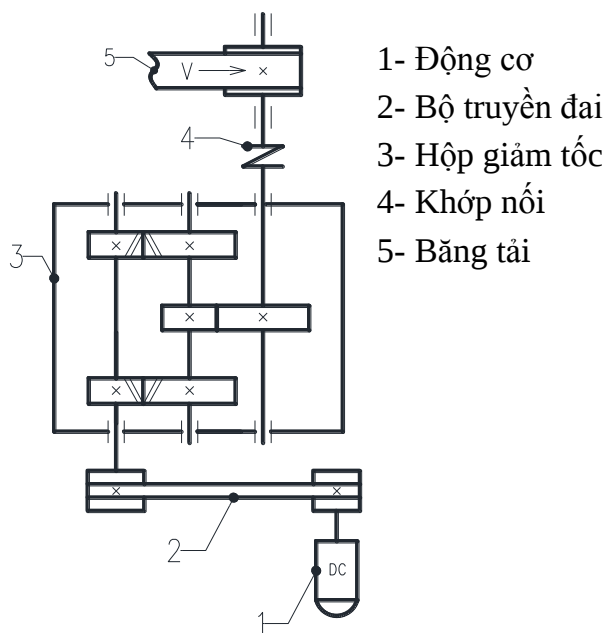
Hình 2.10: Kết cấu HGT bánh răng trực vít

Thường sử dụng khi $u = 20 \div 315$, cá biệt có thể lấy $u = 480$. Trong đó hộp giảm tốc 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 hộp giảm tốc trục vítbánh răng có hiệu suất cao hơn, kích thước bánh vít nhỏ gọn hơn. Trên hình 2.10 là kết cấu của hộp giảm tốc bánh răng - trục vít.

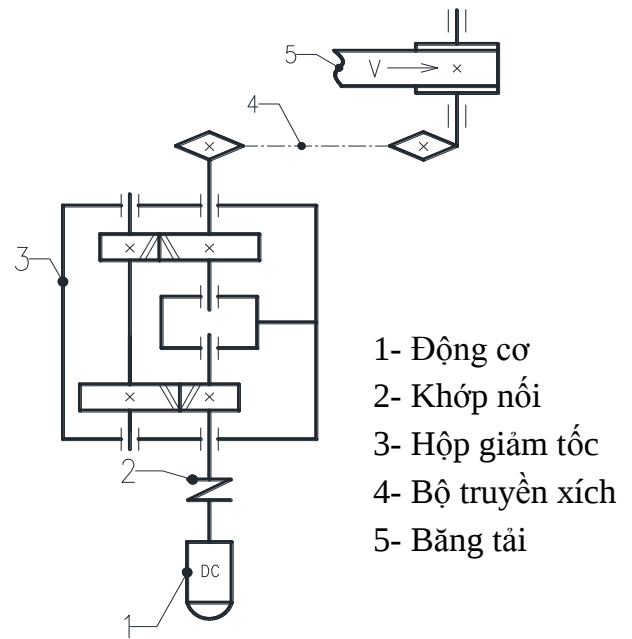
c- Hộp giảm tốc trục vít hai cấp

Được sử dụng khi $u = 70 \div 2500$, cá biệt có thể lên tới $u = 3600$. Với cấp nhanh trục vít nên đặt trên bánh vít còn đối với cấp chậm trục vít nên đặt dưới.

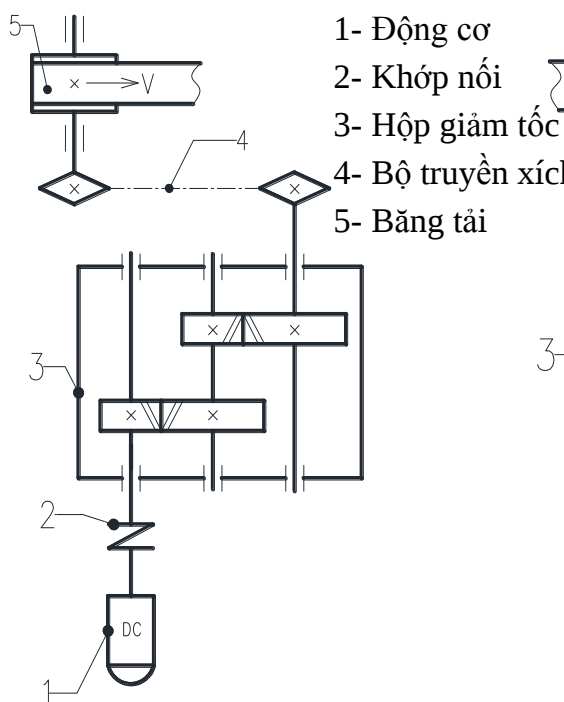
2.3. CÁC BỘ TRUYỀN CÓ CHI TIẾT TRUNG GIAN



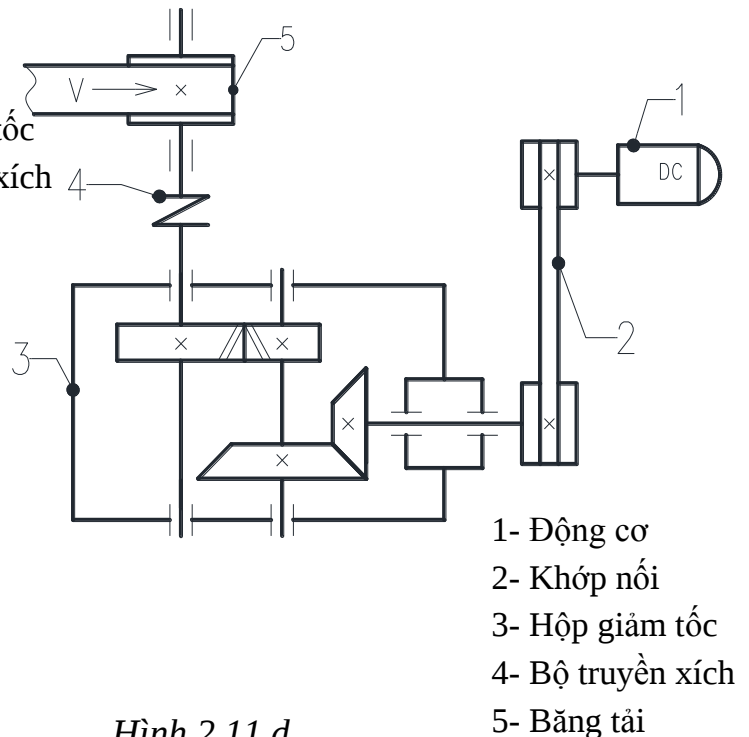
Hình 2.11.a



Hình 2.11.b



Hình 2.11.c



Hình 2.11.d

Hình 2.11. Sơ đồ bộ truyền có chi tiết trung gian

2.4. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG TRONG HỘP TỐC ĐỘ

2.4.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

Tỷ số truyền động của cặp bánh răng ăn khớp (gọi tắt là tỷ số truyền) là tỷ số vận tốc góc giữa trục dẫn và trục bị dẫn của cặp bánh răng và được ký hiệu:

$$u = u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \mp \frac{Z_2}{Z_1}$$

Qui ước: Dấu (-) nếu cặp bánh răng ăn khớp ngoài; Dấu (+) nếu cặp bánh răng ăn khớp trong, thể hiện ngược chiều hay cùng chiều quay giữa hai bánh răng (giữa hai trục).

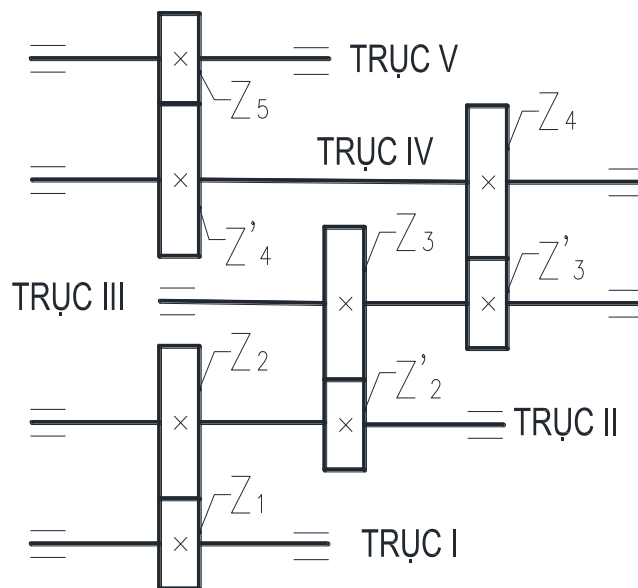
Chú ý : Qui ước này chỉ dùng cho cặp bánh răng phẳng

2.4.2. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng thường

1. Định nghĩa

Hệ thống bánh răng thường là hệ thống các bánh răng truyền động, trong đó tất cả các bánh răng đều quay quanh trục cố định.

Hình 2.12 là lược đồ hệ thống bánh răng thường gồm bốn cặp bánh răng truyền động nối tiếp nhau.



Hình 2.12

Trong đó chuyển động quay được truyền từ trục dẫn I đến trục bị dẫn V thông qua 4 cặp bánh răng (Z_1-Z_2); (Z_2-Z_3); ($Z_3'-Z_4$) và ($Z_4'-Z_5$). Các trục II, III, IV thường gọi là trục trung gian; $Z_1, Z_2 \dots$ là số răng của các bánh răng 1, 2 ...

2. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng thường

Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng phụ thuộc vào tỷ số truyền của từng cặp bánh răng, có nghĩa là phụ thuộc vào số cặp bánh răng có trong hệ và số răng của các bánh răng.

Xét hình 2.12, ta thấy tỷ số truyền của hệ bánh răng trong trường hợp này là tỷ số vận tốc của trục dẫn I và trục dẫn V (hay tỷ lệ vận tốc của bánh răng Z_1 và Z_5)

Theo định nghĩa ta có: $u_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{n_1}{n_5}$

Trong đó tỉ số truyền của từng cặp bánh răng là:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{Z_2}{Z_1}; u_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = -\frac{Z_3}{Z_{2'}}; u_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = -\frac{Z_4}{Z_{3'}}; u_{45} = \frac{\omega_4}{\omega_5} = -\frac{Z_5}{Z_{4'}}$$

Nhân các tỉ số truyền này với nhau

$$u_{12} \times u_{23} \times u_{34} \times u_{45} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \times \frac{\omega_2}{\omega_3} \times \frac{\omega_3}{\omega_4} \times \frac{\omega_4}{\omega_5}$$

Hay

$$u_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = (-1)^4 \times \frac{Z_2}{Z_1} \times \frac{Z_3}{Z_{2'}} \times \frac{Z_4}{Z_{3'}} \times \frac{Z_5}{Z_{4'}}$$

Đây chính là công thức tính tỉ số truyền của hệ bánh răng trên hình 2.12

Viết tổng quát cho hệ bánh răng có số bánh răng từ 1 đến k là :

$$u_{1k} = u_{12} \times u_{23} \times \dots \times u_{(k-1)k}$$

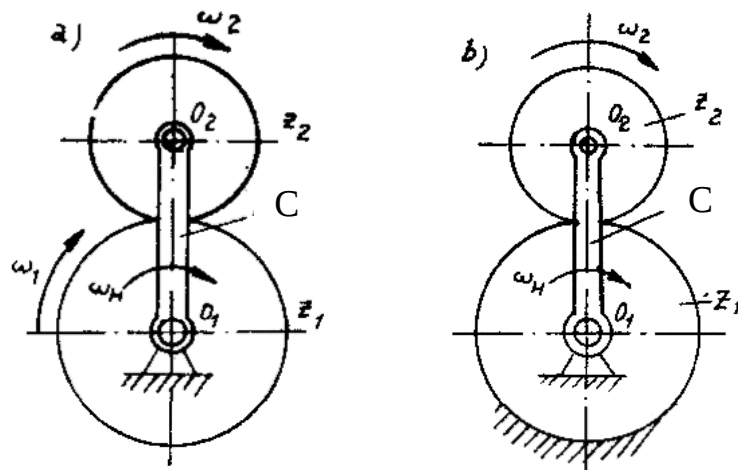
$$\text{Hay: } u_{1k} = \frac{\omega_1}{\omega_k} = (-1)^m \times \frac{Z_2}{Z_1} \times \frac{Z_3}{Z_{2'}} \times \dots \times \frac{Z_k}{Z_{k'-1}} = \frac{n_1}{n_k}$$

Trong đó: m là số cặp bánh răng ăn khớp ngoài

2.4.3. Tỉ số truyền của hệ thống bánh răng visai

1. Định nghĩa

Hệ thống bánh răng vi sai là hệ thống bánh răng truyền động, trong đó ít nhất có một bánh răng có trục di động (hình 2.13a).



Hình 2.13

Ở hình trên: Trục O_2 di động, tay quay O_1O_2 gọi là thanh truyền (hay còn gọi là cần, ký hiệu bằng chữ C và có vận tốc góc ω_C). Bánh răng quay quanh trục O_1 cố định gọi là bánh răng trung tâm. Nếu bánh răng trung tâm không quay (cố định) thì hệ vi sai trong trường hợp này gọi là hệ bánh răng hành tinh (hình 2.13b).

2. Tỉ số truyền hệ thống bánh răng vi sai

Xét hình 2.13.a, ta thấy nếu đứng trên cần C mà xét thì chuyển động tương đối của bánh răng tâm O_1 và O_2 đối với cần C coi như chuyển động quay quanh hai trục cố định.

Như vậy, trong chuyển động tương đối này, tỉ số truyền của hệ bánh răng được xem như tỉ số truyền của hệ thống bánh răng thường và được tính như những công thức của hệ thống:

$$\text{Ta có: } u_{12}^C = -\frac{Z_2}{Z_1}$$

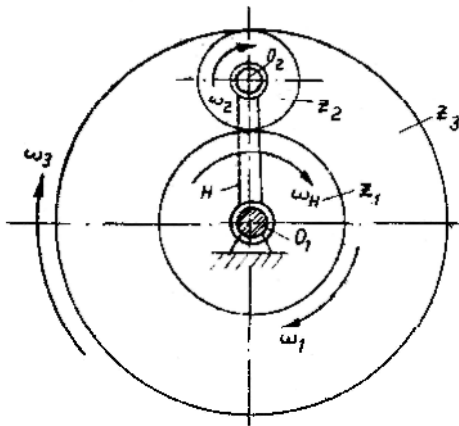
Ký hiệu u_{12}^C chỉ tỉ số truyền của cặp bánh răng 1, 2 so với cần C.

Vấn đề ở đây là lập quan hệ tỷ lệ vận tốc góc của các bánh răng đối với cần C (chuyển động tương đối).

$$\text{Ta có: } \omega_1^C = \omega_1 - \omega_C; \quad \omega_2^C = \omega_2 - \omega_C$$

$$\text{và như vậy: } u_{12}^C = \frac{\omega_1^C}{\omega_2^C} = \frac{\omega_1 - \omega_C}{\omega_2 - \omega_C} = -\frac{Z_2}{Z_1}$$

Xét rộng cho trường hợp hệ vi sai gồm hai cặp bánh răng ăn khớp (hình 2.14)



Hình 2.14

Xét chuyển động tương đối của các bánh răng đối với cần C, ta có:

$$\omega_1^C = \omega_1 - \omega_C; \quad \omega_2^C = \omega_2 - \omega_C; \quad \omega_3^C = \omega_3 - \omega_C$$

Tỉ số truyền tương đối của mỗi cặp bánh răng là:

$$u_{12}^C = \frac{\omega_1^C}{\omega_2^C} = \frac{\omega_1 - \omega_C}{\omega_2 - \omega_C} = -\frac{Z_2}{Z_1};$$

$$u_{23}^C = \frac{\omega_2^C}{\omega_3^C} = \frac{\omega_2 - \omega_C}{\omega_3 - \omega_C} = \frac{Z_3}{Z_2}$$

Tỉ số truyền của cả hệ bánh răng đối với thanh truyền là:

$$u_{13}^C = u_{12}^C \times u_{23}^C = \frac{\omega_1 - \omega_C}{\omega_2 - \omega_C} \times \frac{\omega_2 - \omega_C}{\omega_3 - \omega_C} = -\frac{Z_2}{Z_1} \times \frac{Z_3}{Z_2}$$

$$\text{cuối cùng: } u_{13}^C = \frac{\omega_1 - \omega_C}{\omega_3 - \omega_C} = -\frac{Z_3}{Z_1}$$

Viết tổng quát cho hệ bánh răng từ bánh răng Z_1 đến bánh răng Z_k ta có công thức vilít (Willis)

$$u_{1k}^C = \frac{\omega_1 - \omega_C}{\omega_k - \omega_C} = (-1)^m \times \frac{Z_3}{Z_1}$$

Trong đó : $\omega_1, \omega_C, \omega_k$ là vận tốc góc tuyệt đối của các bánh răng Z_1, Z_k và cần C (trong chuyển động quay đều có thể thay đổi bằng vận tốc vòng)

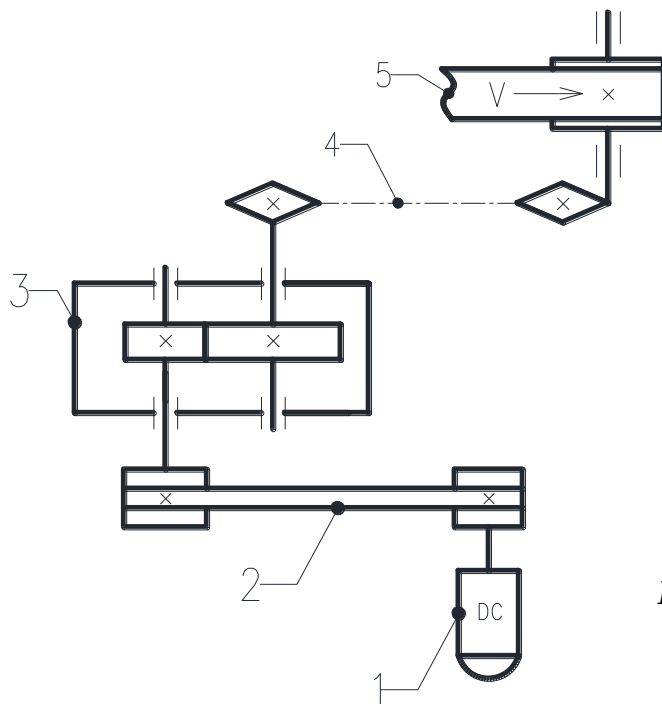
m : số cặp bánh răng ăn khớp ngoài.

2.5. BÀI TẬP CHƯƠNG 2

Bài 1. Cho hệ thống dẫn động băng tải như hình 2.15 có các thông số sau: Lực kéo băng tải $F_t=3550\text{N}$; vận tốc băng tải $n_{bt}=1,25\text{m/s}$; cho biết hiệu suất bộ truyền đai là $\eta_d=0,95$; hiệu suất bộ truyền bánh răng là $\eta_{br}=0,97$; bộ truyền xích là $\eta_x=0,95$; cặp ổ lăn $\eta_{ol}=0,99$. Hộp giảm tốc có 2 cặp ổ lăn, tang trống băng tải 5 có 1 cặp ổ lăn. Xác định:

a) Công suất cần thiết của động cơ và công suất trên các trục của hộp giảm tốc?

b) Số vòng quay của băng tải và số vòng quay các trục của hộp giảm tốc biết động cơ quay 1440 vòng/phút, tỉ số truyền bộ truyền đai là $u_d=3$; bộ truyền xích $u_x=2,5$; hộp giảm tốc $u_h=4$.



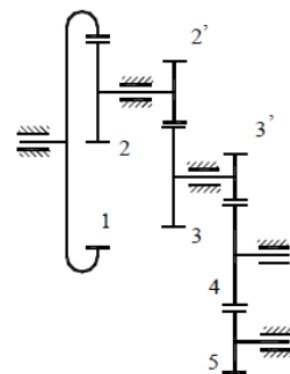
- 1- Động cơ
- 2- Bộ truyền động đai
- 3- Hộp giảm tốc
- 4- Bộ truyền xích
- 5- Băng tải

Hình 2.15

Bài 2. Cho hệ thống dẫn động băng tải như hình 2.15 có các thông số sau: vận tốc băng tải $n_{bt}=1,24\text{m/s}$, đường kính tang trống $d=500\text{mm}$, vận tốc góc trục động cơ $\omega_{dc}=300\text{rad/s}$, tỉ số truyền hộp giảm tốc $u_h=4$; bộ truyền xích $u_x=5$. Xác định tỉ số truyền của bộ truyền đai và số vòng quay các trục của hộp giảm tốc.

Bài 3. Cho hệ thống bánh răng như hình 2.16, có các thông số sau: $Z_1=80$; $Z_2=30$; $Z_2'=25$; $Z_3=25$; $Z_3'=15$; $Z_4=30$; $Z_5=25$. Xác định :

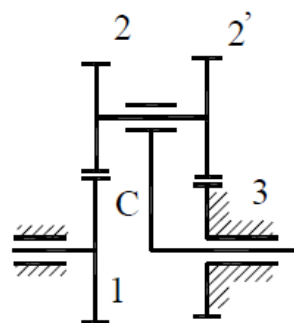
- a) Tỉ số truyền chung của hệ thống ?
- b) Số vòng quay của trục V, biết số vòng quay của trục I là $n_1=100\text{v/p}$.



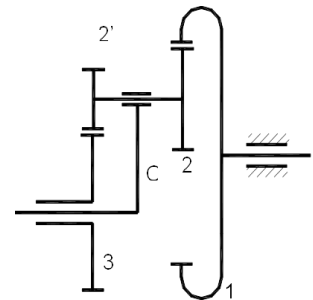
Hình 2.16

Bài 4. Tính vận tốc góc của cần C của hệ thống bánh răng như hình 2.17, nếu vận tốc góc của bánh răng 1 và 3 là $\omega_1=150\text{ rad/s}$ và $\omega_3=-105\text{ rad/s}$? Biết số răng của các bánh răng là $Z_1=132$; $Z_2=40$; $Z_2'=30$; $Z_3=62$.

Bài 5. Tính tỷ số i_{1C} của hệ bánh răng như hình 2.18, nếu cho trước số răng của các bánh răng $Z_1=60$; $Z_2=48$; $Z_2'=18$; $Z_3=30$?



Hình 2.17



Hình 2.19

2.6. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN CHO HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG

Bước 1. CHỌN ĐỘNG CƠ

1. Tính hiệu suất của hệ thống
2. Tính công suất cần thiết của động cơ
3. Xác định số vòng quay sơ bộ của động cơ
4. Chọn động cơ điện theo công suất cần thiết và số vòng quay sơ bộ của động

Bước 2. PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN

1. Chọn tỉ số truyền hộp giảm tốc theo bản sau:

Bảng 2.3.

TST của hộp u_h		6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
HGT khai triển	u_1	2,73	3,3	3,83	4,32	4,79	5,23	5,66	6,07	6,48	6,86	7,23	7,6	7,96
	u_2	2,2	2,42	2,61	2,78	2,92	3,06	3,18	3,29	3,39	3,5	3,59	3,68	3,77
HGT phân đôi	u_1	2,54	3,08	3,58	4,05	4,49	4,91	5,31	5,69	6,07	6,42	6,77	7,12	7,45
	u_2	2,36	2,6	2,79	2,97	3,12	3,26	3,39	3,51	3,63	3,74	3,84	3,94	4,03

2. Tính tỉ số truyền của bộ truyền ngoài
3. Phân phối công suất trên các trục
4. Tính toán số vòng quay trên các trục
5. Tính toán momen xoắn trên các trục
6. Lập bảng đặc tính của bộ truyền

Trục Thông số	Động cơ	I	II	III	IV
Công suất (kW)					
Tỷ số truyền u					
Số vòng quay (vòng/phút)					
Momen xoắn (Nmm)					

CHƯƠNG 3. BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

Giới thiệu:

Bộ truyền đai là một trong những bộ truyền được sử dụng khá phổ biến. Chương này chủ yếu giới thiệu những kiến thức cơ bản về cấu tạo, nguyên lý làm việc và phương pháp tính toán thiết kế bộ truyền đai.

Mục tiêu:

Sau khi học xong chương này, sinh viên phải:

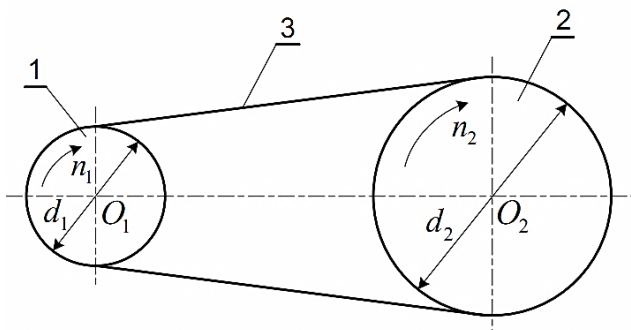
- Trình bày được phạm vi sử dụng, cấu tạo, ưu khuyết điểm và nguyên lý làm việc của bộ truyền động đai.
- Xác định được các thông số hình học của bộ truyền động đai.
- Xác định được lực tác dụng của bộ truyền đai.
- Xác định được điều kiện để không xảy ra trượt đai
- Thực hiện tính toán thiết kế bộ truyền đai với các số liệu cho trước

Nội dung chính:

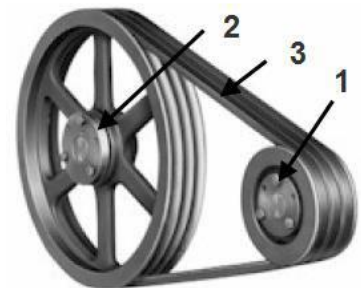
3.1. KHÁI NIỆM CHUNG

3.1.1. Khái niệm bộ truyền động đai

Truyền động đai là truyền động ma sát gián tiếp, truyền chuyển động và cơ năng (tải trọng) nhờ ma sát giữa đai với các bánh đai giữa 2 trục khá xa nhau.



Hình 3.1 Bộ truyền đai

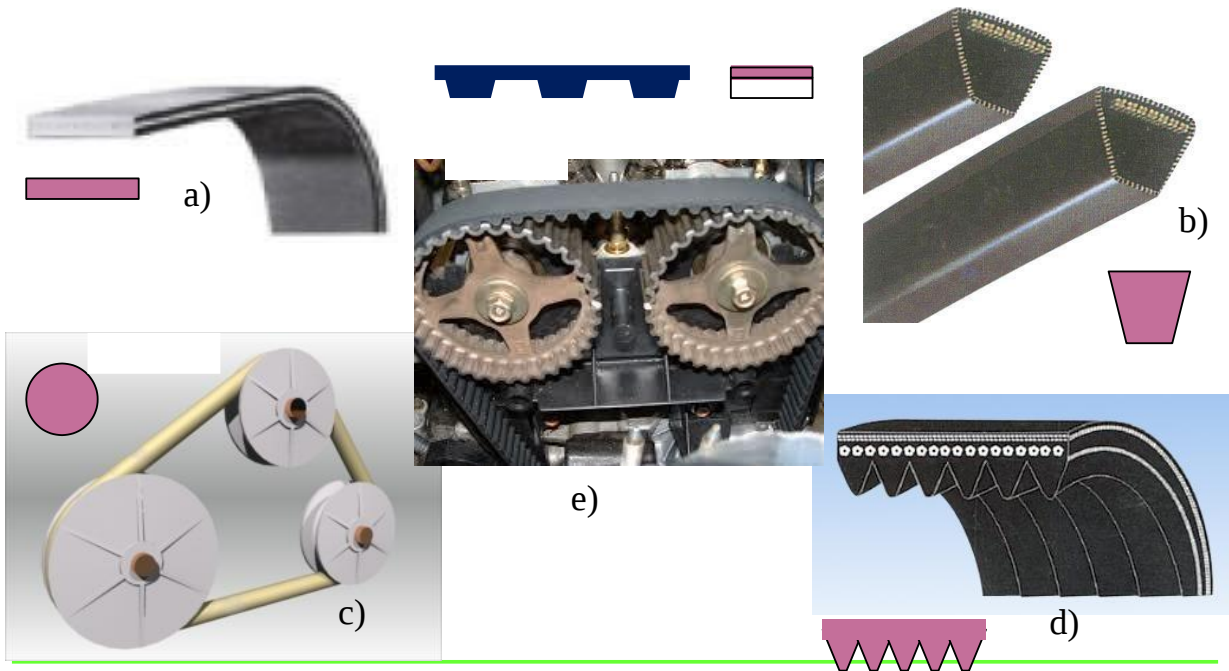


Bộ truyền đai thường có hai bánh đai (như hình 3.1) gồm: bánh dẫn 1, bánh bị dẫn 2 và một đai 3 mắc căng trên hai bánh đai nhờ bộ phận căng đai. Nhờ có ma sát giữa đai và bánh đai, bánh dẫn quay sẽ truyền chuyển động và cơ năng sang bánh bị dẫn.

3.1.2. Phân loại bộ truyền động đai

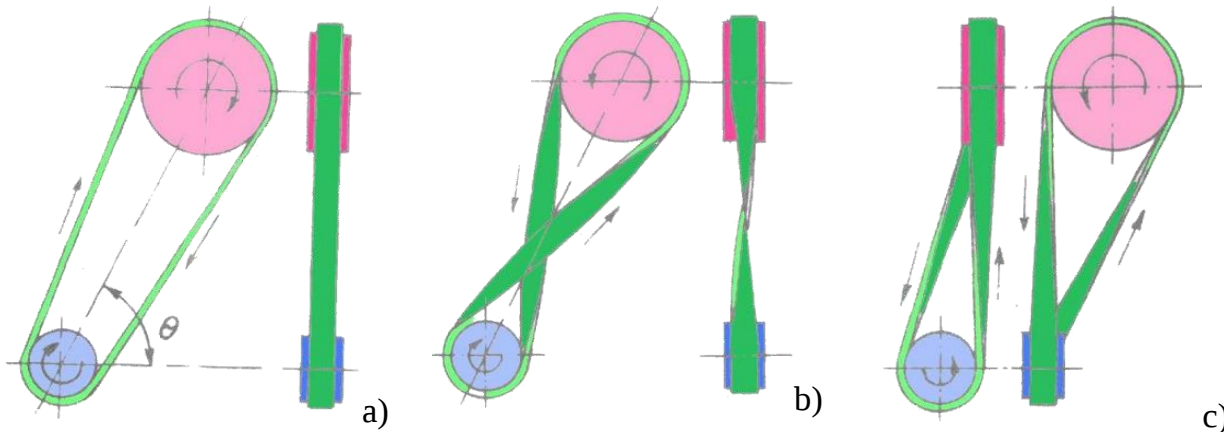
- * **Phân loại theo vật liệu chế tạo dây đai:** Đai vải cao su, đai vải, đai da, đai len.
- * **Phân loại theo hình dáng mặt cắt dây đai:** Đai dẹt, đai hình thang, đai hình lược, đai tròn, đai răng.
 - + Đai dẹt có tiết diện là hình chữ nhật (hình 3.2a).
 - + Đai thang có tiết diện là hình thang cân, góc ở đỉnh $\gamma = 40^\circ$ (hình 3.2b).
 - + Đai lược có nhiều chân phân bố dọc theo chiều rộng, ở mặt trong của đai (hình 3.2d).
 - + Đai tròn có tiết diện là hình tròn (hình 3.2c).
 - + Đai răng có nhiều răng phân bố theo chiều dài, ở mặt trong của đai (hình 3.2e).

Trong đó, đai dẹt và đai thang được dùng phổ biến hơn cả, đai tròn chỉ được dùng khi công suất nhỏ, đai lược và đai răng dùng khi công suất lớn hoặc cần phải đảm bảo làm việc với tỉ số truyền ổn định, khuôn khổ kích thước nhỏ gọn.



Hình 3.2 Các loại đai

* **Phân loại theo vị trí trục:** Truyền động hai trục song song quay cùng chiều (hình 3.3a), truyền động chéo hai trục song song quay ngược chiều (hình 3.3b), truyền động nửa chéo truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau (góc giữa hai trục thường là 90° , hình 3.3c).



Hình 3.3. Truyền động đai theo vị trí

* **Phân loại theo nguyên lý làm việc:** theo nguyên lý ma sát, theo nguyên lý ăn khớp.

3.1.3. Ưu và nhược điểm của bộ truyền động đai

1. Ưu điểm

- Có khả năng truyền chuyển động và cơ năng giữa các trục ở khá xa nhau ($> 15m$).
- Làm việc êm, không ồn do vật liệu đai có tính đàn hồi.
- An toàn cho các tiết máy khác khi bị quá tải, vì đai sẽ trượt trên toàn phần trên bánh.
- Kết cấu và vận hành đơn giản, giá thành rẻ.

2. Nhược điểm

- Khuôn khổ kích thước khá lớn (khi cùng một điều kiện làm việc, thường riêng đường kính bánh đai đã lớn hơn đường kính bánh răng khoảng 5 lần).
- Tỷ số truyền không ổn định vì có trượt đàn hồi trên bánh.
- Lực tác dụng trên trục và ổ lớn do phải căng đai (lực tác dụng trên trục và ổ tăng thêm $2 \div 3$ lần so với trong truyền động bánh răng).
- Tuổi thọ thấp khi làm việc với vận tốc cao.
- Khi dùng bánh căng đai làm tăng số chu kỳ bị uốn của đai, sẽ làm giảm tuổi thọ của đai.

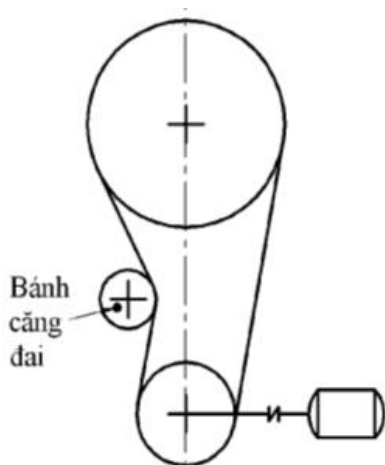
Ngày nay đai thang sử dụng phổ biến nhất do có hệ số ma sát qui đổi lớn

3. Phạm vi sử dụng của bộ truyền đai

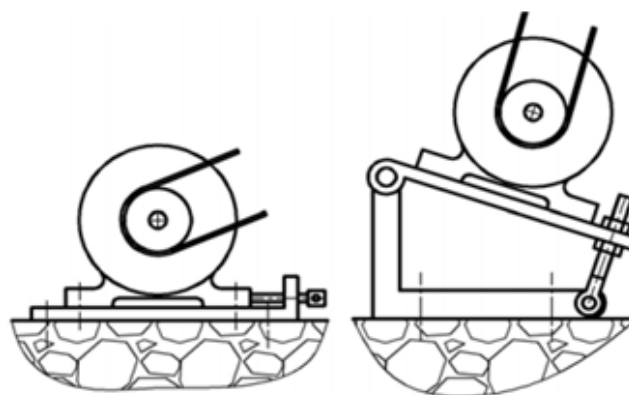
- Bộ truyền đai có thể truyền công suất đến 1500kW, nhưng thường được với $P \leq (40 \div 50) \text{ kW}$, $v = 5 \div 30 \text{ m/s}$.
- Đối với truyền động đai dẹt: tỉ số truyền $u \leq 5$, truyền động đai hình thang: $u \leq 10$.
- Khoảng cách lớn nhất giữa hai trục có thể tới 15m và 40m (trường hợp đặc biệt).
- Bộ truyền đai thường được bố trí ở cấp độ nhanh, bánh dẫn lắp vào trục động cơ.

3.1.4. Phương pháp căng đai

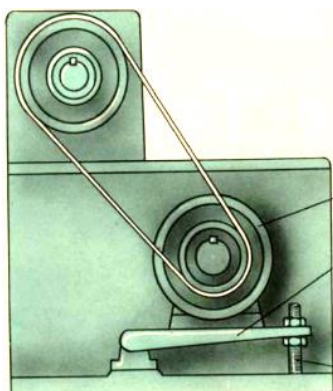
Trong quá trình làm việc đai sẽ dần dần dãn ra, sức căng giảm xuống. Do đó ta cần phải điều chỉnh sức căng của đai.



Hình 3.4. Điều chỉnh căng đai đai bằng bánh căng đai



Hình 3.5. Điều chỉnh căng đai bằng vít căng đai



Hình 3.6. Điều chỉnh căng đai nhờ trọng lượng động cơ

3.2. VẬT LIỆU VÀ KẾT CẤU ĐAI

3.2.1. Vật liệu làm đai

Vật liệu làm đai thỏa mãn độ bền mỏi, lâu mòn, hệ số ma sát lớn, tính đàn hồi cao.

a. Đai dẹt: Bao gồm các loại đai sau: đai da, đai vải cao su, đai sợi len, đai sợi bông, đai làm bằng vật liệu tổng hợp.

b. Đai thang: Đai thang gồm có đai sợi xếp và đai sợi bện

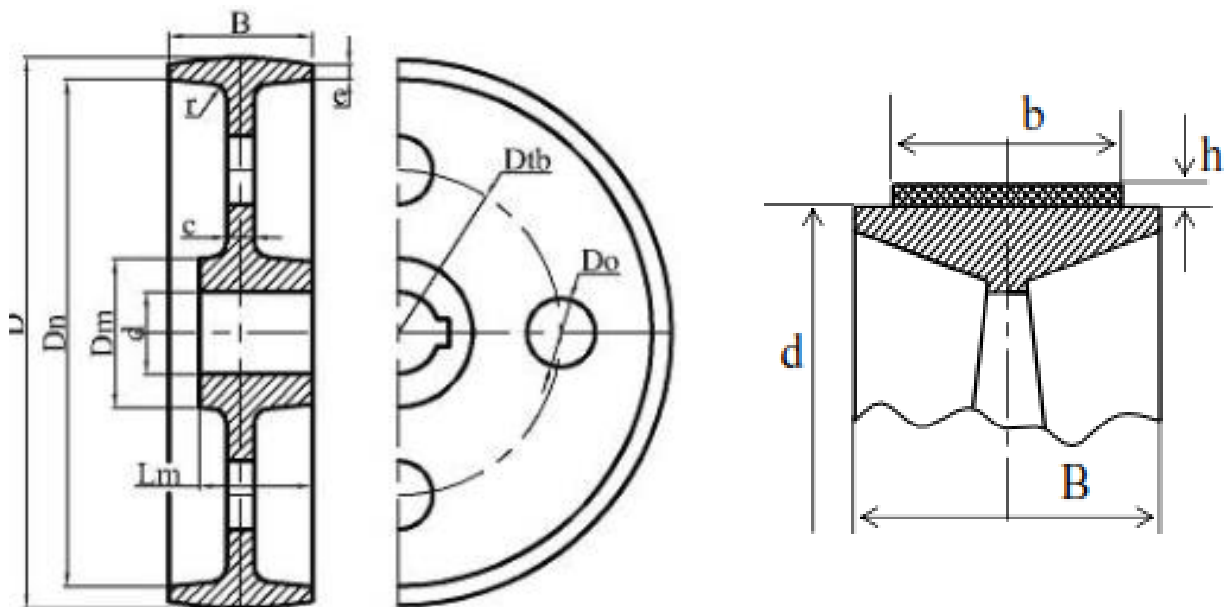


Hình 3.7. Đai dẹt



Hình 3.8. Đai thang

3.3.2. Kết cấu bộ truyền động đai dẹt



Hình 3.9. Kết cấu bánh đai dẹt

Đai dẹt, hay còn gọi là đai phẳng, tiết diện đai là hình chữ nhật hẹp, bánh đai hình trụ tròn, đường sinh thẳng hoặc hình tang trống, bề mặt làm việc là mặt rộng của đai.

Bảng 3.1. Các thông số đai dẹt

Số lớp vải	Chiều dày đai h, mm		Đường kính nhỏ nhất của bánh đai, mm	
	Không có lớp lót	Có lớp lót	Trị số nên dùng	Trị số cho phép
2	2,5	3	100	80
3	3,75	4,5	160	125
4	5	6	224	180
5	6,25	7,5	280	250

Trị số tiêu chuẩn của chiều rộng đai b: 20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, (70), 71, (75), 80, (86), 90, 100, 112, (115), (120), 125, 140, (150), (160), (175), 180, 200, 224, (225), 250. Không nên chọn các giá trị trong ngoặc.

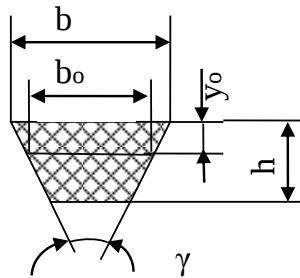
Bề dày vành bánh đai $\delta=0,005D+3\text{mm}$; Chiều rộng bánh đai $B=1,1b+(10\div15)\text{mm}$, nên chọn theo tiêu chuẩn trong dãy số: 40, 50, 63, 71, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 224, 250, 315, 355, 400, 450.

3.2.3. Kết cấu đai thang

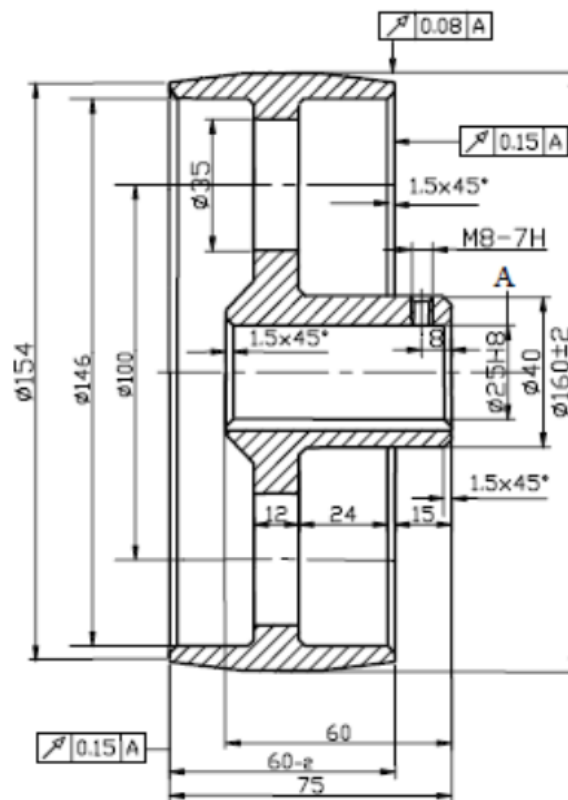
b : Bề rộng lớn nhất của đai; b_0 : Bề rộng của đai tại mặt phẳng trung hòa; y_0 : Khoảng cách từ mặt phẳng trung hoà đến mặt trên của đai; h : Chiều cao của đai; $\gamma = 40^\circ$: Góc ở đỉnh; L : Chiều dài đai, được tính là chiều dài lớp trung hòa.

+ 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.

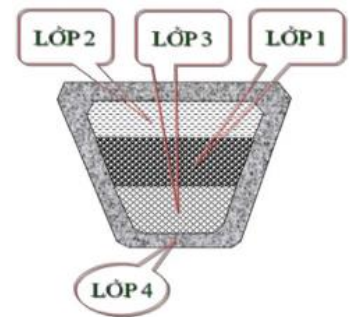
+ Đai thang có tiết diện hình thang, bánh đai có rãnh hình thang, thường dùng nhiều dây đai trong một bộ truyền.



Hình 3.10. Tiết diện dây đai thang



Hình 3.11. Kết cấu bánh đai thang



Hình 3.12. Mặt cắt ngang đai hình thang loại A

Mặt cắt ngang đai hình thang loại A như hình 3.12 gồm các lớp sau:

Lớp 1: là lớp chịu lực cơ bản gồm các lớp sợi và cao su. Lớp 2: là lớp chịu kéo gồm có các lớp vải tấm. Lớp 3: là lớp chịu nén bằng cao su. Lớp 4: là lớp định hình bao quanh mặt cắt dày đai bằng vải tấm cao su.

+ **Chiều dài L (mm) dây đai thang theo dãy số tiêu chuẩn sau:** 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 5000, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000...

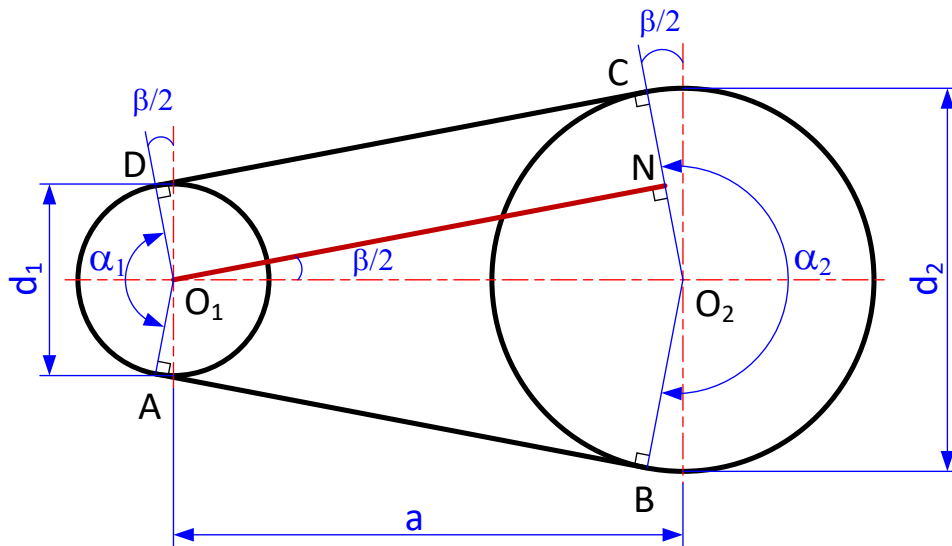
+ Đai thang tăng khả năng tải nhờ tăng hệ số ma sát f

Bảng 3.2. Kích thước mặt cắt đai, chiều dài đai, đường kính bánh đai các loại đai thang

Dạng đai	Ký hiệu	b_0 , mm	b , mm	h , mm	y_0 , mm	A , mm ²	Chiều dài đai, mm	T_1 , Nm	d_1 , 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 ÷ 3500	< 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

3.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

- Khoảng cách trục: a (mm)
- Đường kính bánh dẫn và bánh bị dẫn: d_1, d_2 (mm)
- Chiều dài hình học của đai: L (không tính đến độ võng, mm)
- Góc nghiêng của mỗi nhánh đai so với đường tâm bộ truyền: $\beta/2$
- Góc ôm của đai lên bánh dẫn và bánh bị dẫn: α_1, α_2



Hình 3.13. Thông số hình học chính của bộ truyền đai

3.3.1. Đường kính bánh đai

- Đường kính sơ bộ bánh đai nhỏ:

$$d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{P_1/n_1} \quad (3.1)$$

$$\text{hoặc } d_1 = (5,2 \div 6,4) \sqrt[3]{T_1} \text{ (mm)} \quad (3.2)$$

- Đường kính bánh đai lớn: $d_2 = d_1 \times u \times (1 - \xi)$ (3.3)

Trong đó:

P_1 : công suất trên trục dẫn (kW)

T_1 : mômen xoắn trên trục dẫn (Nm)

u – tỉ số truyền,

ξ – hệ số trượt (0,01 ÷ 0,05)

Các đường kính bánh đai d_1 và d_2 nên quy tròn theo tiêu chuẩn, thường chọn d_1 về phía tăng, d_2 về phía giảm.

Khi tính toán thiết kế, chọn d_1 theo tiêu chuẩn: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

3.3.2. Góc ôm đai

Góc ôm α_1 nhỏ sẽ ảnh hưởng khả năng kéo của đai, do đó cần thỏa mãn điều kiện sau:

+ Đối với đai dẹt: $\alpha_1 \geq 150^\circ$

+ Đối với đai hình thang: $\alpha_1 \geq 120^\circ$ (do có tác dụng chêm của đai với rãnh bánh đai)

Từ hình 3.13 ta có: $\alpha_1 = \pi - \beta$

$$\text{và } \sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a} \text{ Vì } \frac{\beta}{2} \text{ bé nên } \frac{\beta}{2} \approx \sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a}$$

$$\beta \approx \frac{d_2 - d_1}{a} \rightarrow \alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (rad)} \quad (3.4)$$

$$\text{hay } \alpha_1 = 180^\circ - 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (độ)} \quad (3.5)$$

Tương tự ta có

$$\alpha_2 = \pi + \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (rad) hay } \alpha_2 = 180^\circ + 57 \times \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ (độ)} \quad (3.6)$$

3.3.3. Chiều dài đai và khoảng cách trục

1. Chiều dài tính toán của dây đai L_{tt} (mm)

Ta có: $L_{tt} = 2.a.\cos(\beta/2) + 0,5.\pi.(d_2 + d_1) + 0,5.\beta.(d_2 - d_1)$

Thông thường $\beta < 35^\circ$, có thể lấy $\cos(\beta/2) \approx 1 - \beta^2/8$

$$\Rightarrow L_{tt} \approx 2.a + \frac{\pi.(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4.a} \quad (3.7)$$

2. Chiều dài cần thiết của dây đai L (mm)

- Đối với đai dẹt sau khi tính L cần chọn chiều dài cần thiết của dây đai tăng theo từ 100 ÷ 400mm để nối đai.

$$L = L_{tt} + (100 \rightarrow 400) \text{ (mm)}$$

- Đối với đai thang L_{tc} phải chọn theo tiêu chuẩn ($L_{tc} > L_{tt}$). Sau đó tính lại khoảng cách trục a (mm) theo chiều dài dây đai vừa chọn:

$$a = \frac{1}{4} \left\{ L - \frac{\pi.(d_2 + d_1)}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{\pi.(d_2 + d_1)}{2} \right]^2 - 2.(d_2 - d_1)^2} \right\} \text{ (mm)} \quad (3.8)$$

$$\text{Hoặc } a = \frac{k + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2}}{4} \text{ (mm)} \quad (3.9)$$

$$\text{Với } k = L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} \text{ (mm)} \quad \Delta = \frac{(d_2 - d_1)}{2} \text{ (mm)}$$

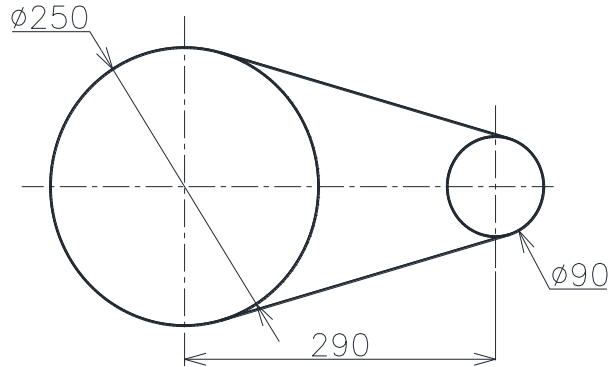
Ví dụ 1: Cho bộ truyền đai như hình 3.14, xác định góc ôm α_1, α_2 và tính chiều dài cần thiết L của đai trong trường hợp đai thang và đai dẹt.

Bài giải:

1) Góc ôm đai bánh đai nhỏ:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= 180^\circ - 57. \frac{(d_2 - d_1)}{a} \\ &= 180^\circ - 57. \frac{(250 - 90)}{290} = 148,55^\circ \end{aligned}$$

hoặc $\alpha_1 = 2,59 \text{ rad}$, suy ra $\alpha_2 = 3,693 \text{ rad}$.



Hình 3.14

2) Chiều dài tính toán của đai:

$$\begin{aligned} L_{tt} &= 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 290 + \frac{\pi \cdot (250 + 90)}{2} + \frac{(250 - 90)^2}{4 \cdot 290} \\ &= 1136,1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Chiều dài cần thiết:

- Đai thang: chọn dây đai tiêu chuẩn có $L=1250 \text{ mm}$
- Đai dẹt: $L=L_{tt}+(100 \rightarrow 400)=1300 \text{ mm}$

3.4. ĐỘNG HỌC BỘ TRUYỀN ĐAI

3.4.1. Vận tốc của bộ truyền động đai

Vì có hiện tượng trượt nên vận tốc vòng v_2 của bánh bị dẫn chậm hơn vận tốc vòng v_1 của bánh dẫn: $v_2=(1-\xi) \cdot v_1$

Trong đó ξ là hệ số trượt, có giá trị từ $0,01 \div 0,05$

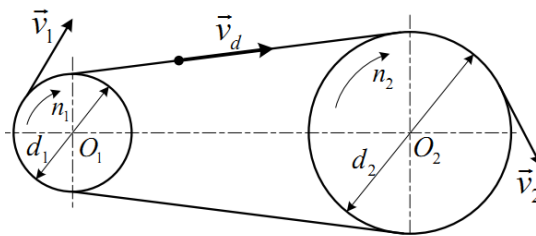
+ Đai vải cao su hoặc vải $\approx 0,01$

+ Đai da $\approx 0,015$

- Vận tốc được xác định theo

công thức:

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \\ v_2 &= \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \end{aligned} \right\} \text{ (m/s)}$$



Hình 3.15. Vận tốc vòng trong bộ truyền đai

d_1, d_2 : Đường kính bánh đai dẫn và bị dẫn (mm)

n_1, n_2 : số vòng quay bánh đai dẫn và bị dẫn (vòng/phút)

Vận tốc tốt nhất nằm trong khoảng $20 \div 25 \text{ m/s}$. Vận tốc $>30 \text{ m/s}$ xảy ra hiện tượng dao động xoắn, tăng lực ly tâm, nóng dây đai, giảm tuổi thọ và hiệu suất bộ truyền. Vận tốc $< 5 \text{ m/s}$ không nên dùng bộ truyền đai.

3.4.2. Tỷ số truyền bộ truyền động đai

Trong thực tế đai bị trượt do đó ta có:

$$\begin{aligned} v_1 &> v_d \rightarrow v_1 > v_2 \rightarrow v_2 = (1 - \xi)v_1 \\ v_d &> v_2 \end{aligned} \quad (3.10)$$

$$\rightarrow d_2 n_2 = (1 - \xi)d_1 n_1 \rightarrow u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} \quad (3.11)$$

Nếu đai không bị trượt (lý tưởng):

$$\begin{aligned} v_1 &= v_d \rightarrow v_1 = v_2 \rightarrow d_2 n_2 = d_1 n_1 \rightarrow u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \\ v_d &= v_2 \end{aligned} \quad (3.12)$$

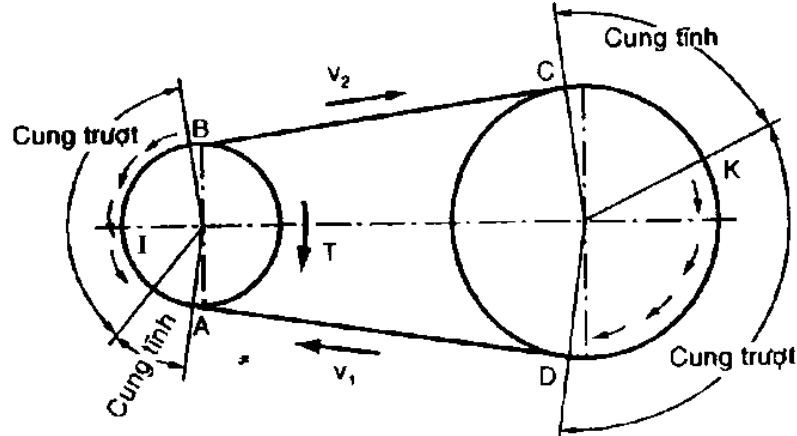
3.4.3. Hiện tượng trượt đai và điều kiện để không xảy ra trượt đai

1. Trượt đàn hồi

Khi bộ truyền làm việc, do lực $F_1 > F_2$ nên độ biến dạng đai khi vào đai lớn hơn độ biến dạng đai khi ra đai $l_1 > l_2$. Do đó, khi vào tiếp xúc với bánh dẫn, đai sẽ bị co lại gây nên hiện tượng trượt đàn hồi và chuyển động chậm hơn bánh dẫn. Trên bánh bị dẫn thì ngược lại. Sự trượt đàn hồi không xảy ra trên toàn bộ cung ôm α_1 và α_2 , chỉ xảy ra trên một phần của các cung α_{1t} và α_{2t} .

2. Trượt hình học

Xảy ra khi đai chưa làm việc và với tác dụng của lực căng ban đầu F_0 giữa đai và bánh đai sinh ra lực ma sát, đai bị giãn dài và trượt trên bánh đai.



Hình 3.16. Cung trượt giữa đai và bánh đai

3. Trượt trơn

Xảy ra khi moment truyền lớn hơn moment ma sát (lực vòng lớn hơn lực ma sát). Vậy trượt trơn là hiện tượng xảy ra khi bộ truyền bị quá tải, bánh bị dẫn dừng lại và hiệu suất của bộ truyền bằng không.

$$\text{Hệ số kéo: } \psi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}$$

$$\text{Hệ số trượt } \xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$$

4. Hiệu suất bộ truyền động đai

Để nghiên cứu ảnh hưởng của sự trượt trong bộ truyền đai đến hiệu suất truyền động và mất vận tốc của bánh đai bị dẫn. Trong hệ tọa độ vuông góc $O\psi\xi$ tiến hành các thí nghiệm xây dựng đường cong biểu diễn quan hệ giữa hệ số trượt ξ với hệ số kéo ψ gọi là đường cong trượt, giữa hiệu suất η với hệ số kéo ψ gọi là đường cong hiệu suất, được lập theo kết quả thí nghiệm các loại đai và vật liệu đai.

Quan sát đồ thị (hình 3.17), ta có nhận xét:

- Khi $0 \leq \psi \leq \psi_0$ (ψ_0 : hệ số kéo tới hạn), bộ truyền chỉ có trượt đàn hồi. Nếu tăng dần tải trọng có ích F_t thì hệ số ξ tăng, đồng thời hiệu suất η cũng tăng.

- Khi $\psi_0 \leq \psi \leq \psi_{\max}$ hệ số trượt tăng nhanh, lúc này trong bộ truyền đai có trượt trơn từng phần, hiệu suất của bộ truyền giảm nhanh.

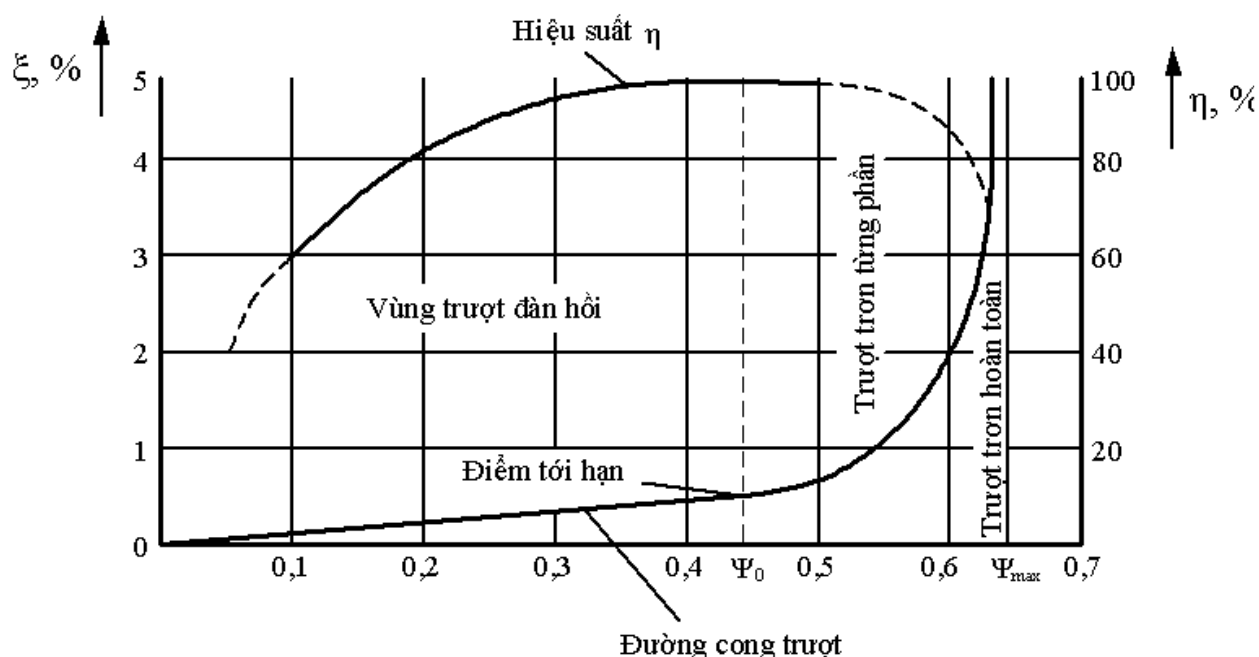
- Khi $\psi \geq \psi_{\max}$ bộ truyền trượt trơn hoàn toàn, hiệu suất bằng 0, hệ số trượt bằng 1.

- Tại giá trị $\psi = \psi_0$ bộ truyền có hiệu suất cao nhất $\eta = \eta_{\max}$, mà vẫn chưa có hiện tượng trượt trơn từng phần.

Lúc này bộ truyền đã sử dụng hết khả năng kéo. Đây là trạng thái làm việc tốt nhất của bộ truyền. Giá trị ψ_0 được gọi là hệ số kéo tới hạn của bộ truyền.

Tỉ số: $\psi/\psi_{\max} = 1,15 \div 1,5$: hệ số chỉ khả năng chịu quá tải tức thời của bộ truyền.

Kết quả nghiên cứu cho thấy truyền động đai làm việc tốt nhất khi $\psi = \psi_0$, tại đây $\eta = \eta_{\max}$. Đối với đai dẹt $\eta = 0,97 \div 0,98$, đối với đai hình thang $\eta = 0,92 \div 0,97$.



Hình 3.17 Đồ thị đường cong trượt

Chú ý: Khi $\psi < \psi_0$: bộ truyền làm việc non tải, khả năng không được dùng hết. Khi $\psi > \psi_0$: bộ truyền làm việc với tải trọng quá lớn, đai sẽ bị mòn nhanh, hiệu suất giảm và tăng mất vận tốc.

► Qua các số liệu thí nghiệm, có thể lấy ψ_0 như sau:

- ◆ $\psi_0 = 0,4 \div 0,5$: đối với đai dẹt bằng vật liệu tổng hợp.
- ◆ $\psi_0 = 0,6$: đối với đai dẹt vải cao su.
- ◆ $\psi_0 = 0,6 \div 0,7$: đối với đai hình thang.

3.4.4. Các dạng hỏng của bộ truyền đai

- Đứt đai do mỏi
- Nóng do ma sát
- Hiện tượng trượt trơn

3.5. LỰC TÁC ĐỘNG LÊN TRỤC BỘ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

3.5.1. Lực vòng

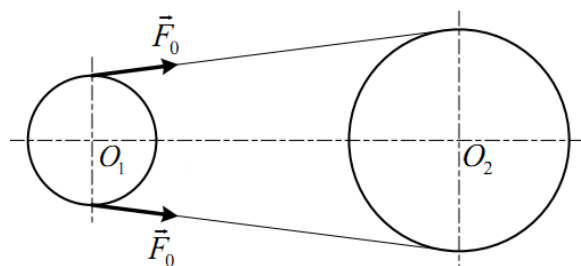
- Khi bộ truyền chưa làm việc, để tạo nên lực ma sát giữa đai và bánh đai, cần phải căng đai với lực căng ban đầu F_0 .

- Khi căng đai xuất hiện lực căng ban đầu $F_0 = \sigma_0 \times A$ (A : diện tích mặt cắt ngang của dây đai)

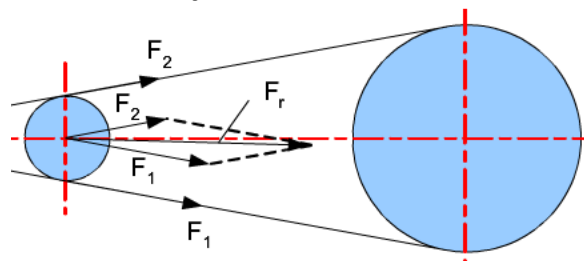
Đai dẹt: $\sigma_0 \leq 1,8 \text{ MPa}$

Đai thang: $\sigma_0 \leq 1,5 \text{ MPa}$

- Khi bộ truyền làm việc, bánh dẫn chịu tác dụng của mômen xoắn T_1 . Trên nhánh dẫn (là nhánh truyền chuyển động cho bánh bị dẫn) lực sẽ tăng lên là F_1 , trên nhánh bị dẫn (là nhánh chạy theo bánh bị dẫn) lực sẽ giảm xuống còn F_2 . (Hình 3.19)



Hình 3.18. Lực căng ban đầu khi bộ truyền chưa làm việc



Hình 3.19 Lực tác dụng lên trục F_r

Ta có lực vòng

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{1000 \cdot P}{v} \quad (3.13)$$

Trong đó: F_t : lực vòng có ích (N) P : công suất (kW)

v : vận tốc vòng của bánh đai (m/s)

T_1 : moment xoắn trên trục

$$T_1 = \frac{d_1}{2} \cdot (F_1 - F_2) \quad (3.14)$$

Để tìm quan hệ giữa lực F_0 với F_1 , F_2 ta bỏ qua lực ly tâm và giả thuyết vật liệu đai tuân theo định luật Húc (Hook), khi đai chịu tải trọng ngoài lượng dẫn trên nhánh dẫn bằng lượng co trên nhánh bị dẫn nghĩa là:

$$F_1 + F_2 = 2F_0 \Rightarrow F_1 = F_0 + 0,5F_t \text{ và } F_2 = F_0 - 0,5F_t \quad (3.15)$$

Lực tác dụng lên trục bánh đai (lực hướng tâm F_r) như hình 3.19 được tính như sau:

$$F_r \approx 2 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2) \quad (3.16)$$

$$\text{hoặc } F_r = 3 \cdot F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2) \text{ (khi bộ truyền không có bộ phận căng đai)} \quad (3.17)$$

với α_1 : góc ôm trên bánh đai nhỏ.

Công thức Euler khi tính đến lực quán tính ly tâm

$$e^{f\alpha_1} = \frac{F_1 - F_v}{F_2 - F_v}$$

$$F_v \text{ là lực căng phụ do lực quán tính ly tâm, có giá trị là } F_v = q_m \cdot v^2 \quad (3.18)$$

Nếu bỏ qua lực căng phụ ($F_v = 0$) thì $F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha}$ với f là hệ số ma sát, α là góc ôm

Đối với đai thang ta thay:

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\gamma}{2}} \approx 3f \quad (3.19)$$

($\gamma = 36^\circ \div 40^\circ$ là góc đỉnh của đai thang)

Từ trên $\Rightarrow$ lực vòng có ích tính theo công thức:

$$F_t = 2(F_0 - F_v) \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}$$

Lực trên nhánh dẫn (nhánh căng)

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} + F_v$$

Lực trên nhánh bị dẫn (nhánh chùng)

$$F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} + F_v$$

Điều kiện lực căng ban đầu để không xảy ra trượt trơn là

$$F_0 \geq \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right) + F_v \quad (3.20)$$

Khi tính các lực có thể bỏ qua lực căng phụ F_v .

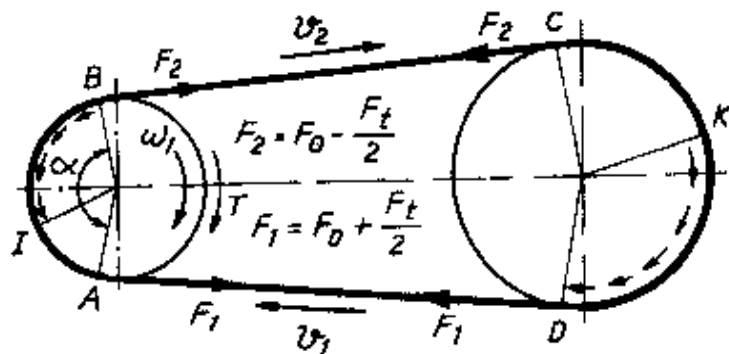
3.5.2. Moment xoắn trên bánh dẫn

Ta có:

$$T_1 = F_t \cdot \frac{d_1}{2} \quad (3.21)$$

hoặc:

$$T_1 = (F_1 - F_2) \cdot \frac{d_1}{2} \quad (3.22)$$



Hình 3.20. Moment xoắn trên bánh dẫn

3.6. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI

3.6.1. Trình tự tính toán thiết kế bộ truyền đai đai dẹt

*Số liệu ban đầu: công suất ban đầu P_1 (kW), số vòng quay n_1 (vòng/phút) và tỉ số truyền u .

- **Bước 1:** Chọn dạng đai và vật liệu làm đai tùy theo điều kiện làm việc

- **Bước 2:** Xác định đường kính bánh đai nhỏ theo công thức Savorin:

$$d_1 = (1100 \rightarrow 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \text{ (mm)} \quad (3.23)$$

P_1 : Công suất (kW); n_1 : số vòng quay (vòng/phút)

Hoặc:

$$d_1 = (5,2 \rightarrow 6,4) \cdot \sqrt[3]{T_1} \text{ (mm)} \quad (3.24)$$

(d_1 chọn theo tiêu chuẩn)

- **Bước 3:** Tính vận tốc v_1 và kiểm tra xem có phù hợp hay không. Nếu vận tốc quá mức cho phép thì ta thay đổi d_1 ($v \leq 40\text{m/s}$; đai dệt vật liệu tổng hợp $v_{\max}=8-10\text{m/s}$)
- **Bước 4:** Chọn hệ số trượt ζ , sau đó tính d_2 và chọn d_2 theo tiêu chuẩn như d_1 sau đó tính lại chính xác tỉ số truyền u , sai số tỉ số truyền nhỏ hơn 3%
- **Bước 5:** Xác định khoảng cách trục a theo kết cấu hoặc chiều dài $L_{\min}$ của dây đai

$$L_{\min} = v/(3 \rightarrow 5)(\text{m}) \text{ đối với bộ truyền đai để hở}$$

$$L_{\min} = v/(8 \rightarrow 10)(\text{m}) \text{ đối với bộ truyền đai có bánh căng đai}$$

Sau đó tính lại a theo công thức L , lưu ý a phải thỏa điều kiện sau:

$$a \geq 2(d_1 + d_2): \text{ đối với bộ truyền đai để hở}$$

$$a \geq (d_1 + d_2): \text{ đối với bộ truyền đai có bánh căng đai}$$

- **Bước 6:** Sau khi xác định a , ta tính lại chiều dài tính toán của dây đai L . Ta tăng chiều dài từ $100 \rightarrow 400\text{mm}$ để nói đai.
- **Bước 7:** Kiểm tra số vòng chạy dây i của đai trong vòng 1 giây, nếu không thỏa mãn ta tăng khoảng cách trục a và tính lại L , trong công thức L tính bằng m

$$i = \frac{v}{L} \quad (3.25)$$

- **Bước 8:** Tính lại góc ôm đai α_1 xem thỏa điều kiện không, nếu không thỏa ta tăng a và tính lại L . ($\alpha_1 \geq 150^\circ$ đối với đai vải cao su, $\alpha_1 \geq 120^\circ$ đối với đai sợi tổng hợp)
- **Bước 9:** Xác định chiều dày dây đai δ theo công thức:

$$\frac{d_1}{\delta} \geq 20 \text{ (đối với đai da)}$$

$$\frac{d_1}{\delta} \geq 25 \text{ (đối với đai cao su)}$$

Sau đó chọn δ theo tiêu chuẩn

- **Bước 10:** Tính các hệ số C_i , bề rộng dây đai b (chọn b theo tiêu chuẩn)
- **Bước 11:** Chọn giá trị bề rộng B của bánh đai theo b tiêu chuẩn

b (mm)	10	16	20	25	32	40	50	63	71	80	90
B (mm)	16	20	25	32	40	50	63	71	80	90	100

- **Bước 12:** Xác định lực tác dụng lên trục theo (3.16) hoặc (3.17) với lực căng đai ban đầu theo điều kiện:

$$[\sigma_0] \cdot b \cdot \delta \geq F_0 \geq \frac{F_t \cdot (e^{f\alpha} + 1)}{2 \cdot (e^{f\alpha} + 1)} \quad (3.26)$$

3.6.2. Trình tự tính toán thiết kế bộ truyền đai đai thang

Số liệu ban đầu: công suất ban đầu P_1 (kW), số vòng quay n_1 (vòng/phút) và tỉ số truyền u .

- **Bước 1:** Chọn tiết diện đai theo công suất P_1 và số vòng quay n_1 theo hình 3.21.
- **Bước 2:** Tính đường kính bánh đai nhỏ d_1 , $d_1 \approx 1,2 \cdot d_{\min}$, với $d_{\min}$ trong bảng 3.2, sau đó chọn d_1 theo tiêu chuẩn. Tính v_1 để kiểm tra điều kiện vận tốc, nếu $v_1 > 25\text{m/s}$ thì chọn d_1 hơn hoặc chọn đai thang hẹp.

- **Bước 3:** Chọn hệ số trượt tương đối ζ và tính d_2 theo công thức (3.11), và chọn theo giá trị tiêu chuẩn, sau đó tính toán lại tỉ số truyền chính xác, sai số tỉ số truyền $<4\%$.

- **Bước 4:** Xác định khoảng cách trục a . Khoảng cách trục a được cho trước theo kết cấu hoặc chọn sơ bộ theo đường kính d_2 ở bảng 3.3

Bảng 3.3. Lựa chọn khoảng cách trục theo tỉ số truyền

u	1	2	3	4	6	≥ 6
a	$1,5.d_2$	$1,2.d_2$	d_2	$0,95.d_2$	$0,9.d_2$	$0,85.d_2$

Xác định L theo a sơ bộ và chọn L theo tiêu chuẩn, sau đó tính lại khoảng cách trục a chính xác theo (3.8) hoặc (3.9). Sau đó kiểm nghiệm lại điều kiện:

$$2(d_1+d_2) \geq a \geq 0,55(d_1+d_2)+h$$

Trong đó h chiều cao mặt cắt ngang dây đai theo *bảng 3.2*

- **Bước 5:** Tính góc ôm đai α_1 theo khoảng cách trục chính xác vừa tìm, kiểm tra điều kiện trượt trơn xem thỏa hay không, nếu không thỏa tăng khoảng cách trục a.

- **Bước 6:** Tính số dây đai Z theo công thức (3.27) hoặc (3.31), chọn $6 \geq Z$

$$Z \geq \frac{1000 \cdot P_1}{[\sigma_t] \cdot v \cdot A_1} = \frac{P_1}{[P]} \quad (3.27)$$

$$[P] = [P_0] \cdot C_0 \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_z \cdot C_r \cdot C_v \quad (3.28)$$

$[P_0]$: Công suất có ích cho phép, tính bằng thực nghiệm, dựa theo *hình 3.22*

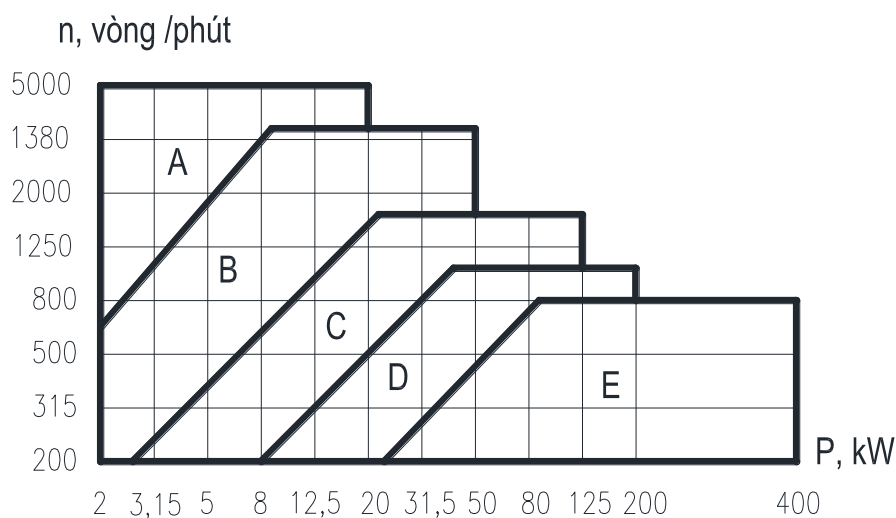
C_v : Hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc

$$C_v = 1 - 0,05 \cdot (0,01v^2 - 1) \quad (3.29)$$

C_α : hệ số xét đến ảnh hưởng của góc ôm đai, xác định bằng công thức sau:

$$C_\alpha = 1,24 \cdot \left(1 - e^{\frac{\alpha_1}{110}}\right) (\alpha_1 \text{ tính bằng độ}) \quad (3.30)$$

C_u : hệ số xét đến ảnh hưởng của tỉ số truyền, *bảng 3.4*



Hình 3.21. Lựa chọn đai theo công suất và số vòng quay

Bảng 3.4. Hệ số ảnh hưởng của tỉ số truyền

u	1	1,1	1,2	1,4	1,8	$\geq 2,5$
C_u	1	1,04	1,07	1,1	1,12	1,14

C_L : hệ số ảnh hưởng đến chiều dài dây đai L

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}} \text{ với } L_0 \text{ là chiều dài thực nghiệm hình 3.21; } L: \text{ chiều dài thực tế (mm)}$$

C_z : Hệ số ảnh hưởng của phân bố không đều tải trọng giữa các dây ở bảng 3.5:

Bảng 3.5. Hệ số ảnh hưởng của phân bố không đều tải trọng giữa các dây

z	2÷3	4÷6	≥6
C_z	0,95	0,9	0,85

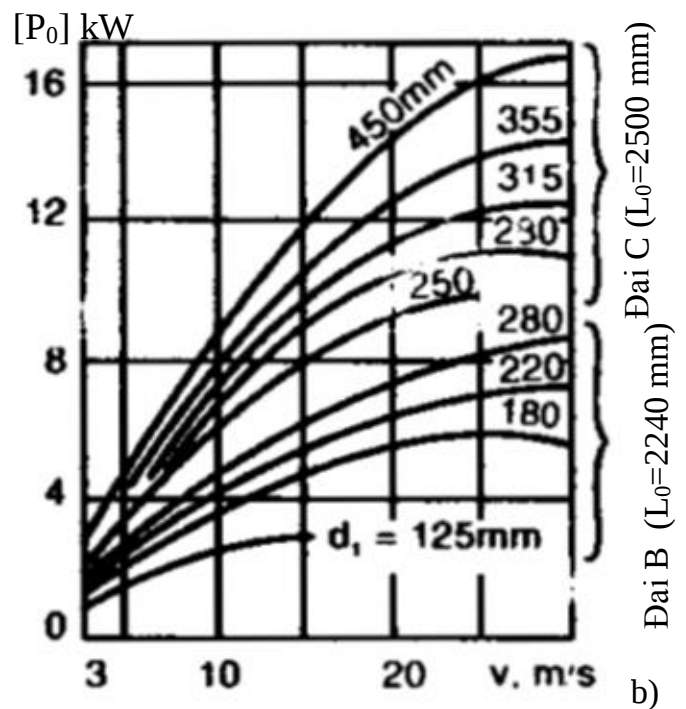
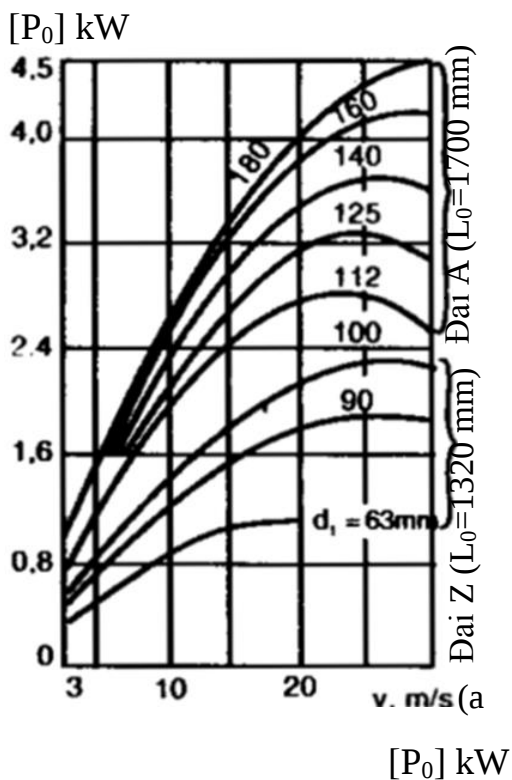
C_r : Hệ số xét đến ảnh hưởng của chế độ tải trọng, bảng 3.6

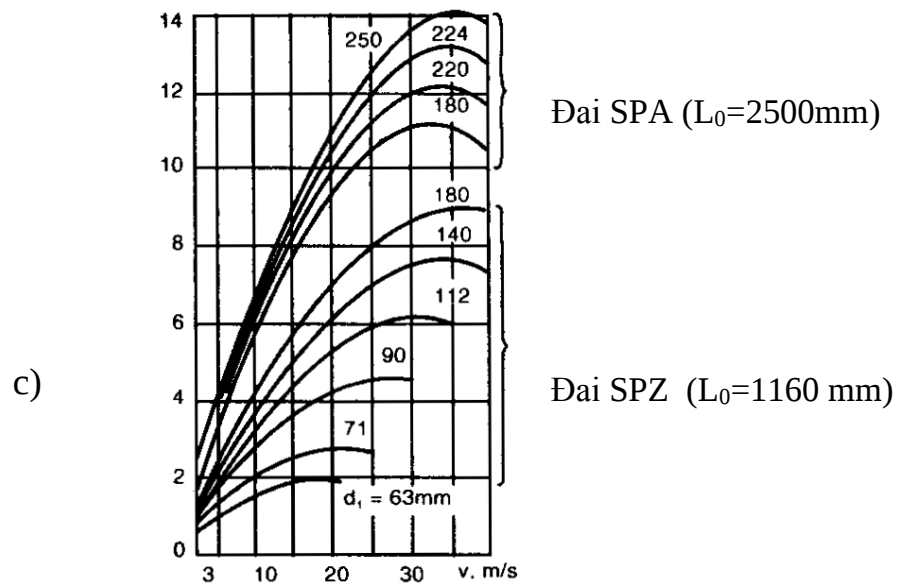
Bảng 3.6. Hệ số xét đến ảnh hưởng của chế độ tải trọng

Tải trọng	Tĩnh	Dao động nhẹ	Dao động mạnh	Va đập
C_r	1÷0,85	0,9÷0,8	0,8÷0,7	0,7÷0,6

Do đó công thức xác định số đai có dạng:

$$Z \geq \frac{P_1}{C_0 \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_z \cdot C_r \cdot C_v} \quad (3.31)$$





Hình 3.22. Công suất có ích cho phép $[P_0]$

- **Bước 7:** Tính chiều rộng bánh đai và đường kính ngoài các bánh đai theo công thức (3.22) và (3.33)

$$\text{Chiều rộng bánh đai: } B = (Z - 1)t + 2e \quad (3.32)$$

$$\text{Đường kính ngoài của bánh đai: } d_a = d + 2h_0 \quad (3.33)$$

Trong đó các giá trị tra theo *bảng 3.7*

- **Bước 8:** Tính lực tác dụng lên trục theo công thức (3.16) hoặc (3.17) và xác định lực căng đai ban đầu theo công thức (3.26)

- **Bước 9:** Tính ứng suất lớn nhất và tuổi thọ dây đai theo (3.33) và (3.34)

Bảng 3.7. Kích thước bánh đai

Các thông số biên dạng (mm)	Dạng đai					
	Z	A	B	C	D	E
b_p	8,5	11	14	19	27	32
b	2,5	3,3	4,2	5,7	8,1	9,6
h	6	8	10,5	13,5	19	23,5

H, lớn hơn		7	8,7	10,8	14,3	19,9	23,4
e		12	15	19	25,5	37	44,5
f		8	10	12,5	17	24	29
b ₁ khi góc γ	34 ⁰	10	13	16,6	-	-	-
	36 ⁰	10,1	13,1	16,7	22,7	32,3	38,2
	38 ⁰	10,2	13,3	16,9	22,9	32,6	38,6
	40 ⁰	10,2	13,4	17	23,1	32,9	38,9

3.7. BÀI TẬP CHƯƠNG 3

Bài 1. Bộ truyền đai dẹt truyền công suất $P_1=8$ kW, số vòng quay bánh dẫn $n_1=1280$ vg/ph, bánh bị dẫn $n_2=640$ vg/ph, đường kính bánh dẫn $d_1=180$ mm, khoảng cách trục $a=1800$ mm. Hãy xác định:

- Góc ôm đai α_1
- Chiều dài tính toán L_{tt} và chiều dài cần thiết đai L có kể đến nối đai.
- Vận tốc v và lực vòng F_t , lực trên các nhánh đai và lực trên trục biết bộ truyền có bộ phận căng đai.
- Hệ số ma sát f tối thiểu giữa đai và bánh đai để không xảy ra hiện tượng trượt trên biết lực căng ban đầu $F_0=800$ N.

Bài 2. Cho bộ truyền đai thang loại D truyền động giữa 2 trục song song cùng chiều, có khoảng cách trục ban đầu $a=1500$ mm, $d_1=200$ mm, $d_2=400$ mm. Xác định:

- Chiều dài đai theo tiêu chuẩn
- Tính toán lại khoảng cách trục chính xác
- Tính toán lại góc ôm đai α_1 theo khoảng cách trục chính xác

Bài 3. Bộ truyền đai dẹt nằm ngang truyền động giữa hai trục song song nhưng ngược chiều nhau, có đường kính $d_1=200$ mm, $u=3$, khoảng cách trục $a=1480$ mm. Đai vải cao su có chiều dày đai $\delta=5$ mm, chiều rộng đai $b=225$ mm. Số vòng quay bánh dẫn 980 vg/ph. Tải trọng tĩnh. Hãy xác định:

- Góc ôm đai α_1 , chiều dài L dây đai và vận tốc v .
- Khả năng tải bộ truyền (công suất P).
- Nếu thay đổi chiều dày đai $\delta=3,75$ mm, chiều rộng đai $b=300$ mm thì khả năng tải và tuổi thọ đai thay đổi như thế nào?

CHƯƠNG 4. BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

Giới thiệu:

Bộ truyền xích là một dạng truyền động ăn khớp gián tiếp thông qua dây xích. Bộ truyền xích được sử dụng để truyền chuyển động hoặc để làm bộ phận kéo, nâng trong các máy vận chuyển như băng tải, băng truyền, palăng... Trong chương này, chỉ giới thiệu về xích truyền động, bạn đọc có thể tìm hiểu xích tải, xích nâng trong các tài liệu chuyên ngành về máy nâng – vận chuyển.

Mục tiêu:

- Trình bày được phạm vi sử dụng, cấu tạo, ưu khuyết điểm và nguyên lý làm việc của bộ truyền xích.
- Phân tích được điều kiện làm việc, các biện pháp khắc phục các dạng hỏng.
- Xây dựng được các công thức tính toán thiết kế bộ truyền theo dữ kiện ban đầu.
- Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

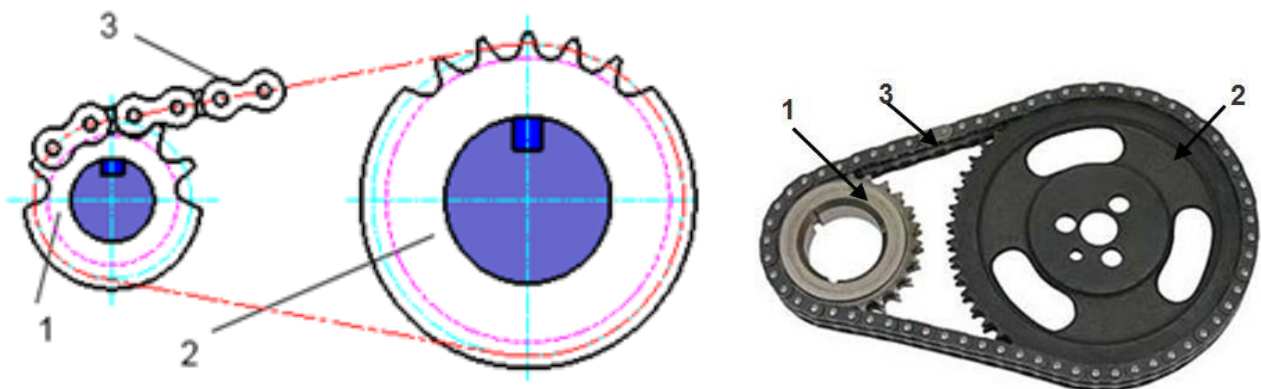
4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

4.1.1. Nguyên lý làm việc của truyền động xích

Đĩa xích dẫn quay, răng của đĩa xích đẩy các mắt xích chuyển động theo. Dây xích chuyển động, các mắt xích đẩy răng của đĩa xích bị dẫn chuyển động, đĩa xích 2 quay.

Như vậy chuyển động đã được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn nhờ sự ăn khớp của răng đĩa xích với các mắt xích. Truyền động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền xích hầu như không có hiện tượng trượt. Vận tốc trung bình của bánh bị dẫn và tỉ số truyền trung bình của bộ truyền xích không thay đổi.

4.1.2. Cấu tạo bộ truyền động xích



Hình 4.1. Bộ truyền xích

Cấu tạo chính của bộ truyền xích có 3 bộ phận chính: đĩa dẫn 1, đĩa bị dẫn 2 và xích 3 (hình 4.1). Ngoài ra, tùy trường hợp, có thể có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn, hộp che. Có khi dùng một xích để truyền động từ đĩa dẫn sang nhiều đĩa bị dẫn.

- Đĩa xích dẫn 1, có đường kính tính toán là d_1 lắp trên trục I, quay với số vòng quay n_1 , công suất truyền động P_1 , mô men xoắn trên trục T_1 . Đĩa xích có răng tương tự như bánh răng.

Trong quá trình truyền động, răng đĩa xích ăn khớp với các mắt xích, tương tự như bánh răng ăn khớp với thanh răng.

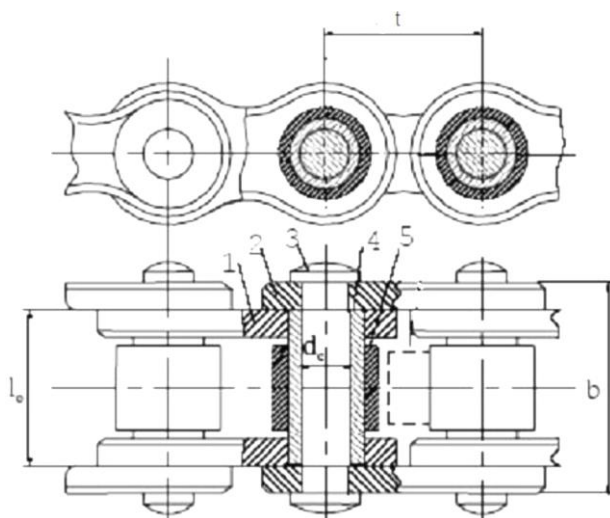
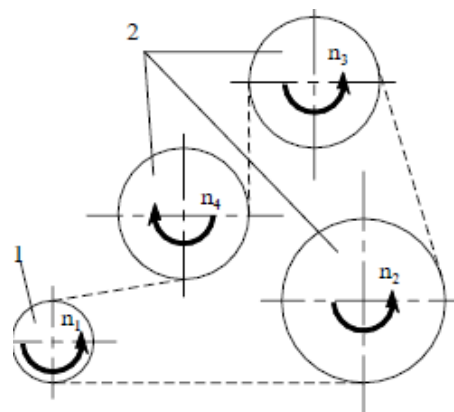
- Đĩa xích bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .

- Dây xích 3 là khâu trung gian, mắc vòng qua hai đĩa xích. Dây xích gồm nhiều mắt xích được nối với nhau. Các mắt xích xoay quanh khớp bản lề, khi vào ăn khớp với răng đĩa xích.

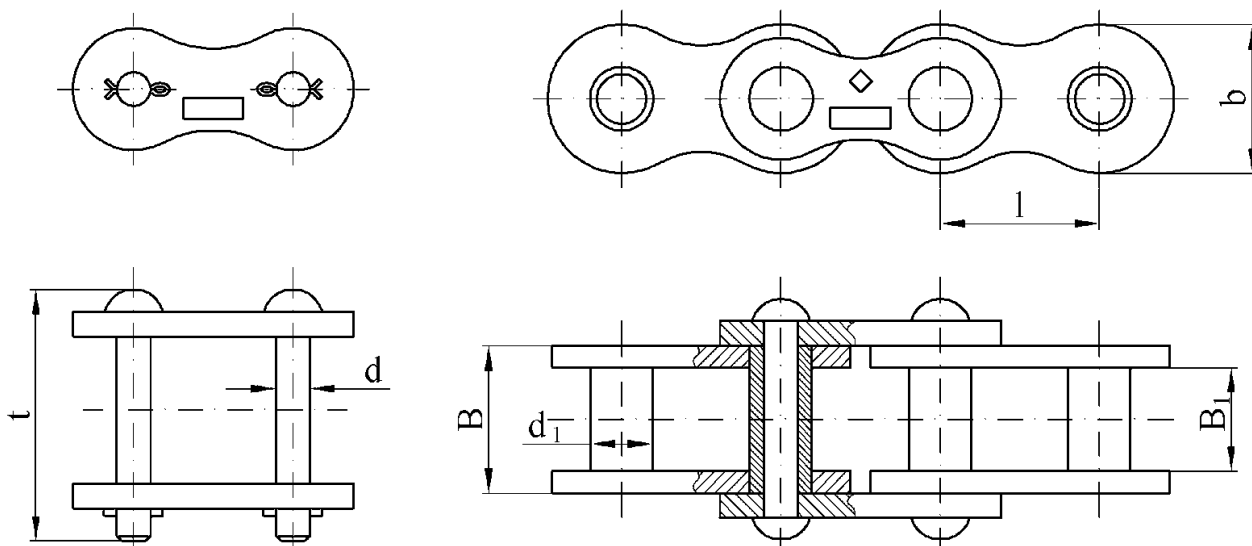
4.1.3. Phân loại bộ truyền động xích

Tùy theo cấu tạo, xích được chia thành các loại: *Xích con lăn*, *xích ống*, *xích răng*

Hình 4.2. Bộ truyền có 3 đĩa bị dẫn



Hình 4.3. Xích con lăn



Hình 4.5. Xích ống



Hình 4.6. Xích răng

4.1.4. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng của bộ truyền động xích

1. Ưu điểm

- Có thể truyền chuyển động giữa các trục khá xa nhau ($A_{\max} = 8 \text{ m}$).
- Khả năng tải cao hơn đai.
- Hiệu suất truyền động cao hơn so với đai, đạt $\eta = 0.96 \div 0.98$.
- Lực tác dụng lên trục nhỏ hơn so với truyền động đai vì lực căng ban đầu không lớn.
- Có thể truyền chuyển động và công suất cùng một lúc đến nhiều trục.
- Không xảy ra sự trượt nên tỷ số truyền i không đổi.
- Kích thước nhỏ so với truyền động đai.

2. Nhược điểm

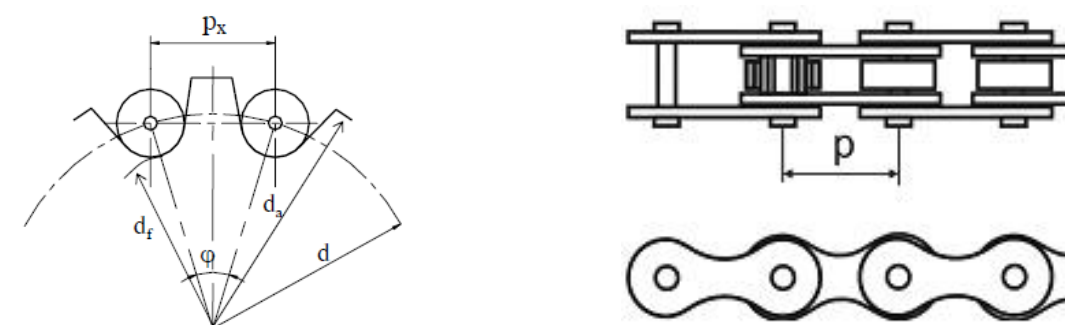
- Giá thành tương đối cao vì kết cấu phức tạp.
- Có nhiều tiếng ồn khi làm việc.
- Vận tốc tức thời của xích và đĩa bị dẫn thay đổi theo thời gian (không ổn định).
- Yêu cầu chăm sóc thường xuyên (bôi trơn, ...) và phức tạp hơn so với bộ truyền đai.
- Chóng bị mòn khi làm việc nơi nhiều bụi và bôi trơn không tốt.

3. Phạm vi sử dụng

- Khoảng cách trục xa đến 8m
- Dẫn động cho nhiều đĩa xích
- $P \leq 110 \text{ kW}$, $v \leq 15 \text{ m/s}$, $n \leq 500 \text{ v/p}$, $u \leq 8$
- Bộ truyền xích được dùng nhiều trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, và trong tay máy.

4.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

4.2.1. Bước xích



Hình 4.7. Thông số hình học của bộ truyền xích

Bước xích p_c (mm) được tiêu chuẩn hóa. Cũng là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt.

Bước xích p_c có giá trị từ 12,7 ÷ 50,8 mm, có thể chọn theo bảng 4.2

4.2.2. Đĩa xích

- Đường kính tính toán của đĩa xích dẫn là d_1 và của đĩa bị dẫn là d_2 ; cũng chính là đường kính vòng chia của đĩa xích, mm; là đường kính của vòng tròn đi qua tâm các chốt (Hình 4.7). Đường kính vòng chia của đĩa tính theo công thức:

$$d = \frac{p_c}{\sin \frac{180}{Z}} \approx \frac{p_c Z}{\pi} \text{ (mm)}$$

Z: số răng đĩa xích; p_c : bước xích (tiêu chuẩn)

- Đường kính vòng tròn chân răng đĩa xích d_{f1} , d_{f2} , mm.

- Đường kính vòng tròn đỉnh răng d_{a1} , d_{a2} , mm.

$$d_a = p_c \left(0,5 + \cotg \frac{180}{Z} \right) \text{ (mm)}$$

- Số răng của đĩa xích dẫn Z_1 của đĩa xích bị dẫn Z_2 .

- Bước xích p_c , mm, là bước của răng đĩa xích trên vòng tròn đi qua tâm các chốt.

- Số mắt của dây xích X luôn là số chẵn, để dễ dàng nối với nhau.

Số mắt xích: $X = L/p_c$

- Khoảng cách trục a, là khoảng cách giữa tâm đĩa xích dẫn và đĩa bị dẫn; mm.

Ví dụ 1: Xác định các kích thước chủ yếu của đĩa xích có số răng là $z=15$ và bước xích $p_c=12,7$ mm.

Bài giải

1) Vòng tròn chia của đĩa xích đi qua tâm ban đầu:

$$d = \frac{p_c}{\sin(180/z)} = \frac{12,7}{\sin(180/15)} = 61,08 \text{ (mm)}$$

2) Đường kính vòng ngoài đĩa xích:

$$d_a = p_c \cdot (0,5 + \cotg(180/z))$$

$$d_a = 12,7(0,5 + \cotg(180/15)) = 66,1 \text{ mm}$$

4.2.3. Số răng đĩa xích

- Số răng đĩa dẫn Z_1 : tra theo bảng 4.2

Bảng 4.1. Bảng hướng dẫn chọn số răng đĩa xích dẫn Z_1

Loại xích	Tỷ số truyền u					
	1 – 2	2 – 3	3 – 4	4 – 5	5 – 6	> 6
	Số răng Z_1					
Xích ống con lăn	30 – 27	27 – 25	25 – 23	23 – 21	21 – 17	17 – 15
Xích răng	35 – 32	32 – 30	30 – 27	27 – 23	23 – 19	19 – 17

Số răng của đĩa dẫn thường chọn là số lẻ, để chống mòn xích và đĩa xích.

Thường người ta chọn $Z_{1\min}=13 \div 15$ khi $v < 2$ m/s.

Đối với bộ truyền chịu tải trọng va đập nên chọn $Z_{\min} \geq 17$ khi $v > 2$ m/s.

Trong tính toán thiết kế chọn $Z_1 = 29 - 2u$ (4.1)

- Số răng đĩa bị dẫn Z_2 :

Tính theo công thức sau: $Z_2 = u \cdot Z_1 \leq Z_{2\max}$ (4.2)

Để tránh tuân xích: $Z_{2\max} \leq 100 \div 120$ đối với xích con lăn, $Z_{2\max} \leq 120 \div 140$: đối với xích răng.

Số răng đĩa bị dẫn Z_2 sau một thời gian làm việc xích sẽ bị mòn và bước xích sẽ tăng thêm một lượng Δt , khi đó đường kính vòng chia sẽ tăng một trị số là Δd theo công thức:

$$\Delta d = \frac{\Delta p_c}{\sin \frac{\pi}{Z}}$$

4.2.4. Khoảng cách trục và số mắt xích

1. Số mắt xích

- Chọn sơ bộ khoảng cách trục theo công thức $a = (30 \div 50) \cdot p_c$ (4.3)

- Chiều dài xích L theo khoảng cách trục:

$$L \approx 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \text{ (mm)} \quad (4.4)$$

Vì $\pi d_1 = p_c \cdot Z_1$ và $\pi d_2 = p_c \cdot Z_2$

$$\rightarrow L \approx 2 \cdot a + \frac{p_c}{2} (Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_c^2}{a} \text{ (mm)} \quad (4.5)$$

- Số mắt xích: Mặt khác $L = X \cdot p_c \Rightarrow$ Số mắt xích X

$$X = \frac{L}{p_c} \approx \frac{2 \cdot a}{p_c} + \frac{1}{2} (Z_2 + Z_1) + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p_c}{a} \quad (4.6)$$

Giá trị X được làm tròn số nguyên và nên chọn số chẵn.

2. Khoảng cách trục chính xác

Sau khi chọn X , ta tiến hành tính lại khoảng cách trục a chính xác như sau:

$$a = 0,25 \cdot p_c \cdot \left[\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \text{ (mm)} \quad (4.7)$$

Để bộ truyền xích làm việc có độ chùng bình thường, ta giảm khoảng cách trục a một khoảng $\Delta a = (0,002 \div 0,004) a$.

Từ số mắt xích X đã chọn phải tính lại chiều dài L của dây xích theo công thức:

$$L = X \cdot p_c \quad (4.8)$$

Ví dụ 2: Bộ truyền xích ống con lăn có bước xích $p_c = 12,7 \text{ mm}$, khoảng cách trục sơ bộ $a = 500 \text{ mm}$, số răng đĩa xích dẫn $Z_1 = 21$ răng, số răng $Z_2 = 42$ răng. Xác định số mắt xích X và khoảng cách trục chính xác?

Giải bài

- Số mắt xích X được xác định theo:

$$X = \frac{L}{p_c} = \frac{2 \times a}{p_c} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \times \pi} \right)^2 \times \frac{p_c}{a}$$

$$X = \frac{2 \times a}{p_c} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \times \pi} \right)^2 \times \frac{p_c}{a}$$

$$= \frac{2 \times 500}{12,7} + \frac{42 + 21}{2} + \left(\frac{42 - 21}{2 \times \pi} \right)^2 \times \frac{12,7}{500} \approx 110,5$$

(Giá trị X làm tròn và nên chọn số chẵn gần nhất (để thuận tiện nối xích), tốt nhất không được chọn là bội số của răng đĩa xích) → Ta chọn X = 110 mắt xích

- Khoảng cách trục:

$$a = 0,25 \cdot p_c \cdot \left[\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right]$$

$$= 0,25 \cdot 12,7 \cdot \left[\left(110 - \frac{42 + 21}{2} \right) + \sqrt{\left(110 - \frac{42 + 21}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{42 - 21}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right]$$

$$= 496,7 \text{ (mm)}$$

Để bộ truyền xích làm việc có độ chùng bình thường, ta giảm khoảng cách trục a một khoảng $\Delta a = (0,002 \div 0,004) \cdot a = ((0,002 \div 0,004) \cdot 496,7) = (0,99 \div 1,99) \text{ mm}$

Vậy khoảng cách trục chính xác là $a = 495 \text{ mm}$

4.3. ĐỘNG HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

4.3.1. Vận tốc và tỉ số truyền trung bình

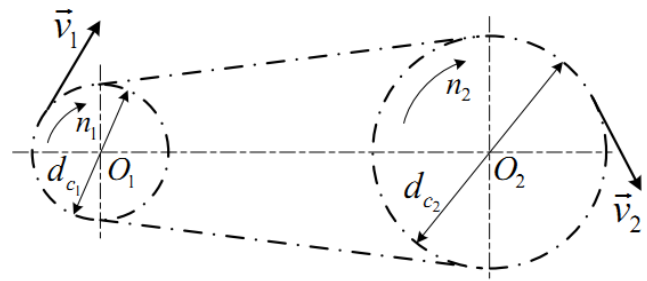
- Vận tốc bộ truyền xích:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}$$

$$= \frac{p_c \cdot Z_1 \cdot n_1}{60000} \text{ (m/s)} \quad (4.8)$$

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000}$$

$$= \frac{p_c \cdot Z_2 \cdot n_2}{60000} \text{ (m/s)} \quad (4.9)$$



Hình 4.8. Vận tốc trung bình trong bộ truyền xích

Vận tốc xích càng tăng thì xích càng chóng mòn, tải trọng động và tiếng ồn tăng. Do đó nên chọn $v \leq 15 \text{ m/s}$

- Tỉ số truyền của bộ truyền xích:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Nên chọn $u \leq 8$

4.3.2. Lực tác dụng lên trục bộ truyền động xích

- Lực căng ban đầu F_0 của xích bằng trọng lượng của nhánh xích tự do:

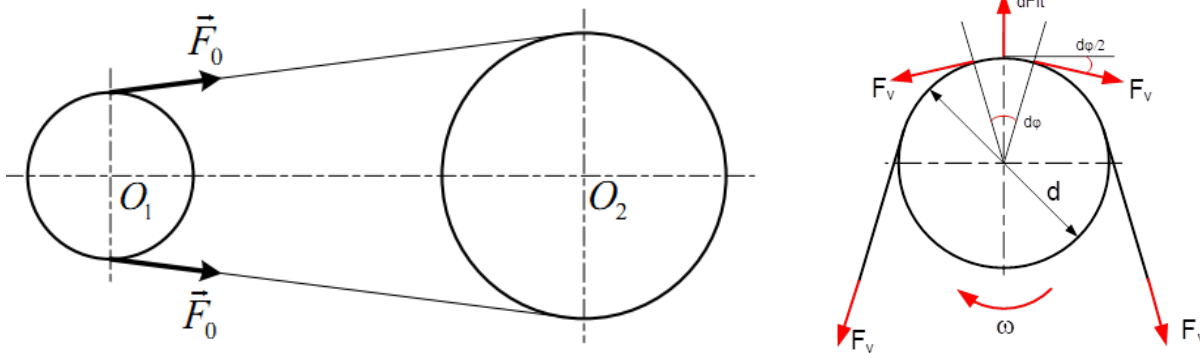
$$F_0 = K_f \cdot a \cdot q_m \cdot g \quad (4.10)$$

a: chiều dài đoạn xích tự do gần bằng khoảng cách trục (m)

q_m : khối lượng một mét xích (kg/m)

g : gia tốc trọng trường (m/s^2)

K_f : hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích, $K_f = 6$ khi bộ truyền nằm ngang, $K_f = 3$ khi góc nghiêng $< 40^\circ$, $K_f = 1$ khi bộ truyền thẳng đứng.



Hình 4.9. Lực tác dụng lên bộ truyền xích

- Điều kiện cân bằng của đĩa xích:

$$\sum T = -T_1 + F_1 \cdot \frac{d_1}{2} - F_2 \cdot \frac{d_2}{2} = 0$$

$$F_1 - F_2 = F_t \quad (4.11)$$

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{v} \quad (4.12)$$

$$\text{- Lực quán tính ly tâm: } F_v = q_m \cdot v^2 \quad (4.13)$$

Giá trị $F_2 = F_0 + F_v$. Vì F_0 và F_v tương đối nhỏ so với lực vòng F_t , nên khi tính toán ta có thể lấy gần đúng $F_1 \approx F_t$; $F_2 \approx 0$

$$\text{- Lực tác dụng lên ổ và trục: } F_r = K_m \cdot F_t \quad (4.14)$$

K_m : hệ số trọng lượng xích

$K_m = 1,15$ bộ truyền xích nằm ngang hoặc khi góc nghiêng $< 40^\circ$

$K_m = 1$ bộ truyền thẳng đứng.

F_t : lực vòng có ích (N)

4.3.3. Tải trọng động và động năng va đập của bộ truyền động xích

Trong truyền động xích, do vận tốc của xích và đĩa xích bị dẫn thay đổi cho nên sinh ra tải trọng động. Khi xích có khối lượng m chuyển động với vận tốc V_x thay đổi theo thời gian, nghĩa là chuyển động với gia tốc a_x , sinh ra tải trọng động (lực quán tính)

$$F_d = m \cdot a_x = \frac{a \cdot q_m \cdot n_1^2 \cdot p_c}{18 \cdot 10^7} \text{ (N)} \quad (4.15)$$

Trong đó m : khối lượng xích (kg)

a_x : Gia tốc xích (m/s)

a : khoảng cách trục (mm)

p_c : Bước xích (mm)

n_1 : tốc độ quay của đĩa xích dẫn (vg/ph)

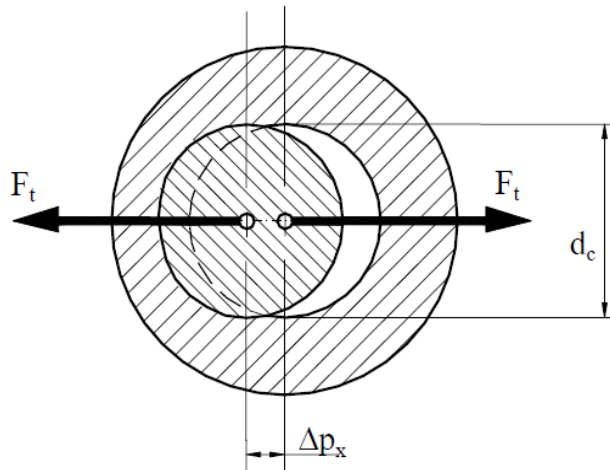
q_m : khối lượng 1 mét xích (kg/m)

4.4. CÁC DẠNG HỎNG, VẬT LIỆU VÀ BÔI TRƠN

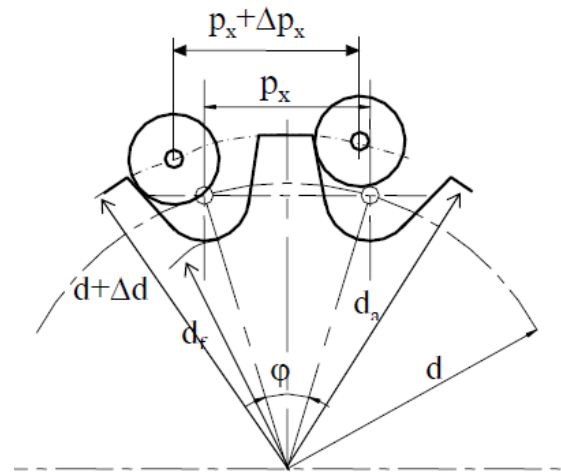
4.4.1. Các dạng hỏng

Trong khi làm việc, trong bộ truyền xích có thể xảy ra các dạng hỏng sau:

- **Đứt xích**, dây xích bị tách rời ra không làm việc được nữa, có thể gây nguy hiểm cho người và thiết bị xung quanh. Xích có thể bị đứt do mỏi, do quá tải đột ngột, hoặc do các mối ghép giữa má xích với chốt bị hỏng.



Hình 4.7. Xích bị mòn làm tăng bước xích



Hình 4.8. Hiện tượng xích bị tuột

- **Mòn bản lề xích.** Trên mặt tiếp xúc của bản lề có áp suất lớn, và bị trượt tương đối khi vào ăn khớp với răng đĩa xích, nên tốc độ mòn khá nhanh. Ống lót và chốt chỉ mòn một phía, làm bước xích tăng thêm một lượng Δp_x (Hình 4.7).

Khi bước xích tăng thêm, toàn bộ dây xích bị đẩy ra phía đỉnh răng đĩa xích, tâm các chốt nằm trên đường tròn có đường kính $d + \Delta d$. Xích dễ bị tuột ra khỏi đĩa xích (Hình 4.8).

Mòn làm giảm đáng kể tiết diện ngang của chốt, có thể dẫn đến gãy chốt.

- Các phần tử của dây xích bị mỏi: rỗ bề mặt con lăn, ống lót, gãy chốt, vỡ con lăn.
- Mòn răng đĩa xích, làm nhọn răng, răng đĩa xích bị gãy.

4.4.2. Vật liệu chế tạo xích và đĩa xích

Đĩa xích có cấu tạo gần giống bánh răng, chỉ khác ở phần vành răng. Kích thước và biên dạng răng phụ thuộc vào loại xích. Vật liệu làm đĩa xích thường là thép cacbon hay thép hợp kim, sau khi gia công tôi đạt độ cứng 50 – 60H RC.

4.4.3. Bôi trơn

Bôi trơn là biện pháp làm tăng khả năng làm việc, kéo dài tuổi thọ của bộ truyền động xích. Bôi trơn tốt sẽ làm cho hiệu suất làm việc của bộ truyền cao.

Tùy thuộc vào vận tốc của bộ truyền, có thể có các biện pháp bôi trơn sau:

- Bôi trơn định kỳ dùng cho bộ truyền có vận tốc thấp khoảng $(3 \div 4)$ m/s, cứ sau $(8 \div 10)$ giờ bôi trơn một lần hay dùng phương pháp bôi trơn nhỏ giọt. Ngoài ra có thể bôi trơn bằng cách nấu chảy mỡ rồi ngâm xích cho ngấm vào bản lề.

- Bôi trơn thường xuyên dùng cho bộ truyền có vận tốc cao. Nếu vận tốc khoảng $(5 \div 8)$ m/s, ngâm xích ngập trong dầu tới nửa chiều cao mắt xích. Nếu vận tốc $v > 8$ m/s thì tốt nhất là dùng bơm phun dầu liên tục vào mắt xích.

4.5. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

Thông số đầu vào: công suất P_1 , kW; số vòng quay n_1 , vg/ph; tỷ số truyền u .

Bước 1. Chọn loại xích phụ thuộc vào công suất truyền, vận tốc và điều kiện làm việc.

Bước 2. Chọn số răng sơ bộ của đĩa xích dẫn theo công thức

$$Z_1 = 29 - 2 \times u.$$

Nên chọn số răng đĩa xích là số lẻ để xích mòn đều.

Bước 3. Tính số răng đĩa xích lớn theo công thức

$$Z_2 = u \times Z_1 \quad \text{với điều kiện } Z_2 \leq Z_{2\max}$$

→ Xác định lại chính xác tỷ số truyền bộ truyền xích, sai số tỉ số truyền $\leq 3\%$

Bước 4. Tính toán các hệ số điều kiện sử dụng xích theo công thức:

$$K = K_0 \times K_a \times K_{dc} \times K_b \times K_r \times K_{lv}$$

Các hệ số được tính như sau:

K_a : hệ số xét đến ảnh hưởng của khoảng cách trục hay chiều dài xích, xích càng dài thì số lần ăn khớp của mỗi mắt xích trong một đơn vị thời gian càng ít, do đó xích sẽ ít mòn hơn. K_a tra bảng 4.3

K_0 : hệ số xét đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền: khi đường nối hai tâm đĩa xích hợp với đường nằm ngang một góc nhỏ hơn 60° thì $K_0=1$; nếu lớn hơn 60° thì $K_0=1,25$.

Bảng 4.2. Hệ số K_a

a	$< 25 \times p_c$	$(30 \div 50) \times p_c$	$(60 \div 80) \times p_c$
K_a	1,25	1	0,8

K_{dc} : hệ số xét đến ảnh hưởng của khả năng điều chỉnh lực căng xích: nếu trục điều chỉnh được thì $K_{dc}=1$; nếu điều chỉnh bằng đĩa căng xích hoặc con lăn căng xích thì $K_{dc}=1,1$; nếu trục không điều chỉnh được hoặc không có bộ phận căng xích thì $K_{dc}=1,25$

K_b : hệ số xét đến điều kiện bôi trơn: nếu bôi trơn liên tục $K_b=0,8$; nếu bôi trơn nhỏ giọt $K_b=1$; nếu bôi trơn định kỳ (gián đoạn) thì $K_b=1,5$.

K_r : hệ số tải trọng động: nếu dẫn động bằng động cơ điện và tải trọng ngoài tác động lên bộ truyền tương đối êm thì $K_r=1$; nếu tải trọng có va đập (hay va đập nhẹ) thì $K_r=1,2 \div 1,5$; nếu có va đập mạnh thì $K_r=1,8$.

K_{lv} : hệ số xét đến chế độ làm việc: làm việc một ca thì $K_{lv}=1$; làm việc hai ca thì $K_{lv}=1,12$; làm việc ba ca thì $K_{lv}=1,45$.

Bước 5. Tính công suất tính toán P_t theo công thức:

$$P_t = \frac{K \times K_z \times K_n}{K_x} \times P_1 \leq [P]$$

Trong đó:

P_1 : công suất tính toán (kW)

$[P]$: công suất cho phép của bộ truyền một dây có bước p_c (tra **bảng 4.3**)

$$K_z = \frac{Z_{01}}{Z_1} = \frac{25}{Z_1} \quad (\text{hệ số răng đĩa xích})$$

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_1} \quad (\text{hệ số số vòng quay, giá trị } n_{01} \text{ tra bảng 4.3})$$

K_x : hệ số xét đến số dây xích x , nếu $x=1, 2, 3, 4$ thì $K_x=1; 1,7; 2,5; 3$.

Bảng 4.3. Lựa chọn bước xích p_c theo công suất cho phép $[P]$

Bước xích p_c , (mm)	Đường kính chốt d_o , (mm)	Chiều dài ống b_o , (mm)	Công suất cho phép $[P]$ khi số vòng quay của đĩa nhỏ n_{01} , (vg/ph)							
			50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7	3,66	5,80	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20 5,95 7,55 9,65 12,7 19,3 43,8
12,7	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	
12,7	4,45	10,11	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	
15,875	5,08	11,30	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	
15,875	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	
19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	
25,4	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	
31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	
38,1	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	10,8	
44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101			
50,8	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157			

Với giá trị P_t vừa xác định, theo bảng 4.4 ta chọn bước xích p_c theo cột giá trị n_{01} khi tính hệ số K_n .

Bước 6. Kiểm tra số vòng quay tới hạn (bảng 4.4)

Nếu không thỏa thì ta tăng số dây xích và tính toán lại hoặc thay đổi loại xích.

Bảng 4.4. Giá trị giới hạn bước xích p_c theo số vòng quay n_1

Số vòng quay, (vg/ph)								
- Xích con lăn $Z_1 \geq 15$	1250	1000	900	800	630	500	400	300
- Xích răng $Z_1 \geq 17$	3300	2650	2200	1650	1320			
Bước xích $[p_c]_{\max}$ cho phép, (mm)	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8

Bước 7. Xác định vận tốc trung bình v của xích

- Vận tốc v :

$$v_1 = \frac{n_1 \cdot p_c \cdot Z_1}{60000} \text{ (m/s)}$$

- Lực vòng có ích:

$$F_t = \frac{1000 \times P}{v} \text{ (N)}$$

Bước 8. Tính toán kiểm nghiệm bước xích

Theo công thức sau:

$$p_c \geq 2,82 \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K}{Z_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}} = 600 \times \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K}{Z_1 \cdot n_1 \cdot [p_0] \cdot K_x}}$$

với $[p_0]$ tra từ **bảng 4.5**, nếu không thỏa thì tăng bước xích và tiến hành tính toán lại.

Bảng 4.5. Áp suất cho phép $[p_0]$

Bước xích p_c (mm)	Áp suất cho phép trong bản lề xích $[p_0]$ (MPa) khi số vòng quay bánh xích nhỏ n_1 (vg/ph)								
	≤ 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000
12,7÷15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5 15	16
19,05÷25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5		
31,75÷38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15		
44,45÷50,8	35	26	21	17,5	15				

- Chiều dài xích: $L = X \cdot p_c$

Bước 9. Xác định số mắt xích X

- Chọn khoảng cách trục sơ bộ từ $a = (30 \div 50) \cdot p_c$

- Xác định số mắt xích X theo công thức:

$$X = \frac{L}{p_c} = \frac{2 \times a}{p_c} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \times \pi} \right)^2 \times \frac{p_c}{a}$$

(nên chọn số mắt xích là số chẵn)

- Sau khi chọn số mắt xích, phải tính lại khoảng cách trục a theo công thức:

$$a = 0,25p_c \left[X - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(X - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \times \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

Và để bộ truyền làm việc bình thường nên giảm a một đoạn $(0,002 \div 0,004)a$.

Bước 10. Kiểm tra xích theo hệ số an toàn

$$s = \frac{Q}{k_d F_t + F_v + F_0} \leq [s]$$

Trong đó:

Q (N): tải trọng phá hỏng tra bảng 4.7

* k_d : hệ số tải trọng động; $k_d=1,2; 1,7; 2,0$ ứng với chế độ làm việc trung bình, nặng và rất nặng.

* F_t : lực vòng

* F_v : lực căng do ly tâm sinh ra; $F_v = q_m \cdot v^2$

với q_m tra **bảng 4.7**

* F_0 : lực căng do trọng lượng nhánh xích bị động sinh ra; $F_0 = 9,81 \cdot k_f \cdot a \cdot q_m$

k_f : hệ số phụ thuộc vào độ võng của xích. $k_f=6$ khi xích nằm ngang; $k_f=4$ khi góc nghiêng giữa đường tâm trục và phương nằm ngang nhỏ hơn 40° ; $k_f=2$ khi xích thẳng đứng.

a : khoảng cách trục (m)

$[s]$: hệ số an toàn tra bảng 4.6

Và kiểm tra số lần va đập của xích trong một giây theo công thức:

$$i = \frac{4 \cdot v}{L} = \frac{4 \cdot n_1 \cdot z_1 \cdot p_c}{p_c \cdot X \cdot 60} = \frac{z_1 \cdot n_1}{15 \cdot X} \leq [i]$$

trong đó: X số mắt xích

Z_1, n_1 : số răng và số vòng quay của đĩa xích dẫn

$[i]$: số lần va đập cho phép của xích trong một giây (bảng 4.8)

Bảng 4.6. Hệ số an toàn cho phép $[s]$

Số vòng quay n, (vg/ph)	Bước xích p_c , (mm)					
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1
49,94	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5
99,89	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0
299,85	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8
499,40	8,5	8,9	9,4	10,2	11,8	12,5
749,62	9,3	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0
998,86	10,0	19,8	11,7	13,1	15,0	

Bảng 4.7. Thông số xích con lăn 1 dãy

Bước xích p_c (mm)	Đường kính chốt d_o , (mm)	Chiều dài ống b_o , (mm)	Tải trọng phá hỏng Q (kN)	Khối lượng 1m xích q_1 (kg)
12,7	3,66	5,80	9,0	0,35
12,7	4,45	8,90	18,2	0,65
12,7	4,45	10,11	18,2	0,75
15,875	5,08	11,30	22,7	0,8
15,875	5,08	13,28	22,7	1,0
19,05	5,96	17,75	31,8	1,9
25,4	7,95	22,61	56,7	2,6
31,75	9,55	27,46	88,5	3,8
38,1	11,12	35,46	127,0	5,5
44,45	12,72	37,19	172,4	7,5
50,8	14,29	45,21	226,8	9,7

Bảng 4.8. Số lần va đập cho phép của xích $[i]$ trong một giây

Dạng xích	Bước xích p_c , (mm)							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Xích con lăn	40	30	25	20	16	14	12	10
Xích răng	60	50	40	25	20			

Bước 11. Tính lực tác dụng lên trục theo công thức:

- Lực tác dụng lên trục: $F_r = K_m F_t$

K_m : hệ số trọng lượng xích

$K_m=1,15$ khi xích nằm ngang hoặc khi góc nghiêng giữa đường nối tâm hai trục và phương nằm ngang nhỏ hơn 40°

$K_m=1$ khi góc nghiêng đường nối tâm hai trục từ 40° đến vị trí thẳng đứng.

- Xác định các kích thước bộ truyền:

Thông số hình học		Công thức
Đường kính vòng chia	Bánh dẫn	$d_1 = \frac{p_c \times Z_1}{\pi}$
	Bánh bị dẫn	$d_2 = \frac{p_c \times Z_2}{\pi}$
Đường kính vòng đỉnh	Bánh dẫn	$d_{a1} = p_c \times [0,5 + \cotg(\pi / Z_1)]$
	Bánh bị dẫn	$d_{a2} = p_c \times [0,5 + \cotg(\pi / Z_2)]$

Chú ý:

Ta có thể chọn bước xích theo công thức sau nếu biết trước $[p_0]$

$$p_c \geq 2,82 \times \sqrt[3]{\frac{T_1 K}{Z_1 [p_0] K_x}} = 600 \times \sqrt[3]{\frac{P_1 K}{Z_1 n_1 [p_0] K_x}}$$

hoặc công thức rút gọn: $p_c = 0,45 \times \sqrt[3]{T_1}$

Ví dụ: Bộ truyền xích ống con lăn truyền công suất $P_1=3kW$, số vòng quay đĩa xích bị dẫn $n_2=180$ vg/ph, tỉ số truyền $u=2,1$; khoảng cách trục được chọn $a=40 \times p_c$. Bộ truyền làm việc với tải trọng va đập nhẹ, trục xích điều chỉnh được, đường nối tâm nghiêng với phương ngang một góc 30° , làm việc 2 ca, bôi trơn định kì. Hãy xác định:

- Bước xích p_c .
- Số mắt xích
- Khoảng cách trục chính xác
- Lực tác dụng lên trục F_r

4.6. BÀI TẬP CHƯƠNG 4

Bài tập 1: Xích ống con lăn có bước xích $p_c=12,7mm$, số răng của đĩa xích dẫn và xích bị dẫn tương ứng là $Z_1=25$ và $Z_2=69$. Khoảng cách trục chọn sơ bộ $a=450$ mm. Xác định số mắt xích X và tính chính xác lại khoảng cách trục a chính xác.

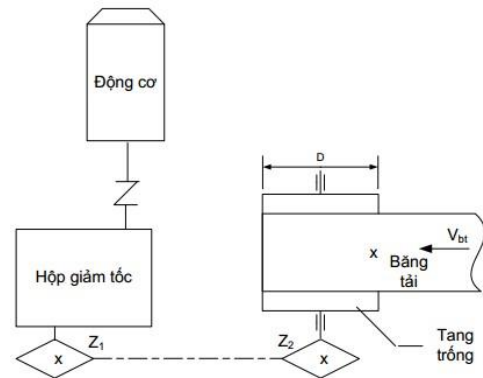
Bài 2: Bộ truyền xích con lăn truyền công suất $P=4,2kW$. Số vòng quay bánh dẫn $n_1=200$ vg/ph, số vòng quay bánh bị dẫn $n_2=50$ vg/ph, số răng đĩa xích dẫn $Z_1=25$ răng. Tải trọng tĩnh, khoảng cách trục $a=40 \times p_c$, bộ truyền đặt nằm ngang, bôi trơn nhỏ giọt, làm việc 1 ca. Khoảng cách trục có thể điều chỉnh được để căng xích. Xác định:

- Bước xích p_c và số mắt xích X .
- Lực tác dụng lên ổ trục F_r

Bài 3: Bộ truyền xích ống con lăn trong hệ thống truyền động cho băng tải theo các số liệu cho trước: lực kéo băng tải $F=8000$ N, số vòng quay tang trống $n=45$ vg/ph, đường kính tang

trống $D=350$ mm, tỉ số truyền $u_x=2,5$; trục đĩa xích điều chỉnh được, xích 1 dãy, bôi trơn nhỏ giọt, làm việc 1 ca, tải trọng có va đập nhẹ, đường nối tâm nghiêng với phương ngang một góc 45° , khoảng cách trục $a=(30 \div 50) \times p_c$. Hiệu suất bộ truyền xích $\eta=1$. Xác định:

- Số răng đĩa xích Z_1 , Z_2 và bước xích p_c .
- Khi thay đổi điều kiện bôi trơn sang bôi trơn liên tục thì bước xích vừa chọn còn phù hợp không, tại sao?
- Lực tác dụng lên ổ trục F_r



Bài 4: Bộ truyền xích ống con lăn có các thông số sau: bước xích $p_c=25,4$ mm, số răng đĩa xích dẫn $Z_1=20$ răng, tỉ số truyền $u_x=3$; số vòng quay bánh dẫn $n_1=240$ vg/ph. Bộ truyền nằm ngang, tải trọng va đập nhẹ, khoảng cách trục $a=1200$ mm, bôi trơn định kì, trục đĩa xích điều chỉnh được, làm việc 2 ca, xích 2 dãy. Hãy xác định:

- Các đường kính vòng chia đĩa xích, số mắt xích X . Giải thích tại sao nên chọn số mắt xích là số chẵn.
- Khả năng tải của bộ truyền xích (tính công suất P).

CHƯƠNG 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

Giới thiệu:

Bộ truyền bánh răng là bộ truyền được sử dụng phổ biến nhất trong lĩnh vực cơ khí. Có nhiều loại bộ truyền bánh răng khác nhau, mỗi loại bộ truyền lại có cách tính toán thiết kế, tính kiểm tra bền khác nhau. Việc tính toán đó phụ thuộc vào hình dạng răng, điều kiện ăn khớp và điều kiện làm việc của bộ truyền.

Mục tiêu:

- Trình bày được phạm vi sử dụng, cấu tạo, ưu khuyết điểm và nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng.
- Phân tích được điều kiện làm việc, dạng hỏng và biết cách khắc phục để nâng cao độ bền cho bộ truyền.
- Xây dựng được các công thức tính toán, thiết kế của bộ truyền động bánh răng.
- Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

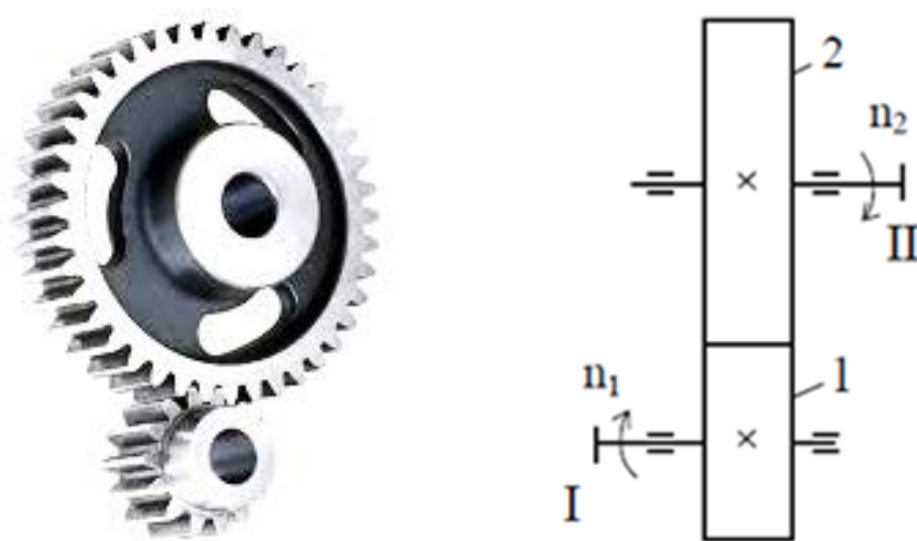
5.1. KHÁI NIỆM CHUNG

5.1.1. Định nghĩa

Truyền động bánh răng là truyền động ăn khớp trực tiếp, trong đó chuyển động và tải trọng được truyền nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng hoặc thanh răng.

Bộ truyền bánh răng thường có 2 bộ phận chính:

- Bánh răng dẫn 1, có đường kính d_1 được lắp trên trục dẫn I, quay với số vòng quay n_1 công suất truyền động P_1 mô men xoắn trên trục T_1
- Bánh răng bị dẫn 2, có đường kính d_2 , được lắp trên trục bị dẫn II, quay với số vòng quay n_2 , công suất truyền động P_2 , mô men xoắn trên trục T_2 .
- Trên bánh răng có các răng, khi truyền động các răng ăn khớp với nhau, tiếp xúc và đẩy nhau trên đường ăn khớp



Hình 5.1. Sơ đồ bộ truyền bánh răng trụ

Nguyên lý làm việc của bộ truyền bánh răng (Hình 5.1) có thể tóm tắt như sau: trục I quay với số vòng quay n_1 thông qua mỗi ghép then làm cho bánh răng 1 quay. Răng của bánh 1 ăn khớp với răng của bánh 2, đẩy răng bánh 2 chuyển động, làm bánh 2 quay, nhờ mỗi ghép then trục II quay với số vòng quay n_2 .

Truyền chuyển động bằng ăn khớp, nên trong bộ truyền bánh răng hầu như không có trượt (chỉ có hiện tượng trượt biên dạng ở phần đỉnh và chân răng), hiệu suất truyền động của bộ truyền rất cao.

5.1.2. Phân loại

Theo vị trí tương đối giữa các trục

- Truyền động bánh răng trụ, các trục song song với nhau (Hình 5.2)
- Truyền động bánh răng côn, các trục vuông góc với nhau (Hình 5.3)
- Truyền động bánh răng hypecbôlôit, các trục chéo nhau (Hình 5.4)

Theo tính chất di động của đường tâm các trục

- Truyền động bánh răng thường, đường tâm trục của tất cả các bánh răng đều cố định.
- Truyền động bánh răng hành tinh, đường tâm trục của 1 hoặc nhiều bánh răng di động trong mặt phẳng quay.



Hình 5.2. Bánh răng trụ



Hình 5.3. Bánh răng côn



Hình 5.4. Bánh răng hypecbôlôit

Theo phương của răng so với đường sinh

- Truyền động bánh răng thẳng (bánh trụ răng thẳng và bánh côn răng thẳng) (hình 5.2, hình 5.3)
- Truyền động bánh răng nghiêng (bánh trụ răng nghiêng, bánh côn răng xoắn, răng cong) (hình 5.7)
- Truyền động bánh răng chữ V (hình 5.8)

Theo dạng ăn khớp

- Bộ truyền ăn khớp ngoài (hình 5.2; 5.3; 5.4)
- Bộ truyền ăn khớp trong (hình 5.5)



Hình 5.5. Bộ truyền ăn khớp trong



Hình 5.6. Bánh răng - thanh răng



Hình 5.7. Truyền động bánh răng nghiêng

Theo dạng pôfin răng

- Truyền động bánh răng thân khai
- Truyền động bánh răng xyclôit: Biên dạng răng là đường cong xiclôit, sử dụng chủ yếu trong đồng hồ và dụng cụ đo.
- Truyền động bánh răng Nôvikôv: Biên dạng răng là cung tròn, Nôvikôv tìm ra năm 1954 làm tăng khả năng tải của bộ truyền, sử dụng nhiều trong xe tăng (hình 5.9 a, b)

Truyền động bánh răng thân khai được dùng rộng rãi hơn cả, do răng được chế tạo bằng dụng cụ có cạnh thẳng, đảm bảo độ chính xác cao và không bị ảnh hưởng của sai số khoảng cách trục do đó không làm thay đổi qui luật chuyển động và tỉ số truyền.



Hình 5.8. bánh răng chữ V



Hình 5.9a



Hình 5.9b

Theo dạng thay đổi chuyển động

- Truyền động bánh răng-bánh răng, biến chuyển động quay thành chuyển động quay
- Truyền động bánh răng-thanh răng, biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và ngược lại (hình 5.6)

Theo kết cấu

- Bộ truyền hở không được bôi trơn hoặc bôi trơn định kỳ, làm việc với vận tốc thấp;
- Bộ truyền kín được bôi trơn đầy đủ, làm việc với vận tốc trung bình hoặc cao.

5.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

1 Ưu điểm

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn;
- Tỷ số truyền không đổi;
- Hiệu suất cao, có thể đạt tới $97 \div 99\%$;
- Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy trong phạm vi công suất, tốc độ và tỷ số truyền rộng.

2. Nhược điểm

- Chế tạo tương đối phức tạp.
- Yêu cầu độ chính xác cao.
- Có nhiều tiếng ồn khi vận tốc lớn.
- Chịu va đập kém.

3. Phạm vi sử dụng

Bộ truyền bánh răng được sử dụng nhiều nhất so với các bộ truyền cơ khí khác. Nó được sử dụng trong hầu hết các loại máy. Truyền động bánh răng được ứng dụng rộng rãi trong lĩnh vực cơ khí: từ đồng hồ, khí cụ đến các máy hạng nặng v.v...

Bộ truyền bánh răng có thể:

- Truyền công suất rất nhỏ (0,1kW): dụng cụ đo
- Truyền công suất khá lớn (300 kW): các máy mỏ, máy xây dựng, máy làm đường
- Truyền công suất rất lớn (100.000 kW): bộ truyền dùng trong các nhà máy phát điện
- Vận tốc đạt được 140 m/s hoặc có thể cao hơn.
- Tỷ số truyền (của một cặp bánh răng) có thể từ 1 đến 10 hoặc có thể cao hơn.

5.2. TRUYỀN ĐỘNG CỦA HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

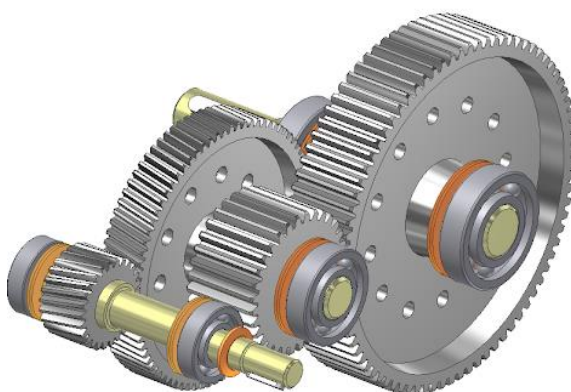
5.2.1. Tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp

Tỷ số truyền:

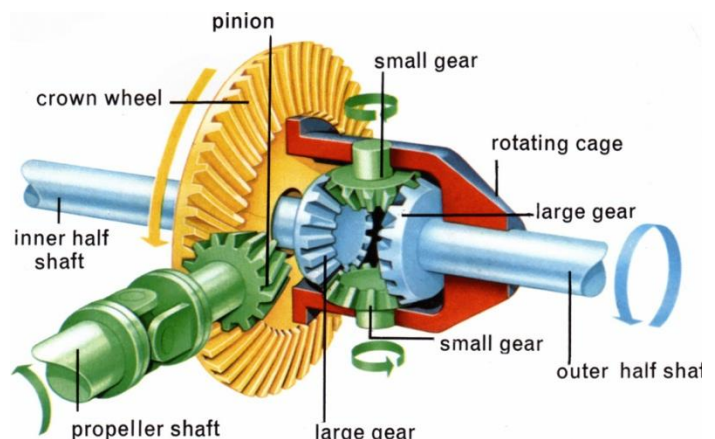
$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1} \quad (5.1)$$

n_1 : số vòng quay của bánh răng dẫn (vòng/phút); n_2 : số vòng quay của bánh răng bị dẫn (vòng/phút).

Z_1 : số răng của bánh răng dẫn; Z_2 : số răng của bánh răng bị dẫn



Hình 5.10: Hệ bánh răng



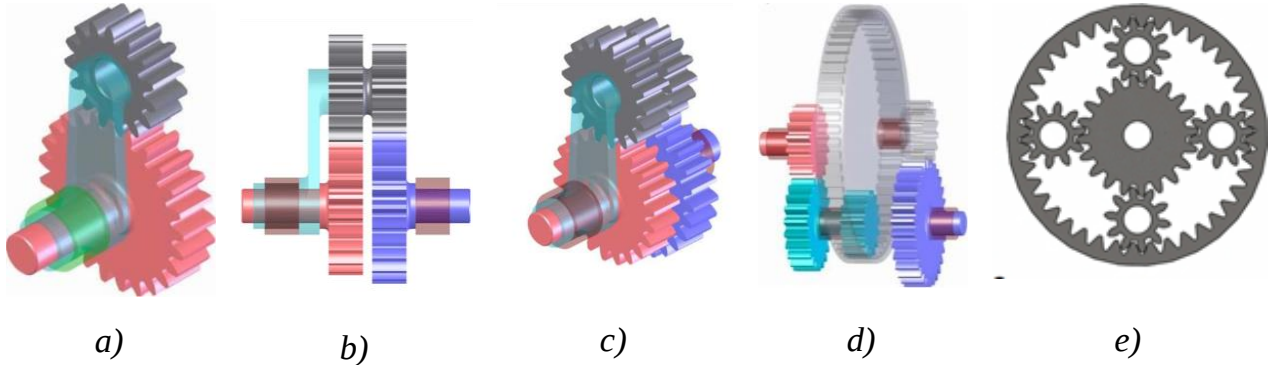
Hình 5.11: Hệ bánh răng không gian

5.2.2. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng thường

Tỷ số truyền giữa hai trục quay 1 và n là tỷ số vận tốc góc của hai trục quay đó:

$$u_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = \frac{n_1}{n_n} \quad (5.2)$$

5.2.3. Tỷ số truyền của hệ thống bánh răng hành tinh – visai



Hình 5.12: Hệ bánh răng hành tinh - vi sai

Công thức của hệ vi sai là (hình 5.12b):

$$u_{13}^c = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = (-1)^2 \frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_2} \quad (5.2)$$

5.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

5.3.1. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

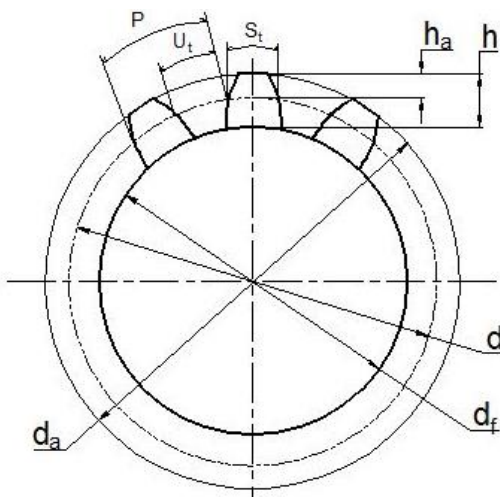
- **Bước răng trên đường kính vòng chia t:** ký hiệu t (mm), bằng bước của thanh răng.
- **Mô đun m:** Mô đun của răng bánh răng, ký hiệu là m, đơn vị đo là mm. Các bánh răng có cùng mô đun sẽ ăn khớp được với nhau. Giá trị của mô đun m được lấy theo dãy số tiêu chuẩn, để hạn chế số lượng dao gia công bánh răng sử dụng trong thực tế.

$m = t/\pi$ giá trị m được tiêu chuẩn hóa theo các dãy số sau:

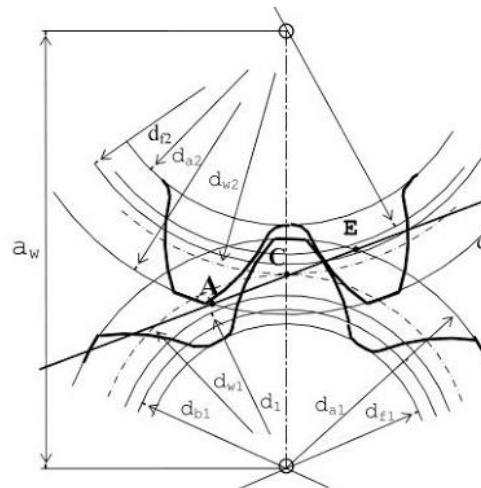
Dãy 1: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25

Dãy 2: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

Ưu tiên chọn dãy 1



Hình 5.13. Các thông số hình học chủ yếu của bánh răng



Hình 5.14. Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền bánh răng

- **Số răng bánh nhỏ Z_1** : nên chọn $Z_1 \geq 17$ để tránh cắt chân răng.
- **Số răng bánh lớn Z_2** : xác định từ tỉ số truyền
- **Profil gốc α_0** : $\alpha_0=14,5^\circ$; 20° , 25° là thông số cơ bản của biên dạng răng.

Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng theo *bảng 5.1*

Bảng 5.1. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng thẳng

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỉ số truyền (dấu -: ăn khớp ngoài; dấu +: ăn khớp trong Dùng để xác định chiều quay của trục)	u (i)	$u = \mp \frac{n_1}{n_2} = \mp \frac{Z_2}{Z_1}$
Đường kính vòng chia	d	$d=m.Z$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a=m$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f=1,25.m$
Chiều cao răng	h	$h=h_a+h_f=2,25.m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_e=m.(Z + 2)$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_i=m.(Z - 2,5)$
Bước răng	t	$t=\pi.m$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a	$a = \frac{d_2 \pm d_1}{2} = \frac{m.(Z_2 \pm Z_1)}{2}$

Ví dụ 1: Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng c môđun $m=10\text{mm}$, số răng $Z_1=18$ và $Z_2=47$. Các bánh răng không dịch chỉnh. Tính các kích thước bộ truyền trong trường hợp các bánh răng ăn khớp trong và ngoài.

Bài giải:

1) Trường hợp ăn khớp ngoài

- Đường kính vòng chia bánh dẫn: $d_1=m.Z_1=10.18=180\text{ mm}$
- Đường kính vòng đỉnh bánh dẫn: $d_{a1}=m.(Z_1+2)=10.(18+2)=200\text{ mm}$
- Đường kính vòng đáy bánh dẫn: $d_{f1}=m(Z_1-2,5)=10.(18- ,5)=155\text{ mm}$
- Đường kính vòng chia bánh bị dẫn: $d_2=m.Z_2=10.47=470\text{ mm}$
- Đường kính vòng đỉnh bánh bị dẫn: $d_{a2}=m.(Z_2+2)=10.(47+2)=490\text{ mm}$
- Đường kính vòng đáy bánh bị dẫn: $d_{f2}=m.(Z_1-2,5)=10.(47-2,5)=445\text{ mm}$
- Khoảng cách trục:

$$a = \frac{m.(Z_2 + Z_1)}{2} = \frac{10.(47 + 18)}{2} = 325\text{mm}$$

2) Trường hợp ăn khớp trong

- Các thông số tương tự ăn khớp ngoài, ngoài trừ d_{a2} , a_w và d_{f2} .
- Đường kính vòng đỉnh bánh bị dẫn: $d_{e2}=m.(Z_1-2)=10.(47-2)=450\text{ mm}$
- Khoảng cách trục:

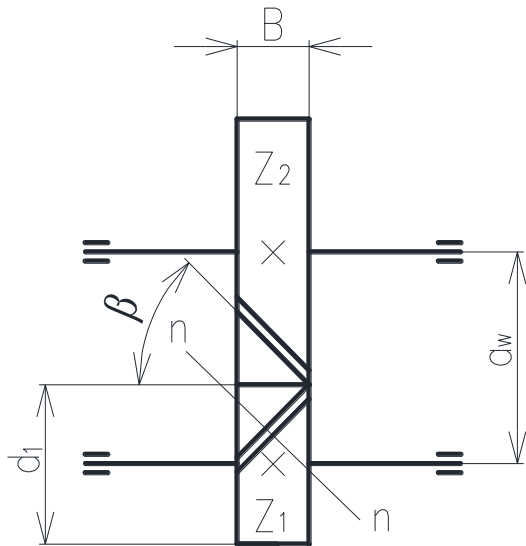
$$a_w = \frac{m.(Z_2 - Z_1)}{2} = \frac{10.(47 - 18)}{2} = 145\text{mm}$$

- Đường kính vòng đáy bánh bị dẫn:

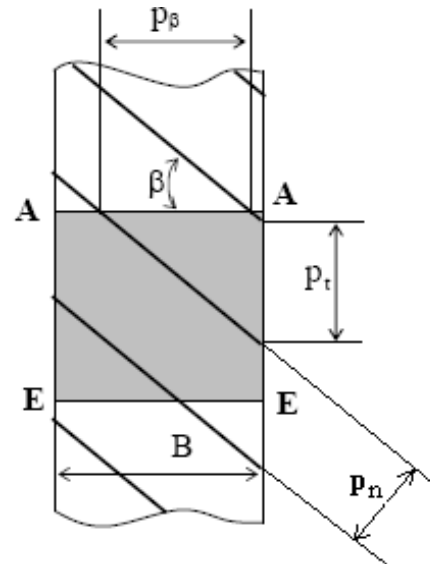
$$D_{f2} = 2.a_w d_{a1}+0,5m = 2.145 + 200 + 0,5.10 = 495\text{ mm}$$

5.3.2. Thông số hình học bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có một bộ thông số tương tự như bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, được tính trên mặt đầu của bánh răng (mặt phẳng vuông góc với trục bánh răng). Một số thông số được xác định trên mặt phẳng pháp tuyến n-n, vuông góc với phương của răng.



Hình 5.15. Kích thước bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng



Hình 5.16. Các bước răng của bánh răng trụ răng nghiêng

- Gọi β là góc nghiêng của răng (góc làm bởi phương răng và đường sinh của mặt trụ). Phương răng có thể nghiêng trái hoặc nghiêng phải, giá trị của β ; có điều kiện $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$ đối với bánh răng trụ răng nghiêng và $30^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$ đối với bánh răng chữ V.

Bảng 5.2. Các thông số hình học của bánh răng trụ răng nghiêng

Tên gọi	Ký hiệu	Công thức tính
Mô đun	m	Theo tiêu chuẩn TCVN 2257-77
Tỉ số truyền	u (i)	$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$
Đường kính vòng chia	d	$d = \frac{m_n Z}{\cos \beta}$
Chiều cao đỉnh răng	h_a	$h_a = m_n$
Chiều cao chân răng	h_f	$h_f = 1,25.m_n$
Chiều cao răng	h	$h = h_a + h_f = 2,25.m$
Đường kính vòng đỉnh	d_a	$d_a = d_1 + 2m_n$
Đường kính vòng chân	d_f	$d_f = d_1 - 2,5.m_n$
Bước răng	t	$t = \pi.m$
Khoảng cách tâm của hai bánh răng ăn khớp (dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong)	a_w	$a_w = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}$

- **Bước ngang p_t** : là bước đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng,
- **Bước pháp p_n** : là bước đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng,

- **Môđun ngang m_t** : là môđun đo trong tiết diện vuông góc với trục bánh răng,
 - **Môđun pháp m_n** : là môđun đo trong tiết diện vuông góc với phương của răng (hình 5.16). Ta có quan hệ: $p_n = p_t \cos \beta$; $m_n = m_t \cos \beta$

- Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, giá trị m_n được tiêu chuẩn hóa. Các giá trị tính toán thì tính theo m_t .

Ví dụ 2: Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có khoảng cách trục $a_w = 710$ mm, số răng $Z_1 = 24$ và $Z_2 = 151$. Các bánh răng không dịch chỉnh. Chọn góc nghiêng răng β , môđun pháp m_n .

Bài giải:

Giữa khoảng cách trục a_w , góc nghiêng răng β và môđun pháp m_n có sự liên hệ sau

$$a_w = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot \cos \beta}$$

Từ đây ta suy ra:

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{m_n \cdot (151 + 24)}{2 \cdot 710}$$

Mặt khác đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng ta có $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$

do đó: $\cos 8^\circ \geq \cos \beta \geq \cos 20^\circ$

cho nên:

$$\begin{aligned} \cos 8^\circ &\geq \frac{m_n \cdot (151 + 24)}{2 \cdot 710} \geq \cos 20^\circ \\ \rightarrow \frac{2 \cdot 710 \cdot \cos 8^\circ}{151 + 24} &\geq m_n \geq \frac{2 \cdot 710 \cdot \cos 20^\circ}{151 + 24} \\ \Rightarrow 8,04 &\geq m_n \geq 7,62 \end{aligned}$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $m_n = 8$ mm

Theo giá trị $m_n = 8$ mm ta tính được $\beta = 9,62^\circ$

Ví dụ 3: Xác định các thông số hình học của cặp bánh răng trụ răng nghiêng, biết rằng $Z_1 = 24$, số vòng quay $n_1 = 1200$ vòng/phút, $n_2 = 480$ vòng/phút, khoảng cách trục $a_w = 250$ mm, môđun pháp $m_n = 5,5$ mm.

Bài giải:

1) Xác định tỉ số truyền:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1200}{480} = 2,5$$

2) Số răng bánh dẫn: $Z_2 = u Z_1 = 24 \cdot 2,5 = 60$ răng

3) Xác định góc nghiêng răng:

$$\cos \beta = \frac{m_n \cdot (Z_2 + Z_1)}{2 \cdot a_w} = \frac{5,5 \cdot (60 + 24)}{2 \cdot 250} = 0,924$$

Suy ra: $\beta = 22,48^\circ$

4) Xác định các đường kính vòng chia:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{5,5 \cdot 24}{0,924} = 142,86 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{5.5.60}{0,924} = 357,14 \text{ mm}$$

5) Đường kính vòng đỉnh:

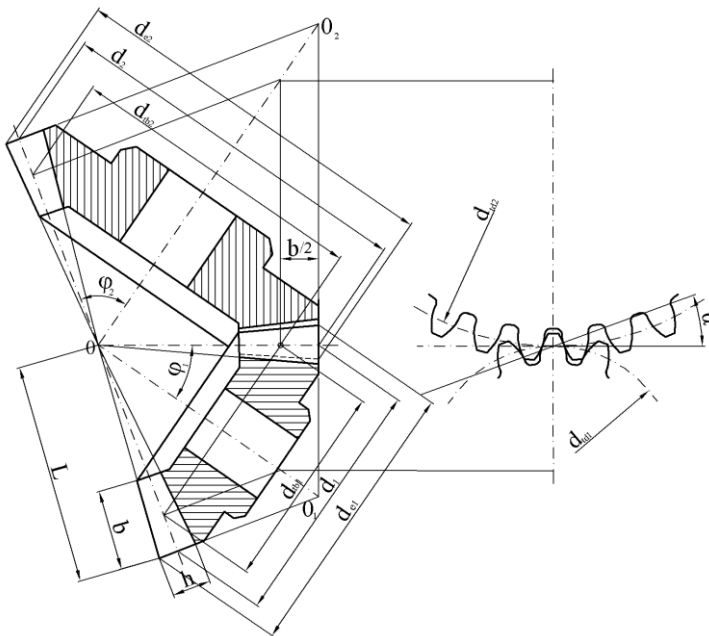
$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 142,86 + 2.5,5 = 143,86 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 357,14 + 2.5,5 = 368,14 \text{ mm}$$

5.3.3. Các thông số hình học của bánh răng côn răng thẳng

Bánh răng côn chủ yếu dùng để truyền động giữa hai trục vuông góc với nhau. Khi vận tốc thấp (khoảng 2÷3 m/s) thường dùng bánh răng côn răng thẳng vì chế tạo và lắp ghép đơn giản hơn các loại bánh răng nón khác. Khi vận tốc cao thì dùng bánh răng côn răng nghiêng hoặc răng cung tròn vì sự ăn khớp êm, khả năng tải cao và tính công nghệ cũng cao. So với bánh răng trụ thì bánh răng nón chế tạo và lắp ghép phức tạp hơn, các trục lại cắt nhau khiến khó bố trí ổ trục (một trục phải để công xôn). Việc cố định ổ trục cũng phức tạp vì có lực dọc trục. Do đó chỉ sử dụng bánh răng nón khi cần thiết.

Các thông số hình học chủ yếu



Hình 5.17. Thông số hình học chủ yếu của bánh răng côn

ϕ_1, ϕ_2 : góc mặt nón lăn (trùng với mặt nón chia) của bánh dẫn, bánh bị dẫn.

Góc giữa hai trục: $\phi = \phi_1 + \phi_2 = 90^\circ$

Tỷ số truyền:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \tan \phi_2 = \frac{1}{\tan \phi_1}$$

Các thông số hình học của bánh răng côn được xét ở hai tiết diện: tiết diện đáy lớn và tiết diện trung bình.

*** Các thông số hình học ở đáy lớn:**

- Môđun ở đáy lớn: m_s .

- Chiều dài đường sinh mặt nón lăn: $L = 0,5 \cdot m_s \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$

- Chiều dài răng: $b=(0,3 \div 0,33)L$

- Đường kính vòng lăn (vòng chia): $d_1=m_s.Z_1$; $d_2= m_s.Z_2$

- Đường kính vòng đỉnh: $d_{e1}=m_s.(Z_1+2\cos\varphi_1)$; $d_{e2}= m_s.(Z_2 + 2\cos \varphi_2)$

- Đường kính vòng chân: $d_{f1} = m_s.(Z_1-2,4\cos \varphi_1)$; $d_{f2}=m_s.(Z_2-2,4\cos \varphi_2)$

- Chiều cao răng: $h=2,2.m_s$

*** Các thông số ở tiết diện trung bình:**

- Môđun trung bình: m_{tb}

- Đường kính trung bình: $d_{tb1}=m_{tb}.Z_1=2(L - 0,5b)\sin\varphi_1$

$d_{tb2}=m_{tb}.Z_2=2(L - 0,5b)\sin\varphi_2$

Lưu ý: do kích thước độ lớn của răng tỷ lệ với khoảng cách đến đỉnh các mặt nón nên ta có tỉ lệ:

$$\frac{m_{tb}}{m_s} = \frac{L - 0,5.b}{L}$$

5. 4. LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

5.4.1. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng thẳng

Khi xét lực tác dụng lên bộ truyền bánh răng, ta chỉ xét lực tác dụng lên bánh răng dẫn, trên bánh răng bị dẫn lực tác dụng ngược chiều và cùng độ lớn với lực trên bánh dẫn.

1. Lực pháp tuyến F_n

Nằm trên mặt phẳng pháp tuyến với mặt ngang và phân tích thành 2 thành phần là lực vòng F_t và lực hướng tâm F_r

- Giá trị: $F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha}$

Với α gọi là góc ăn khớp, bánh răng tiêu chuẩn thông thường $\alpha=20^\circ$

2. Lực vòng F_t

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng

- Độ lớn:

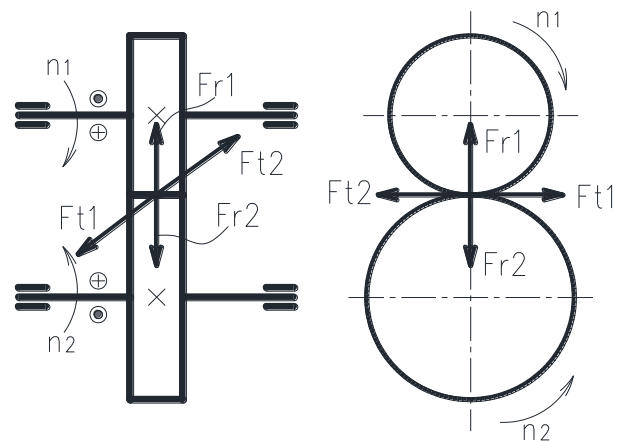
$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1}{m.Z_1}$$

3. Lực hướng tâm F_{r1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp

- Chiều hướng vào tâm bánh răng

- Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1}.\tan\alpha$



Hình 5.18. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

5.4.2. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng trụ răng nghiêng

Đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, gồm có các lực tác dụng sau:

1. Lực pháp tuyến F_n

Nằm trong mặt phẳng pháp tuyến và phân tích thành 3 thành phần F_t , F_r , F_a .

- Giá trị: $F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha \cdot \cos\beta}$

2. Lực vòng F_{t1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều ngược chiều chuyển động của bánh răng
- Độ lớn:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_1 \cdot \cos\beta}{m_n \cdot Z_1}$$

3. Lực hướng tâm F_{r1}

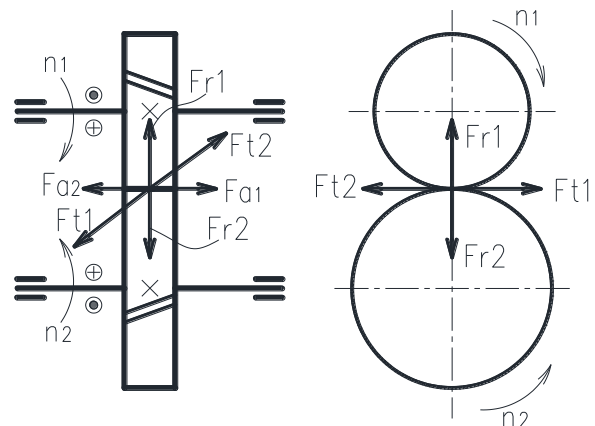
- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào tâm bánh răng
- Giá trị: $F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan\alpha}{\cos\beta}$

4. Lực hướng tâm F_{a1}

- Điểm đặt tại vị trí ăn khớp
- Chiều hướng vào mặt răng làm

việc

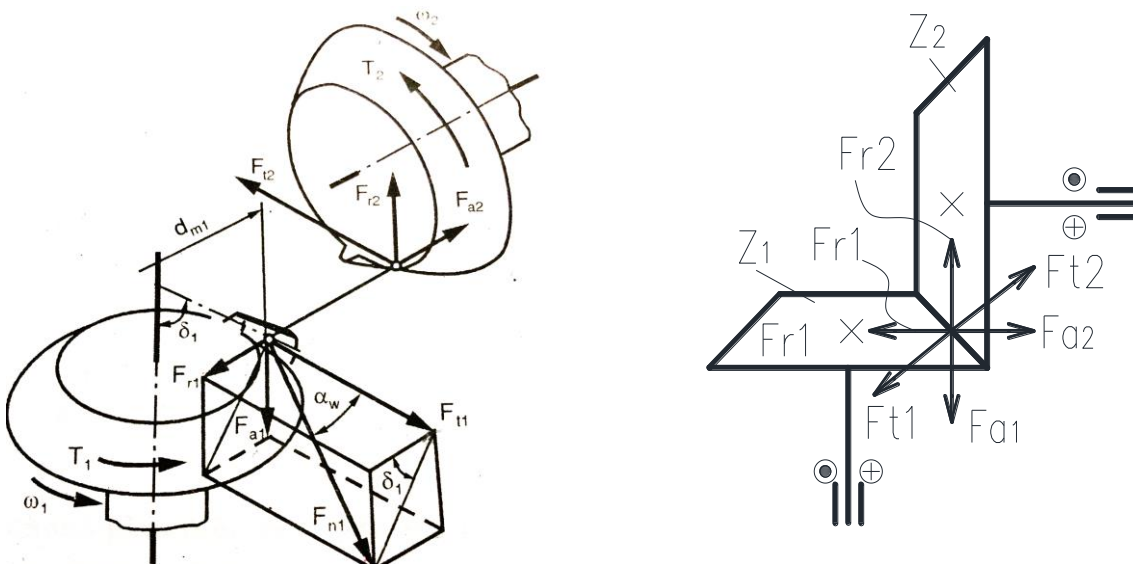
- Giá trị: $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \tan\beta$



Hình 5.19. Lực trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

5.4.3. Lực tác dụng lên bộ truyền động bánh răng côn răng thẳng

Đối với bộ truyền bánh răng côn răng thẳng, gồm có các lực tác dụng sau:



Hình 5.20. Lực trong bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

1. Lực vòng

F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II.

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Phương của F_{t1} và F_{t2} trùng với đường tiếp tuyến chung của hai vòng lăn. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1 , chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 .

- **Giá trị** $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{tb1}} = \frac{2T_2}{d_{tb2}}$

2. Lực hướng tâm

- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Phương chiều: F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I. Lực hướng tâm F_{r2} vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.

- Giá trị: $F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1$. $F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_2$.

3. Lực dọc trục

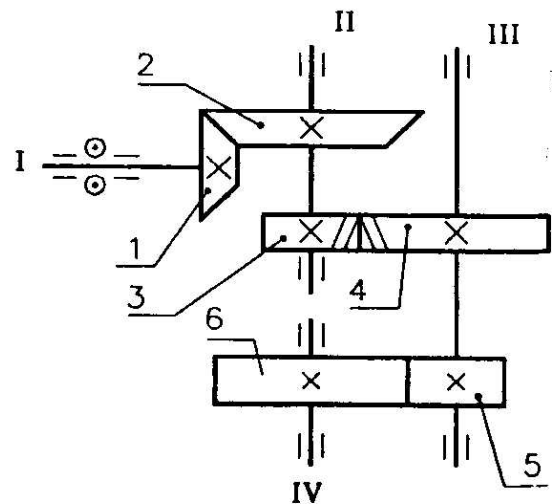
- Điểm đặt: vị trí ăn khớp

- Phương chiều: F_{a1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục F_{a2} song song với trục II. Chiều của lực F_{a1} hướng về đáy lớn của bánh dẫn, chiều của F_{a2} luôn luôn hướng về phía đáy lớn của bánh bị dẫn.

- Giá trị: $F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_1 = F_{r2}$ $F_{a2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \varphi_2 = F_{r1}$.

Ví dụ 3: Các bánh răng của hệ thống truyền động như hình 5.21 (truyền từ I-IV). Cho trước $T_1=100000$ Nmm, môđun cặp bánh răng côn m_s ; môđun cặp bánh răng trụ răng nghiêng m_n và môđun cặp bánh răng trụ răng thẳng m có giá trị bằng nhau và bằng 4 mm, số răng $Z_1=20$, $Z_2=40$, $Z_3=20$, $Z_4=60$, $Z_5=28$, $Z_6=56$. Xác định:

- Góc β để trục II và IV đồng tâm.
- Phân tích lực tác dụng lên các cặp bánh răng.
- Giá trị các lực tác dụng.



Hình 5.21

BÀI GIẢI:

a) Để các trục II và trục IV đồng tâm thì $a_{34}=a_{56}$

Mặt khác:

$$a_{34} = \frac{m_n \cdot (Z_4 + Z_3)}{2 \cdot \cos \beta}$$

$$a_{56} = \frac{m \cdot (Z_6 + Z_5)}{2}$$

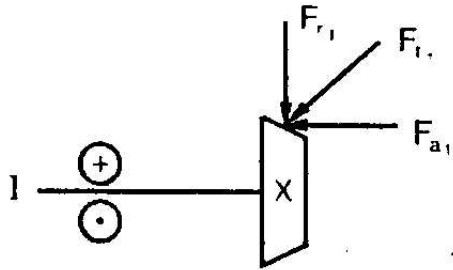
Cho nên:

$$\frac{m_n \cdot (Z_4 + Z_3)}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{m \cdot (Z_6 + Z_5)}{2}$$

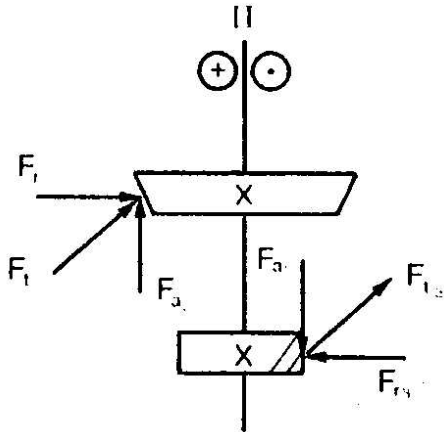
$$\rightarrow \beta = \arccos \frac{m_n \cdot (Z_4 + Z_3)}{m \cdot (Z_6 + Z_5)} = \arccos \frac{80}{84} = 17,75^\circ$$

b) Phân tích phương chiều lực tác dụng lên các bánh răng

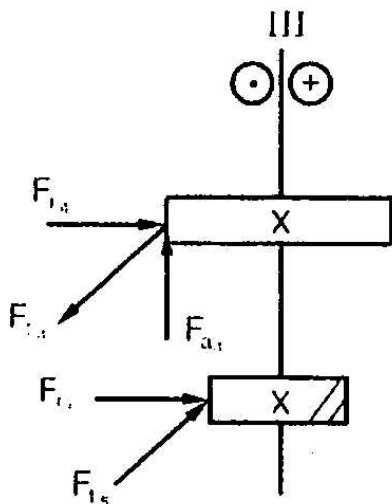
- Bánh răng côn răng thẳng 1



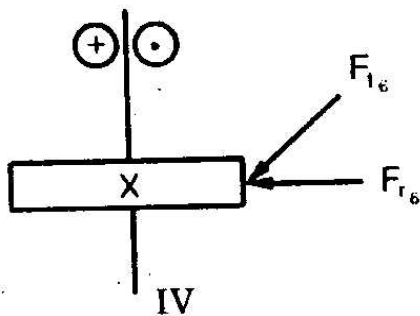
- Bánh răng côn răng thẳng 2 và bánh răng trụ răng nghiêng 3



- Bánh răng trụ răng nghiêng 4 và bánh răng trụ răng thẳng 5



- Bánh răng trụ răng thẳng 6



c) Lực tác dụng bánh răng 1 và 2 :

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot T_1}{m_m \cdot Z_1}$$

trong đó: $m_m = m_e \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_{be}) = 4(1 - 0,5 \cdot 0,285) = 3,43 \text{ mm}$ do đó:

$$F_{t_1} = \frac{2.100000}{3,43.20} = 2915N$$

$$Fr_1 = Ft_1.tg\alpha.cos\delta_1 = 2915.tg20°.cos26,57° = 948,9 N$$

trong đó:

$$\delta_1 = arctg \frac{1}{u_1} = arctg \frac{z_1}{z_2} = arctg \frac{1}{2} = 26,57°$$

$$Fa_1 = Ft_1.tg\alpha.sin\delta_1 = 2915.tg20° sin26,57° = 474,6 N$$

Giá trị lực tác dụng bánh răng côn 2: $Ft_2=Ft_1=2615 N$;

$$Fr_2=Fa_1=4746 N; Fa_2 =Fr_1 = 948,9N$$

- Lực tác dụng lên bánh răng 3 và 4

Mômen xoắn tác dụng lên trục 2: $T_2=T_1.u_1=100000.2=200000 Nmm$

$$F_{t_3} = \frac{2.T_2}{d_3} = \frac{2.cos\beta.T_2}{m_n.z_3} = \frac{2.cos17,75.200000}{4.20} = 4762N$$

$$F_{r_3} = \frac{F_{t_3}.tg\alpha}{cos\beta} = \frac{4762.tg20}{cos17,75} = 1819,9$$

$$Fa_3 = Ft_3.tg\beta = 4762.tg17,75 = 1524,3 N$$

- Lực tác dụng lên bánh răng 4

$$F_{t_4} = F_{t_3} = 4762 N$$

$$Fa_4 = Fa_3 = 1524,3 N$$

$$T_3 = T_2.u_2 = 600000 N$$

- Lực tác dụng lên bánh răng 5 và 6 :

$$F_{t_5} = \frac{2.T_3}{d_5} = \frac{2.T_3}{m.z_5} = \frac{2.600000}{4.28} = 10714,3$$

$$Fr_5 = Ft_5.tg\alpha = 10714,3.tg20 = 3900 N$$

- Lực tác dụng lên bánh răng 6 : $Ft_6 = Ft_5 = 10714,3N$; $Fr_6 = Fr_5 = 3900N$

5.5. CÁC DẠNG HỎNG, HIỆU SUẤT VÀ BÔI TRƠN CỦA BỘ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

5.5.1. Các dạng hỏng và vật liệu chế tạo

1. Các dạng hỏng

Trong quá trình làm việc, trên bánh răng có thể xuất hiện các dạng hỏng sau:

- Gãy răng bánh răng, là dạng hỏng nguy hiểm nhất, bộ truyền không tiếp tục làm việc được nữa và còn gây nguy hiểm cho các chi tiết máy lân cận. Gãy răng có thể do quá tải, hoặc do bị mỏi, khi ứng suất uốn trên tiết diện chân răng vượt quá giá trị cho phép.(hình 5.22a)

- Tróc rỗ mặt răng, trên mặt răng có những lỗ nhỏ và sâu, làm hỏng mặt răng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Tróc rỗ thường xảy ra ở những bộ truyền có độ rắn mặt răng cao, ứng suất tiếp xúc không lớn lắm và được bôi trơn đầy đủ. Nguyên nhân là do ứng suất tiếp xúc thay đổi, mặt răng bị mỏi, xuất hiện các vết nứt trên bề mặt. Vết nứt lớn dần lên, đến một mức nào đó sẽ làm tróc ra một mảnh kim loại, để lại vết lõm.(hình 5.22b)

- Mòn răng, ở phía chân răng và đỉnh răng có trượt biên dạng, nên răng bị mài mòn. Mòn làm yếu chân răng và làm nhọn đỉnh răng. Mòn thường xảy ra ở những bộ truyền có ứng suất tiếp xúc trung bình và bôi trơn không đầy đủ. (hình 5.22c)

- Dính, xước mặt răng, trên bề mặt răng có dính các mẩu kim loại, kèm theo những vết xước. Dính xước làm mặt răng bị hỏng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Dính xước thường xảy ra ở các bộ truyền có độ rắn mặt răng thấp, ứng suất lớn, và vận tốc làm việc cao. Nguyên nhân là do ứng suất lớn và nhiệt độ cao làm vật liệu tại chỗ tiếp xúc đạt đến trạng thái chảy dẻo. Kim loại bị bứt ra dính lên mặt răng đối diện, tạo thành các vấu. Các vấu này cào xước mặt răng trong những lần vào ăn khớp tiếp theo. Cứ như thế mặt răng bị phá hỏng. (hình 5.22d)



a)



b)



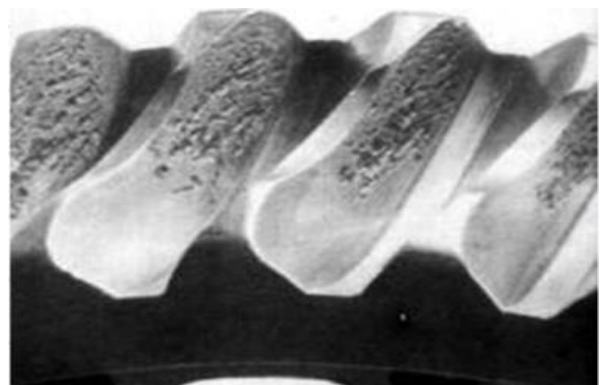
c)



d)



e)



f)

Hình 5.22. Các dạng hỏng của bánh răng

- Biến dạng dẻo bề mặt răng, trên bánh răng dẫn có rãnh ở phía giữa, còn trên bánh răng bị dẫn có gờ ở phía giữa răng, dạng răng bị thay đổi, bộ truyền ăn khớp không tốt nữa. Dạng hỏng này thường xuất hiện ở các bộ truyền có độ rắn mặt răng thấp, ứng suất tiếp xúc lớn, và vận tốc làm việc thấp. Nguyên nhân là do ứng suất lớn, lưu lại trên mặt răng lâu, lớp mặt răng mềm ra, kim loại bị xô đẩy từ chỗ nọ sang chỗ kia. Do chiều của lực ma sát, trên răng bánh dẫn kim loại bị đẩy về phía chân răng và đỉnh răng, còn trên bánh bị dẫn kim loại dồn về phía giữa răng. (hình 5.22e)

- Bong mặt răng, có những vảy kim loại tách ra khỏi bề mặt răng, tạo nên những vết lõm nông và rộng. Bong mặt răng làm thay đổi biên dạng răng, giảm chất lượng bề mặt, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Dạng hỏng này thường có ở những bộ truyền mặt răng được tôi, sau khi thấm nitơ, thấm than. Nguyên nhân là do nhiệt luyện và hóa nhiệt luyện không tốt, tổ chức kim loại trên mặt răng bị phá hỏng, kém bền vững. Dưới tác dụng của ứng suất lớn và thay đổi, một lớp mỏng kim loại đã bị tách khỏi mặt răng. (hình 5.22f)

2. Vật liệu chế tạo

Bánh răng chủ yếu được chế tạo bằng thép, ngoài ra có thể dùng gang, hoặc vật liệu phi kim loại. Tùy theo cách nhiệt luyện, và độ rắn mặt răng, có thể chia bánh răng thép ra hai nhóm chính:

a. Nhóm bánh răng có độ rắn bề mặt $HB \leq 350$:

Trước khi cắt răng, người ta nhiệt luyện phôi liệu bằng tôi cải thiện hoặc thường hoá. Sau khi cắt răng không phải tôi và sửa răng. Để hạn chế dính xước răng, và đảm bảo sức bền đều cho hai bánh răng, vì số chu kỳ ứng suất của bánh 1 lớn hơn của bánh 2, nên chọn vật liệu bánh răng nhỏ khác vật liệu bánh răng lớn. Thường chọn bánh dẫn có $HB_1 = HB_2 + (30 \div 50)$, HB_2 là độ rắn mặt răng bánh bị dẫn. Đối với các bánh răng chịu tải trọng nhỏ và trung bình nên chọn thép C40, C45, C50Mn, tôi cải thiện. Đối với các bánh răng chịu tải nhỏ dùng trong các cơ cấu không quan trọng, có thể chọn thép CT51, CT61, C40, C45, thường hoá.

b. Nhóm bánh răng có độ rắn bề mặt $HB > 350$

Các bánh răng thuộc nhóm này, được gia công phức tạp hơn. Phôi liệu được ủ cho ổn định, sau đó đem cắt răng. Thực hiện tôi bề mặt: thường thấm than, thấm nitơ, thấm xianua trước khi tôi. Sau khi tôi phải gia công sửa răng bằng nguyên công mài hoặc nghiền. Nên chọn hai bánh răng bằng cùng một loại vật liệu, nhiệt luyện đạt độ rắn bề mặt như nhau. Thường dùng các thép có hàm lượng cacbon thấp như thép C15, C20, 15Cr, 20Cr, bề mặt được thấm than trước khi tôi.

5.5.2. Hiệu suất bộ truyền động bánh răng

Hiệu suất

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

Với P_1 là công suất trên trục dẫn; P_2 là công suất trên trục bị dẫn. Thông thường đối với

- Bộ truyền bánh răng trụ bôi trơn liên tục bằng dầu $\eta = 0,97 \div 0,99$

- Bộ truyền bánh răng trụ bôi trơn định kỳ bằng mỡ $\eta = 0,93 \div 0,95$
- Bộ truyền bánh răng côn bôi trơn liên tục bằng dầu $\eta = 0,95 \div 0,98$
- Bộ truyền bánh răng côn bôi trơn định kỳ bằng mỡ $\eta = 0,92 \div 0,94$

5.5.3. Bôi trơn bộ truyền động bánh răng

Để giảm mất mát công suất do ma sát, giảm mài mòn răng và đề phòng các chi tiết máy bị han gỉ cần bôi trơn bộ truyền thường xuyên. Đối với bộ truyền để hở của những máy không quan trọng có thể bôi trơn định kỳ bằng mỡ. Đối với bộ truyền kín, ta có hai kiểu bôi trơn là bôi trơn ngâm dầu và bôi trơn lưu thông.



Hình 5.23. Bôi trơn bánh răng

Bôi trơn ngâm dầu: Bánh răng được ngâm trong dầu ở trong hộp. Cách bôi trơn này thường dùng khi vận tốc $v \leq 12 \text{ m/s}$. Khi vận tốc vòng lớn, công suất mất mát do khuấy dầu tăng lên, dầu dễ bị biến chất do bắn tóe, mặt khác các chất cặn bã ở đáy hộp dễ bị khuấy động và hắt vào chỗ ăn khớp làm cho răng chóng bị mài mòn. Vì vậy cần đảm bảo lượng dầu ngâm cần thiết. Khi vận tốc của bộ truyền gần bằng 12 m/s thì bánh răng được ngâm trong dầu với chiều cao là $(0,75 \div 2)h$ nhưng không nhỏ hơn 10 mm . Trong đó: h là chiều cao răng. Đối với bánh răng côn, mức dầu nên ngập chiều rộng bánh răng lớn. Khi vận tốc nhỏ $(0,8 \div 1,5) \text{ m/s}$, lấy chiều sâu ngâm dầu bằng $1/6$ bán kính bánh răng cấp nhanh và bằng $1/4$ bán kính bánh răng cấp chậm. Lượng dầu bôi trơn thường vào khoảng $(0,4 \div 0,8)$ lít cho 1 kW công suất truyền.

Bôi trơn lưu thông: Phương pháp này dùng cho bộ truyền có vận tốc lớn (lớn hơn $12 \div 14 \text{ m/s}$). Dầu bôi trơn có áp suất $(0,5 \div 1,75) \text{ at}$ được bơm từ bể qua các đường ống, qua các vòi phun đến bôi trơn chỗ ăn khớp. Đối với bánh răng nghiêng hoặc bánh răng chữ V nên đặt vòi phun sao cho các tia dầu bắn theo chiều quay của bánh răng.

5.6. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ

Bước 1: xác định vật liệu chế tạo bánh răng

Chọn vật liệu chế tạo bánh răng, phương pháp nhiệt luyện, tra cơ tính vật liệu như: giới hạn bền, giới hạn chảy, độ rắn vật liệu từ đó tìm ra giới hạn mỏi.

Bước 2: xác định ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$

- Vật liệu là thép.

$$[\sigma_H] = \sigma_{0H \lim} \frac{0,9K_{HL}}{s_H}$$

Trong đó:

$\sigma_{0H \lim}$: giới hạn mỏi tiếp xúc tương ứng với số chu kỳ cơ sở NH_0

s_H : hệ số an toàn tra theo bảng 4.2

K_{HL} : hệ số tuổi thọ, xác định theo công thức:

$$K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}$$

m_H : bậc của đường cong mỏi, có giá trị bằng 6

N_{H0} : số chu kỳ làm việc cơ sở $N_{H0} = 30HB^{2,4}$

N_{HE} : số chu kỳ làm việc tương đương

Nếu bánh răng làm việc với chế độ tải trọng và số vòng quay n không đổi:

$$N = 60c.n.L_h$$

c - số lần ăn khớp của răng trong mỗi vòng quay của bánh răng

L_h - tổng thời gian làm việc tính bằng giờ. $L_h = L.365.K_{năm}.24.K_n$

L - tuổi thọ tính bằng năm

$K_{năm}, K_n$ – hệ số sử dụng bộ truyền trong một năm và trong một ngày.

K_{HE} : hệ số chế độ tải trọng cho trong Bảng 4.3.

Nếu bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng thay đổi theo nhiều bậc:

$$N_{HE} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 n_i . t_i$$

Trong đó:

- T_i : số vòng quay, thời gian làm việc tính bằng giờ và moment xoắn ở chế độ làm việc thứ i .

- T_{max} : moment xoắn lớn nhất trong các moment T_i không kể moment quá tải vì loại moment quá tải xảy ra trong khoảng thời gian rất ngắn so với các chế độ tải trọng khác.

Khi $N_{HE} > N_{H0}$ thì lấy $N_{HE} = N_{H0}$ để tính toán.

Nếu bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng thay đổi liên tục: $N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma}$

Trong đó: $N_{\Sigma} = 60cnL_h$

Khi bộ truyền làm việc với số vòng quay n không đổi thì $N_{\Sigma} = 60cnL_h$

Khi cần tính toán kiểm nghiệm, $[\sigma_H]$ cần phải được xác định lại theo công thức:

$$[\sigma_H] = \sigma_{0H \text{ lim}} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_t K_{xH}}{s_H}$$

Trong đó:

Z_R : hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt

$$\begin{cases} \text{khi } R_a = 1,25 \div 0,63 \mu m & \Rightarrow Z_R = 1 \\ \text{khi } R_a = 2,50 \div 1,25 \mu m & \Rightarrow Z_R = 0,95 \\ \text{khi } R_a = 10 \div 2,50 \mu m & \Rightarrow Z_R = 0,9 \end{cases}$$

Z_V : hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng

$$\begin{cases} \text{khi } HB \leq 350 \Rightarrow Z_v = 0,85v^{0,1} \\ \text{khi } HB \geq 350 \Rightarrow Z_v = 0,925v^{0,05} \end{cases}$$

K_t : hệ số xét đến điều kiện bôi trơn, thường chọn

K_{xH} : hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước răng:

$$K_{xH} = \sqrt{1,05 - \frac{d}{10^4}}$$

Bước 4: chọn ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ theo bánh bị dẫn vì bánh này có độ bền thấp hơn. $[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}])$

Khi tính toán bánh răng trụ răng thẳng, ta chọn

Bước 5: Tính ψ_{bd} và chọn sơ bộ hệ số tải trọng tính $K_H = K_{H\beta}$

Chọn hệ số chiều rộng vành răng ψ_{ba} . Giá trị ψ_{ba} tùy thuộc vào vị trí bánh răng trên trục và độ rắn của vật liệu, chọn theo dãy số tiêu chuẩn sau: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63 ...

Đối với các bánh răng trong hộp giảm tốc, tùy thuộc vào vị trí của bánh răng trên trục, có thể chọn ψ_{ba} theo Bảng 4.4

Tính ψ_{bd} theo ψ_{ba} và chọn sơ bộ hệ số tải trọng tính $K_H = K_{H\beta}$ theo Bảng 4.5.

Bước 6: tính toán khoảng cách trục a_w .

Khoảng cách trục a_w được tính theo công thức:

$$a_w = 50(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}} = 50(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u^2}}$$

Trong đó: T_2 : moment xoắn trên bánh bị dẫn.

Bước 7: Chọn modun m theo khoảng cách trục a_w

Bước 8: xác định tổng số răng, xác định Z_1 và Z_2 .

$$z_1 + z_2 = z_1(1 + u) = \frac{2a_w}{m}$$

$$z_1 = \frac{d_1}{m}; z_2 = u.z_1$$

Số răng tối thiểu bằng 17 để tránh hiện tượng cắt chân răng.

Bước 9: tính toán lại tỉ số truyền u .

Khi cần thiết phải kiểm tra lại sai số $\Delta u \leq (2 \div 3) \%$

Bước 10: xác định các kích thước của bộ truyền bánh răng.

Các giá trị đường kính tính chính xác đến 0,01mm

Bước 11: tính vận tốc vòng và chọn cấp chính xác bộ truyền:

Bước 12: xác định giá trị các lực tác dụng lên bộ truyền

Bước 13: chọn hệ số tải trọng động K_{HV} và K_{FV} :

Hệ số tải trọng động K_{HV} và K_{FV} được chọn theo Bảng 4.7:

Bước 14: xác định ứng suất tính toán σ_H trên vùng ăn khớp

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{\omega 1}} \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u \pm 1)}{b_{\omega} u}} \leq [\sigma_H]$$

Cho phép quá tải đến 5%.

Nếu điều kiện bền tiếp xúc không thỏa thì ta tăng chiều rộng vành răng b_2 . Nếu điều này không thỏa ta thay đổi khoảng cách trục a_w hoặc chọn lại vật liệu có độ bền cao hơn và tính toán lại.

Trong đó:

Z_ε : hệ số xét đến ảnh hưởng của tổng chiều dài tiếp xúc:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_a}{3}}$$

ε_a : hệ số trùng khớp ngang, có giá trị từ $1,2 \div 1,9$

Z_H : hệ số xét đến hình dạng của bề mặt tiếp xúc:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_{\omega}}}$$

Z_M : hệ số xét đến cơ tính vật liệu:

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1 E_2}{\pi [E_2 (1 - \mu_1^2) + E_1 (1 - \mu_2^2)]}}$$

với:

E_1, E_2 : modun đàn hồi của vật liệu chế tạo bánh răng dẫn và bánh răng bị dẫn.

μ : hệ số poisson của vật liệu chế tạo cặp bánh răng.

Nếu cặp vật liệu làm bằng thép thì $E_1 = E_2 = 2,1.10^5$ MPa và . Khi đó:

$$Z_M = 275 \text{ MPa}^{1/2}$$

Bước 15: tính các hệ số Y_{F1} và Y_{F2} và xác định đặc tính so sánh độ bền uốn theo tỉ số $[\sigma_F]/Y_F$

$$Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_1} - \frac{27,9x_1}{z_1} + 0,092x_1^2; \quad Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_2} - \frac{27,9x_2}{z_2} + 0,092x_2^2$$

Bước 16: tính toán và kiểm nghiệm giá trị ứng suất uốn tại chân răng

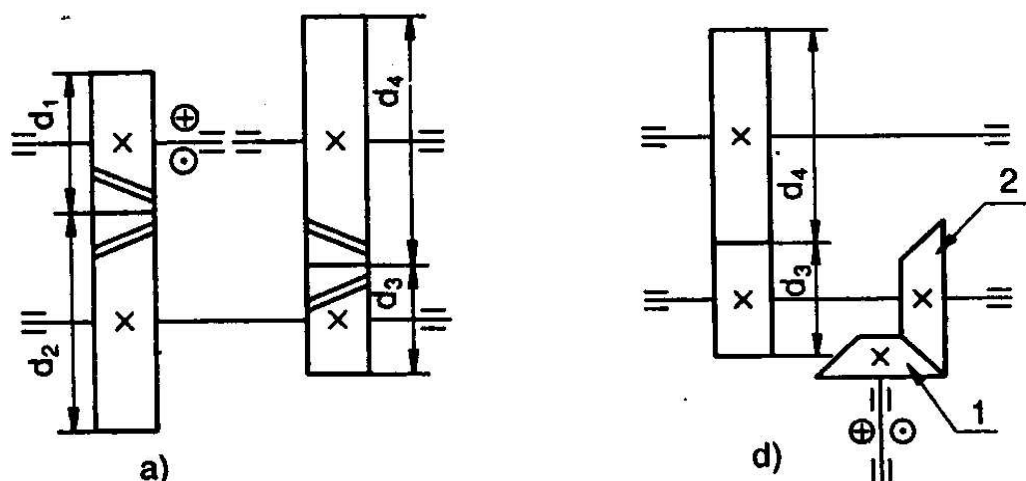
5.7. BÀI TẬP CHƯƠNG 5

Bài tập 1. Hãy xác định khoảng cách trục a và số răng lớn Z_2 của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, biết đường kính vòng chia bánh nhỏ $d_1 = 100\text{mm}$; số răng bánh nhỏ $Z_1 = 25$; tỷ số truyền $u = 2,4$.

Bài tập 2. Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng có khoảng cách trục $a = 940 \text{ mm}$, $m_n = 16 \text{ mm}$. Các bánh răng không dịch chỉnh, tỉ số truyền $u = 5,1$. Xác định số răng và góc nghiêng răng.

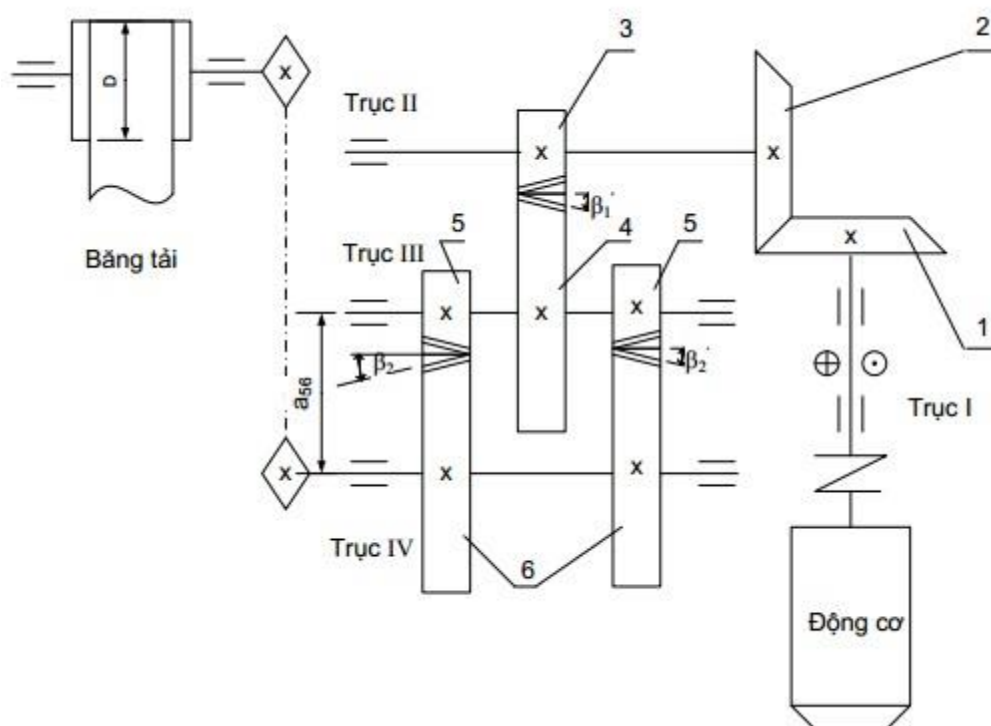
Bài tập 3. Xác định phương, chiều và giá trị các lực tác dụng lên các cặp bánh răng theo sơ đồ hình dưới đây. Cho biết $T_1 = 80000 \text{ Nmm}$, $Z_1 = 20$, $Z_2 = 40$, $Z_3 = 18$, $Z_4 = 54$ (riêng trên hình a thì $Z_1 = Z_3$ và $Z_2 = Z_4$). Môđun các cặp bánh răng như nhau $m = m_n = 4 \text{ mm}$ (đối với bánh răng

côn $m_e =$ mm). Góc nghiêng răng: các bánh răng nghiêng là 10° . Góc ăn khớp các cặp bánh răng $\alpha = 20^\circ$.



Bài 4. Một hệ thống như hình 4 (truyền từ động cơ trục I sang trục II, III và trục IV đến thùng trộn) với 1,2 bánh răng côn răng thẳng có môđun m_e ; 3,4: bánh răng trụ răng chữ V (răng nghiêng) có môđun m_n ; 5,6: bánh răng trụ răng thẳng có môđun m . Cho biết số vòng quay trục I là $n_1 = 968 \text{ vg/ph}$, số răng các bánh răng: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 40$, $Z_5 = 22$, $Z_6 = 44$ và tỉ số truyền $u_{34} = Z_4/Z_3 = 3$, tỉ số truyền bộ truyền xích $u_x = 2$. Môđun cặp bánh răng nghiêng $m_n = 4 \text{ mm}$. Xác định:

- Số vòng quay trục thùng trộn.
- Số răng Z_3 , Z_4 và góc nghiêng β ($40^\circ \geq \beta \geq 30^\circ$) với khoảng cách trục $a_{34} = 320 \text{ mm}$.
- Phương và chiều các lực tác dụng lên bánh răng và đĩa xích.



Hình 4

CHƯƠNG 6. BỘ TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

Giới thiệu:

Bộ truyền trục vít - bánh vít cũng là một dạng truyền động ăn khớp với sự kết hợp giữa một chi tiết có ren (trục vít) với một chi tiết có răng (bánh vít). Bộ truyền này được sử dụng nhiều trong các cơ cấu nâng hạ, cơ cấu cần thay đổi phương truyền động... Cũng giống như các bộ truyền ăn khớp khác bộ truyền trục - vít bánh vít cũng cần đảm bảo độ chính xác cao trong chế tạo lắp ráp, các điều kiện bền khi làm việc và khả năng chịu nhiệt của bộ truyền.

Mục tiêu:

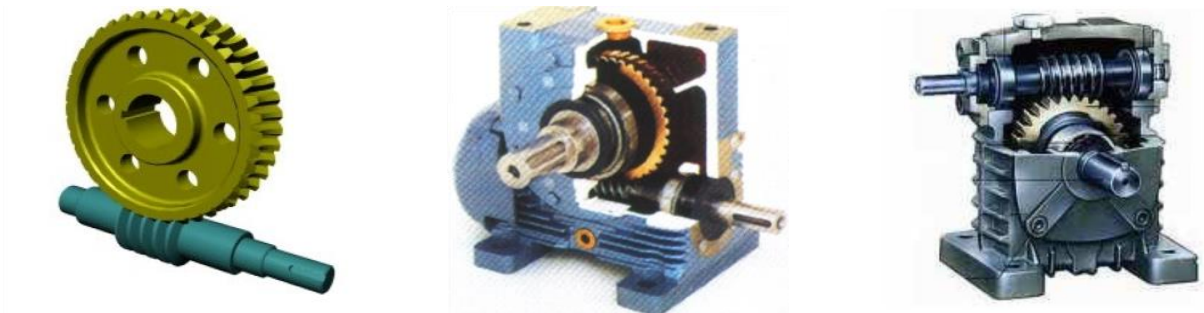
- Trình bày được phạm vi sử dụng, cấu tạo, ưu khuyết điểm và nguyên lý làm việc của bộ truyền trục vít - bánh vít.
- Phân tích được điều kiện làm việc, chọn được vật liệu biết các biện pháp khắc phục các dạng hỏng.
- Xây dựng được các công thức tính toán thiết kế bộ truyền theo sức bền tiếp xúc và uốn.
- Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

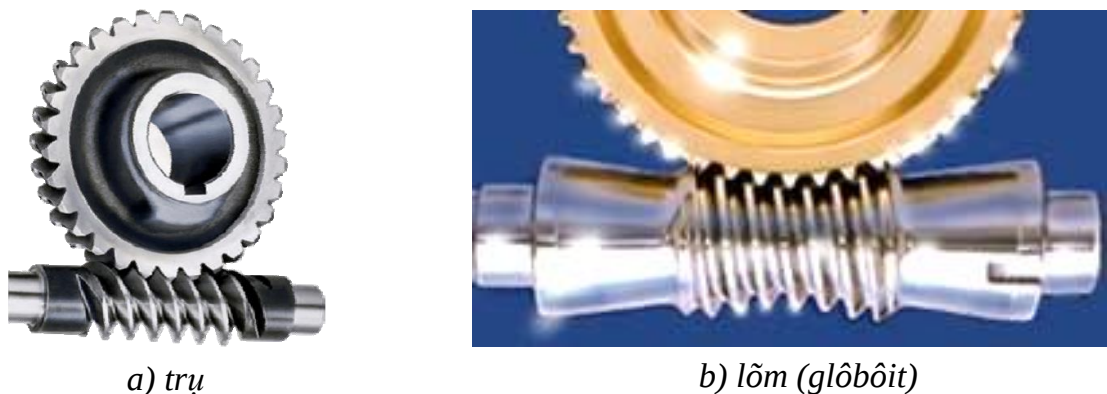
6.1. KHÁI NIỆM CHUNG

6.1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít

Truyền động trục vít thuộc loại truyền động bánh răng đặc biệt dùng để truyền chuyển động quay và tải trọng giữa hai trục chéo nhau, góc giữa hai trục thường là 90° .



Hình 6.1. Hộp giảm tốc trục vít



a) trụ

b) lôm (glôbôit)

Hình 6.2. Trục vít

Trục vít là một trục có nhiều vòng ren, thường bằng thép. Bánh vít có cấu tạo tương tự bánh răng nghiêng nhưng dạng răng khác, mặt chân răng là một phần của mặt xuyến, thường làm bằng hợp kim màu. Bánh vít được gia công bằng dao phay lăn có hình dạng giống như trục vít sẽ ăn khớp với nó (nhưng đường kính ngoài của dao hơi lớn hơn đường kính ngoài của trục vít để tạo nên khe hở hướng tâm ở chân răng bánh vít).

Ren trục vít và răng bánh vít tiếp xúc nhau theo đường, thông thường trục vít dẫn động.

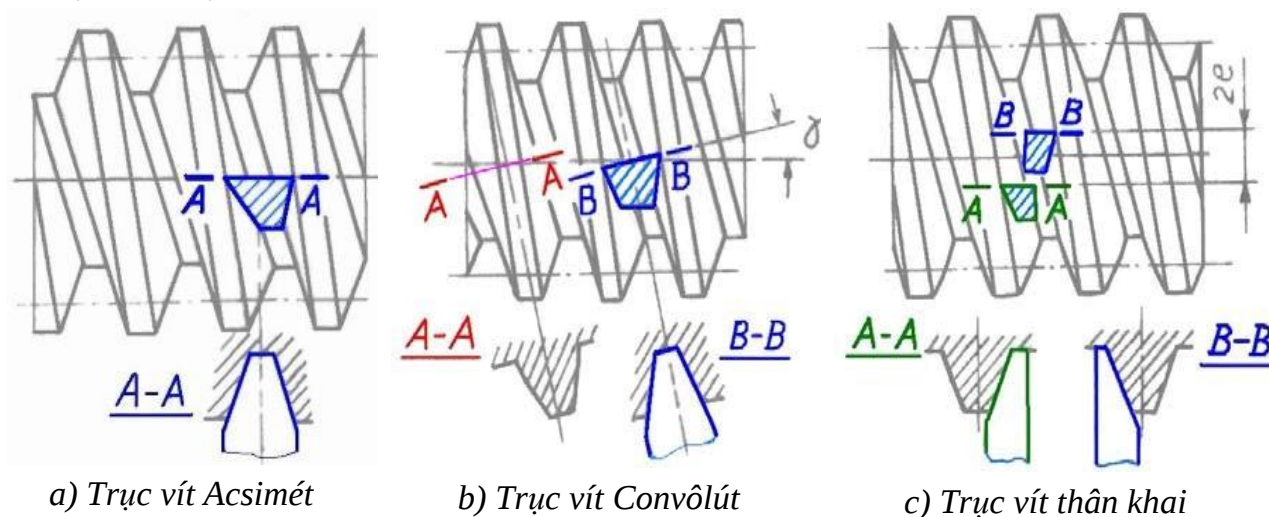
6.1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít

1. Theo biên dạng (prôfin) ren

- Bộ truyền trục vít Acsimét: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc chứa đường tâm của trục vít, tương tự như ren thang con (hình 6.3a).

- Bộ truyền trục vít Convôlút: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt pháp tuyến với đường ren (hình 6.3b).

- Bộ truyền trục vít thân khai: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc tiếp tuyến với mặt trụ cơ sở (hình 6.3c).



Hình 6.3. Các biên dạng ren trục vít

2. Theo vị trí tương đối của trục vít so với bánh vít

- Bộ truyền trục vít nằm trên
- Bộ truyền trục vít nằm dưới
- Bộ truyền trục vít nằm bên cạnh

3. Theo hình dáng trục vít

- Bộ truyền trục vít trụ: có trục vít hình trụ như trên hình 6.2a.
- Bộ truyền trục vít lõm (còn gọi là bộ truyền glôbôit), trong đó trục vít được khoét lõm như trên hình 6.2b để có nhiều ren cùng ăn khớp.

d. Theo số mối ren

- Trục vít một mối ren
- Trục vít nhiều mối ren.

Hiện nay truyền động trục vít trụ được dùng nhiều hơn cả. Vì vậy ta chỉ nghiên cứu về trục vít trụ Acsimét (gọi là **bộ truyền trục vít Acsimét**).

6.1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng

1. Ưu điểm

- Tỷ số truyền lớn, có thể đến 1000
- Làm việc êm và không ồn;
- Có khả năng tự hãm (trong một vài trường hợp).

2. Nhược điểm

- Hiệu suất thấp do ma sát;
- Cần dùng vật liệu giảm ma sát (đồng thanh) tương đối đắt tiền để làm bánh vít.

3. Phạm vi ứng dụng

- Cơ cấu bánh vít–trục vít có hiệu suất thấp nên thường chỉ dùng để truyền công suất nhỏ và trung bình.
- Cơ cấu bánh vít–trục vít được dùng trong máy nâng chuyển, máy cắt kim loại, ô tô v.v...

6. 2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT ACSIMÉT

- Môđun m

$$m = t/\pi \text{ (mm)}$$

t: bước ren trục vít = bước ren bánh vít

Giá trị m được tiêu chuẩn hoá theo hai dãy theo thứ tự ưu tiên sau:

Dãy 1: 1,0; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20

Dãy 2: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 9; 12; 14

- **Góc profin ren trục vít:** $\alpha = 20^\circ$ (đo trong tiết diện dọc trục của trục vít)

- **Hệ số đường kính trục vít q:** chọn theo tiêu chuẩn tùy theo môđun m.

Giá trị q được tiêu chuẩn hoá theo hai dãy theo thứ tự ưu tiên sau:

Dãy 1: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25;

Dãy 2: 7,1; 7,5; 9; 11,2; 12; 14; 18; 22,4;

Chọn hệ số đường kính q theo modul m

Modul m (mm)	Hệ số đường kính q
1,6	10; 12,5; 16; 20
2; 2,5; 3,15; 4; 5; 8; 10; 12,5	8; 10; 12,5; 16; 20
6,3	8,9; 10; 12,5; 14; 16; 20
16	8; 10; 12,5; 16
20	8; 10

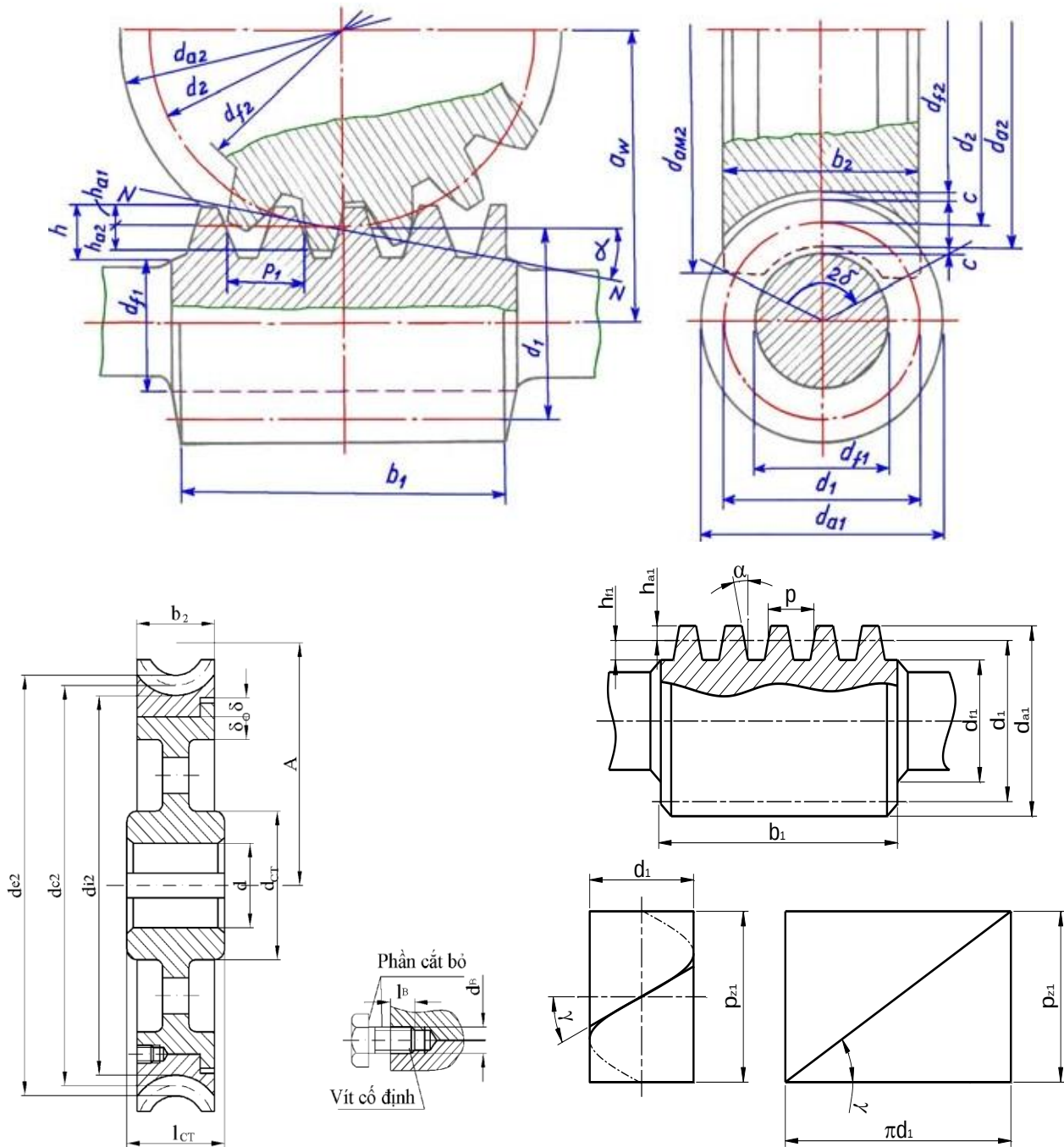
- **Bước của đường xoắn ốc:** $S = Z_1 \cdot t$

- **Số mỗi ren của trục vít:** $Z_1 = 1 \div 4$. Truyền công suất lớn không nên lấy $Z_1 = 1$ vì hiệu suất rất thấp và bộ truyền bị nóng nhiều.

- **Số ren bánh vít Z_2 ($Z_2 \geq 25$):** Số răng Z_2 không nên ít quá để tránh bị cắt chân răng, thông thường chọn trong khoảng $Z_2 = 50 \div 60$ (răng).

- **Đường kính mặt trụ lăn của trục vít d_1 (mm)**: (bằng đường kính mặt trụ chia của trục vít d_{c1}): $d_1 = d_{c1} = m \cdot q$ (trường hợp không dịch chỉnh)

Để hạn chế số dao gia công bánh vít, người ta tiêu chuẩn hoá các giá trị m và q đi đôi với nhau (tiêu chuẩn hoá giá trị $m^3 \sqrt{q}$)



Hình 6.4. Các thông số hình học của trục vít và bánh vít

- **Đường kính vòng lăn bánh vít d_2 (mm)**: trùng với đường kính vòng chia d_{c2} :

$$d_2 = d_{c2} = m \cdot Z_2$$

- **Góc nâng của ren trục vít λ (độ)**: $\lambda = 5^\circ \div 20^\circ$

$$\tan \lambda = \frac{S}{\pi \cdot d_1} = \frac{S}{\pi \cdot d_{c1}} = \frac{t \cdot Z_1}{\pi \cdot d_{c1}} = \frac{m \cdot Z_1}{d_{c1}} = \frac{Z_1}{q}$$

- **Đường kính mặt trụ đỉnh ren d_{e1} và mặt trụ đáy ren trục vít d_{i1}** :

$$d_{e1} = d_{c1} + 2 \cdot m ; d_{i1} = d_{c1} - 2,4 \cdot m$$

- Đường kính vòng đỉnh răng d_{e2} và vòng đáy răng bánh vít d_{i2} :

$$d_{e2} = d_{c2} + 2.m ; d_{i2} = d_{c2} - 2,4.m$$

- Khoảng cách trục của bộ truyền không dịch chỉnh:

$$a = \frac{d_{c1} + d_{c2}}{2} = 0,5.m.(Z_2 + q)$$

- Chiều dài phần cắt ren trên trục vít $b_1 \geq (C_1 + C_2 Z_1)m$

- Nếu $Z_1 = 1, 2$ thì $C_1 = 11$ và $C_2 = 0,06$.

- Nếu $Z_1 = 4$ thì $C_1 = 12,5$ và $C_2 = 0,09$.

- Đường kính lớn nhất của bánh vít

$$d_{eM2} \leq d_{e2} + \frac{6m}{Z_1 + 2}$$

- Chiều rộng bánh vít b_2 Khi $z_1 = 1$ hoặc 2 thì $b_2 \leq 0,75d_{e1}$; $z_1 = 4$ thì $b_2 \leq 0,67d_{e1}$

- Góc nghiêng răng của bánh vít $\beta = \gamma$

- Góc ôm trục vít bởi bánh vít

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{e1} - 0,5m}$$

thông thường $2\delta = 100^\circ$

6.3. ĐỘNG HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

6.3.1. Tỷ số truyền (u)

Khi trục vít quay một vòng thì mỗi điểm trên vòng lăn của bánh vít di chuyển được một khoảng S (bước của đường xoắn ốc), nghĩa là bánh vít quay được $S/\pi.d_2$ vòng.

Vậy trong một phút trục vít quay được n_1 vòng thì bánh vít quay được:

$$n_2 = \frac{S}{\pi.d_2} . n_1$$

Tỷ số truyền:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi.d_2}{S}$$

Vì $\pi d_2 = Z_2.t$ và $S = Z_1.t$ nên:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Do Z_1 có giá trị nhỏ ($Z_1 = 1 \div 4$), tỷ số truyền có trị số lớn.

Nếu biểu thị bước đường xoắn ốc của ren trục vít theo hệ thức: $S = \pi.d_1.tg\lambda$

Từ (12-11) ta có:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi.d_2}{\pi.d_1.tg\lambda} = \frac{d_2}{d_1.tg\lambda}$$

Vậy trong bộ truyền trục vít tỷ số truyền i không bằng tỷ số giữa đường kính vòng lăn bánh vít với đường kính vòng lăn trục vít ($u \neq \frac{d_2}{d_1}$) mà bằng tỷ số giữa số răng bánh vít với số mối ren của trục vít.

Tỷ số truyền được chọn theo dãy tiêu chuẩn, giá trị u thực tế không được sai lệch quá 4% so với giá trị tiêu chuẩn.

Dây 1	8; 10; 12; 5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63;80
Dây 2	9; 11,2; 14; 18; 22, 4; 28; 35, 5; 45; 56; 71

6.3.2. Vận tốc vòng

- Vận tốc vòng của trục vít:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{1000 \cdot 60} \text{ m/s}$$

- Vận tốc vòng của bánh vít:

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{1000 \cdot 60} \text{ m/s}$$

$d_1 = m \cdot q$: đường kính vòng lăn trục vít

$d_2 = m \cdot Z_2$: đường kính vòng lăn trục vít

n_1 : số vòng quay của trục vít (v/p)

n_2 : số vòng quay của bánh vít (v/p)

m : môđun mặt đáy của răng

q : Hệ số đường kính trục (lấy theo tiêu chuẩn)

(khi tính sơ bộ $q \approx 0,26Z_2$)

Z_1 : Số mối ren của trục vít

Z_2 : Số răng của bánh vít

3.3. Vận tốc trượt

- Vận tốc trượt v_{tr} : $v_{tr} = v_1 / \cos \lambda$

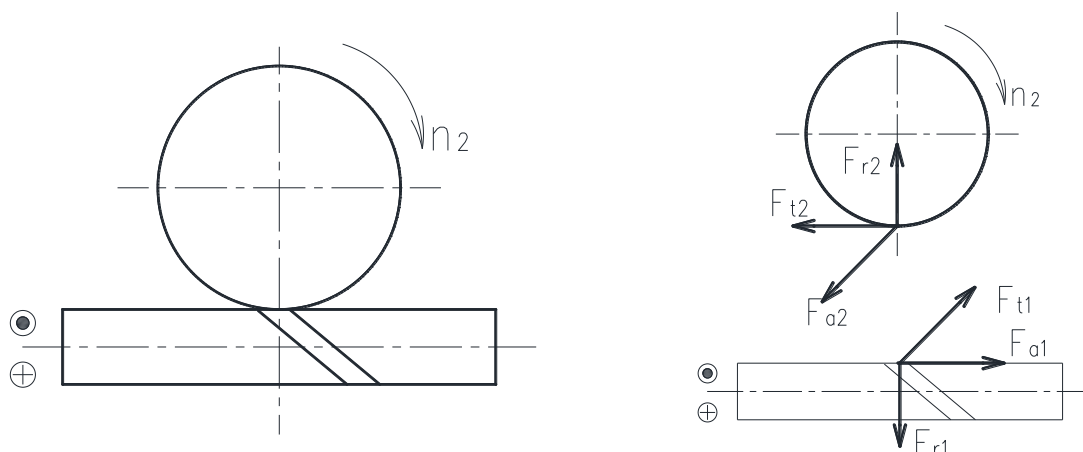
Đối với bộ truyền không dịch chỉnh:

$$v_{tr} = \frac{m \cdot n_1}{19100} \sqrt{Z_1^2 + q^2}$$

6.4. LỰC TÁC DỤNG VÀ TẢI TRỌNG TÍNH

6.4.1. Lực tác dụng

Khi bộ truyền làm việc, trục và ổ mang trục vít và bánh vít chịu tác dụng của những lực sau (Hình 6.5).



Hình 6.5. Lực tác dụng lên bộ truyền trục vít- bánh vít

1. Lực vòng F_t

F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II.

- **Điểm đặt:** vị trí ăn khớp

- **Phương, chiều:** Phương của F_{t1} tiếp tuyến với vòng lăn trục vít, phương của F_{t2} tiếp tuyến với vòng lăn của bánh vít. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1 , chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 .

- **Giá trị** của F_{t1} và F_{t2}

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}, F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$$

Quan hệ giữa F_{t1} và F_{t2} được xác định: $F_{t1}=F_{t2} \cdot \tan(\gamma + \varphi)$

Trong đó φ là góc ma sát trên bề mặt tiếp xúc của ren trục vít và răng bánh vít; γ : Góc nâng ren trục vít

T_1, T_2 : Mômen xoắn trên trục dẫn và trục bị dẫn; (Nmm)

d_1, d_2 : Đường kính vòng chia của trục vít và bánh vít (mm)

2. Lực hướng tâm F_r

- **Điểm đặt:** vị trí ăn khớp

- **Phương, chiều:** F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I. Lực hướng tâm F_{r2} vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.

- **Giá trị:** $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha / \cos \lambda$

3. Lực dọc trục F_a

- **Điểm đặt:** vị trí ăn khớp

- **Phương, chiều:** F_{a1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục F_{a2} song song với trục II. Chiều của lực F_{a1}, F_{a2} phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường ren. Giá trị của lực dọc trục:

- **Giá trị:**

$$F_{a1}=F_{t2}=2 \cdot T_2/d_2$$

$$F_{a2}=F_{t1}=2 \cdot T_1/d_1$$

Lực F_{a1} tác dụng lên trục vít có giá trị rất lớn, dễ làm trục vít mất ổn định.

6.4.2. Tải trọng tính

Tải trọng tính là tích của hệ số tải trọng K với tải trọng danh nghĩa

Hệ số tải trọng K gồm hai thành phần: $K = K_{tt} \cdot K_d$

1. Hệ số tập trung tải trọng K_{tt}

Nguyên nhân chủ yếu gây ra tập trung tải trọng là do trục vít bị biến dạng uốn (bị võng). Việc xác định hệ số K_{tt} dựa vào các bảng tra (sách Thiết kế Chi tiết máy).

2. Hệ số tải trọng động K_d

Tải trọng động sinh ra do chất lượng chế tạo, lắp ghép và vận tốc của bộ truyền. Các sai số này dẫn đến ăn khớp kém chính xác; vận tốc cao, tải trọng động càng lớn.

- Nếu vận tốc vòng của bánh vít $v_2 \leq 3\text{m/s}$ thì lấy $K_d = 1 \div 1,1$

- Nếu $v_2 > 3\text{m/s}$ thì lấy $K_d=1,1 \div 1,3$

6.5. CÁC DẠNG HỎNG

Trong quá trình làm việc, bộ truyền trục vít-bánh vít có thể có các dạng hỏng sau:

- **Dính xước bề mặt:** thường xảy ra ở các bộ truyền có áp suất trên bề mặt tiếp xúc lớn, vận tốc làm việc tương đối lớn. Trên bề mặt ren trục vít có dính các hạt kim loại, bị bứt ra từ bánh vít. Mặt ren trở nên sần sùi. Đồng thời mặt răng bánh vít bị cào xước. Chất lượng bề mặt giảm đáng kể, bộ truyền làm việc không tốt nữa.

Nguyên nhân: do ứng suất lớn và nhiệt độ cao làm vật liệu của bánh vít tại chỗ tiếp xúc đạt đến trạng thái chảy dẻo. Kim loại bị bứt ra dính lên mặt ren trục vít, tạo thành các vấu, các vấu này cào xước mặt răng bánh vít.

- **Mòn răng bánh vít và ren trục vít:** do vận tốc trượt rất lớn, nên tốc độ mòn cao. Vật liệu của bánh vít có cơ tính thấp, bánh vít bị mòn nhiều hơn. Mòn làm yếu chân răng và làm nhọn răng bánh vít. Mòn thường xảy ra ở những bộ truyền có áp suất trung bình và bôi trơn không đầy đủ.

- **Biến dạng mặt răng:** trên răng bánh vít có những chỗ lồi lõm, dạng răng bị thay đổi, bộ truyền ăn khớp không tốt nữa. Dạng hỏng này thường xuất hiện ở các bộ truyền có áp suất trên mặt tiếp xúc lớn, và vận tốc làm việc thấp.

- **Gãy răng bánh vít:** một hoặc vài răng tách rời khỏi bánh vít. Gãy răng là dạng hỏng nguy hiểm.

Gãy răng có thể do quá tải, hoặc do bị mỏi, khi ứng suất uốn trên tiết diện chân răng vượt quá giá trị cho phép.

- **Tróc rỗ mặt răng:** trên mặt ren trục vít và răng bánh vít có những lỗ nhỏ và sâu, làm hỏng mặt răng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Tróc rỗ thường xảy ra ở những bộ truyền bánh vít làm bằng đồng thanh có độ bền chống dính cao, ứng suất tiếp xúc nhỏ và được bôi trơn đầy đủ.

- **Nhiệt độ làm việc quá cao:** Khi nhiệt độ vượt quá giá trị cho phép, sẽ làm giảm chất lượng dầu bôi trơn. Làm thay đổi tính chất các mối ghép, có thể dẫn đến kẹt ổ. Làm các trục dẫn dài, có thể làm tăng tải trọng phụ.

- **Trục vít bị uốn cong:** do mất ổn định. Đối với những bộ truyền có trục vít mảnh, tỷ lệ giữa khoảng cách l_1 và đường kính d_{f1} quá lớn. Lực dọc trục F_{a1} nén trục vít, làm trục vít mất ổn định.

6.6. BÔI TRƠN VÀ HIỆU SUẤT CỦA BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT-BÁNH VÍT

6.6.1. Bôi trơn

Khi bộ truyền trục vít làm việc, tại các bề mặt tiếp xúc của ren trục vít với răng bánh vít có ma sát lớn nên sinh nhiều nhiệt và làm giảm hiệu suất của bộ truyền. Vì vậy ta phải bôi trơn cho bộ truyền. Để bôi trơn cho bộ truyền thì một phần trục vít hoặc một phần bánh vít phải được nhúng trong dầu tùy theo vị trí bánh vít ở dưới hay trục vít ở dưới. Để tránh mất mát nhiều công suất do khuấy dầu, chỉ nên cho dầu ngập đến chân ren trục vít hoặc ngập 1/3 bánh kính bánh vít. Lượng dầu đổ vào hộp giảm tốc nên lấy khoảng $0,35 \div 0,7$ lít cho 1 kW. Khi vận tốc vòng của trục vít $v \geq 12$ m/s thì bộ truyền được bôi trơn bằng cách phun dầu.

Bảng 6.1. Chọn độ nhớt động của dầu bôi trơn bộ truyền trục vít (Ở nhiệt độ 50°C và 100°C)

Vận tốc trượt v_{tr} , m/s	Dưới 1	Dưới 2,5	Dưới 5	5÷10	10÷15	15÷25	Trên 25
Độ nhớt động (cSt) của dầu ở 50°C	450	270	180	120	85	60	45
Độ nhớt động (cSt) của dầu ở 100°C	53	34	23	15	-	-	-

Dùng dầu bôi trơn có độ nhớt càng cao thì càng tăng khả năng chống dính, nhưng cũng làm tăng khả năng mất mát công suất do khuấy dầu. Có thể chọn độ nhớt thích hợp cho dầu bôi trơn theo bảng 6. Để tăng khả năng chống dính nên pha thêm khoảng 3÷10% dầu thực vật hoặc mỡ động vật.

6.6.2. Hiệu suất

Khi làm việc, bộ trục vít cũng như bộ truyền bánh răng bị mất mát công suất do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít khi ăn khớp, do ma sát trong ổ trục và do khuấy dầu. Vì vận tốc trượt lớn cho nên mất mát do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít khá lớn.

Nếu không kể đến công suất mất mát trong ổ và do khuấy dầu, trường hợp trục vít dẫn động, thì hiệu suất của bộ truyền được tính theo công thức

$$\eta = \frac{\tan(\lambda)}{\tan(\lambda + \varphi)}$$

Nếu xét đến cả mất mát công suất do khuấy dầu thì hiệu suất được tính theo công thức

$$\eta = 0,95 \frac{\tan(\lambda)}{\tan(\lambda + \varphi)}$$

Qua công thức trên ta thấy hiệu suất tăng khi tăng góc nâng ren trục vít λ và giảm góc ma sát φ . Xét biến thiên của hiệu suất η theo góc nâng ren trục vít λ , khi $\lambda = 45^\circ - \varphi/2$ hiệu suất η có hệ số cực đại. Tuy nhiên để kích thước bộ truyền không quá lớn hoặc không làm giảm độ cứng vững của trục vít thì thường lấy λ không quá 25°C.

Khi kích thước bộ truyền chưa được xác định (do đó chưa biết được vận tốc trượt v_{tr} và γ) có thể lấy sơ bộ hiệu suất như sau:

$$Z_1 = 1 \text{ thì } \eta = 0,7 \div 0,75$$

$$Z_1 = 2 \text{ thì } \eta = 0,75 \div 0,82$$

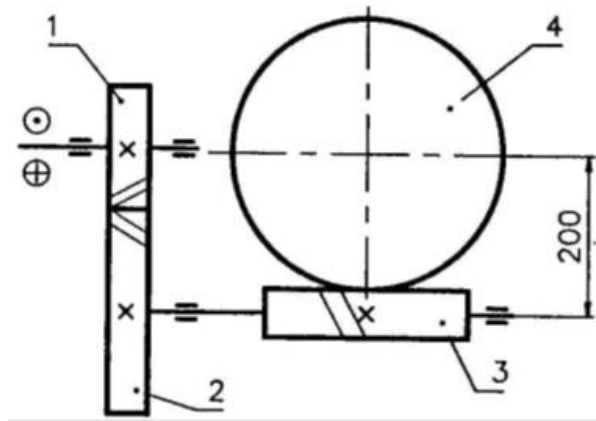
$$Z_1 = 4 \text{ thì } \eta = 0,87 \div 0,92$$

Trường hợp bánh vít dẫn động hiệu suất của bộ truyền được tính theo công thức sau:

$$\eta = 0,95 \frac{\tan(\lambda + \varphi)}{\tan(\lambda)}$$

Hiệu suất của bộ truyền có bánh vít dẫn động rất thấp ($\eta < 0,5$). Từ công thức (14 - 6) ta có thể thấy khi $\lambda \leq \varphi$ thì $\eta \leq 0$, nghĩa là bộ truyền tự hãm (chuyển động không thể truyền từ bánh vít sang trục vít)

Ví dụ . Hệ thống truyền động gồm cặp bánh răng trụ răng nghiêng và trục vít - bánh vít như hình 6. (truyền chuyển động và công suất từ bánh răng 1 sang bánh vít 4). Cho biết trục vít chế tạo từ thép và bánh vít từ đồng thanh, tỉ số truyền bộ truyền trục vít $u_{34} = 20$, số vòng quay trục vít 3 là $n_3 = 600$ vg/ph. Xác định:



Hình 6.7

a) Phương, chiều lực tác dụng lên các bánh răng, trục vít và bánh vít?

b) Các thông số hình học bộ truyền trục vít (Z_3 , Z_4 , q và môđun m) nếu cho trước khoảng cách trục $a_{34} = 200\text{mm}$ và bánh vít không dịch chỉnh.

c) Vận tốc trượt v_s , góc ma sát thay thế ρ' và hiệu suất bộ truyền trục vít η .

Bài giải:

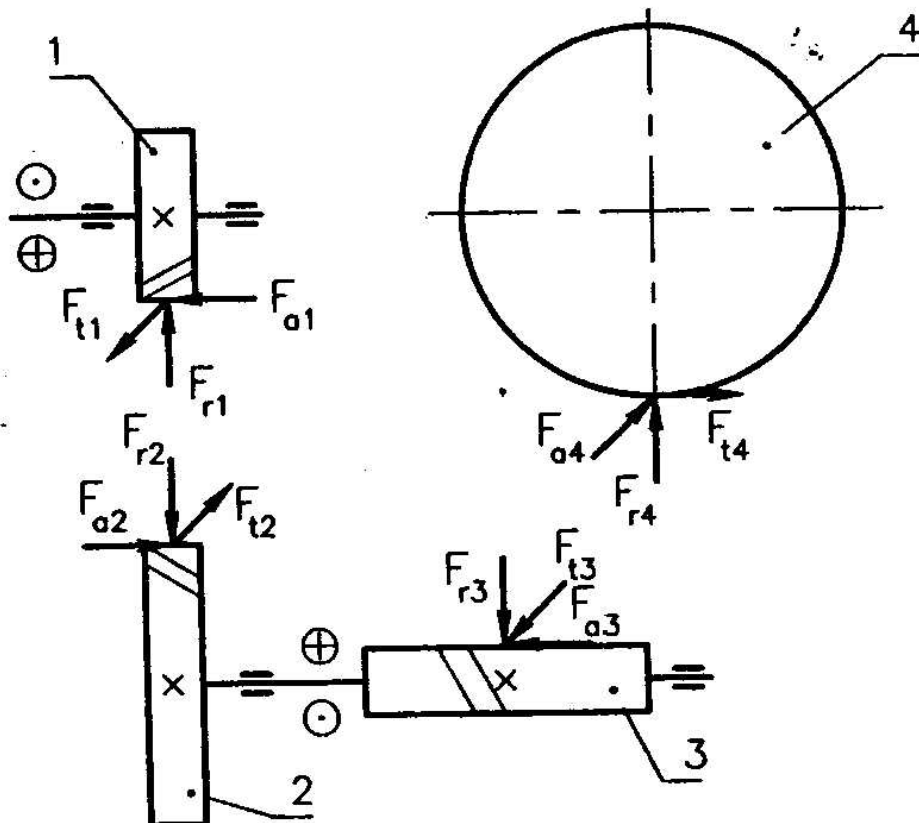
a) Phương chiều các lực tác dụng lên các bánh răng, trục vít và bánh vít được phân tích trên hình 6.8.

b) Chọn số môđun $z_3 = 2$ với tỉ số truyền $u = 20$. Số răng bánh vít $Z_2 = 20 \times 2 = 40$.

Chọn hệ số đường kính $q \approx 0,26 \times Z_2 = 10,4 \rightarrow$ chọn $q = 10$.

Từ đây suy ra: $m = 2 \times a_w / (Z_2 + q) = 2 \times 200 / (40 + 10) = 8$, ta chọn $m = 8$ mm theo tiêu chuẩn.

Khoảng cách trục: $a_w = 8 \times (40 + 10) / 2 = 200\text{mm}$.



Hình 6.8

Xác định các kích thước chính của bộ truyền.

Thông số hình học	Công thức:
Trục vít	
Đường kính vòng chia	$d_1 = m \times q = 8 \times 10 = 80 \text{ mm}$
Đường kính vòng đỉnh	$d_{e1} = d_1 + 2 \times m = 96 \text{ mm}$
Đường kính vòng đáy	$d_{i1} = d_1 - 2,4 \times m = 60,8 \text{ mm}$
Góc xoắn ốc vít λ	$\lambda = \arctg \frac{Z_1}{q} = 11,31^\circ$
Chiều dài phần cắt ren trục vít	$b_1 \geq (C_1 + C_2 \times Z_2) \times m = (11 + 0,06 \times 40)8 = 107,2 \text{ mm}$
Bánh vít	
Đường kính vòng chia	$d_2 = m \times Z_2 = 8 \times 40 = 320 \text{ mm}$
Đường kính vòng đỉnh	$d_{e2} = m \times (Z_2 + 2) = 8 \times (40 + 2) = 336 \text{ mm}$
Đường kính vòng đáy	$d_{i2} = m \times (Z_2 - 2,4) = 8 \times (40 - 2,4) = 300,8 \text{ mm}$
Khoảng cách trục	$a_w = 0,5 \times m \times (q + Z_2) = 0,5 \times 8 \times (10 + 40) = 200 \text{ mm}$
Đường kính lớn nhất bánh vít	$d_{eM2} \leq d_{e2} + 6 \times m / (z_1 + 2) = 336 + 6 \times 8 / (2 + 2) = 528 \text{ mm}$
Chiều rộng bánh vít b_2	$b_2 \leq 0,75 \times d_{e1} = 0,75 \times 96 = 72 \text{ mm}$

c) Vận tốc trượt:

$$v_s = \frac{m \times q}{19500} \times \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{8 \times 600}{19500} \times \sqrt{2^2 + 10^2} = 2,51 \text{ m/s}$$

Hiệu suất η theo công thức (7.9) [10]:

$$\eta = 0,95 \times \frac{\operatorname{tg} 11,31}{\operatorname{tg}(11,31 + 1,97)} = 0,805$$

Trong đó góc ma sát ρ' có thể tra bảng (7.5) [10] hoặc tính theo công thức: $\rho' = \arctg f = \arctg(0,048/v_s^{0,36}) = 1,97^\circ$.

6.7. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

Thiết kế bộ truyền trục vít có thể thực hiện theo trình tự sau:

Bước 1: Chọn vật liệu trục vít, cách nhiệt luyện. Dự đoán vận tốc trượt v_{sb} , chọn vật liệu bánh vít. Chọn phương pháp gia công, chọn cấp chính xác gia công.

Bước 2: Xác định ứng suất cho phép $[\sigma_{H2}]$, $[\sigma_{F2}]$, nếu có tải trọng quá tải cần xác định thêm $[\sigma_{Hqt}]$, $[\sigma_{Fqt}]$. Xác định $[F_a]$ và $[\theta]$.

Bước 3: Chọn số môi ren Z_1 , tính số răng $z_2 = u \cdot Z_1$. Chọn hệ số đường kính trục vít q theo tiêu chuẩn. Tính góc nâng $\gamma = \arctg(Z_1/q)$. Chọn giá trị sơ bộ của hiệu suất η_{sb} .

Bước 4- Tính khoảng cách trục a_w theo công thức 14-7. Tính mô đun $m = 2 \cdot a_w / (Z_2 + q)$, lấy giá trị của m theo tiêu chuẩn. Tính mô đun pháp $m_n = m \cdot \cos \gamma$.

Bước 5: Tính các kích thước chủ yếu của bộ truyền:

Đường kính vòng chia trục vít, $d_1 = m \cdot q$;

Đường kính vòng chia bánh vít, $d_2 = m \cdot Z_2$;

Chiều rộng vành bánh vít $B_2 = 0,75.d_{a1}$, khi $Z_1 = 1$ hoặc 2.

$B_2 = 0,67.d_{a1}$, khi $Z_1 = 4$.

Chiều dài phần gia công ren của trục vít có thể lấy:

$B_1 \geq (11+0,07.z_2).m$, khi $Z_1 = 1$ hoặc 2.

$B_1 \geq (12,5+0,09.z_2).m$, khi $Z_1 = 4$.

Bước 6: Kiểm tra vận tốc trượt v_{tr} , kiểm tra giá trị hiệu suất η . Nếu sai khác so với giá trị sơ bộ ban đầu quá 5%, thì phải chọn lại giá trị v_{sb} , hoặc chọn lại η_{sb} và tính lại.

Bước 7: Kiểm tra sức bền uốn của bánh vít. Nếu không thỏa mãn, phải điều chỉnh kích thước của bộ truyền.

Bước 8: Kiểm tra điều kiện ổn định của trục vít. Nếu không thỏa mãn, phải điều chỉnh kích thước của bộ truyền.

Bước 9: Kiểm tra điều kiện chịu nhiệt của bộ truyền. Nếu không thỏa mãn, phải tìm cách xử lý.

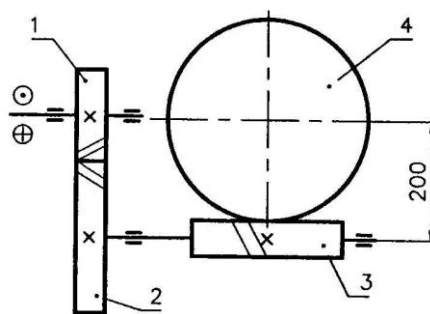
Bước 10: Vẽ kết cấu của trục vít, bánh vít.

Bước 11: Tính lực tác dụng lên trục và ổ.

6.8. BÀI TẬP CHƯƠNG 6

Bài 1. Hệ thống truyền động gồm cặp bánh răng trụ răng nghiêng và trục vít - bánh vít như hình 6.6 (truyền chuyển động và công suất từ bánh răng 1 sang bánh vít 4). Cho biết trục vít chế tạo từ thép và bánh vít từ đồng thanh, tỉ số truyền bộ truyền trục vít $u_{34}=20$, số vòng quay trục vít 3 là $n_3=600$ vg/ph. Xác định:

- Phương, chiều lực tác dụng lên các bánh răng, trục vít và bánh vít?
- Các thông số hình học bộ truyền trục vít (Z_3 , Z_4 , q và môđun m) nếu cho trước khoảng cách trục $a_{34} = 200\text{mm}$ và bánh vít không dịch chỉnh.
- Vận tốc trượt v_s , góc ma sát thay thế ρ' và hiệu suất bộ truyền trục vít η .



Hình 6.6

Bài 2. Trục vít có số mối ren là $Z_1=2$, số răng bánh vít $Z_2=58$, môđun $m=8$ mm, hệ số đường kính $q=12,5$. Tính toán các kích thước chủ yếu bộ truyền trục vít.

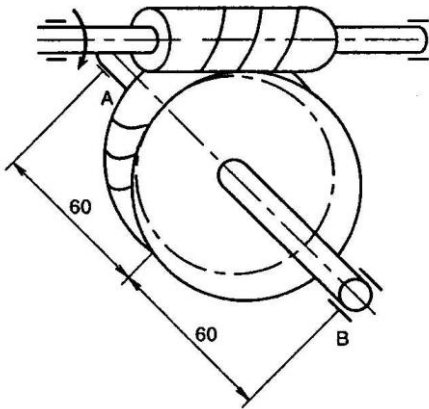
Bài 3. Xác định các kích thước của bộ truyền trục vít, biết rằng khoảng cách trục tiêu chuẩn $a_w=160$ mm, tỉ số truyền $u=31,5$. Theo điều kiện bền môđun không nhỏ hơn 8 mm, hệ số đường kính trục vít $q=8$. Trục vít được mài bóng, tôi và có một mối ren.

Bài 4. Các thông số hình học chủ yếu bộ truyền trục vít: $Z_1=3$, $Z_2=60$, $q=10$, $m=6$ mm. Công suất truyền $P_1=5$ kW, số vòng quay trục vít $n_1=1440$ vg/ph. Hệ số ma sát $f=0,1$ và góc biên dạng ren $\alpha = 20^\circ$. Xác định lực tác dụng lên trục vít, bánh vít và hiệu suất bộ truyền.

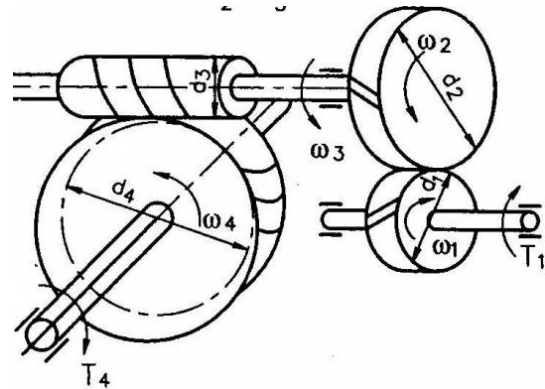
Bài 5. Bộ truyền trục vít (Hình.6.7) có ren trái truyền công suất $P_1=5$ kW, số vòng quay $n_1=720$ vg/ph. Các thông số hình học: $Z_1=2$, $Z_2=40$, $q=10$ và $m=5$ mm. Bánh vít được lắp trên các ổ A và B, giả sử ổ A tiếp nhận hoàn toàn lực dọc trục, Xác định:

- Phương chiều và giá trị các lực tác dụng.
- Phản lực tại các ổ A và B.

Bài 6. Xác định phương, chiều và giá trị các lực tác dụng lên mỗi ăn khớp bộ truyền trục vít và bánh răng (hình 6.8). Cho biết $T_1=100$ Nm, $n_1=1200$ vg/ph, tỉ số truyền $u_{12}=2$, $u_{34}=25$, số răng $Z_1=24$, $Z_3=2$, môđun bộ truyền trục vít và bánh răng trụ như nhau $m=4$ mm, hệ số đường kính $q=10$.



Hình 6.7



Hình 6.8

CHƯƠNG 7. TRỤC

Giới thiệu:

Trục là chi tiết máy được sử dụng khá phổ biến trong thực tế. Trục có nhiều hình dạng khác nhau tùy thuộc vào khả năng chịu tải, mục đích sử dụng. Chương này, chúng ta chỉ nghiên cứu trục truyền – là loại trục thông dụng nhất, được dùng để đỡ các chi tiết truyền động như bánh đai, bánh xích, bánh răng, bánh vít... trong các bộ truyền cơ khí mà ta đã nghiên cứu ở các chương trước.

Mục tiêu:

- Trình bày được công dụng và phân loại kết cấu trục.
- Phân tích được các dạng hỏng, biết cách định vị các chi tiết máy trên trục và các biện pháp nâng cao sức bền mỏi của trục.
- Xây dựng được các công thức tính toán thiết kế trục.
- Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

7.1. KHÁI NIỆM

7.1.1. Định nghĩa

Trục là tiết máy dùng để đỡ các tiết máy quay như bánh đai, bánh răng, đĩa xích, ... để truyền mômen xoắn hoặc làm cả hai nhiệm vụ trên.



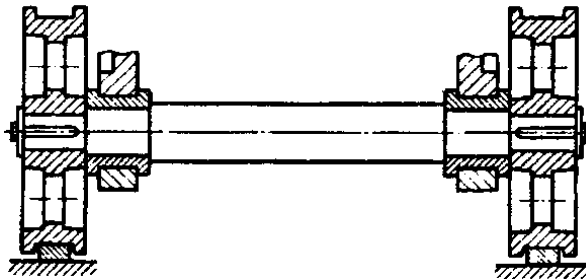
Hình 7.1. Trục

7.1.2. Phân loại

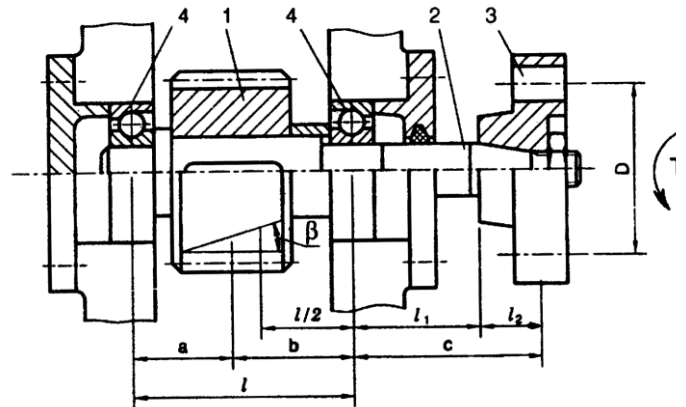
- Dựa vào tải trọng tác dụng lên trục gồm có:
 - + Trục tâm: chỉ đỡ chi tiết máy quay nghĩa là chỉ chịu mô men uốn mà không chịu mô men xoắn (ví dụ trục của tang cáp trong máy nâng chuyển. Tang cáp được quay nhờ sự ăn khớp của các răng của vành răng trên tang. Trục có thể quay hoặc không quay cùng với tang).
 - + Trục truyền chung: là trục luôn quay, chỉ dùng để truyền mô men xoắn đến các bộ phận máy công tác nghĩa là chỉ chịu mô men xoắn.
 - + Trục truyền: là trục luôn quay, vừa đỡ các chi tiết máy quay vừa truyền mô men xoắn đến các tiết máy quay và ngược lại nghĩa là có thể tiếp nhận đồng thời cả mô men uốn lẫn mô men xoắn, (ví dụ trục trong hộp giảm tốc).
- Dựa theo dạng đường tâm trục:
 - + Trục thẳng: đường tâm trục là đường thẳng;

+ Trục khuỷu: đường tâm trục là đường gấp khúc (ví dụ trục khuỷu trong động cơ đốt trong);

+ Trục mềm: dùng để truyền chuyển động quay và mô men xoắn giữa các bộ phận máy có vị trí thay đổi khi làm việc (ví dụ trục trong máy chữa răng).



Hình 7.2. Trục tâm



Hình 7.3. Trục truyền động

- Theo cấu tạo chia ra: trục trơn, trục bậc, trục đặc và trục rỗng. Với loại trục tiết diện tròn thì:

+ Trục trơn: có đường kính không đổi trên suốt chiều dài trục. Trục trơn ngắn còn gọi là chốt.

+ Trục bậc: đường kính giảm dần về 2 đầu trục.

+ Trục đặc: tiết diện là hình tròn đặc.

+ Trục rỗng: tiết diện là hình vành khăn.



Hình 7.4. Trục bậc

7.2. CÁC DẠNG HỎNG CỦA TRỤC

7.2.1. Các dạng hỏng của trục

Trục bị hỏng thường do mỏi. Nguyên nhân gây trục có thể là:

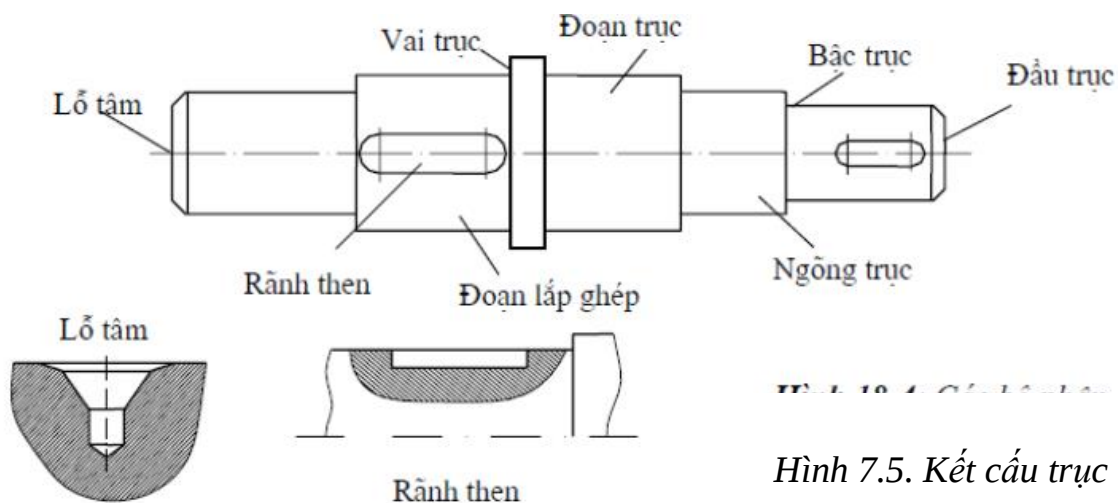
- Trục thường xuyên làm việc quá tải. Do khi thiết kế không đánh giá đúng tải trọng tác dụng.

- Sự tập trung ứng suất do thiết kế gây nên (góc lượn, rãnh then, lỗ...), hoặc do chất lượng chế tạo xấu (vết xước do gia công xấu, kỹ thuật nhiệt luyện kém...)

- Sử dụng không đúng kỹ thuật (ổ trục điều chỉnh không đúng, khe hở cần thiết quá nhỏ...)
- Trường hợp dùng ổ trượt nếu tính toán và sử dụng sai, màng dầu không hình thành được, ổ trục nóng lên nhiều.
- Trong một số kết cấu, có khi phải hạn chế biến dạng xoắn của trục (ví dụ như trục của cơ cấu di chuyển cầu lăn...)
- Trục còn có thể bị hỏng do dao động ngang và dao động xoắn, do đó có những trường hợp phải kiểm nghiệm trục về dao động.

7.2.2. Nâng cao độ bền của trục

- Ngõng trục là đoạn trục lắp với ổ trục và thân trục là phần trục để lắp các tiết máy quay. Đường kính ngõng trục và thân trục phải lấy theo trị số tiêu chuẩn (theo dãy) để thuận tiện cho việc chế tạo và lắp ghép. Riêng đoạn trục tự do (phần không lắp các tiết máy) đường kính không cần tiêu chuẩn.
- Để đảm bảo khi lắp ráp, chi tiết máy có thể tỳ sát vào bề mặt định vị của vai trục và giảm tập trung ứng suất thì bán kính góc lượn của vai trục phải nhỏ hơn bán kính góc lượn của tiết máy quay và đường kính tại vai trục phải đủ lớn.
- Một lần hạ bậc trục, đường kính được phép giảm tối đa từ 10-15 mm. Tại nơi hạ bậc trục phải có bán kính góc lượn, bán kính góc lượn càng lớn càng tốt, dạng elíp là tốt nhất.



Hình 7.5. Kết cấu trục

7.3. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN KIỂM NGHIỆM TRỤC

7.3.1. Tính sơ bộ

- Khi tính sơ bộ, ta chỉ dựa vào T để xác định đường kính trục (bỏ qua $M_{uốn}$). Dưới tác dụng của T , trong trục sinh ra ứng suất xoắn:

Để tính sơ bộ đường kính trục có thể dùng công thức kiểm nghiệm. Khi không có công thức kiểm nghiệm thích hợp thì đường kính trục được định sơ bộ theo mômen xoắn vì lúc này chiều dài trục chưa xác định nên chưa tìm được mômen uốn.

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{M_x}{0,2[\tau]}} \quad (\text{mm})$$

Trong đó: M_x : Mô men xoắn trên trục, Nmm;

$[\tau] = 20 \div 35 \text{ N/mm}^2$: Ứng suất tiếp cho phép

7.3.2. Tính gần đúng

Sau khi tìm được sơ bộ đường kính trục, tiến hành định kết cấu và các kích thước của trục, có xét đến vấn đề lắp, tháo, cố định và định vị các tiết máy trên trục v.v....

Định vị ổ trục và các điểm đặt lực. Trên thực tế lực phân bố trên chiều dài máy, ổ, nhưng để đơn giản ta coi như lực tập trung.

Phân tích lực tác dụng lên trục, tính phản lực và vẽ biểu đồ mômen uốn. Nếu lực nằm trong các mặt phẳng khác nhau thì phân tích chúng ra các thành phần nằm trong mặt phẳng ngang, và tính cả phản lực trong các mặt phẳng này. Vẽ các biểu đồ mômen uốn trong mặt phẳng đứng, mặt phẳng ngang và biểu đồ mômen xoắn.

7.3.3. Kiểm nghiệm trục

Thực tế cho thấy rằng hầu hết trục phá hỏng là do mỏi. Vì vậy phép tính chính xác trục về cơ bản là cách tính độ bền mỏi và phép tính độ bền mỏi ở đây rút cuộc lại là xác định hệ số an toàn bền tính toán n đối với tiết diện được coi là nguy hiểm của trục. Điều kiện như sau:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n]$$

Trong đó:

$[n]$: hệ số an toàn để đảm bảo độ bền, độ cứng vững;

n_σ : Hệ số an toàn theo ứng suất pháp;

n_τ : Hệ số an toàn theo ứng suất tiếp;

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad \text{và} \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

σ_{-1} : Giới hạn mỏi của vật liệu khi chịu uốn,

Đối với thép cacbon $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B$

Đối với thép hợp kim $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B + (70 - 120) N / mm^2$

τ_{-1} : Giới hạn mỏi của vật liệu khi chịu xoắn, $\tau_{-1} = (0,5 \div 0,58)\sigma_{-1}$

σ_a, τ_a : lần lượt là biên độ ứng suất và ứng suất trung bình của ứng suất pháp;

σ_m, τ_m : lần lượt là biên độ ứng suất và ứng suất trung bình của ứng suất tiếp;

$\sigma_a = \frac{M_u}{W_u}, \sigma_m = 0$ (khi tải trọng chiều dọc trục lớn)

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_x}{2W_x}$$

M_u, M_x : Mômen uốn, mômen xoắn;

W_u, W_x : Mômen chống uốn, mômen chống xoắn

k_σ, k_τ : lần lượt là hệ số tập trung ứng suất khi uốn, xoắn

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$: lần lượt là hệ số tỷ lệ đường kính trục đối với ứng suất uốn, xoắn

ψ_σ, ψ_τ lần lượt là hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình tới độ bền mỏi uốn và xoắn.

7.3.4. Trình thiết kế trục

Bước 1: Lập sơ đồ tính theo bản vẽ trục.

Bước 2: Xác định các lực tác dụng lên trục

Bước 3: Xác định phản lực tại các gối đỡ và dựng biểu đồ moment uốn trong hai mặt phẳng vuông góc nhau

Bước 4: Dựng biểu đồ moment xoắn.

Bước 5: Chọn tiết diện nguy hiểm tương ứng hình dạng trục và theo biểu đồ moment.

Bước 6: Xác định hệ số an toàn s và kiểm nghiệm $s \geq [s]$

Xác định hệ số an toàn s theo công thức:
$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}$$

- s_σ, s_τ : hệ số an toàn chỉ xét riêng cho ứng suất uốn và ứng suất xoắn.

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \cdot \sigma_a}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \cdot \tau_a}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} + \psi_\tau \cdot \tau_m}$$

σ_{-1}, τ_{-1} : giới hạn mỏi của vật liệu $\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,5)\sigma_b$, $\tau_{-1} = (0,22 \div 0,25)\sigma_b$

σ_b : là giới hạn bền của vật liệu.

$\sigma_a, \sigma_m, \tau_a, \tau_m$: biên độ và giá trị trung bình của các ứng suất.

Khi trục quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng: $\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W}$; $\sigma_m = 0$

W là moment chống uốn

Khi trục quay một chiều, ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động:

$$\tau_a = \sigma_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_0}$$

Khi trục quay hai chiều, ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ đối xứng:

$$\tau_a = \tau_{\max} = \frac{T}{W_0}; \quad \tau_m = 0$$

W là moment chống xoắn.

Trục đặc: $W = 0,1d^3$; $W_0 = 0,2d^3$

Trục có một then: $W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$; $W_0 = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$

t – chiều sâu rãnh then, b – chiều rộng then

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}; \quad W_0 = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$$

$$W = \frac{\pi d^3 \left(1 - \frac{1,54d_1}{d}\right)}{32}; \quad W_0 = \frac{\pi d^3 \left(1 - \frac{d_1}{d}\right)}{32}$$

d_1 : đường kính lỗ rỗng trong trục

ψ_σ, ψ_τ : hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi và phụ thuộc vào cơ tính vật liệu:

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$: hệ số kích thước tra theo bảng 5.2:

β : hệ số tăng bền bề mặt – tra theo bảng 5.3:

K_σ, K_τ : hệ số xét đến ảnh hưởng của sự tập trung tải trọng đến độ bền mỏi, tra

Khi điều kiện $s \geq [s]$ không thỏa, ta phải cần xác định lại đường kính trục hoặc chọn lại vật liệu có độ bền cao hơn.

Bước 7: Nếu trong quá trình làm việc trục chịu tác dụng quá tải đột ngột thì tại tiết diện chịu tải lớn nhất ta kiểm tra độ bền tĩnh theo công thức:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{qt}$$

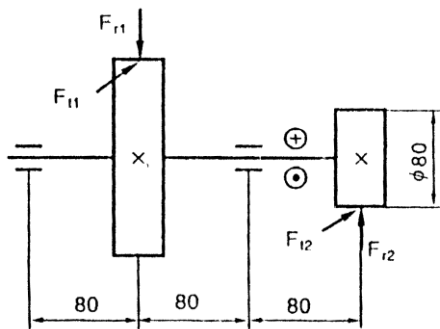
σ, τ : là ứng suất uốn và ứng suất xoắn.

$$\sigma = \frac{M}{W}, \tau = \frac{T}{W_0}$$

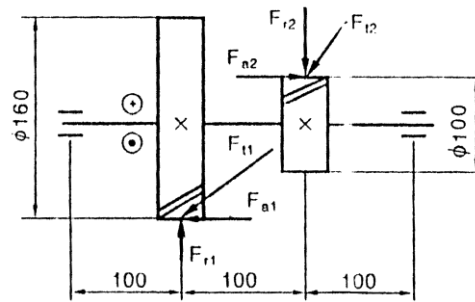
$[\sigma]_{qt}$ - ứng suất cho phép khi quá tải. $[\sigma]_{qt} = 0,85\sigma_{ch}$

σ_{ch} : giới hạn chảy của vật liệu.

7.4. BÀI TẬP CHƯƠNG 7



Hình 7.7



Hình 7.8

Bài 1. Hai bánh răng được lắp trên trục có các lực tác dụng như hình. Cho biết $F_{t1} = 4500\text{ N}$ $F_{t2} = 6000\text{ N}$; $F_{r1} = 1638\text{ N}$; $F_{r2} = 2184\text{ N}$. Ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F] = 60\text{ MPa}$. Xác định:

- Phản lực tại các ổ và vẽ biểu đồ moment uốn M_x, M_y và moment xoắn T .
- Tính moment tương đương M_{td} và đường kính d trục tại tiết diện nguy hiểm.
- Vẽ sơ bộ kết cấu trục và chọn đường kính các đoạn trục.

Bài 2. Trục trung gian hộp giảm tốc bánh răng trụ răng thẳng trên hình 7.6 truyền chuyển động từ bánh dẫn 1 sang bánh bị dẫn 2. moment xoắn trên trục $T = 600000\text{ Nmm}$. Tính đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm và vẽ sơ đồ kết cấu trục, biết rằng ứng suất uốn cho phép $[\sigma] = 50\text{ MPa}$.

Bài 3. Hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp phân đôi trên hình 7.8. Moment xoắn trên trục cấp nhanh $T = 540000\text{ Nmm}$. Tính đường kính các trục tại tiết diện nguy hiểm và vẽ sơ đồ kết cấu các trục, biết rằng ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F] = 40\text{ MPa}$. Hiệu suất mỗi cặp bánh răng là 0,975.

CHƯƠNG 8. Ổ TRỤC

Giới thiệu:

Ổ trục (ổ trượt và ổ lăn) là bộ phận dùng để đỡ trục, hạn chế mài mòn và tăng tuổi thọ của trục. Ổ trục có nhiều loại khác nhau tùy thuộc vào công dụng của chúng. Trong đó, ổ lăn là bộ phận được tiêu chuẩn hóa, cần phải tính toán khả năng chịu tải để chọn ổ cho phù hợp.

Mục tiêu:

- Trình bày được phạm vi sử dụng, phân loại, ưu khuyết điểm, cấu tạo của ổ trượt và ổ lăn.
- Phân tích được các dạng hỏng và tình hình làm việc của ổ.
- Tính toán để chọn ổ lăn hợp lý theo tải trọng cho trước.
- Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

8.1. Ổ TRƯỢT

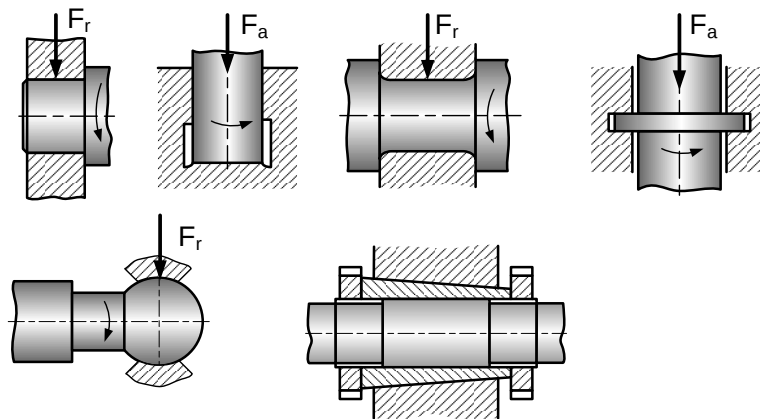
8.1.1. Khái niệm chung

1. Công dụng

Dùng để đỡ các chi tiết quay. Thông thường trục quay còn ổ đứng yên nên khi làm việc bề của ngõng trục trượt lên bề mặt ổ trượt.

2. Phân loại

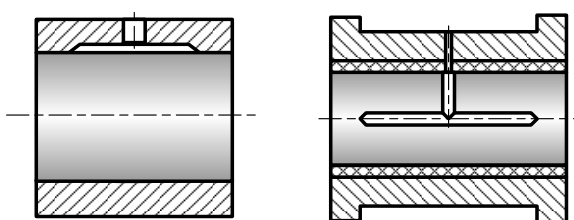
- Theo hình dạng bề mặt làm việc : mặt trụ, mặt nón, mặt cầu, mặt phẳng



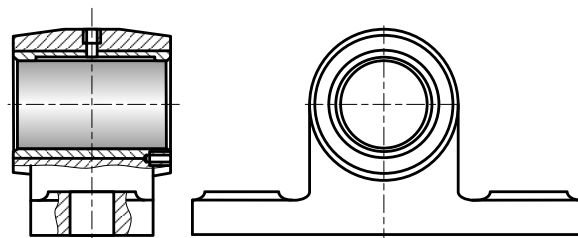
Hình 8.1. Ổ trượt

- Theo khả năng chịu tải trọng: ổ đỡ, ổ đỡ chặn và ổ chặn
- Theo phương pháp bôi trơn: ổ bôi trơn thủy ổ bôi trơn khí, bôi trơn từ

3. Kết cấu ổ



Hình 8.2. Lót ổ



Hình 8.3. Thân ổ

4. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

Ưu điểm:

- ✓ Làm việc có độ tin cậy cao khi vận tốc lớn mà khi đó ổ lăn có tuổi thọ thấp
- ✓ Chịu được tải trọng động và va đập nhờ vào khả năng giảm chấn của màng dầu bôi trơn
- ✓ Kích thước hướng kính tương đối nhỏ
- ✓ Làm việc êm

Nhược điểm:

- ✓ Yêu cầu chăm sóc bảo dưỡng thường xuyên, chi phí lớn về dầu bôi trơn
- ✓ Tổn thất về ma sát khi mở máy, dừng máy
- ✓ Kích thước dọc trục tương đối lớn

5. Phạm vi sử dụng

- ✓ Khi kết cấu làm việc với vận tốc tương đối lớn ($v.30\text{m/s}$)
- ✓ Các máy móc thiết bị chịu tải trọng va đập
- ✓ Trong các máy chính xác đòi hỏi độ chính xác hướng trục và khả năng điều chỉnh khe hở
- ✓ Ổ có thể làm việc trong nước, môi trường ăn mòn
- ✓ Ổ quay chậm, không quan trọng, rẻ tiền
- ✓ Đường kính ngõng trục quá lớn

8.1.2. Các dạng bôi trơn và ma sát

1. Các dạng bôi trơn

Bao gồm: bôi trơn thủy động, bôi trơn thủy động đàn hồi, bôi trơn màng mỏng, bôi trơn từng phần.

- **Bôi trơn thủy động:** Bôi trơn thủy là đặc trưng chủ yếu khi bôi trơn các bề mặt thích hợp (bề mặt khi làm việc có diện tích tiếp xúc lớn) với bôi trơn màng chất lỏng. Các bề mặt tiếp xúc trong ổ bị tách nhờ vào áp suất dương phát triển trong khe hở giữa các bề mặt quay tương đối, khi đó các bề mặt không trực tiếp tiếp xúc với nhau mà trượt tương đối với nhau trên lớp dầu bôi trơn. Bề dày lớp dầu nhỏ nhất phụ thuộc vào tải trọng pháp tuyến F_r , vận tốc v , độ nhớt động lực μ_0 và độ nhấp nhô bề mặt. Trong đó, yếu tố độ nhớt động lực của dầu là một tính chất quan trọng nhất quyết định đến điều kiện bôi trơn thủy động.

- **Bôi trơn thủy động đàn hồi:** Bôi trơn thủy động đàn hồi là một dạng bôi trơn thủy động mà khi đó các bề mặt bôi trơn bị biến dạng đàn hồi. Có hai dạng là bôi trơn thủy động đàn hồi cứng và bôi trơn thủy động đàn hồi mềm:

+ **Bôi trơn thủy động đàn hồi cứng:** liên quan đến vật liệu có mô đun đàn hồi cao như kim loại. Khi đó, chiều dày lớp dầu bôi trơn nhỏ nhất phụ thuộc vào các tham số như bôi trơn thủy động nhưng thêm vào mô đun đàn hồi tương đương và hệ số nhớt – áp suất ζ . Mô đun đàn hồi tương đương xác định theo công thức sau:

$$E = \frac{2}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}$$

+ **Bôi trơn thủy động đàn hồi mềm:** liên quan đến vật liệu có môđun đàn hồi thấp như cao su

- **Bôi trơn màng mỏng:** Khi chiều dày lớp dầu bôi trơn nhỏ hơn $0,1\mu\text{m}$. Thường xảy ra trong các chi tiết máy có tải trọng nặng, vận tốc thấp.

- **Bôi trơn nửa ướt (bôi trơn hỗn hợp):** Chiều dày lớp dầu bôi trơn nằm trong khoảng từ $0,01$ đến $1\mu\text{m}$. Khi đó, các nhấp nhô bề mặt tiếp xúc nhau.

2. Các dạng ma sát

Tuỳ thuộc vào điều kiện bôi trơn, ta có các dạng ma sát sau.

- **Ma sát ướt:** Hệ số ma sát $f = 0,001 \dots 0,008$

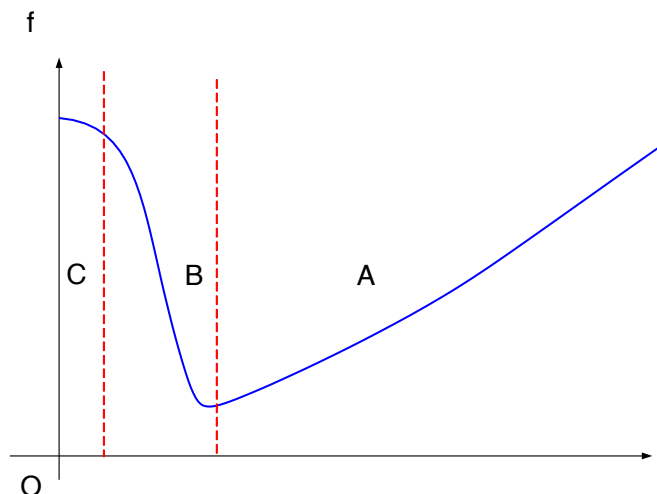
- **Ma sát nửa ướt:** Hệ số ma sát $f = 0,008 \dots 0,1$

- **Ma sát khô:**

- **Ma sát nửa khô:** Hệ số ma sát $f = 0,1 \dots 0,4$

Như vậy, để tăng tuổi thọ ổ và giảm mất mát công suất thì phải đảm bảo chế độ bôi trơn ma sát ướt. Có thể thực hiện được điều này bằng biện pháp bôi trơn thủy tĩnh hoặc thủy động.

Mối quan hệ giữa hệ số ma sát và tích $\mu n/p$ trong điều kiện bôi trơn thủy động thể hiện trên đồ thị bên dưới. Trong đó, μ - độ nhớt động lực, n - số vòng quay của trục trong một phút, p - áp lực dầu (MPa)



Hình 8.4.

• **Vùng C:** tương ứng với điều kiện là tải trọng lớn, vận tốc thấp và dầu không cung cấp đầy đủ. Khi đó chiều dày lớp dầu không thỏa điều kiện bôi trơn ma sát ướt. Trên đoạn này ta có *bôi trơn màng mỏng*

• **Vùng B:** Điều kiện bôi trơn ma sát ướt được thỏa, tuy nhiên do tác động của tải trọng thì thỉnh thoảng bề mặt lót ổ và trục co sát nhau. Trên đoạn này, ta có *bôi trơn hỗn hợp*

• **Vùng A:** hệ số ma sát chủ yếu phụ thuộc vào độ nhớt của dầu và không phụ thuộc vào độ nhấp nhô của các bề mặt. Trên đoạn này ta có *bôi trơn ma sát ướt*

3. Độ nhớt

- Là khả năng cản trượt của lớp này đối với lớp khác trong chất lỏng. Trong điều kiện ma sát ướt thì độ nhớt là nhân tố quan trọng nhất, quyết định khả năng tải của lớp dầu

- Trong các tính toán về bộ trơn thủy động thường dùng độ nhớt động lực học (Ns/m^2). Ns/m^2 là độ nhớt động lực của một chất đồng tính, đẳng hướng, chảy tầng khi giữ hai lớp

phẳng song song có dòng chảy cách nhau một mét có hiệu vận tốc là 1m/s và trên bề mặt các lớp đó xuất hiện ứng suất tiếp 1N/m^2 . $1/10\text{Ns/m}^2$ gọi là poazơ (ký hiệu P). Trong thực tế thường dùng centipoazơ (cP)

- Trong sản xuất dầu bôi trơn thường dùng độ nhớt động học ν , xác định theo thời gian chảy của một lượng dầu nhất định qua ống nhỏ giọt. Độ nhớt động học phụ thuộc vào mật độ (khối lượng riêng). Đơn vị tính độ nhớt động học là m^2/s . Trong thực tế gọi $10^{-4}\text{m}^2/\text{s}$ là stố

và hay dùng centistoc ($1\text{cSt} = \frac{1}{100}\text{St} = 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$)

- Giữa độ nhớt động học và động lực học có mối liên hệ:

$$\mu = \gamma_t \nu$$

- Khi nhiệt độ thay đổi thì độ nhớt cũng thay đổi. Nếu nhiệt độ càng tăng thì độ nhớt càng giảm. Có thể tính độ nhớt μ_t ở nhiệt độ t khi đã biết độ nhớt μ_{t0} ở nhiệt độ t_0

$$\mu_t = \mu_{t0} \left(\frac{t_0}{t} \right)^m$$

trong đó số mũ $m = 2,6 \dots 3$

- Khi áp suất p tăng thì độ nhớt cũng tăng theo hệ thức gần đúng sau:

$$\mu_p = \mu_0 e^{\alpha p}$$

Trong đó

μ_0 – độ nhớt động lực khi chịu áp suất không khí bình thường

α - hằng số, đối với dầu khoáng $\alpha = (13..35)10^{-4}$

8.2.3. Tính toán ổ trượt

1. Tính toán quy ước ổ trượt khi bôi trơn ma sát nửa ướt

Tính toán cho các ổ làm việc với số vòng quay thấp, thường xuyên đóng mở máy, máy làm việc ở chế độ không ổn định, bôi trơn không tốt....

- **Tính theo áp suất cho phép:** Tính trong trường hợp ổ quay chậm, bôi trơn gián đoạn:

$$p = \frac{F_r}{ld} \leq [p]$$

trong trường hợp tỉ số $\xi = l/d$ có thể dùng công thức này thiết kế ổ trượt:

$$d \geq \sqrt{\frac{F_r}{\xi[p]}}$$

- Tính theo tích số pv

Trong trường hợp ổ trượt làm việc với vận tốc trung bình:

$$pv \leq [pv]$$

vì $p = F/(ld)$ và $v = \omega d/2$ nên :

$$p_v = \frac{F\omega}{2l} \leq [p_v]$$

• Đối với lót ổ làm bằng gang và đồng thanh:

$$[p] = 2..6\text{Mpa}; [p_v] = 4..8\text{Mpa.m/s}$$

• Vật liệu là babit:

$$[p] = 5..15\text{Mpa}; [p_v] = 5..15\text{Mpa.m/s}$$

2. Tính toán bôi trơn ma sát ướt

Để ổ trượt làm việc trong chế độ bôi trơn ma sát ướt thì chiều dày lớp dầu phải lớn hơn tổng độ nhấp nhô bề mặt ngỗng trục và lót ổ. Ngoài ra, do sai số khi chế tạo và do biến dạng đàn hồi trục ta đưa vào hệ số an toàn quy ước S. Do đó, điều kiện để ổ được bôi trơn ma sát ướt là:

$$h_{\min} \geq S(R_{z1} + R_{z2})$$

Tính toán ổ trượt theo điều kiện bôi trơn ma sát ướt có thể tiến hành theo trình tự sau:

1. Chọn trước $\xi = \frac{l}{d} = 0,5..1$

2. Chọn độ hở tương đối $\psi = \frac{d_2 - d_1}{d}$ theo công thức thực nghiệm (d_2 – đường kính lót ổ, d_1 – đường kính ngỗng trục, d – đường kính danh nghĩa):

$$\psi = 0,8.10^{-3} v^{0,25}$$

Đối với trục có đường kính nhỏ hơn 250mm thì mối lắp giữa trục và lót ổ được chọn theo các mối lắp tiêu chuẩn sau: H7/f7, H9/e8, H7/e8, H9/d

Lựa chọn dầu và nhiệt độ làm việc trung bình của dầu có giá trị từ 45..75°C. Mối quan hệ giữa độ nhớt động lực và nhiệt theo phương trình (11.2)

3. Tính hệ số khả năng tải ϕ theo công thức:

$$\phi = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} = \frac{F_r\psi^2}{dl\mu\omega}$$

Xác định độ lệch tâm tương đối χ theo ϕ theo công thức sau:

$$\phi = \frac{m}{1-\chi} - m = \frac{m\chi}{1-\chi}$$

Với m xác định theo tỉ số l/d

l/d	0.8	0.9	1	1.2	1.5
m	0.66	0.75	0.85	1	1.1

Xác định độ hở đường kính δ theo công thức sau:

$$\delta = \psi d$$

Giá trị khe hở nhỏ nhất xác định theo công thức;

$$h_{\min} = \frac{\delta}{2} - e = \frac{\delta(1-\chi)}{2}$$

4. Xác định giá trị tới hạn của chiều dày lớp dầu mà khi đó đk bôi trơn ma sát ướt bị phá vỡ $h_{th} = R_{z1} + R_{z2}$

5. Xác định hệ số an toàn quy ước

$$S = \frac{h_{\min}}{h_{th}} \geq [S] = 2$$

3. Tính toán nhiệt

Nhiệt độ tăng lên làm giảm độ nhớt động lực của dầu bôi trơn, dẫn đến khả năng tải của lớp dầu bôi trơn giảm đi. Tính toán nhiệt xuất phát từ phương trình cân bằng nhiệt:

$$Q = Q_{t1} + Q_{t2}$$

- Q – nhiệt lượng sinh ra trong một giây, xác định theo công thức

$$Q = F_r v f 10^{-3} \text{ (kW)}$$

trong đó: F_r – lực hướng tâm (N)

v – vận tốc vòng (m/s)

f – hệ số ma sát

- Q_{t1} – nhiệt lượng thoát ra theo dầu chảy qua ổ trong thời gian 1 giây

$$Q_{t1} = C \gamma_0 q \Delta t$$

trong đó:

C – nhiệt dung riêng dầu $C = 1,7 \dots 2,1 \text{ kJ/kg}^{\circ}\text{C}$

γ_0 – Khối lượng riêng dầu; $\gamma_0 = 850 \dots 900 \text{ kg/m}^3$

q – lưu lượng dầu chảy qua ổ trong 1 giây, m^3/s

Δt – sự thay đổi nhiệt độ của dầu, $^{\circ}\text{C}$

- Q_{t2} – nhiệt thoát qua trục và thân ổ trong 1 giây

$$Q_{t2} = K_T \pi d \Delta t + K_T A \Delta t + K_T \pi d + K_T A$$

Trong đó:

$K_T = 0,04 \dots 0,08$ – hệ số thoát nhiệt qua trục và thân ổ, $\text{kW/m}^2.{}^{\circ}\text{C}$

Từ phương trình cân bằng nhiệt ta có:

$$\Delta t = t_r - t_v = \frac{f F_r v}{1000 (C \gamma_0 q + K_T \pi d + K_T A)}$$

- Nhiệt độ trung bình của dầu:

$$t = \frac{t_v + t_r}{2} = t_v + \frac{\Delta t}{2}$$

- Nhiệt độ dầu ở cửa ra:

$$t_r = t_v + \Delta t$$

Thông thường $t_v = 35 \dots 45^{\circ}\text{C}$; $t_r = 80 \dots 100^{\circ}\text{C}$ và $t = 45 \dots 75^{\circ}\text{C}$

8.2. Ổ LĂN

8.2.1. Khái niệm chung

1. Công dụng

Ổ lăn là một bộ phận máy tiêu chuẩn, dùng để đỡ trục và các tiết máy lắp trên trục. Nhờ ổ mà trục có thể quay được quanh một đường tâm xác định.

Ổ tiếp nhận tải trọng từ trục và truyền cho vỏ máy (gối trục).

2. Cấu tạo

Ổ lăn thường cấu tạo bởi bốn bộ phận chính: Vòng trong 1, vòng ngoài 2, con lăn 3 và vòng cách 4.

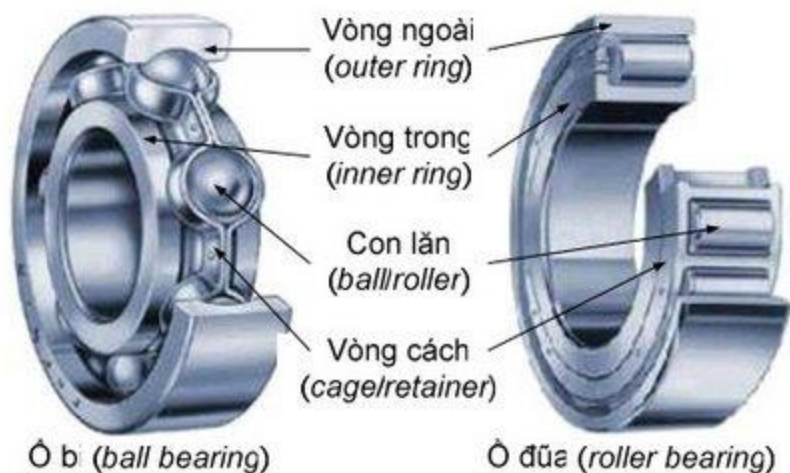
- Vòng trong và vòng ngoài thường có rãnh lăn để con lăn tự do chuyển động trên đó, $r_{\text{rãnh}} > r_{\text{con lăn}}$. Vòng trong được lắp với ngõng trục, vòng ngoài được lắp với gối trục. Tùy theo yêu cầu mà vòng trong và vòng ngoài có thể quay hoặc đứng yên. Ổ lăn trong hộp giảm tốc, vòng trong quay cùng với ngõng trục còn vòng ngoài đứng yên cùng với vỏ hộp. Ổ lăn của bánh ô tô, vòng trong đứng yên cùng với trục còn vòng ngoài quay cùng với may ơ.

+ Vòng trong và vòng ngoài thường làm bằng thép Crôm hoặc thép hợp kim ít Cacbon thấm than và tôi hoặc thép chịu nhiệt (khi ổ làm việc ở nhiệt độ cao đến 500°C , thép không gỉ (khi làm việc trong môi trường ăn mòn).

+ Vòng cách dùng để giữ cho 2 con lăn liên tiếp luôn cách nhau một khoảng nhất định, không cho hai con lăn kề nhau tiếp xúc trực tiếp với nhau, được chế tạo bằng vật liệu giảm ma sát như thép Cacbon.



Hình 8.5. Ổ lăn



Hình 8.6. Cấu tạo ổ lăn

3. Ưu, nhược điểm

Ưu điểm:

- Hệ số ma sát nhỏ, mô men cản khi mở máy thấp.
- Chăm sóc và bôi trơn đơn giản, ít tốn vật liệu bôi trơn.
- Kích thước chiều rộng của ổ lăn nhỏ hơn so với ổ trượt có cùng đường kính ngõng trục.
- Mức độ tiêu chuẩn hoá và tính lắp lẫn cao do đó thay thế thuận tiện, giá thành chế tạo tương đối thấp khi sản xuất hàng loạt lớn.

Nhược điểm:

- Kích thước hướng kính lớn hơn ổ trượt khi có cùng đường kính ngõng trục;
- Lắp ghép tương đối khó khăn, không lắp được ổ lăn vào trục có đường tâm gẫy khúc;
- Làm việc có nhiều tiếng ồn, khả năng giảm chấn kém;
- Lực quán tính tác dụng lên các con lăn khá lớn khi làm việc với vận tốc cao;
- Giá thành tương đối cao khi sản xuất với số lượng ít.

4. Phân loại ổ lăn

*** Ổ bi đỡ 1 dãy (hình 7.7)**

- Dùng chủ yếu là chịu lực hướng tâm. Có thể chịu được một phần nhỏ lực dọc trục bằng 70% khả năng lực hướng tâm không dùng đến;

$$F_a = 0,1(F_r - F_r)$$

- Có khả năng làm việc bình thường khi ổ nghiêng $15^\circ - 20^\circ$
- Thường dùng trong trường hợp trục ngắn cứng (với $l/d < 10$)
- Thường dùng để đỡ các trục của hộp giảm tốc.

*** Ổ bi đỡ chặn**

- Chịu được cả lực hướng tâm F_r và lực dọc trục F_a một chiều
- Khả năng chịu lực dọc trục của ổ phụ thuộc vào góc tiếp xúc α giữa bi với vòng ngoài. Có 3 loại ổ: $\alpha = 12^\circ, 26^\circ, 36^\circ$. Góc α càng tăng sẽ làm tăng khả năng chịu lực dọc trục của ổ



Hình 8.7. Ổ bi đỡ 1 dãy



Hình 8.8. Ổ bi đỡ chặn

Muốn tăng khả năng tải người ta có thể lắp 2 ổ trên cùng 1 gối nhưng cùng chiều. Trường hợp cần chặn lực dọc trục F_a theo 2 chiều thì phải lắp 2 ổ trên cùng 1 gối nhưng ngược chiều nhau.

*** Ổ bi đỡ lồng cầu 2 dãy (hình 8.9)**

- Mặt trong của vòng ngoài là một phần của mặt cầu có tâm nằm trên đường tâm trục của ổ và đường thẳng chia đôi chiều rộng ổ.

Chủ yếu chịu lực hướng tâm F_r và có thể chịu thêm lực dọc trục bằng 20% lực hướng tâm không dùng đến;

Loại ổ này phù hợp với trục bị uốn nhiều và trục khó đạt được độ đồng tâm khi lắp ghép. Ổ có thể làm việc được bình thường khi trục bị nghiêng từ 2° - 3° .

***Ổ đĩa trụ ngắn đỡ 1 dãy (hình 8.10)**

Gồm 2 loại: Loại vòng ngoài tháo rời, loại vòng trong tháo rời

Hai ổ này chỉ chịu được lực hướng tâm, khả năng chịu lực hướng tâm gấp 1.6 lần ổ bi đỡ 1 dãy cùng kích thước.

Loại chịu được một ít lực dọc trục 1 chiều, loại chịu được một ít lực dọc trục 2 chiều.

Ổ có khả năng chịu tải lớn, chịu va đập tốt nhưng không dùng được với trục bị uốn nhiều. Ổ có yêu cầu cao về lắp ghép đồng tâm.

***Ổ đĩa côn đỡ chặn (hình 8.11)**

Cấu tạo: góc côn của đĩa $1,5^{\circ}$ đến 2° . Đỉnh côn của đĩa trùng với đỉnh côn của rãnh con lăn.

+ Có thể chịu lực hướng tâm và lực dọc trục 1 chiều lớn;

+ Góc tiếp xúc α từ 10° ÷ 16° (bằng 1/2 góc côn của mặt rãnh lăn trên vòng ngoài). Khi góc α trong khoảng 25° ÷ 30° thì ổ đĩa côn có thể chịu lực F_a rất lớn.



Hình 8.9



Hình 8.10



Hình 8.11

8.2.2. Bôi trơn và che kín ổ lăn

1. Bôi trơn

Bôi trơn ổ lăn rất cần thiết để ngăn gỉ, giảm ma sát và để làm nguội cục bộ chỗ bề mặt làm việc của ổ, cũng như làm nguội ổ nói chung. Ngoài ra về phương diện che kín ổ, chất bôi trơn cũng có tác dụng làm kín khe hở giữa ổ và bộ phận che kín. Mặt khác có tác dụng làm giảm tiếng ồn

Để bôi trơn có thể dùng mỡ hoặc dầu khoáng. Mỡ bôi trơn được dùng rộng rãi khi nhiệt độ của ổ không cao ($< 100^{\circ}\text{C}$), không có yêu cầu quay phải rất nhẹ, và kết cấu gối trục dễ thao tác để rửa và thay mỡ.

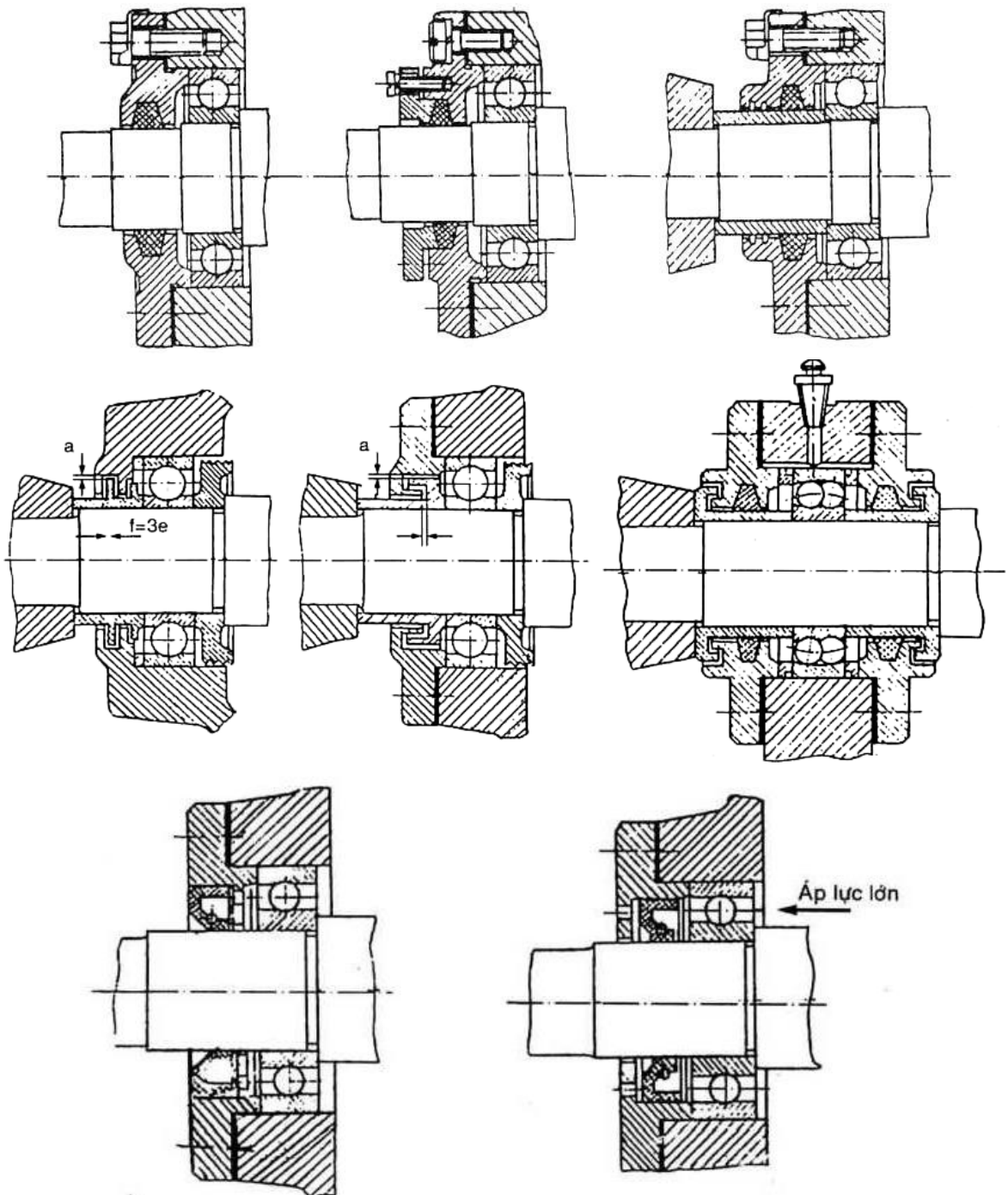
Dầu bôi trơn được dùng khi cần giảm mát mát do ma sát đến mức thấp nhất, khi nhiệt độ cao hoặc làm việc ở chỗ ẩm ướt. Dầu bôi trơn ổ là dầu khoáng. Nhiệt độ cho phép của ổ khi dùng dầu để bôi trơn là 120°C , trường hợp đặc biệt có thể lên tới 150°C

2. Che kín ổ lăn.

Để ngăn bụi, các hạt mài mòn và nước từ ngoài lọt vào trong ổ và ngăn không cho dầu chảy ra ngoài, cần dùng các bộ phận che kín ổ.

Theo nguyên tắc tác dụng của bộ phận che kín, có thể chia ra:

- Che kín do tiếp xúc (vòng che, vòng kim loại, vòng phốt hoặc chất dẻo) dùng khi vận tốc thấp và trung bình.
- Che kín bằng rãnh dích dắc, có tác dụng cản sự chảy của chất lỏng (hoặc khí) qua các rãnh hẹp, dùng cho vận tốc bất kì.
- Che kín nhờ li tâm, dầu và chất bẩn rơi vào đĩa chắn đang quay sẽ bị văng ra do lực ly tâm, dùng khi vận tốc trung bình và cao.
- Che kín bằng cách phối hợp một số cách đã nêu.



Hình 8.12. Một số phương pháp che chắn ổ lăn

8.2.3. Lựa chọn ổ lăn theo khả năng tải

1. Tuổi thọ ổ lăn

- Tuổi thọ theo độ bền mỏi:

$$L = (C/Q)^m \quad (L: \text{triệu vòng quay}) \quad (8.1)$$

Trong đó:

$m=m_H/3$; $m=3$: đối với ổ bi, $m=10/3$ đối với ổ đĩa

Q : tải trọng quy ước tác dụng lên ổ

C : hằng số, còn gọi là khả năng tải của ổ động, tra bảng ổ lăn.

- Tuổi thọ tính bằng giờ L_h

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \quad (\text{giờ}) \quad (8.2)$$

Trong đó: n là số vòng quay của ổ, vòng/phút

2. Lựa chọn ổ lăn theo khả năng tải động

- Khả năng tải động: $C_{tt}=Q \cdot L^{1/m}$ (N) (8.3)

Khi đó ta chọn $C_{tt} < C$, với C tra trong ổ lăn.

Q : Tải trọng quy ước, được xác định như sau:

+ Đối với ổ đỡ và đỡ chặn thì Q là tải trọng hướng tâm không đổi Q_r

$$Q=Q_r=(X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_0 K_t \quad (N) \quad (8.4)$$

+ Đối với ổ chặn và ổ chặn đỡ thì $Q=Q_a$

$$Q=Q_a=(X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_0 K_t \quad (N) \quad (8.5)$$

Trong đó:

F_a, F_r : tổng lực hướng tâm và lực dọc trục tác dụng lên ổ

K_0 : hệ số xét đến ảnh hưởng đặc tính tải trọng đến tuổi thọ ổ, chọn theo bảng 8.2

K_t : Hệ số xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ đến tuổi thọ, bảng 8.1

X, Y : hệ số tải trọng hướng tâm và dọc trục, bảng 8.3 và bảng 8.4

V : hệ số xét đến vòng nào quay, vòng trong quay $V=1$, vòng ngoài quay $V=1,2$.

Bảng 8.1

$t^{\circ}\text{C}$	≤ 100	150	175	200	250
K_t	1,00	1,11	1,15	1,25	1,4

Bảng 8.5.

Tỷ lệ giữa các lực	Lực dọc trục
$S_1 > S_2$ $F_a > 0$	$F_{a1} = S_1$ $F_{a2} = S_1 + F_a$
$S_1 < S_2$ $F_a > S_2 - S_1$	
$S_1 < S$ $F_a > S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a$ $F_{a2} = S_2$

Bảng 8.2

Đặc tính tải trọng	K_0
Thiết bị vận hành ngắt hạn hoặc không liên tục: thiết bị gia dụng, cần trục lắp máy và máy xây dựng máy kéo.	1,0÷1,1
Các thiết bị như trên nhưng đòi hỏi độ tin cậy cao: máy nâng, ô tô, máy nông nghiệp.	1,1÷1,2
Máy làm việc 1 ca nhưng không đủ tải: động cơ điện tiêu chuẩn, hộp giảm tốc, động cơ máy bay	1,2÷1,3
Máy làm việc 1 ca nhưng đủ tải: máy cắt kim loại và gia công gỗ, máy in, máy dệt, cần trục gàu ngoạm	1,3÷1,4
Máy làm việc liên tục: hệ thống dẫn động thiết bị cán, máy nén khí, đầu máy xe lửa	1,5÷1,7
Máy cán ống, lò chuyển động quay, hệ thống dẫn động thiết bị tàu hỏa, thang máy	1,7÷2,0
Các thiết bị quan trọng làm việc suốt ngày đêm: máy phát điện công suất lớn, máy và thiết bị chế biến giấy, máy thông khí và máy bơm hầm mỏ	2,0÷2,5

* **Xác định F_a**

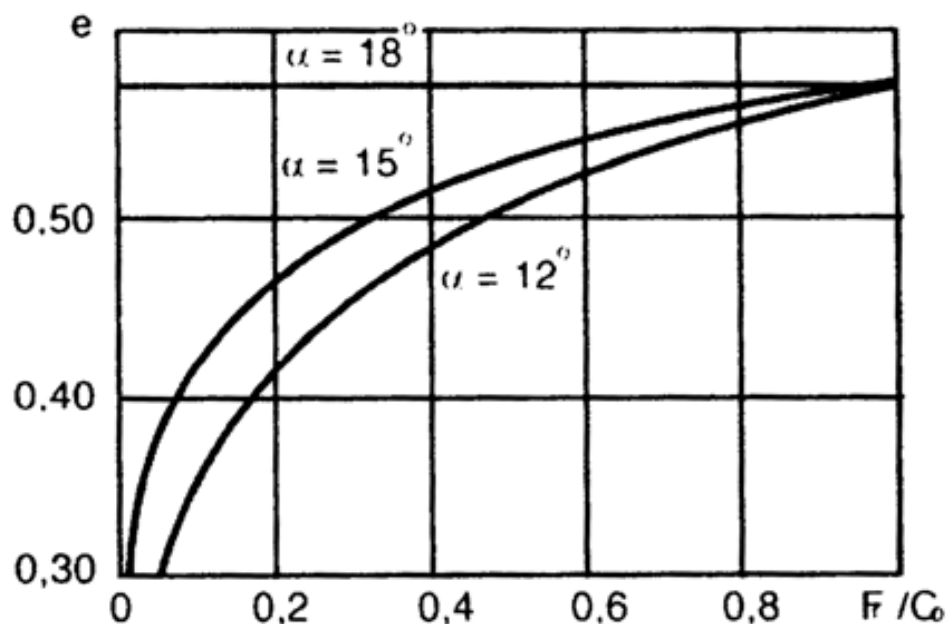
$$F_r = \sqrt{F_{rx}^2 + F_{ry}^2} \quad (N) \quad (8.6)$$

Trong đó: F_{rx} , F_{ry} là tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ theo 2 phương vuông góc nhau (R_x và R_y tại các ổ trong phần tính lực)

* **Xác định F_a**

- Đối với ổ bi, ổ đĩa trụ ngắn, ổ bi đỡ lồng cầu 2 dãy thì F_a bằng tổng các lực dọc trục ngoài tác dụng lên ổ.

- Đối với ổ đỡ chặn thì F_{a1} và F_{a2} xác định dựa vào hình 8.13 và bảng 8.5

Hình 8.13. Đồ thị xác định hệ số e

$$S_i = e F_{ri}$$

Trong đó: $\alpha \leq 18^\circ$ thì tra theo đồ thị hình 8.12

$\alpha \geq 18^\circ$ thì tra theo bảng 8.3 hoặc 8.4

- Đối với ổ đĩa côn: $S_i = 0,83 e F_{ri}$

Bảng 8.3. Hệ số X, Y cho các loại ổ lăn 1 dãy

Loại ổ	α	F_a/C_0	$F_a/(V.F_r) \leq e$		$F_a/(V.F_r) > e$		e	
			X	Y	X	Y		
Ổ bi đỡ 1 dãy	0	0,014	1	0	0,56	2,3	0,19	
		0,028				1,99	0,22	
		0,056				1,71	0,26	
		0,084				1,55	0,28	
		0,11				1,45	0,30	
		0,17				1,31	0,34	
		0,28				1,15	0,38	
		0,42				1,04	0,42	
		0,56				1,00	0,44	
Ổ bi đỡ chặn	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30	
		0,029				1,62	0,34	
		0,057				1,46	0,37	
		0,086				1,34	0,41	
		0,11				1,22	0,45	
		0,17				1,13	0,48	
		0,29				1,04	0,52	
		0,43				1,01	0,54	
		0,57				1,00	0,54	
	18÷20	-	1	0	0,43	1,00	0,57	
	46000	24÷26			-	0,41	0,87	0,68
	30	-			0,39	0,76	0,8	
	66000	35; 36			-	0,36	0,64	0,99
	40	-			0,35	0,56	1,14	
	Ổ đĩa côn	-	-	1	0	0,4	$0,4 \cdot \cot \alpha$	$1,5 \cdot \tan \alpha$
	Ổ bi chặn đỡ	45	-	-	-	0,66	1	1,25
		60	-	-	-	0,92	1	2,17
75		-	-	-	1,66	1	4,67	
Ổ đĩa chặn đỡ	-	-	-	-	$\tan \alpha$	1	$1,5 \cdot \tan \alpha$	

Bảng 8.4. Hệ số X,Y cho các loại ổ lăn 2 dãy

Loại ổ	α	F_a/C_0	$F_a/(V.F_r) \leq e$		$F_a/(V.F_r) > e$		e
			X	Y	X	Y	
Ổ bi đỡ	0	0,014	1	0	0,56	2,3	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	0,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
Ổ bi đỡ chặn	36000	0,014	1	2,08	0,74	2,94	0,30
		0,029		1,84		2,63	0,34
		0,057		1,69		2,37	0,37
		0,086		1,52		2,18	0,41
		0,11		1,39		1,98	0,45
		0,17		1,30		1,84	0,48
		0,29		1,20		1,69	0,52
		0,43		1,16		1,64	0,54
		0,57		1,16		1,62	0,54
	18÷20	-	1	1,09	0,70	1,63	0,57
	46000	24÷26		0,92	0,67	1,41	0,68
	30	-		0,78	0,63	1,24	0,8
	66000	35; 36		0,66	0,60	1,07	0,99
	40	-		0,55	0,57	0,93	1,14
Ổ đĩa côn	-	-	1	$45 \cot \alpha$	0,67	$0,67 \cot \alpha$	$1,5 \cdot \tan \alpha$
Ổ bi chặn đỡ	45	-	1,18	0,59	0,66	1	1,25
	60		1,90	0,54	0,92	1	2,17
	75		3,89	0,52	1,66	1	4,67
Ổ đĩa chặn đỡ	-	-	$1,5 \tan \alpha$	0,67	$\tan \alpha$	1	$1,5 \cdot \tan \alpha$

*Khi tỉ số $F_a/VF_r < e$ thì tải trọng dọc trục không ảnh hưởng đến khả năng tải của ổ

3. Lựa chọn ổ lăn theo tải tĩnh

Theo (8.1), khi tải trọng Q tăng khi ta giảm tuổi thọ L của ổ, Q được giới hạn bởi độ C_{tt} . Khả năng tải tĩnh sử dụng để chọn ổ lăn khi $n < 1$ vòng/phút, ngoài ra còn sử dụng để kiểm tra ổ lăn sau khi chọn theo tải động.

$Q_0 < C_0$ với Q_0 là tải trọng quy ước.

Tải trọng quy ước Q_0 được tính theo công thức:

- Đối với ổ bi đỡ và ổ đỡ chặn thì chọn một trong hai giá trị lớn nhất sau đây:

$$Q_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \text{ và } Q_0 = F_r \quad (N) \quad (8.7)$$

Trong đó X_0 và Y_0 tra bảng 8.6

- Đối với ổ chặn và ổ chặn đỡ thì:

$$Q_0 = F_a + 2,3 F_r \tan \alpha \quad (N) \quad (8.8)$$

Khi $\alpha = 90^\circ$ thì $Q_0 = F_a$

Bảng 8.6. Hệ số X_0 và Y_0

Loại ổ	X_0	Y_0
Ổ bi đỡ	0,5	0,5
Ổ bi đỡ chặn góc:		
$\alpha = 12^\circ$	0,6	0,5
$\alpha = 26^\circ$	0,5	0,37
$\alpha = 36^\circ$	0,5	0,28
Ổ bi lồng cầu và ổ đĩa côn	0,5	$0,22 \cdot \cot \alpha$

4. Số vòng quay giới hạn của ổ

Số vòng quay tới hạn của ổ n_{gh} của từng loại ổ tra trong bảng tra ổ lăn, nếu ổ làm việc quá giá trị này thì tuổi thọ không đảm bảo. Do đó ổ lăn cần thỏa điều kiện: $n \leq n_{gh}$ (8.9)

5. Trình tự lựa chọn ổ lăn

Thông số cần biết trước:

1. Sơ đồ tính toán với giá trị và hướng tải trọng (biết được từ phần tính trục)
2. Số vòng quay ổ
3. Đường kính vòng trong d
4. Điều kiện làm việc và kết cấu
5. Thời gian làm việc của ổ L_h

Khi tính toán cần chú ý rằng nếu trên trục lắp 2 ổ giống nhau thì ta chọn theo ổ chịu tải trọng lớn nhất.

Ta tiến hành chọn ổ lăn theo số vòng quay $n > 1$ vòng/phút theo trình tự sau:

- Chọn ổ lăn theo tải trọng hoặc kết cấu
- Chọn cỡ ổ lăn theo trình tự sau:

1. Xác định phản lực tổng cộng tác dụng lên ổ theo công thức (8.6)

Đối với ổ có lực dọc trục $F_a = 0$

2. Chọn các hệ số K_0 , K_t , V (bảng 8.2) theo điều kiện làm việc. Bởi vì không có lực dọc trục nên $X=1$, $Y=0$. Tính tải trọng quy ước lên ổ Q theo công thức (8.4) hoặc (8.5)

3. Xác định tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay L_h bằng công thức (8.2). tính khả năng tải tĩnh của ổ C_{tt} theo công thức (8.3)

4. Chọn cỡ ổ theo điều kiện $C_{tt} < C$ và $n < n_{gh}$ (giá trị C tra bảng phụ lục từ 9.1-9.8). Nếu không chọn được cỡ ổ thì chia thời gian làm việc L_h cho 2,3 hoặc 4 hoặc thay loại ổ, sử dụng 2 ổ trên một gối đỡ cho đến lúc thỏa điều kiện trên.

Đối với ổ có lực dọc trục $F_a \neq 0$

1. Đối với giá trị đường kính vòng trong và loại ổ đã chọn theo bảng tra, ta chọn sơ bộ cỡ trung hoặc cỡ nhẹ với các giá trị khả năng tải động C và khả năng tải tĩnh C_0 (phụ lục 9.1-9.8). Đối với ổ đĩa côn không cần thiết tính bước này.

2. Đối với ổ bi đỡ chặn hoặc ổ đĩa côn ta tính lực dọc trục phụ S_1 và S_2 .

3. Chọn các hệ số K_0 , K_t , V (bảng 8.2) theo điều kiện làm việc.

4. Xác định tỉ số F_a/C_0 và chọn hệ số e theo bảng 8.3 hoặc 8.4, sau đó tính tỉ số F_a/VF_r và so sánh với e , ta chọn được các hệ số X và Y .

5. Xác định tuổi thọ tính bằng triệu vòng L theo công thức (8.1). Tính tải trọng quy ước tác dụng lên ổ Q theo công thức (8.4) hoặc (8.5).

6. Tính khả năng tải động tính toán C_{tt} theo công thức (8.3)

7. So sánh C_{tt} vừa tính phải thỏa điều kiện $C_{tt} < C$. Nếu không thỏa ta chọn cỡ nặng hơn, nếu dư tải ta chọn cỡ nhẹ hơn và tính toán lại đến lúc thỏa điều kiện. Nếu không thỏa thì chia thời gian làm việc L_h cho 2,3 hoặc 4 hoặc thay loại ổ, sử dụng 2 ổ trên một gối đỡ cho đến lúc thỏa điều kiện trên.

- *Xác định lại tuổi thọ của ổ theo công thức (8.1)*

- *Kiểm tra khả năng tải tĩnh của ổ theo công thức (8.7) hoặc (8.8). Một số trường hợp không cần thiết.*

- *Kiểm tra số vòng quay tới hạn theo (8.9). Một số trường hợp không cần thiết.*

Ví dụ 1: Xác định tuổi thọ tính bằng giờ L_h của ổ bi đỡ 208 nếu ổ làm việc với số vòng quay $n=650$ vòng/phút trong 2 trường hợp sau:

a/ Chỉ có tải trọng hướng tâm $F_r=3200N$

b/ Có tải trọng hướng tâm $F_r=3200N$ và dọc trục $F_a=1000N$

Giải

a) - Tải trọng quy ước tác dụng lên ổ:

$$Q = XVF_r + YF_a$$

Do $F_a=0$ nên $X=1$, $Y=0$, $V=1$

$$\rightarrow Q = F_r = 3200N$$

- Tuổi thọ tính bằng triệu vòng:

$$L = (C/Q)^m = \left(\frac{25600}{3200}\right)^3 = 512 \text{ triệu vòng}$$

Ổ 208 có $C=25,6kN=25600N$, $C_0=18,1kN$

- Tuổi thọ tính bằng giờ:

$$L_h = \frac{60 \cdot L}{n \cdot 10^6} = \frac{10^6 \cdot 512}{650 \cdot 60} = 13128,2 \text{ giờ}$$

b/ Tỉ số:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1000}{18100} = 0,056$$

Chọn $e=0,26$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1000}{1 \cdot 3200} = 0,3125 > e = 0,26$$

Tra bảng ta chọn: $X=0,56$; $Y=1,71$

$$Q=(XVF_r+YF_a)K_0K_t=90,56.1.3200+1,71.1000).1.1=3502N$$

- Tuổi thọ tính bằng triệu vòng:

$$L = (C/Q)^m = \left(\frac{25600}{3502}\right)^3 = 390,6 \text{ triệu vòng}$$

- Tuổi thọ tính bằng giờ:

$$L_h = \frac{60 \cdot L}{n \cdot 10^6} = \frac{10^6 \cdot 390,6}{650 \cdot 60} = 10016,3 \text{ giờ}$$

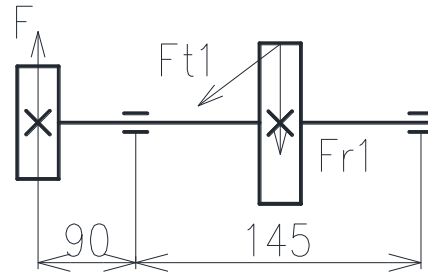
Ví dụ 2: Chọn ổ bi đỡ cho trục

hình phía sau, biết thời gian làm việc

$L_h=8000$ giờ, $F=791,8N$; $F_{r1}=1178,9N$;

$F_{t1}=3239N$, đường kính trục tại ổ

$d=40mm$, $n=298$ vòng/phút



Giải

Ta tìm được phản lực tại ổ A và B như sau:

$$R_{AX}=R_{BX}=1619,5N$$

$$R_{AY}=693,8N; R_{BY}=1080,9N$$

1. Vì $F_a=0$ nên chọn ổ bi đỡ có đường kính vòng trong $d=40mm$.

2. Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ B (Vì tại ổ A, lực nhỏ hơn nên ta tính tại B)

$$F_{rB} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{1080,9^2 + 1619,5^2} = 1947,1N$$

3. Hệ số $K_0=1$; $K_t=1$; $V=1$

4. $X=1$, $Y=0$

5. Tải trọng quy ước:

$$Q=(X.V.F_r+Y.F_a).K_0K_t=(1.1.F_{rB}+0.0).1.1=1947,1N$$

6. Thời gian làm việc:

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 8000 \cdot 298}{10^6} = 143,1 \text{ triệu vòng}$$

7. Khả năng tải động tính toán:

$$C_{tt} = Q\sqrt[3]{L} = 1947,1\sqrt[3]{143,1} = 10184,4N$$

$m=3$: ổ bi đỡ

Theo phụ lục 9.1 ta chọn cỡ nhẹ đặc biệt 700108 với $C=10300N$ và $C_0=8060N$

8.4. BÀI TẬP CHƯƠNG 8

Bài 1. Chọn cỡ ổ bi cho ổ bi đỡ có các số liệu sau: lực dọc trục $F_a=700N$, lực hướng tâm $F_r=2200N$, $d=30mm$, $L_h=5000$ giờ, số vòng quay $n=800$ vòng/phút.

Bài 2. Chọn cỡ ổ cho ổ đỡ côn có các số liệu sau: $\alpha=14^\circ$, $F_a=1050N$, $F_{r1}=2200N$, $F_{r2}=2100N$, $L_h=4000$ giờ, $n=1000$ vòng/phút.

CHƯƠNG 9. CÁC MỐI GHÉP THÔNG DỤNG

Giới thiệu:

Mối ghép ren là loại mối ghép được sử dụng phổ biến nhất trong tất cả các loại mối ghép tháo được. Đặc biệt được sử dụng nhiều trong lĩnh vực chế tạo máy. Bên cạnh những ưu điểm của mình, mối ghép ren cũng giống như các mối ghép khác cũng cần phải tính toán để đảm bảo độ bền cần thiết khi làm việc.

Mục tiêu:

Sau khi học xong bài này sinh viên sẽ:

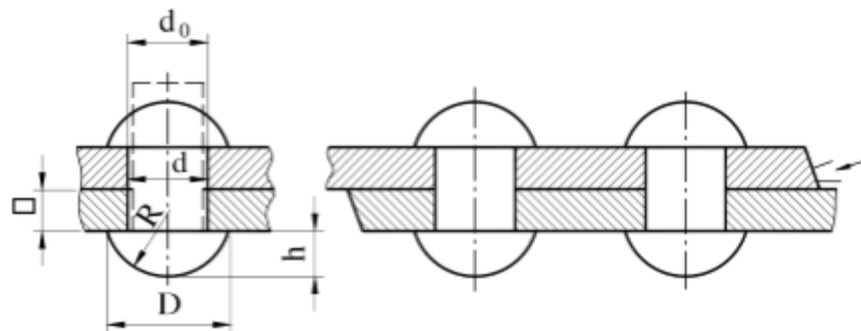
- Trình bày được ưu khuyết điểm, cấu tạo, phạm vi sử dụng của các mối ghép thông dụng.
- Có ý thức trách nhiệm, chủ động học tập.

Nội dung chính:

9.1. MỐI GHÉP ĐINH TÁN

9.1.1. Định nghĩa, cấu tạo

Mối ghép bằng đinh tán là mối ghép cố định không thể tháo được dùng để ghép khung dàn cầu, dàn cầu trục, nồi hơi, băng tải v.v...



Hình 9.1

9.1.2. Ưu nhược điểm

1. Ưu điểm

- Mối ghép đinh tán chắc chắn, dễ kiểm tra chất lượng, ít làm hỏng các chi tiết máy được ghép khi cần tháo rời (so với ghép bằng hàn).

2. Nhược điểm

- Tốn kim loại, giá thành cao, hình dạng và kích thước công kênh.

9.1.3. Phạm vi sử dụng

- Ngày nay, do sự phát triển mạnh của công nghệ hàn, phạm vi sử dụng của đinh tán dần dần bị thu hẹp.

Tuy nhiên, ghép đinh tán vẫn còn được dùng phổ biến trong các trường hợp:

Những mối ghép đặc biệt quan trọng và những mối ghép trực tiếp chịu tải trọng chấn động hoặc va đập (như cầu, dàn cầu trục trên 200 tấn v.v...)

Những mối ghép khi đốt nóng sẽ bị vênh hoặc giảm chất lượng (do đó không hàn được).
 Những mối ghép bằng các vật liệu chưa thể hàn được.

9.2. MỐI GHÉP HÀN

9.2.1. Khái niệm

Ghép bằng hàn là loại mối ghép cố định không thể tháo được. Hàn là phương pháp dùng nhiệt độ đốt nóng kim loại và nhờ lực liên kết giữa các phần tử kim loại để gắn chặt các chi tiết máy lại với nhau.

Hiện nay ghép bằng hàn được sử dụng rộng rãi để ghép các chi tiết máy. Trong một số trường hợp, ghép bằng hàn được thay thế cho ghép bằng đinh tán như trong kết cấu các công trình xây dựng, công nghiệp đóng tàu, bình chứa, nồi hơi v.v...

9.2.2. Phân loại

1. Theo hình thức công nghệ

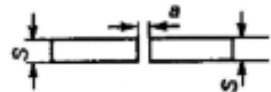
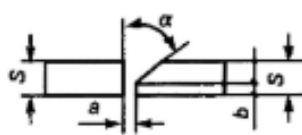
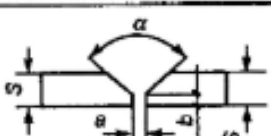
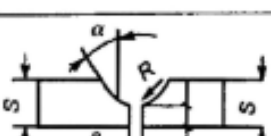
- Hàn chảy: là nung nóng kim loại hàn đến trạng thái chảy rồi gắn lại với nhau, không cần lực ép.

- Hàn ép: là nung nóng kim loại hàn đến trạng thái dẻo, rồi ép chúng lại với nhau.

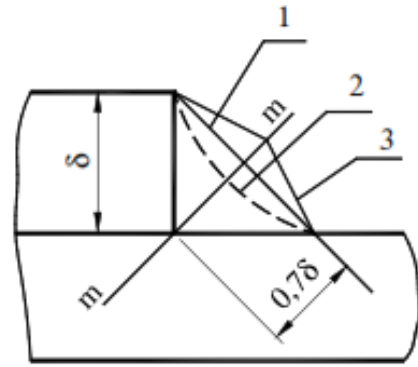
2. Theo kết cấu

- Hàn giáp mối: dùng để ghép nối (giáp) đầu hai chi tiết máy. Mặt cắt của miệng hàn có dạng khác nhau tùy theo chiều dày tấm ghép. Dạng chữ I dùng cho tấm mỏng, V, Y, U dùng cho tấm có chiều dày lớn hơn (Bảng 9.1).

Bảng 9.1.

Kiểu mép mối hàn	Hình vẽ lát mép mối hàn	Kích thước (mm)
Gấp mép		$S = 1 \div 3$ $a = 0 \div 1$ $b = S + 2$ $R = S$
Không vát mép		$S = 3 \div 8$ $a = 1 \div 2$
Vát mép nửa chữ V		$S = 4 \div 26$ $a = 2 \pm 2$ $b = 2 \pm 1$ $\alpha = 50^\circ \pm 5^\circ$
Vát mép chữ Y		$S = 4 \div 26$ $a = 2 \pm 2$ $b = 2 \pm 1$ $\alpha = 60^\circ \pm 5^\circ$
Vát mép chữ U		$S = 20 \div 60$ $a = 2 \pm 2$ $b = 2 \pm 1$ $R = 5 \pm 1$ $\alpha = 10^\circ \pm 3^\circ$

- Hàn chồng: dùng để ghép hai chi tiết mào chồng lên nhau. Mặt cắt miệng hàn có dạng khác nhau tùy theo chiều dày tấm ghép. Dạng chữ I dùng cho tấm mỏng, V, Y, U dùng cho tấm có chiều dày lớn hơn (hình 9.2).

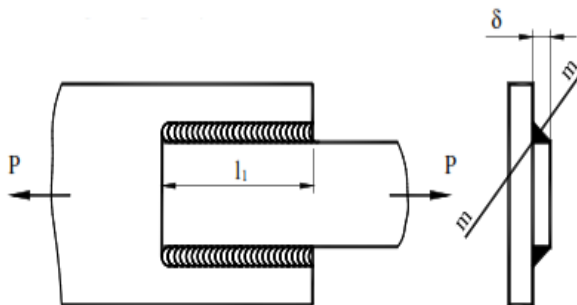


Hình 9.2

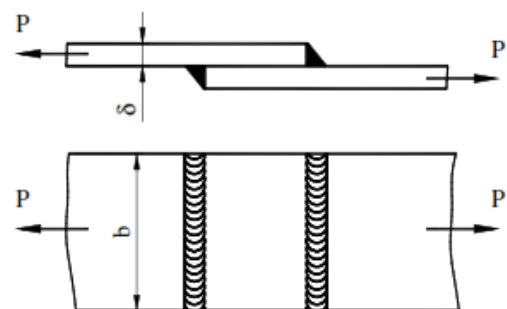
Khi hàn vị trí mối hàn có thể phẳng 1, lõm 2 hoặc lồi 3. Trong thực tế mối hàn phẳng được sử dụng rộng rãi, mối hàn lõm gây ứng suất tập trung lớn, mối hàn lồi có tác dụng giảm ứng suất tập trung, nhưng thường phải gia công cơ khí thêm, do đó chỉ dùng cho những kết cấu đặc biệt quan trọng, chịu tải trọng thay đổi.

Tùy theo phương của lực tác dụng lên mối hàn chồng, chia ra:

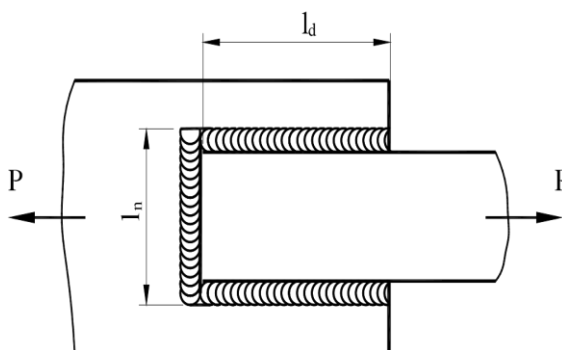
- Mối hàn chồng mạch dọc, phương của mối hàn song song với phương của lực.
- Mối hàn chồng mạch ngang, phương của mối hàn vuông góc với phương của lực.
- Mối hàn chồng hỗn hợp
- Hàn góc: dùng để ghép các chi tiết máy đặt thẳng góc với nhau, mặt cắt miệng hàn tương tự như hàn chồng hoặc hàn giáp nối.



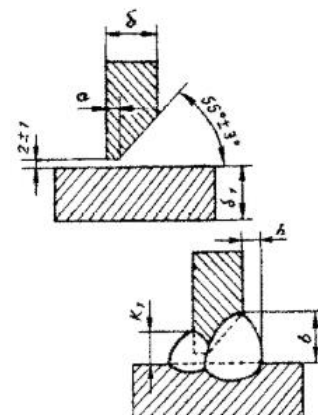
Hình 9.3. Hàn chồng dọc



Hình 9.4. Hàn chồng ngang



Hình 9.5. Hàn chồng hỗn hợp



Hình 9.6. Hàn góc

3. Theo điều kiện làm việc chia ra

- Mối hàn chắc.
- Mối hàn kín hay chắc kín.

Hiện nay, hàn hồ quang điện là phương pháp thông dụng. Nhiệt lượng hồ quang làm nóng chảy vật hàn tạo nên rãnh kim loại lỏng; đồng thời kim loại hàn cũng nóng chảy, lấp đầy rãnh. Để giữ kim loại không bị oxy hóa và hồ quang ổn định, bên ngoài que hàn người ta bọc một lớp thuốc hàn.

Ngoài phương pháp hàn hồ quang tay (hàn bằng que hàn bọc thuốc), hiện nay còn có các phương pháp hàn khác như hàn TIG, MIG, MAG, hàn bằng tia điện tử, hàn lạnh, hàn ma sát, hàn nổ, hàn siêu âm, hàn plasma hồ quang v.v... Hiện nay có hơn 120 phương pháp hàn.

9.2.3. Ưu nhược điểm

1. Ưu điểm

- So với tán bằng đinh, hàn tiết kiệm được 10÷20% khối lượng kim loại do sử dụng mặt cắt làm việc của chi tiết hàn triệt để hơn, hình dáng chi tiết cân đối hơn, giảm được khối lượng kim loại như phải tán đinh, kim loại mất mát do đột lỗ.

- So với đúc hàn tiết kiệm được tới 50% vì không cần hệ thống rót. Sử dụng hàn trong xây dựng nhà cao tầng cho phép giảm 15% trọng lượng sườn, kèo, đồng thời việc chế và lắp ráp chúng cũng được giảm nhẹ, độ cứng vững của kết cấu lại tăng.

- Hàn có năng suất cao so với các phương pháp khác do dễ tự động hóa.

- Hàn có thể nối được những kim loại có tính chất khác nhau. Ví dụ như hàn kim loại đen với kim loại đen, kim loại màu với nhau và cả kim loại đen với kim loại màu. Ngoài ra còn có thể nối các vật liệu không kim loại với nhau.

- Thiết bị hàn tương đối đơn giản và dễ chế tạo, trong khi tán đinh ta phải dùng rất nhiều thiết bị như máy khoan, lò nung, máy đột v.v...

- Độ bền mối hàn cao, chắc và kín. Do kim loại mối hàn tốt hơn kim loại vật hàn nên mối hàn chịu tải trọng tĩnh tốt. Mối hàn chịu được áp suất cao nên hàn là một phương pháp chủ yếu dùng chế tạo các bình chứa, nồi hơi, ống dẫn chất lỏng hay chất khí v.v... chịu áp lực cao.

- Giảm được tiếng ồn khi sản xuất v.v...

2. Nhược điểm

Tuy nhiên hàn còn nhược điểm là sau khi hàn, còn tồn tại ứng suất dư, tổ chức kim loại gần mối hàn không tốt, làm giảm khả năng chịu tải trọng động của mối hàn, vật hàn hay bị biến dạng cong, vênh.

9.3. MỐI GHÉP THEN VÀ TRỤC THEN

9.3.1. Mối ghép then

1. Khái niệm

Ghép bằng then là phương pháp ghép có thể tháo, lắp dễ dàng, cấu tạo đơn giản, chắc chắn nên được dùng rộng rãi. Tuy nhiên ghép bằng then không truyền được mômen xoắn lớn; khó đảm bảo độ đồng tâm giữa trục và các chi tiết ghép, nên trục có độ đảo và sinh ra chấn động cho các chi tiết lắp trên trục; làm yếu trục vì để lắp then trên trục cần phải phay rãnh then, phát sinh ứng suất tập trung tại rãnh then.

Các loại then thường dùng chia làm hai loại:

- Then ghép lỏng: then bằng, then dẫn hướng và then bán nguyệt.

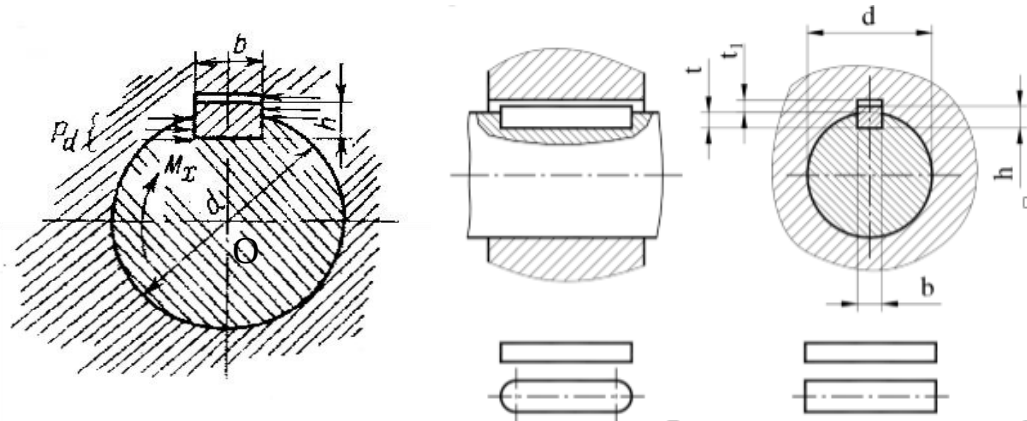
- Then ghép cứng: then vát và then vát tiếp tuyến.

Tất cả các loại then đều được tiêu chuẩn hóa theo TCVN.

Vật liệu chế tạo then thường là thép cacbon có giới hạn bền $\sigma_b = 500 \div 600 \text{ N/mm}^2$ như thép CT38, CT44, C40, C45.

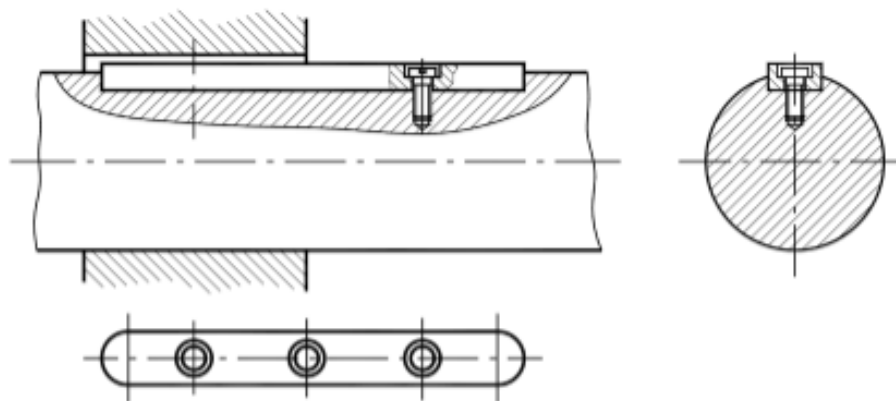
2. Cấu tạo các loại then

a. Then bằng



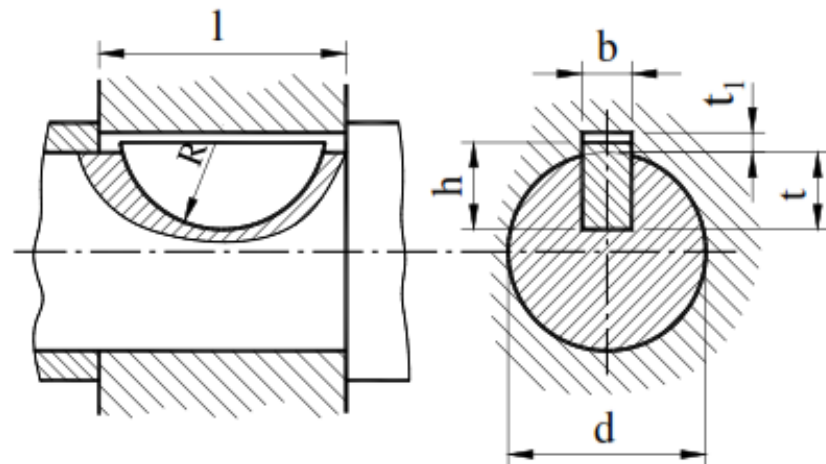
Hình 9.7

b. Then bằng dẫn hướng



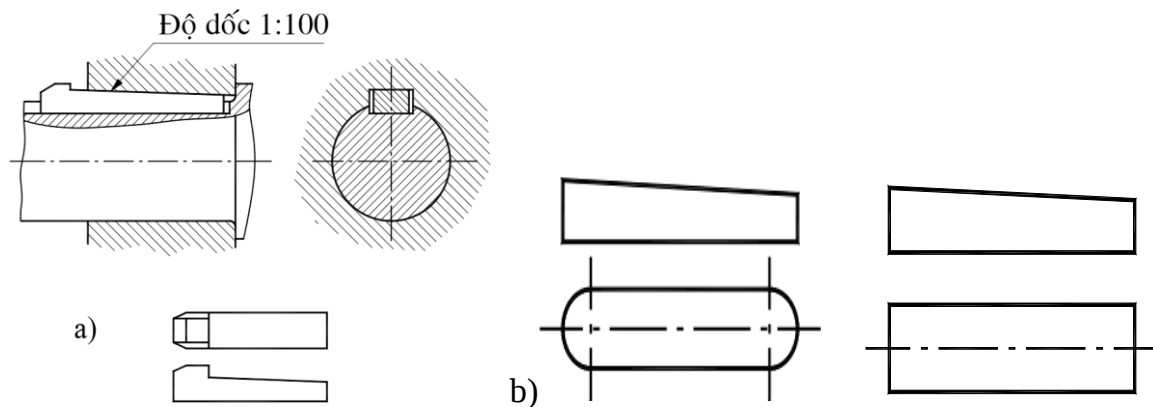
Hình 9.8

c. Then bán nguyệt



Hình 9.9

d. Then vát



Hình 9.10

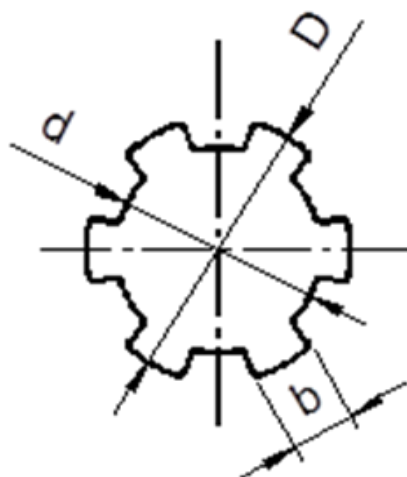
e. Then tiếp tuyến

Then tiếp tuyến do hai then vát ghép lại đặt vào rãnh, mặt cắt chữ nhật có phương tiếp tuyến với trục. Khi truyền mômen một chiều dùng một then, khi truyền mômen hai chiều dùng hai then đặt cách nhau một góc từ $120^\circ \div 135^\circ$.

9.3.2. Mối ghép then hoa

1. Cấu tạo và phân loại

Thực chất mối ghép bằng then hoa có thể xem như là mối ghép nhiều then bằng. Vì vậy then hoa cũng được dùng để ghép các chi tiết máy trên trục. Nhờ răng trên trục khớp với rãnh của lỗ moayơ và ngược lại để truyền M_x . Kích thước then hoa được tiêu chuẩn theo TCVN bảng 7-26, 7-27 TKCTM.



Hình 9.11

Phân loại mối ghép then hoa:

a. Theo điều kiện làm việc

- Ghép tĩnh: trong đó moayơ cố định trên trục.
- Ghép động: trong đó moayơ có thể di chuyển dọc trục.

b. Theo dạng răng

- Then hoa răng chữ nhật, loại này hiện dùng phổ biến. Các kích thước được tiêu chuẩn hóa theo ba loại: nhẹ, trung, nặng khác nhau về chiều cao và số răng.

- Then hoa răng tam giác dùng khi truyền mômen không lớn lắm, kích thước được tiêu chuẩn hóa từng ngành.

- Then hoa răng thân khai, có nhiều ưu điểm so với răng hình chữ nhật như chân răng lớn, ứng suất tập trung ở chân răng nhỏ, độ bền cao, gia công dễ bảo đảm chính xác, tự định vị được và đảm bảo độ đồng tâm tốt.

c. Theo phương pháp định tâm

- Định tâm theo đường kính ngoài, loại này chỉ dùng khi moayơ không nhiệt luyện, cần bảo đảm độ đồng tâm cao.

- Định tâm theo đường kính trong, thường dùng cho mối ghép cần có độ đồng tâm cao.

- Định tâm theo cạnh bên, tuy không đảm bảo độ đồng tâm nhưng lực phân bố tương đối đều trên răng nên thường dùng trong trường hợp truyền mômen xoắn lớn.

2. Ưu nhược điểm

So với mối ghép bằng then, mối ghép bằng then hoa có nhiều ưu điểm hơn.

- Đảm bảo sự đồng tâm và dễ di chuyển chi tiết máy trên trục một cách chính xác.

- Khả năng chịu tải lớn.

- Chịu được tải trọng động, va đập. Độ bền cao hơn.

Nhược điểm

- Tải trọng phân bố không đều trên các răng của trục then hoa.

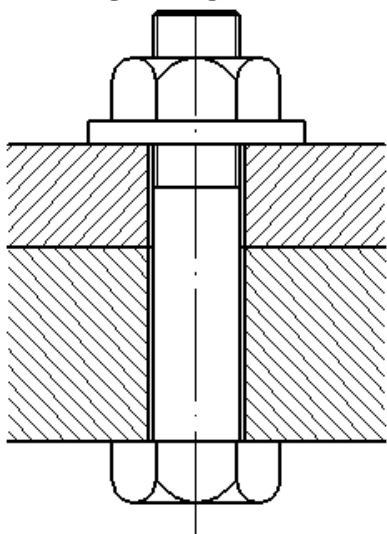
- Chế tạo và kiểm tra cần phải có thiết bị riêng.

- Giá thành cao.

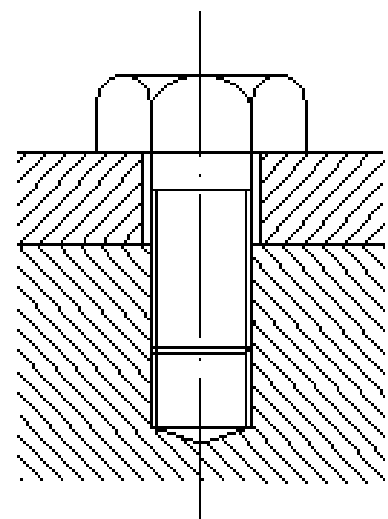
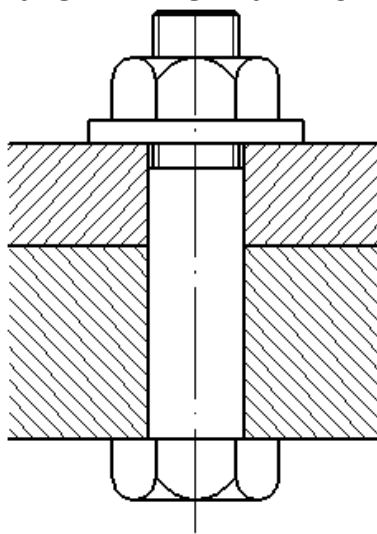
9.4. MỐI GHÉP REN

9.4.1. Khái niệm chung

Ghép bằng ren thuộc mối ghép cố định có thể tháo được. Ghép bằng ren được dùng phổ biến trong các ngành: chế tạo máy, giao thông, xây dựng v.v...



Hình 9.12. Mối ghép bulong-đai ốc



Hình 9.13. Mối ghép vít

9.4.2 Phân loại ren

1. Theo điều kiện làm việc

- Ren ghép chặt: yêu cầu có sức bền cao, ma sát lớn để tăng tính tự hãm, tránh hiện tượng tự tháo lỏng (ren tam giác).

- Ren ghép chặt kín: yêu cầu ghép chặt đồng thời phải kín không có khe hở hướng kính (thường dùng ren ống, ren tròn, ren côn).

- Ren truyền động, đòi hỏi ma sát nhỏ, hiệu suất cao (thường dùng ren vuông, ren thang cân, ren thang vuông cân).

2. Theo hình dáng tiết diện

Ren tam giác, ren hình thang, ren hình vuông, ren hình tròn v.v...

9.4.3. Ưu và nhược điểm của mối ghép ren

Ưu điểm của mối ghép bằng ren:

- Cấu tạo đơn giản, chắc chắn, có nhiều loại, nhiều kích thước khác nhau và hầu hết các chi tiết máy có ren đều được tiêu chuẩn.
- Cố định được các chi tiết máy ở bất kỳ vị trí nào (nhờ khả năng tự hãm).
- Tháo, lắp dễ dàng.
- Giá thành hạ.

Tuy nhiên ghép bằng ren cũng có những nhược điểm như ở chân ren có ứng suất tập trung cho nên làm giảm sức bền của mối ghép, ren dễ bị hỏng khi tải trọng thay đổi.

Chế tạo ren bằng cách dùng bàn ren, taro. Nếu có yêu cầu về kích thước chính xác hơn thì tiện ren, lăn ép, phay, mài theo đường xoắn ốc.

9.4.4. Các loại ren thường dùng

1. Ren tam giác

Ren hệ mét (hình 9.12) có góc đỉnh ren $2\beta=60^\circ$, góc đỉnh ren lớn, chân ren to nên bền, chắc, ma sát mặt ren hình nêm nên có ma sát lớn, nhưng hiệu suất thấp, vì vậy ren dùng để ghép chặt. Ren hệ mét chia làm 2 loại:

- Ren hệ mét bước lớn theo TCVN 45-63 có $d=(1\div 68)$ mm ứng với $S=(0,25\div 6)$ mm. Ký hiệu là “M” kèm theo đường kính danh nghĩa (đường kính gọi). Ví dụ: M20, M30, M34 v.v...

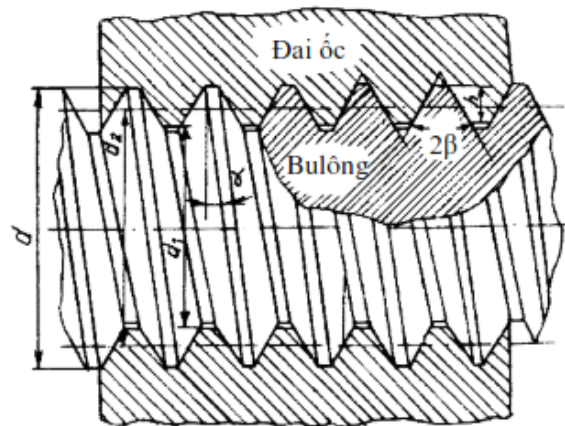
- Ren hệ mét bước nhỏ theo TCVN 45-63 có $d=(1\div 600)$ mm ứng với $S=(0,2\div 6)$ mm. Ký hiệu là “M” kèm theo đường kính danh nghĩa và bước. Ví dụ: M12x1,25; M24x3 v.v... các kích thước cơ bản ren tam giác hệ mét được tiêu chuẩn hóa theo.

Nếu cùng đường kính danh nghĩa thì ren bước nhỏ có bước ngắn hơn ren bước lớn nên đường kính chân ren lớn, góc nghiêng ren nhỏ hơn nên có sức bền cao hơn và tính tự hãm tốt hơn.

Vì vậy ren bước nhỏ được dùng cho các chi tiết có vỏ (thành máy) mỏng, mối ghép chịu lực lớn, tải trọng biến đổi. Ngoài ra ren bước nhỏ còn dùng cho các chi tiết máy cần có sự điều chỉnh dọc trục, yêu cầu chính xác. Tuy nhiên đối với ngành chế tạo máy, ren bước lớn vẫn được dùng là chủ yếu.

2. Ren tam giác hệ Anh

Có góc ở đỉnh $2\beta=55^\circ$ ký hiệu 1” (1” = 25,4mm) dùng để ghép chặt.



Hình 9.12

3. Ren vuông

Loại này chưa được tiêu chuẩn hóa, dùng để truyền chuyển động vì có hiệu suất cao. Loại ren này được dùng trong các cơ cấu vít, hiện nay ít dùng và được thay thế bằng ren hình thang vì khi mòn sinh ra khe hở dọc trục, sức bền kém. Ren vuông có hiệu suất cao hơn ren tam giác, dễ lắp chính xác, có thể điều chỉnh khe hở khi mòn. Loại này được dùng nhiều trong chuyển động chịu tải hai chiều.

4. Ren thang

Có tiết diện hình thang cân, hình thang không cân hoặc hình răng cưa. Ren hình thang cân được tiêu chuẩn hóa theo TCVN 209 - 66. Góc ở đỉnh ren $2\beta = 30^\circ$ có sức bền chân ren cao.

9.5. CÂU HỎI CHƯƠNG 9

1. Trình bày định nghĩa then và phân loại mối ghép then ?
2. Trình bày ưu nhược điểm của mối ghép then ?
3. Trình bày định nghĩa và phân loại mối ghép hàn?
4. Phân tích ưu nhược điểm của mối ghép hàn?
5. Trình bày vật liệu hàn và ứng suất cho phép của mối ghép hàn?
6. Trình bày đặc điểm của mối hàn giáp mối.
7. Trình bày kết cấu, đặc điểm của mối hàn giáp chồng.
8. Trình bày công dụng của mối ghép ren và sự tạo thành ren?
9. Trình bày ưu nhược điểm của mối ghép ren?
10. Phân loại ren?
11. Trình bày các thông số hình học của ren hệ mét?
12. Trình bày đặc điểm của các loại mối ghép ren?

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Đặng Thế Huy- Nguyễn Khắc Thường. **Nguyên lý máy**. NXB Bộ Nông nghiệp – 2002.
- [2] Nguyễn Trọng Hiệp – Nguyễn Văn Lắm .**Chi tiết máy**. NXB GIÁO DỤC – 2003.
- [3] PGS.TS.Nguyễn Hữu Lộc .**Chi tiết máy**. NXB ĐHQG TP HCM – 2007.
- [4] S.N.NITRIPOTRIC .**Chi tiết máy**. NXB HẢI PHÒNG – 1995.
- [5] Tạ Ngọc Hải – Phan Đăng Đồng .**Nguyên lý máy**. NXB ĐH BKHN – 1998.