



**ĐẠI HỌC NÔNG LÂM TP. HCM
KHOA CƠ KHÍ – CÔNG NGHỆ**



BAI GIANG

NGUYÊN LÝ – CHI TIẾT MÁY

TS. Vương thành Tiên

Tp. HCM 2012

MỤC LỤC

Chương 1: Giới thiệu môn học	3
1.1. VỊ TRÍ MÔN HỌC	3
1.2. ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU	3
1.3. NỘI DUNG MÔN HỌC	4
Chương 2: Những khái niệm cơ bản về thiết kế máy & chi tiết máy	5
2.1. NHỮNG QUAN TÂM CHÍNH TRONG THIẾT KẾ	5
2.2. TẢI TRỌNG & ỨNG SUẤT	5
2.3. CHỈ TIÊU CHỦ YẾU VỀ KHẢ NĂNG LÀM VIỆC CỦA CHI TIẾT MÁY	9
2.4. ĐỘ BỀN MỎI VÀ SỐ CHU KỲ LÀM VIỆC TƯƠNG ĐƯƠNG	11
2.5. NỘI DUNG & TRÌNH TỰ THIẾT KẾ MÁY & CHI TIẾT MÁY	12
Chương 3: Cơ cấu nhiều thanh	13
3.1. PHÂN TÍCH CẤU TẠO CƠ CẤU THANH PHẪNG	13
3.2. PHÂN TÍCH ĐỘNG HỌC CƠ CẤU THANH PHẪNG	21
3.3. PHÂN TÍCH LỰC TRÊN CƠ CẤU THANH	26
3.4. MỘT SỐ ỨNG DỤNG CỦA CƠ CẤU NHIỀU THANH	29
Chương 4: Cơ cấu bánh răng	32
4.1. CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC	32
4.2. CƠ CẤU BÁNH RĂNG KHÔNG GIAN	38
4.3. HỆ BÁNH RĂNG	41
4.4. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG	46
Chương 5: Cơ cấu dèo	48
5.1. CƠ CẤU ĐAI	48
5.2. CƠ CẤU XÍCH	57
Chương 6: Một số cơ cấu khác	62
6.1. CƠ CẤU CAM	62
6.2. CƠ CẤU CÁC-ĐĂNG (Cardan, Universal Joint)	65
6.3. CƠ CẤU MAN (Malte, Geneva Mechanism)	67
6.4. CƠ CẤU BÁNH CỐC (Ratchet Mechanism)	68
Chương 7: Trục & Ổ trục	70
7.1. TRỤC	70
7.2. Ổ TRỤC - Ổ TRƯỢT	77
7.3. Ổ TRỤC - Ổ LĂN	80
7.4. GIỚI THIỆU KHỚP NỐI & LY HỢP	85
Chương 8: Các mối ghép	90
8.1. GIỚI THIỆU MỐI GHÉP REN	90
8.2. GIỚI THIỆU GHÉP BẰNG ĐINH TÁN	90
8.3. GIỚI THIỆU GHÉP BẰNG HÀN	91
Phụ lục	94
Tài liệu tham khảo	96

Chương 1: Giới thiệu môn học

1.1. VỊ TRÍ MÔN HỌC

Nguyên lý–Chi tiết máy là môn học thuộc nhóm kỹ thuật cơ sở, là một mắt xích quan trọng liên kết giữa các môn khoa học cơ bản và kỹ thuật chuyên ngành. Môn học này cung cấp những kiến thức cơ bản về máy, cơ cấu (bộ truyền) và chi tiết máy, từ đó có thể vận dụng để nghiên cứu các môn học khác như: máy cắt kim loại, máy nông nghiệp, máy chế biến ...

1.2. ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU

Đối tượng nghiên cứu của môn học là **máy, cơ cấu và chi tiết máy**

- **Máy**: là tập hợp những cơ cấu có nhiệm vụ biến đổi hoặc sử dụng năng lượng để tạo ra công có ích. Như vậy máy cũng bao gồm các vật thể chuyển động nhưng có nhiệm vụ cao hơn cơ cấu là biến đổi hoặc sử dụng năng lượng tạo ra công có ích.

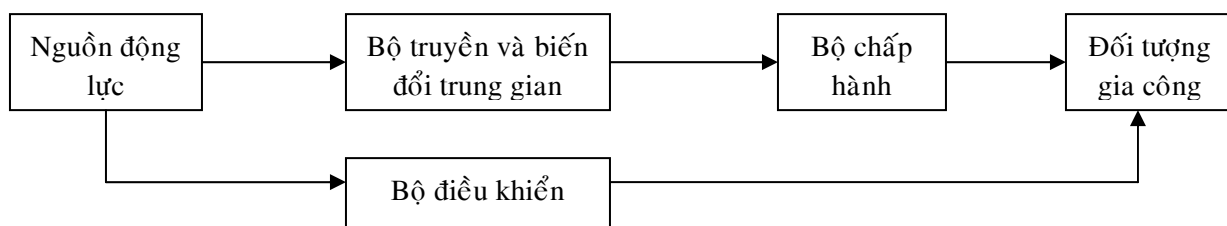
Theo công dụng máy được chia thành 2 loại

+ Máy biến đổi năng lượng: gồm máy biến đổi từ cơ năng thành năng lượng khác như máy nén khí, máy phát điện...; máy biến đổi từ năng lượng khác thành cơ năng (thường được gọi là động cơ) như động cơ điện, động cơ đốt trong, tuabin thủy lực ...

+ Máy công tác là những máy sử dụng cơ năng để làm thay đổi trạng thái, tính chất, hình dạng, kích thước, vị trí ... của các vật thể. Ví dụ như máy cắt gọt kim loại, máy nông nghiệp, máy vận chuyển...

Theo phương pháp điều khiển, máy được chia thành: máy điều khiển bằng tay, máy bán tự động và máy tự động. Trong máy tự động, tất cả các nguyên công đều được thực hiện theo chương trình định sẵn, nhờ sử dụng các thiết bị điện tử, điện – khí nén, điện – thủy lực,... ví dụ: máy cắt kim loại điều khiển theo chương trình số CNC (Computerized Numerical Control), các máy sản xuất được điều khiển theo chương trình lô-gic PLC (Programed Logic Control),...

Về mặt chức năng, có thể coi máy là một hệ thống bao gồm các bộ phận chức năng quan hệ chặt chẽ theo sơ đồ sau:



Hình 1-1: Sơ đồ cấu tạo máy

- **Cơ cấu**: là tập hợp các vật thể có chuyển động xác định làm nhiệm vụ truyền hay biến đổi chuyển động.

Các loại cơ cấu chủ yếu dùng trong ngành cơ khí:

- + Cơ cấu nhiều thanh.
- + Cơ cấu bánh răng (truyền động bánh răng).
- + Cơ cấu dĩa: truyền động đai, truyền động xích...

Ngoài ra, còn 1 số cơ cấu thông dụng khác như Cơ cấu cam; Cơ cấu bánh ma sát và một số cơ cấu chuyên dùng như: Cơ cấu Malte, cơ cấu Các-đăng, cơ cấu bánh cóc,...

- Chi tiết máy

Một bộ phận không thể tháo rời nhỏ hơn được nữa của cơ cấu hay của máy được gọi là chi tiết máy. Máy càng phức tạp thì số lượng chi tiết máy càng lớn (ví dụ ô tô có khoảng 15.000 chi tiết).

Chi tiết máy được phân thành hai loại:

+ Chi tiết máy có công dụng riêng: như trục khuỷu, pitông, cánh tuabin... chỉ được dùng trong một số máy nhất định và được nghiên cứu trong các giáo trình chuyên môn.

+ Chi tiết máy có công dụng chung: được dùng phổ biến ở nhiều máy, ví dụ bánh răng, trục, ổ lăn... Nếu cùng một loại, chi tiết máy có hình dạng và công dụng như nhau, không phụ thuộc vào tính chất và mục đích làm việc của máy. Nhờ đặc điểm này có thể tách riêng các chi tiết máy, nhóm tiết máy và bộ phận máy có công dụng chung để nghiên cứu trong một lĩnh vực khoa học độc lập: cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy.

“Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy” nhằm trang bị các kiến thức về cơ sở thiết kế máy, lựa chọn kết cấu và lắp ghép, chỉ dẫn phương pháp giải các bài toán chi tiết máy, phương pháp thiết kế máy và hệ dẫn động cơ khí.

1.3. NỘI DUNG MÔN HỌC

Nội dung chính của môn học này là nghiên cứu nguyên lý cấu tạo, động học và động lực học của cơ cấu và máy, nhằm giải quyết hai bài toán phân tích & tổng hợp (thiết kế) :

- Phân tích nguyên lý cấu tạo, động học và động lực học của cơ cấu và máy đã cho trước.
- Tổng hợp (hay thiết kế) cơ cấu & chi tiết máy nhằm thỏa mãn những điều kiện động học, động lực học đã cho.

Nghiên cứu về cấu tạo, động học cơ cấu là nghiên cứu về nguyên lý cấu tạo của các cơ cấu, nghiên cứu chuyển động của các phần tử của cơ cấu xét về mặt hình học (không chú ý đến các lực gây ra chuyển động), nghiên cứu đến các phương pháp thiết kế các cơ cấu theo các thông số động học đã cho. Nghiên cứu về động lực học cơ cấu và máy là nghiên cứu các phương pháp xác định chuyển động của các khâu, cơ cấu dưới tác dụng của các lực bên ngoài.

Nghiên cứu về chi tiết máy, thực chất là tìm hiểu vấn đề thiết kế hợp lý các chi tiết máy và bộ phận máy có công dụng chung, góp phần hình thành và phát triển tư duy trong lĩnh vực thiết kế máy, bao gồm:

- Những vấn đề cơ bản trong thiết kế chi tiết máy (cơ sở thiết kế CTM).
- Phân tích & tổng hợp các cơ cấu (cơ cấu thanh, cơ cấu bánh răng, cơ cấu dòn), và giới thiệu 1 số cơ cấu khác
- Các CTM đỡ, nối, các CTM quay (trục, ổ trục, khớp nối).
- Các mối nối.

Chương 2: Những khái niệm cơ bản về thiết kế máy & chi tiết máy

2.1. NHỮNG QUAN TÂM CHÍNH TRONG THIẾT KẾ

2.1.1. Quan tâm chung

- Vật liệu – Hình học - Khả năng làm việc – Chi phí-Giá thành – Tính công nghệ (khả năng chế tạo...) – Tuổi thọ.

Ví dụ, khi thiết kế CTM, phải quan tâm đến độ bền, độ cứng, trọng lượng, kích thước & hình dạng.....Khi các CTM hay bộ phận máy tiếp xúc nhau trong quá trình làm việc, phải xem xét đến mòn, bôi trơn, sự ăn mòn (do môi trường), lực ma sát, nhiệt do ma sát sinh ra....

2.2.2. Quan tâm thêm vào

- An toàn trong sử dụng – Liên quan đến môi trường (sinh thái), ví dụ, dùng những vật liệu có thể tái chế được, không gây ra ô nhiễm nước, không khí...; hạn chế tối đa việc sử dụng nguồn nhiên liệu không thể tái tạo (nhiên liệu hydrocarbon như than, dầu mỏ, khí đốt tự nhiên,...) và hạn chế sự ô nhiễm của nó – Chất lượng tuổi thọ.

Ngoài ra, người thiết kế cũng phải quan tâm đến độ tin cậy & tính ổn định, cũng như tính sử dụng (đối với người lao động) & tính thẩm mỹ.

2.2. TẢI TRỌNG & ỨNG SUẤT

2.2.1. Tải Trọng

Tải trọng (lực, moment) do chi tiết máy hay bộ phận máy tiếp nhận trong quá trình sử dụng máy, gọi là tải trọng làm việc.

Theo đặc tính thay đổi theo thời gian, ta có: Tải trọng tĩnh & Tải trọng thay đổi.

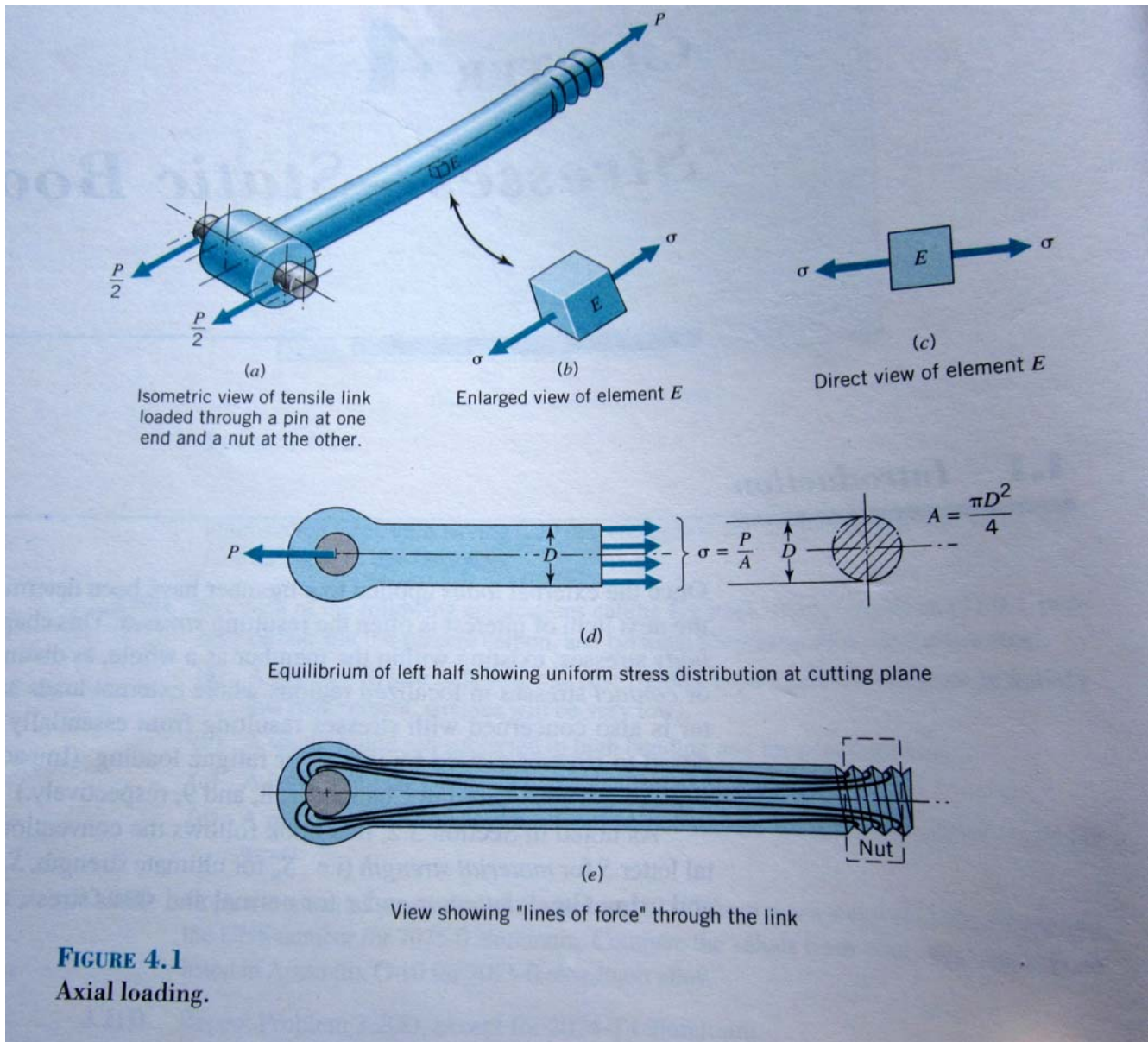
Khi tính toán chi tiết máy còn phân biệt tải trọng danh nghĩa, tải trọng tương đương và tải trọng tính toán.

2.2.2. Ứng suất

Dưới tác dụng của tải trọng, trong chi tiết máy xuất hiện ứng suất.

Tùy theo điều kiện cụ thể, tải trọng tác dụng lên chi tiết máy có thể gây ra các loại ứng suất: Ứng suất pháp (kéo, nén, uốn), ứng suất tiếp (cắt, xoắn) xuất hiện trên từng chi tiết. Ứng suất dập và ứng suất tiếp xúc (xuất hiện khi các chi tiết máy trực tiếp tiếp xúc với nhau và có tác dụng tương hỗ với nhau).

- Trường hợp CTM chịu tải dọc trục, hình 2.1.
- Trường hợp CTM chịu tải cắt trực tiếp, hình 2.2.
- Trường hợp CTM chịu tải xoắn, hình 2.3.
- Trường hợp chịu uốn của CTM, hình 2.4.



Hình 2.1: Tải dọc trục

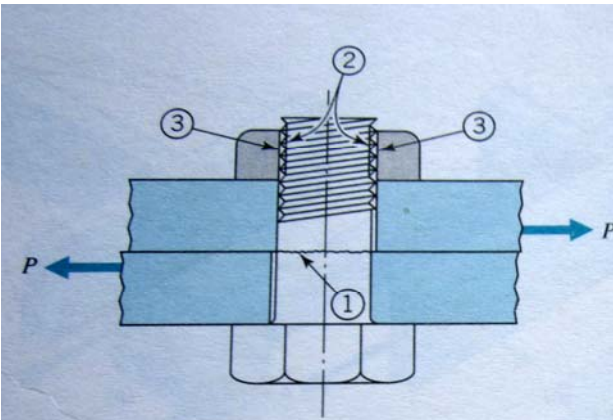


FIGURE 4.3
Bolted joint, showing three areas of direct shear.

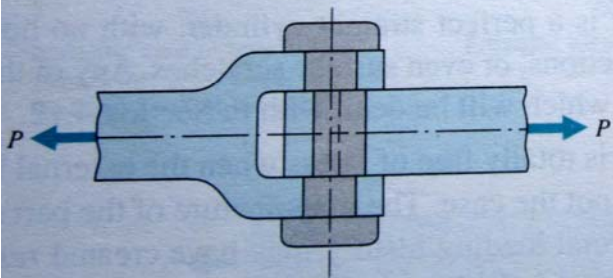


FIGURE 4.4
Direct shear loading (showing failure in double shear).

Hình 2.2: Tải cắt trực tiếp

$$\tau = Tr/J$$

(4.3)

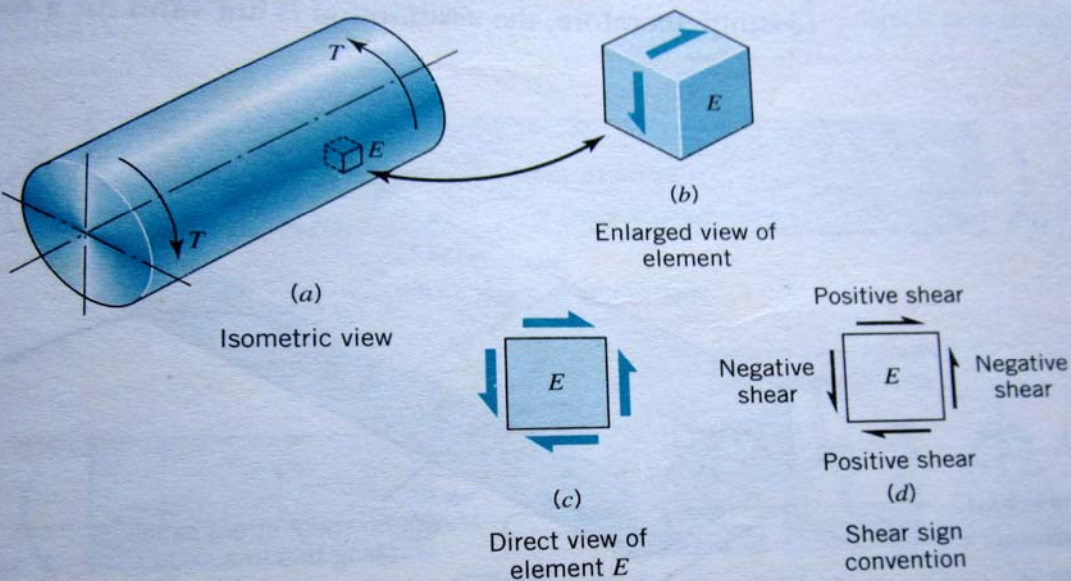
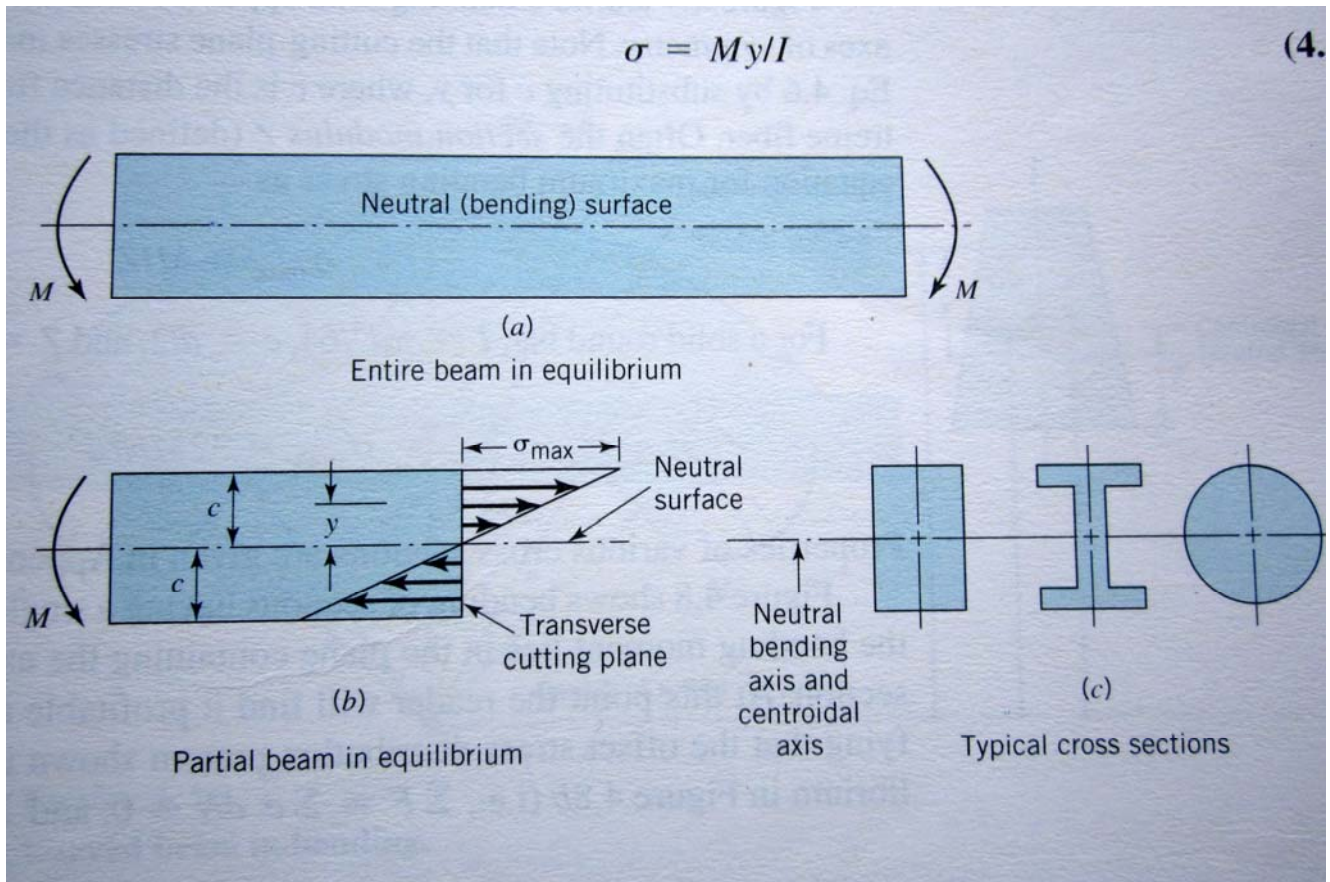


FIGURE 4.5
Torsional loading of a round bar.

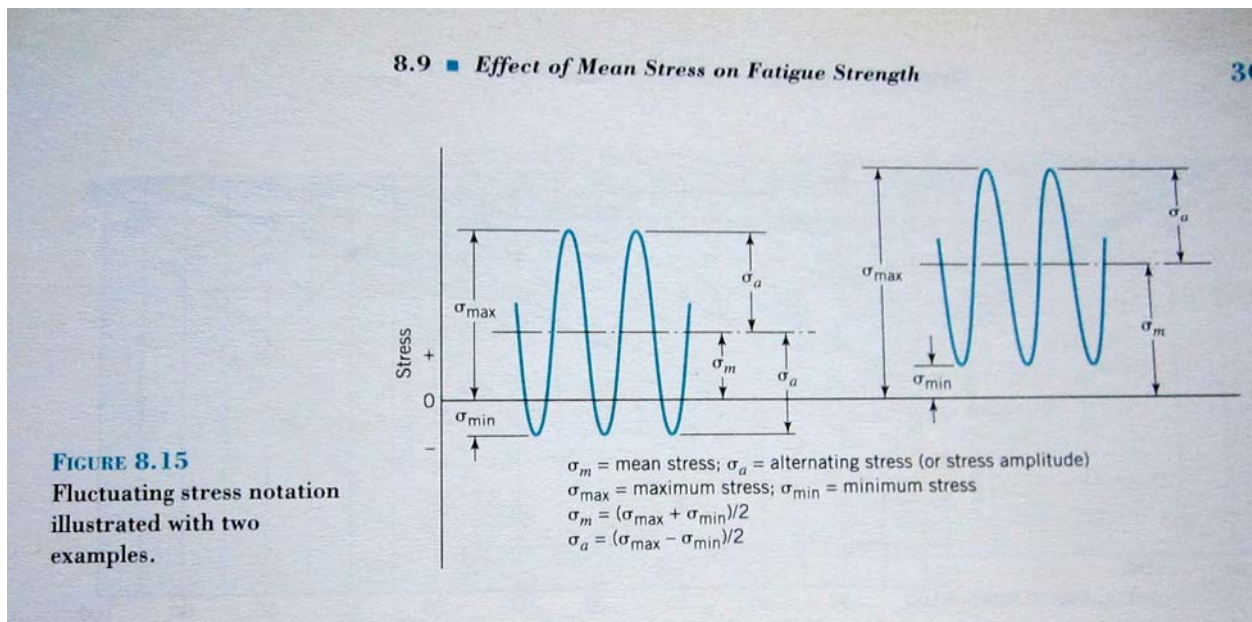
Hình 2.3: Tải xoắn của 1 thanh tròn



Hình 2.4: Chi tiết máy chịu uốn

Có 2 loại ứng suất: Ứng suất không đổi & Ứng suất thay đổi

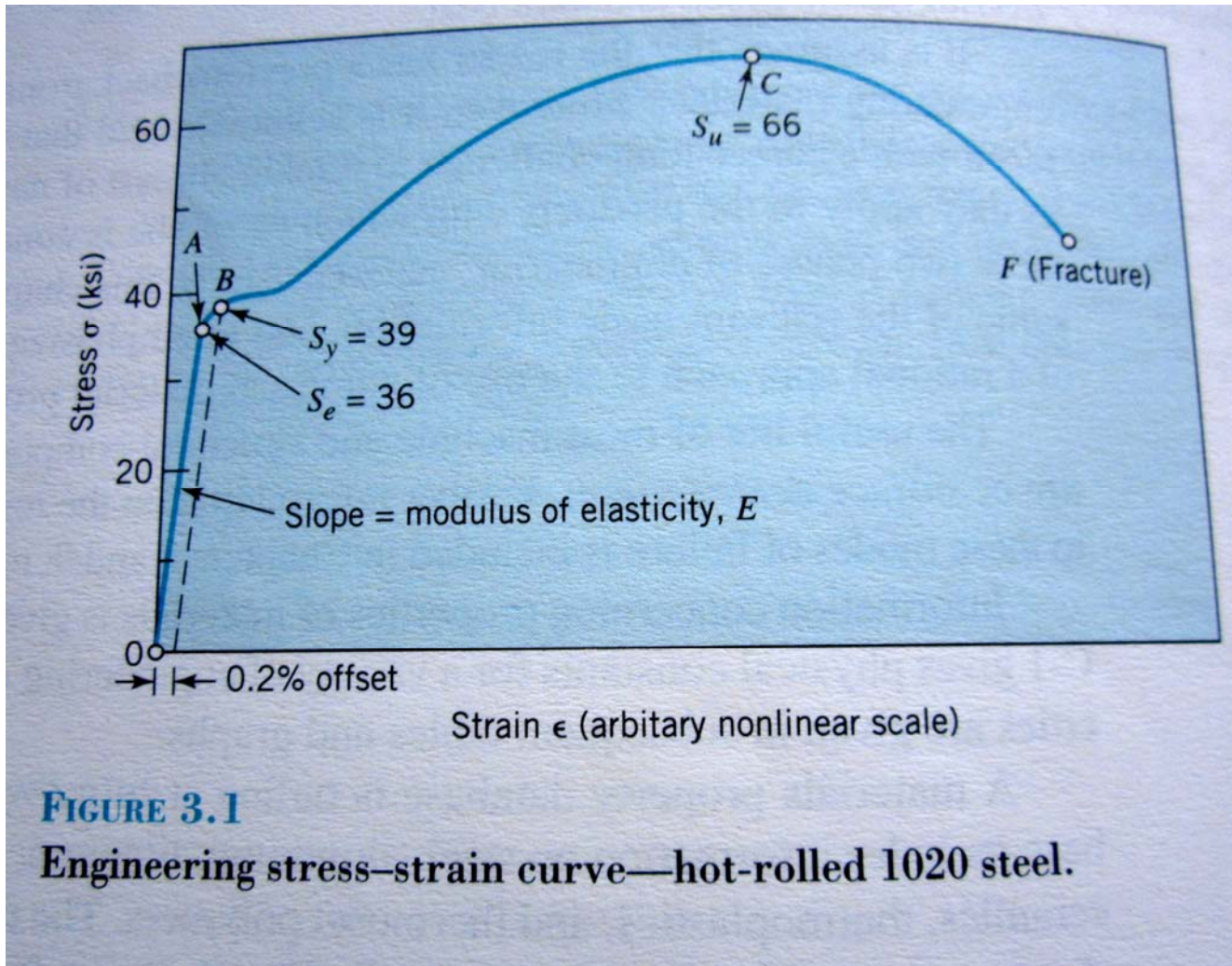
- Ứng suất không đổi ít gặp trong máy: Với các chi tiết máy chịu tải trọng lớn (trọng lượng vật trong máy nâng chuyển, bu lông được vặn chặt với lực xiết lớn ...) có thể xem trong các trường hợp này là ứng suất không đổi.
- Ứng suất thay đổi: có trị số, chiều hoặc cả trị số và chiều thay đổi theo thời gian, hình 2.5.



Hình 2.5: Hai ví dụ về ứng suất thay đổi

2.2.3. Thí nghiệm kéo tĩnh – Quan hệ Ứng suất-Biến dạng

Một thí nghiệm cơ bản về độ bền và độ cứng của vật liệu là thí nghiệm kéo tĩnh tiêu chuẩn. Đường cong thể hiện quan hệ giữa ứng suất (σ) và biến dạng (ϵ) được thể hiện trong hình sau, trong đó: $\sigma = P/A_0$, với P là tải và A_0 là diện tích mặt cắt ngang ban đầu, khi chưa có tải; $\epsilon = \Delta L/L_0$, với ΔL là sự thay đổi chiều dài do tải gây ra và L_0 là chiều dài ban đầu, khi chưa có tải.



Hình 2.6: Đường cong ứng suất – biến dạng

Giải thích hình vẽ: S_e , S_y và S_u .

Phía dưới điểm A, quan hệ giữa ứng suất & biến dạng tuân theo định luật Hooke; $\sigma = E \cdot \epsilon$, trong đó E là Mô-đun đàn hồi.

2.3. CHỈ TIÊU CHỦ YẾU VỀ KHẢ NĂNG LÀM VIỆC CỦA CHI TIẾT MÁY

2.3.1. Độ bền

Là khả năng tiếp nhận tải trọng của chi tiết máy mà không bị phá hỏng; là chỉ tiêu quan trọng nhất đối với phần lớn chi tiết máy: nếu chi tiết máy không đủ bền thì bên trong xuất hiện biến dạng dư đủ lớn làm thay đổi hình dạng chi tiết máy, phá hoại điều kiện làm việc bình thường của máy, có thể phá hỏng ngay bản thân của chi tiết máy: gãy, vỡ hoặc hư hại bề mặt làm việc.

Có hai dạng phá hỏng:

+ Phá hỏng tĩnh: do ứng suất làm việc vượt quá giới hạn bền tĩnh của vật liệu, thường do quá tải đột ngột gây nên.

+ Phá hỏng mỏi: do tác dụng lâu dài của ứng suất thay đổi có giá trị vượt qua giới hạn bền mỏi của vật liệu.

Nghiên cứu độ bền thường gắn với thời hạn phục vụ hay tuổi thọ của chi tiết máy.

Phương pháp tính thông dụng về độ bền là so sánh ứng suất tính toán với ứng suất cho phép. Điều kiện bền có dạng.

$$\sigma \leq [\sigma]; \text{ và } \tau \leq [\tau]$$

Xuất phát từ điều kiện đảm bảo hệ số an toàn lớn hơn hệ số an toàn cho phép;

$$s \geq [s]$$

2.3.2. Độ cứng

Khái niệm: Độ cứng là khả năng chống lại sự thay đổi hình dáng và kích thước của chi tiết máy dưới tác dụng của tải trọng.

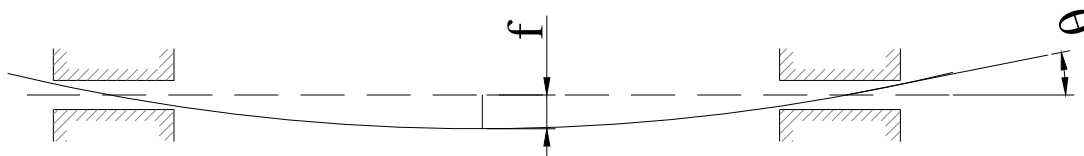
Theo tính chất của tải trọng, ta có độ cứng tĩnh hay động. Ở ngoài ra, người ta có độ cứng thể tích và độ cứng tiếp xúc

a. Độ cứng thể tích

Điều kiện : chuyển vị dài hoặc chuyển vị góc không vượt quá giá trị cho phép.

+ Chi tiết máy chịu tải trọng dọc trục: $\Delta l \leq [\Delta l]$

+ Chi tiết chịu tác dụng của moment uốn: $f \leq [f]$
 $\theta \leq [\theta]$



Hình 2.7: mô tả độ võng và góc xoay

+ Chi tiết chịu moment xoắn: $\phi \leq [\phi]$

b. Độ cứng tiếp xúc

Độ cứng tiếp xúc biểu thị mối quan hệ giữa ứng suất và biến dạng tiếp xúc

2.3.3 Độ chịu mòn

Sự mài mòn là sự thay đổi về hình dáng, kích thước, trạng thái bề mặt do tàn phá lớp bề mặt khi chịu tác hại của sự cọ sát.

2.3.4 Độ chịu nhiệt

Trong quá trình làm việc, máy sẽ sinh nhiệt. ả nguồn nhiệt sinh ra bao gồm sự ma sát giữa các chi tiết, động cơ nhiệt, máy gia công nóng ... Các nguồn nhiệt này sẽ gây một số tác hại trên thiết bị:

+ Giảm khả năng tải của chi tiết máy, làm thay đổi cơ tính của vật liệu.

+ Có thể phá vỡ lớp dầu bôi trơn hình thành giữa các bề mặt tiếp xúc gây mòn nhanh chi tiết. Thậm chí gây nên hiện tượng dính giữa hai chi tiết tiếp xúc.

+ Giảm độ chính xác của máy do biến dạng nhiệt.

→ Do đó, trong một số chi tiết làm việc trượt nhiều như trục vít, ổ trượt thì khi thiết kế phải tính toán nhiệt để có biện pháp khắc phục khi nhiệt độ sinh ra lớn.

→ Biện pháp nâng cao khả năng chịu nhiệt của chi tiết máy là chọn vật liệu có khả năng chịu nhiệt và tăng cường biện pháp bôi trơn làm mát

2.3.5 Độ ổn định dao động

+ Khi chi tiết máy không được cân bằng động, bị biến dạng dưới tác dụng của tải trọng làm việc với vận tốc cao thì sẽ gây nên những rung động trong máy, gây ra tiếng ồn và giảm chất lượng gia công. Đặc biệt, khi tần số dao động riêng trùng với tần số của máy thì xảy ra hiện tượng cộng hưởng với biên độ dao động cực đại có thể phá hỏng máy.

+ Khi tính toán dao động thường không tính cho từng chi tiết riêng biệt mà tiến hành tính toán cho cả hệ.

Kết luận: ả ăm chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của chi tiết nói chung, khi thiết kế căn cứ vào tình hình làm việc cụ thể của máy và chi tiết máy, phân tích và tìm ra các dạng hỏng nguy hiểm nhất (chỉ tiêu quang trọng nhất), dựa trên cơ sở đó chọn vật liệu và kích thước chi tiết máy, những chỉ tiêu còn lại đồng thời sẽ được thỏa mãn hoặc thứ yếu.

2.4. ĐỘ BỀN MỎI VÀ SỐ CHU KỲ LÀM VIỆC TƯƠNG ĐƯƠNG

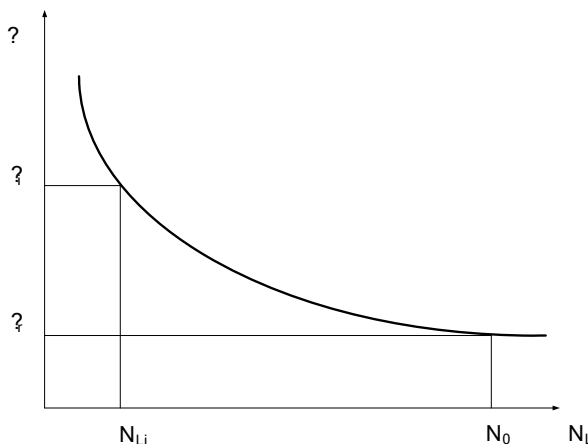
2.4.1. Hiện tượng phá hủy mỏi

Phần lớn các chi tiết máy làm việc với ứng suất thay đổi và trong thực tế các chi tiết máy này bị hỏng với ứng suất thấp hơn nhiều so với khi làm việc với ứng suất tĩnh.

Quá trình hỏng bắt đầu từ những vết nứt rất nhỏ trên chi tiết máy. Khi số chu kỳ làm việc tăng thì các vết nứt này cũng phát triển và cuối cùng là phá hủy chi tiết. Đó là *phá hủy mỏi*. Khả năng cản sự phá hủy mỏi của vật liệu gọi là sức bền mỏi.

Đường cong mỏi

Đồ thị biểu thị mối quan hệ giữa σ và số chu kỳ thay đổi ứng suất Δ gọi là đường cong mỏi.



Hình 2.8: Đường cong mỏi

Phương trình đường cong mỗi biểu thị mối quan hệ giữa giới hạn mỗi σ và ϵ như sau:

$$\sigma^m \epsilon = \sigma_i^m \epsilon_i = \text{const}$$

2.5. NỘI DUNG & TRÌNH TỰ THIẾT KẾ MÁY & CHI TIẾT MÁY

Thiết kế máy bao gồm những nội dung:

- 1) Xác định nguyên lý hoạt động và chế độ làm việc của máy dự định thiết kế
- 2) Lập sơ đồ chung toàn máy và các bộ phận máy thỏa mãn các yêu cầu cho trước. Đánh giá các phương án để tìm ra phương án thích hợp nhất, đáp ứng tốt nhất các yêu cầu đã đặt ra.
- 3) Xác định trị số và đặc tính của tải trọng tác dụng lên các bộ phận máy.
- 4) Chọn vật liệu thích hợp nhằm nâng cao hiệu quả và độ tin cậy làm việc của máy.
- 5) Tiến hành tính toán động học, động lực học và tính toán thiết kế nhằm định ra các kích thước gần đúng của chi tiết máy thỏa mãn các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của chúng. Sau đó kết hợp với các yêu cầu về tiêu chuẩn hóa, lắp ghép, công nghệ... để xác định lần cuối kích thước của chi tiết máy, bộ phận máy và toàn máy.
- 6) Lập thuyết minh, hướng dẫn sử dụng, bảo dưỡng và sửa chữa máy.

Thiết kế chi tiết máy là một phần trong qui trình thiết kế máy tiến hành theo trình tự sau:

- 1) Lập sơ đồ tính toán (các kết cấu được đơn giản hóa, các lực được tập trung hay phân bố theo qui luật nào đó).
- 2) Xác định tải trọng tác dụng lên chi tiết máy (đọc trực F_a , hướng tâm F_r , lực vòng F_t).
- 3) Chọn vật liệu thích hợp với điều kiện làm việc của chi tiết máy, khả năng gia công và có xét đến các yếu tố kinh tế.
- 4) Tính toán các kích thước chính theo chỉ tiêu về khả năng làm việc.
- 5) Tiến hành kiểm nghiệm theo các chỉ tiêu về khả năng làm việc (như hệ số an toàn ở các tiết diện nguy hiểm...) và so sánh với các trị số cho phép nếu không thỏa phải xác định lại kích thước.
- 6) Dựa theo tính toán và các điều kiện chế tạo lắp ghép... vẽ đầy đủ kết cấu chi tiết máy với kích thước, dung sai, độ nhám bề mặt, các yêu cầu về công nghệ.

Chương 3: Cơ cấu nhiều thanh

3.1. PHÂN TÍCH CẤU TẠO CƠ CẤU THANH PHẪNG

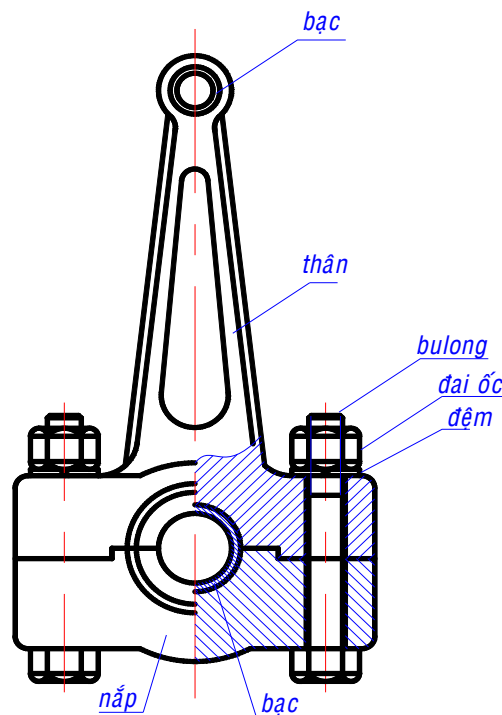
3.1.1. Những khái niệm cơ bản

a. Cơ cấu

- Định nghĩa: Cơ cấu là những thành phần cơ bản của máy có chuyển động xác định. Đó là những hệ thống cơ học dùng để biến đổi chuyển động của 1 hay 1 số vật thể thành chuyển động cần thiết của các vật thể khác.
- Nhiệm vụ của cơ cấu là thực hiện các quá trình kỹ thuật nhờ chuyển động của các phần tử của nó
- Các phần tử của cơ cấu: các khâu và khớp động.

Khâu

Một hay một số tiết máy liên kết cứng với nhau tạo thành một bộ phận có chuyển động tương đối so với bộ phận khác trong cơ cấu hay máy được gọi là khâu.



Hình 3-1. Một khâu (Thanh truyền)

Ví dụ thanh truyền (H.3-1) bao gồm nhiều tiết máy nối cứng với nhau, tất cả các tiết máy không có chuyển động tương đối với nhau khi thanh truyền chuyển động. Thanh truyền được coi là 1 khâu.

Tên gọi: khâu dẫn, khâu bị dẫn và giá (khâu cố định).

Khớp

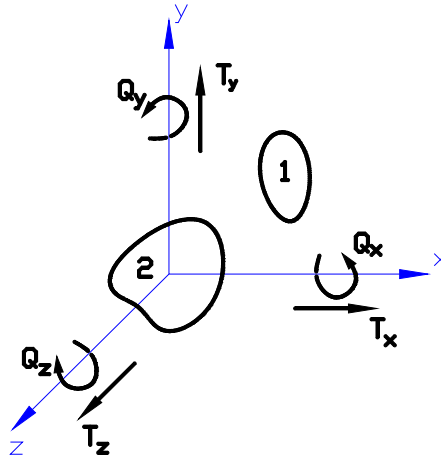
Mối nối động giữa hai khâu liên nhau để hạn chế một phần chuyển động tương đối giữa chúng được gọi là khớp động (gọi tắt là khớp). Toàn bộ chỗ tiếp xúc giữa hai khâu trong khớp động được gọi là thành phần khớp động.

Thông số xác định vị trí tương đối giữa các thành phần khớp động trên cùng một khâu gọi là kích thước động, nó ảnh hưởng đến các thông số động học, động lực học cơ cấu.

Khớp động được phân loại theo nhiều cách :

a. Phân loại theo số bậc tự do bị hạn chế (hay số ràng buộc)

Nếu để rời 2 khâu trong không gian, sẽ có 6 khả năng chuyển động tương đối độc lập với nhau bao gồm: 3 khả năng chuyển động tịnh tiến theo 3 trục; ký hiệu T_x , T_y , T_z và 3 chuyển động quay quanh 3 trục; ký hiệu Q_x , Q_y , Q_z (H.3-2). Mỗi khả năng chuyển động như vậy được gọi là một bậc tự do. Nói cách khác, hai khâu để rời trong không gian có 6 bậc tự do tương đối với nhau.



Hình 3-2: Mô tả bậc tự do

Nếu cho hai khâu tiếp xúc với nhau, tạo thành khớp động thì giữa chúng xuất hiện những ràng buộc về mặt hình học hạn chế bớt bậc tự do tương đối của nhau. Như vậy khớp làm giảm đi số bậc tự do của khâu. Số bậc tự do bị khớp hạn chế bớt được gọi là số ràng buộc. Khớp có k ràng buộc được gọi là khớp loại k ($0 < k < 6$; bảng 1). Ví dụ: khớp ràng buộc 1 bậc tự do giữa 2 khâu, số bậc tự do còn lại là 5, khớp được gọi là khớp loại 1.

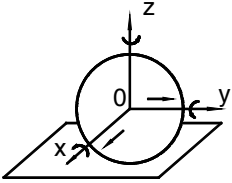
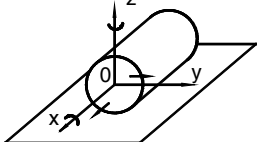
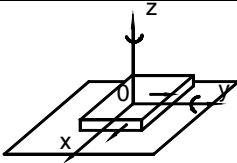
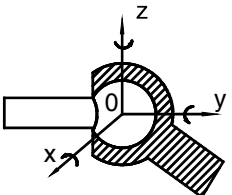
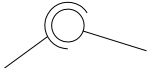
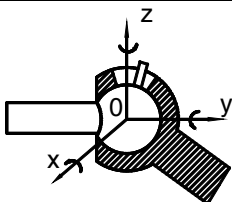
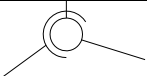
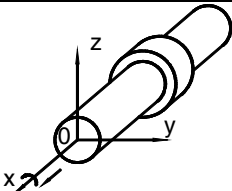
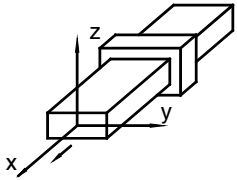
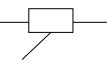
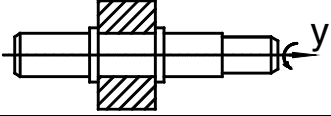
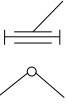
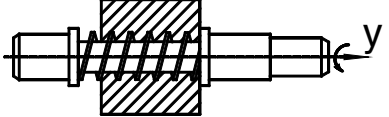
Chú ý: Trong mặt phẳng chỉ có khớp loại 4 và khớp loại 5.

b. Phân loại theo tính chất tiếp xúc

- Khớp loại cao: khi các phần tử khớp động là đường hay điểm. Ví dụ khớp bánh ma sát, bánh răng, cơ cấu cam...
- Khớp loại thấp: khi các phần tử khớp động là các mặt. Ví dụ khớp quay (bản lề), khớp tịnh tiến, khớp cầu...

c. Phân loại theo tính chất của chuyển động tương đối giữa các khâu: khớp tịnh tiến, khớp quay, khớp phẳng và khớp không gian. Khớp phẳng dùng để nối động các khâu trong cùng một mặt phẳng hay trên những mặt phẳng song song nhau, khớp không gian nối động các khâu nằm trên những mặt phẳng không song song nhau.

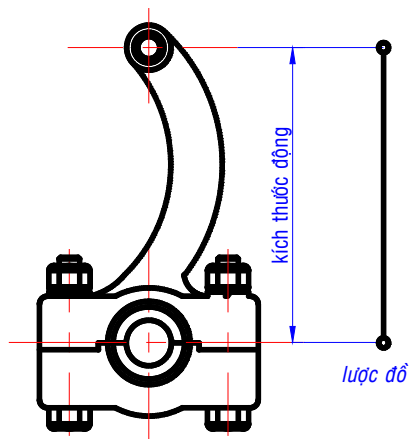
Bảng 3.1. Các loại khớp động

Khớp động	Tên gọi	Lược đồ	Số ràng buộc	Bậc tự do còn lại	Loại khớp
	Quả cầu - mặt phẳng		1	5	1
	Khối trụ - Mặt phẳng		2	4	2
	Khối hộp - mặt phẳng		3	3	3
	Khớp cầu		3	3	3
	Khớp cầu có chốt		4	2	4
	Khớp trụ		4	2	4
	Khớp tịnh tiến		5	1	5
	Khớp quay		5	1	5
	Khớp vít		5	1	5

Lược đồ động

a. Lược đồ của khâu

Để thuận tiện trong quá trình giải quyết bài toán động học & động lực học, các khâu được biểu diễn bằng các sơ đồ đơn giản gọi là lược đồ của khâu. Lược đồ khâu phải thể hiện đầy đủ thành phần khớp động và các kích thước ảnh hưởng đến tính chất động học của cơ cấu. Kích thước này được gọi là kích thước động. Thông thường, kích thước động là kích thước giữa tâm các thành phần khớp động trên khâu. Ví dụ:



Hình 3-3: Lược đồ động

b. Lược đồ động của khớp

Cũng như khâu, để thuận tiện trong quá trình nghiên cứu cơ cấu và máy, các khớp động được biểu diễn bằng các hình vẽ qui ước gọi là lược đồ động của khớp (gọi tắt là lược đồ). Các loại khớp động và lược đồ trình bày trong bảng 1.

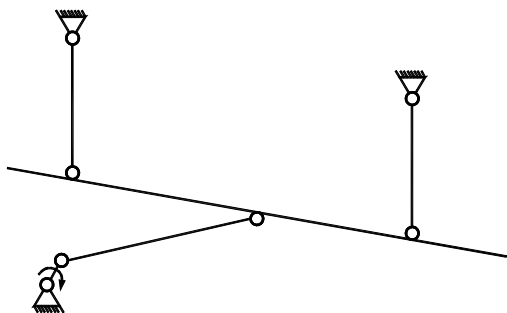
Chuỗi động và cơ cấu

a. Chuỗi động

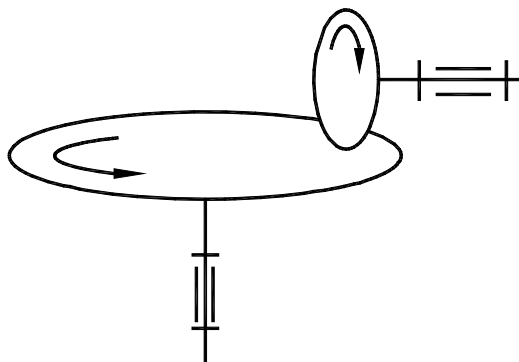
Chuỗi động là tập hợp các khâu liên kết với nhau bằng các khớp động trong 1 hệ thống. Chuỗi động có thể được chia thành chuỗi động phẳng, chuỗi động không gian; đồng thời là chuỗi động kín hoặc chuỗi động hở.

- Chuỗi động phẳng là chuỗi động trong đó các khâu chuyển động trong một mặt phẳng hoặc nhiều mặt phẳng song song với nhau.

- Chuỗi động không gian là chuỗi động trong đó các khâu chuyển động trong những mặt phẳng không song song với nhau.



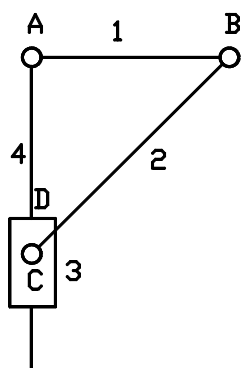
Hình 3-4. Chuỗi động phẳng



Hình 3-5. Chuỗi động không gian

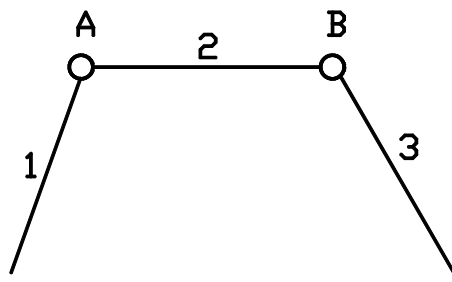
- Chuỗi động kín là chuỗi động trong đó các khâu tạo thành một hay nhiều chu vi khép kín, muốn thế mỗi khâu phải tham gia ít nhất 2 khớp động.

- Chuỗi động hở: là chuỗi động trong đó các khâu không tạo thành chu vi khép kín, như vậy trong chuỗi động có những khâu chỉ tham gia 1 khớp động.



Hình 3-6. Chuỗi động kín

b. Cơ cấu



Hình 3-7. Chuỗi động hở

Cơ cấu có thể được định nghĩa theo cách khác: Cơ cấu là một chuỗi động kín có một khâu cố định và chuyển động theo qui luật xác định.

Khâu cố định được gọi là giá (trong lược đồ, giá được ký hiệu dấu gạch gạch chứng tỏ không chuyển động)

Theo tính chất của chuỗi, cơ cấu cũng được chia thành cơ cấu phẳng và cơ cấu không gian.

b. Bậc tự do cơ cấu

Định nghĩa

Bậc tự do của cơ cấu là số thông số độc lập cần thiết để xác định vị trí của cơ cấu. Đồng thời bậc tự do cũng chính là số khả năng chuyển động độc lập của cơ cấu đó.

Công thức tính bậc tự do của cơ cấu

Bậc tự do thể hiện cho khả năng chuyển động của cơ cấu, nó phụ thuộc vào số khâu, khớp và loại khớp.

Gọi W_0 là số bậc tự do tương đối của tất cả các khâu trong cơ cấu để rời so với giá, gọi R là tổng số ràng buộc trong cơ cấu, thì bậc tự do W của cơ cấu được tính

$$W = W_0 - R \quad (1-1)$$

- *Xác định W_0* : trường hợp tổng quát, một khâu để rời trong không gian có 6 bậc tự do tương đối so với giá, nên nếu cơ cấu có n khâu thì số bậc tự do tương đối sẽ là

$$W_0 = 6n \quad (1-2)$$

- *Xác định R* : Mỗi khớp động sẽ hạn chế một số bậc tự do bằng đúng số ràng buộc của khớp đó. Nếu gọi p_i là số khớp loại i trong cơ cấu thì tổng số ràng buộc sẽ là

$$R = \sum_{i=1}^5 i.p_i = 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + 1p_1 \quad (1-3)$$

Thay (1-2) và 1-3) vào (1-1) ta có :

$$W = 6n - (5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + 1p_1) \quad (1-4)$$

* Đối với cơ cấu phẳng

- Một khâu có nhiều nhất 3 bậc tự do so với giá. Nên tổng số bậc tự do của n khâu sẽ là

$$W_0 = 3n$$

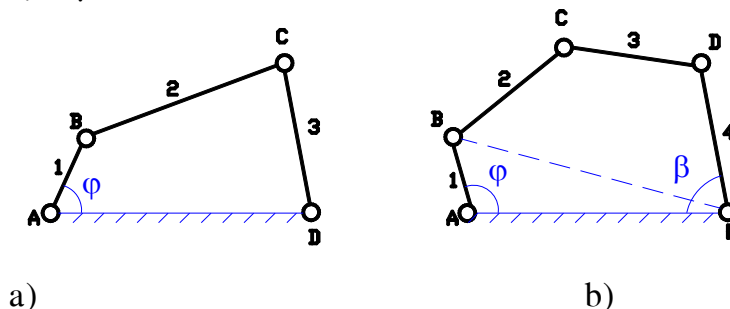
- Một khớp có nhiều nhất là 2 ràng buộc, nói cách khác cơ cấu phẳng chỉ chứa khớp loại 4 và loại 5. Mỗi khớp loại 4 trong cơ cấu phẳng chỉ có thêm 1 ràng buộc nên số ràng

buộc của p_4 khớp loại 4 là $1x_{p_4}$. Mỗi khớp loại 5 trong mặt phẳng có thêm 2 ràng buộc nên số ràng buộc của p_5 khớp loại 5 là $2x_{p_5}$. Nên tổng số ràng buộc trong cơ cấu phẳng

$$\begin{aligned} R &= 2p_5 + p_4 \\ \rightarrow W &= 3n - (2p_5 + p_4) \end{aligned} \quad (1-5)$$

Ý nghĩa của bậc tự do, khâu dẫn và khâu bị dẫn

Để thấy rõ ý nghĩa bậc tự do, so sánh 2 cơ cấu trên H.3-8



Hình 3.8. Bậc tự do của cơ cấu 4 và 5 khâu

Cơ cấu 4 khâu trên H.3.8a có 1 bậc tự do nên chỉ cần 1 thông số độc lập (góc φ) thì vị trí cơ cấu hoàn toàn xác định, đồng thời cơ cấu chỉ có 1 khả năng chuyển động độc lập, giả sử là chuyển động của khâu 1 quay quanh A, nếu dừng chuyển động này thì cơ cấu cũng sẽ dừng lại, không còn chuyển động nào nữa. Nếu cho trước qui luật chuyển động của φ theo thời gian, thì qui luật chuyển động của cơ cấu hoàn toàn xác định. Có nghĩa là nếu biết trước qui luật chuyển động của một khâu bất kỳ thì qui luật của toàn cơ cấu hoàn toàn xác định.

Với cơ cấu 5 khâu trên H.3.8b có 2 bậc tự do nên nếu chỉ biết một thông số độc lập (giả sử φ) thì chưa đủ để xác định vị trí của toàn bộ cơ cấu. Muốn xác định hoàn toàn vị trí cơ cấu cần phải biết thêm một thông số độc lập nữa (giả sử là β). Đồng thời, về chuyển động, cơ cấu này có hai khả năng chuyển động độc lập nên nếu chỉ dừng một chuyển động (giả sử dừng khâu 1) thì cơ cấu 4 khâu còn lại (BCDE) vẫn chuyển động được. Nếu dừng thêm một chuyển động nữa (giả sử dừng khâu 4) thì cơ cấu mới cố định. Cần phải biết trước 2 qui luật chuyển động (giả sử của φ và β) thì qui luật chuyển động của cơ cấu hoàn toàn xác định.

Qua phân tích hai cơ cấu chúng ta thấy: để cơ cấu chuyển động xác định, số qui luật chuyển động độc lập cần biết trước phải bằng số bậc tự do của cơ cấu.

Khâu có qui luật chuyển động biết trước được gọi là khâu dẫn. Các khâu động còn lại được gọi là khâu bị dẫn.

Thông thường khâu dẫn là khâu nối với giá bằng một khớp quay loại 5; mỗi khâu dẫn chỉ ứng với một qui luật chuyển động cho trước. Vì vậy, để cơ cấu có chuyển động xác định, số khâu dẫn phải bằng số bậc tự do.

3.1.2. Phân tích cấu tạo cơ cấu thanh phẳng

Nhóm tĩnh định (Át-xua)

Phân tích cấu tạo của cơ cấu ta sẽ tìm được những đặc điểm cấu tạo làm cơ sở xác định phương pháp và trình tự nghiên cứu cơ cấu. Theo phương pháp phân tích cấu tạo cơ cấu

của Át-xua: nếu một cơ cấu có W bậc tự do thì bao gồm W khâu dẫn và những nhóm có bậc tự do bằng không. Nói cách khác, các khâu trong một cơ cấu được chia làm 2 loại:

- Loại thứ nhất là khâu dẫn có qui luật chuyển động biết trước, số khâu loại này bằng số bậc tự do của cơ cấu.
- Loại thứ hai là các khâu bị dẫn tập hợp thành những nhóm tĩnh định có bậc tự do bằng không, còn gọi là nhóm Át-xua.

Xét cơ cấu phẳng chỉ chứa toàn những khớp thấp gồm n khâu và p_5 khớp loại 5, một nhóm Át-xua phải thỏa mãn điều kiện của nhóm:

$$W_{\text{nhóm}} = 3n - 2p_5 = 0$$

Vì số khâu và khớp phải là số nguyên nên các nhóm được phân loại như sau

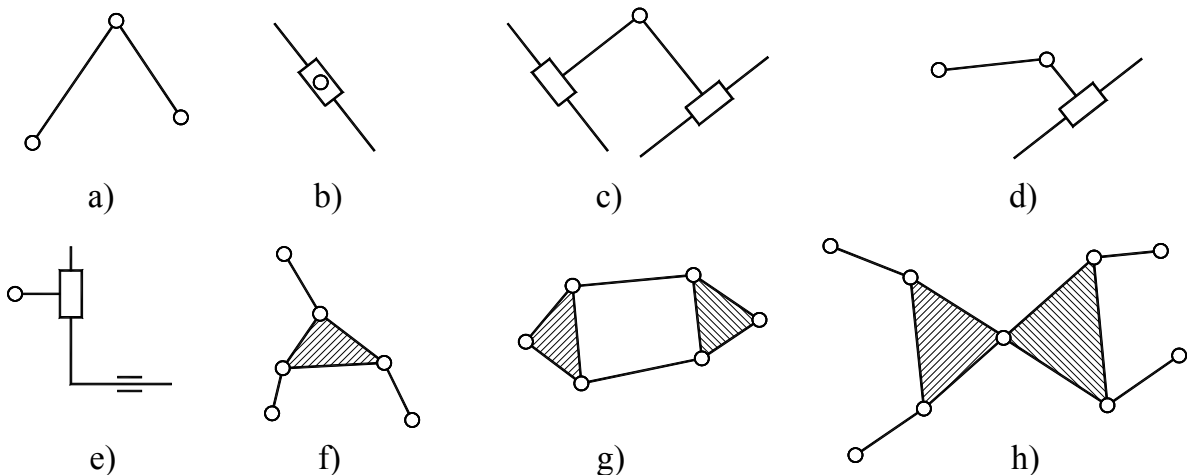
$n = 2$	→	$p_5 = 3$	→	nhóm 2 khâu 3 khớp
$n = 4$	→	$p_5 = 6$	→	nhóm 4 khâu 6 khớp
$n = 6$	→	$p_5 = 9$	→	nhóm 6 khâu 9 khớp

* *Qui ước :*

Nhóm 2 khâu 3 khớp gọi là nhóm loại 2 (H.3.9a, b, c, d, e)

Nhóm 4 khâu 6 khớp gọi là nhóm loại 3 (H.3.9f, g)

Nhóm 6 khâu 9 khớp gọi là nhóm loại 4 (H.3.9h)



Hình 3.9: Nhóm Át-xua

Nguyên tắc tách nhóm

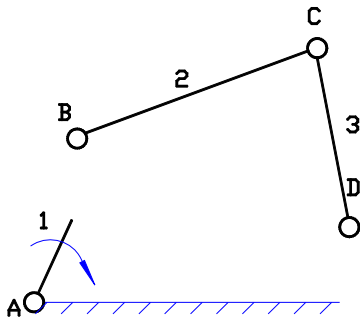
- Khi tách nhóm phải biết trước khâu dẫn. Khâu dẫn và giá không thuộc các nhóm.
- Số khâu và khớp phải thỏa mãn điều kiện bậc tự do của nhóm. Khớp bị tách thì xem là ở nhóm vừa tách.
- Sau khi tách nhóm ra khỏi cơ cấu, phần còn lại phải là cơ cấu hoàn chỉnh hoặc là còn lại khâu dẫn nối với giá. Như vậy, việc tách nhóm phải tiến hành từ xa khâu dẫn đến gần khâu dẫn.
- Phải tách nhóm đơn giản trước, nếu không được thì mới tách nhóm phức tạp hơn (loại cao hơn).

Xếp loại cơ cấu

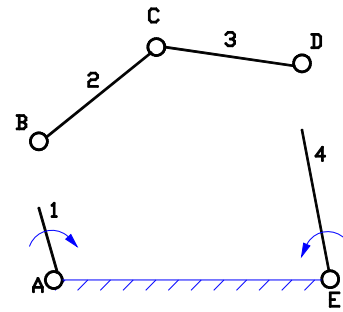
- Khâu dẫn gọi là cơ cấu loại 1
- Cơ cấu chỉ chứa 1 nhóm Át-xua thì loại của cơ cấu là loại của nhóm Át-xua đó.
- Cơ cấu chứa nhiều nhóm Át-xua thì loại của cơ cấu là loại của nhóm Át-xua có loại cao nhất.

* Các ví dụ:

- Cơ cấu 4 khâu bản lề trên H.3.8a: bao gồm giá, một khâu dẫn 1 và một nhóm Át-xua 2 khâu 3 khớp. Cơ cấu thuộc loại 2.



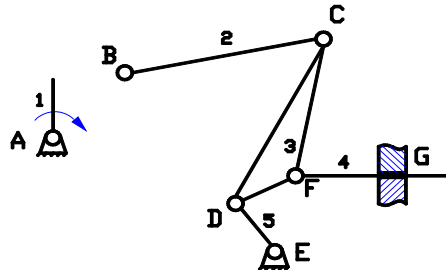
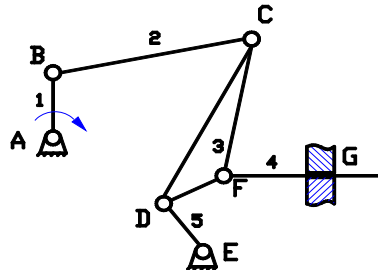
Hình 3.10 a): cơ cấu 1 bậc tự do



Hình 3.10 b) cơ cấu 2 bậc tự do

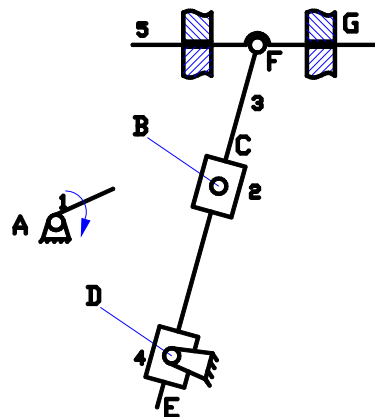
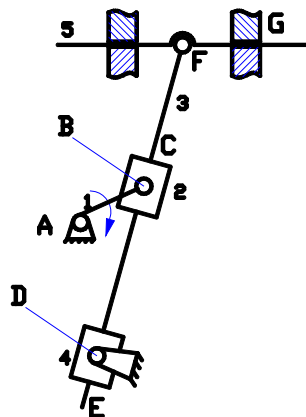
- Cơ cấu 5 khâu trên H.3.8b: bao gồm một giá, 2 khâu dẫn (1 và 4) và một nhóm Át-xua 2 khâu 3 khớp. Cơ cấu thuộc loại 2.

- Cơ cấu bơm oxy trên H.3.11: bao gồm một giá, 1 khâu dẫn (1) và một nhóm Át-xua 4 khâu 6 khớp. Cơ cấu thuộc loại 3.



Hình 3.11: Cơ cấu có nhóm loại 3

- Cơ cấu máy bào ngang trên hình 3.12: bao gồm một giá, 1 khâu dẫn (1) và một nhóm Át-xua 4 khâu 6 khớp. Cơ cấu thuộc loại 3.

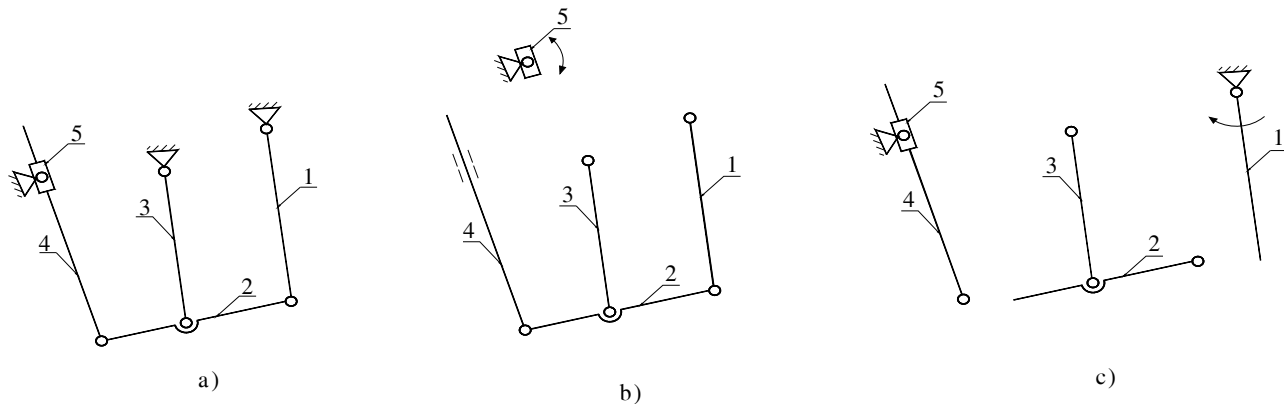


Hình 3.12: Cơ cấu có nhóm loại 3

- Cơ cấu máy nén trên hình 3.13a:

Chọn khâu 5 làm khâu dẫn (H.3.13b) ta được 1 nhóm Át-xua loại 3. Cơ cấu loại 3

Chọn khâu 1 làm khâu dẫn (H.3.13c) ta được 2 nhóm Át-xua loại 2. Cơ cấu loại 2



Hình 3.13: Cơ cấu máy nén

3.2. PHÂN TÍCH ĐỘNG HỌC CƠ CẤU THANH PHẪNG

3.2.1. Nội dung & ý nghĩa của nghiên cứu động học

Phân tích động học cơ cấu là nghiên cứu chuyển động của cơ cấu khi cho trước cơ cấu và quy luật chuyển động của khâu dẫn. Cụ thể: cho trước lược đồ cơ cấu, quy luật chuyển động của khâu dẫn, cần phải:

- Xác định vị trí của các khâu và quỹ đạo của các điểm trên khâu trong quá trình cơ cấu chuyển động. Đây là bài toán vị trí (chuyển vị).

- Xác định vận tốc của các điểm trên khâu và vận tốc góc các khâu tại từng vị trí và quy luật vận tốc các điểm trên khâu, vận tốc góc các khâu khi cơ cấu chuyển động. Đây là bài toán vận tốc.

- Xác định gia tốc của các điểm trên khâu, gia tốc góc các khâu tại từng vị trí và quy luật gia tốc các điểm trên khâu, gia tốc góc các khâu khi cơ cấu chuyển động. Đây là bài toán gia tốc.

Khi nghiên cứu động học cơ cấu ta không để ý đến nguyên nhân của chuyển động và thường giả thiết khâu dẫn chuyển động đều.

Phân tích động học mang nhiều ý nghĩa trong việc thiết kế máy, ví dụ : xác định vị trí, quỹ tích để phối hợp chuyển động của các bộ phận máy, thiết kế vỏ máy, các bộ phận che chắn, bố trí không gian lắp đặt máy,...; xác định vận tốc là cơ sở để xác định các đại lượng động lực học như động năng, công suất,... để tính toán năng lượng, làm đều chuyển động của máy...; xác định gia tốc để tính lực quán tính, từ đó giải bài toán áp lực khớp động...

Phương pháp nghiên cứu động học: có thể dùng phương pháp giải tích, phương pháp đồ thị hay phương pháp vẽ (họa đồ vectơ).

a) *Phương pháp giải tích*: phương pháp này được xây dựng dựa trên cơ sở áp dụng các phương pháp toán học vào việc nghiên cứu. Ưu điểm của phương pháp này là cho phép đạt độ chính xác cao, các thông số khác nhau được biểu thị bằng các biểu thức giải tích. Vì thế có thể dễ dàng nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số này đối với các thông số khác. Ắt hẳn nó đòi hỏi những kiến thức nhất định về hình học giải tích, giải tích tenxơ ma trận, giải tích vector, hàm biến phức, phương trình vi phân, tích phân...(PL 1)

b) *Phương pháp vẽ* (gồm phương pháp đồ thị và phương pháp hoạ đồ vectơ) nói chung thuận tiện vì nó cho phép giải bài toán một cách nhanh gọn mà vẫn đạt được độ chính xác cần thiết trong kỹ thuật. ả goài ra, trong nhiều trường hợp, quan hệ giữa các bài tính ả guyên lý máy được cho dưới dạng các đồ thị vì thế dùng phương pháp vẽ hoạ đồ vectơ và phương pháp đồ thị sẽ thuận tiện hơn.

Trong môn học, chủ yếu giới thiệu phương pháp (vẽ) hoạ đồ véc tơ.

3.2.2. Bài toán xác định vị trí của cơ cấu

Xác định vị trí cơ cấu là vẽ lược đồ động của nó với những vị trí khác nhau của khâu dẫn với một tỉ lệ xích nhất định.

❖ Số liệu cho trước:

+ Lược đồ động của cơ cấu.

+ Khâu dẫn.

❖ Yêu cầu:

+ Xác định quy luật chuyển vị của các khâu bị dẫn theo góc quay φ của khâu dẫn:

- Quy luật chuyển vị $s = s(\varphi)$ nếu khâu bị dẫn chuyển động tịnh tiến.

- Quy luật chuyển vị $\psi = \psi(\varphi)$ nếu khâu bị dẫn chuyển động quay.

+ Quỹ đạo của một điểm bất kỳ trên cơ cấu.

Tỉ lệ xích (TLX):

Gọi K_l là tỉ lệ xích chiều dài:

$$K_l = \frac{\text{Chiều dài thực (m)}}{\text{Chiều dài đoạn biểu diễn (mm)}} \quad (3-1)$$

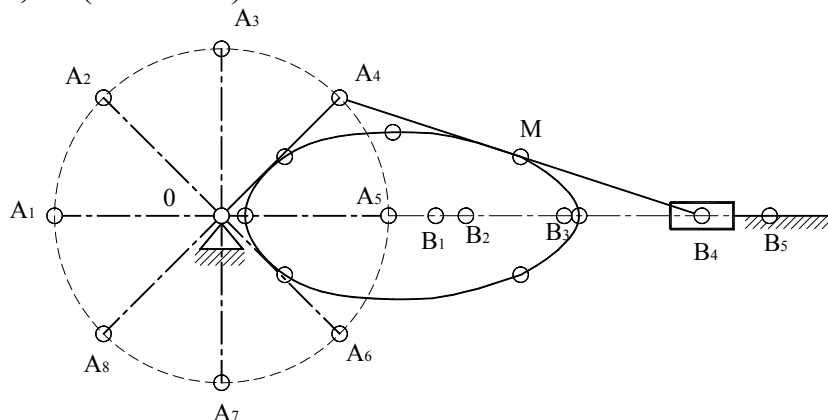
Các giá trị nên chọn của TLX:

1:1; 1:10; 1:100; 1:1000; 1:10.000

1:2; 1:20; 1:200; 1:2000; 1:20.000

1:5; 1:50; 1:500; 1:5000; 1:50.000

Ví dụ Vẽ quỹ đạo của trung điểm M trên thanh truyền AB, đồ thị chuyển vị của con trượt B của cơ cấu tay quay – con trượt. Biết khâu dẫn là tay quay OA có chiều dài 1m, thanh truyền AB có chiều dài 2,5m (Hình 3.14).



Hình 3.14: xác định vị trí cơ cấu

+ Chọn TLX K_l (m/mm) và vẽ quỹ đạo điểm A là đường tròn tâm O, bán kính $OA = l_{OA}/K_l$; sau đó vẽ quỹ đạo con trượt B là đường thẳng đi qua O và song song với phương trượt.

+ Chia vòng tròn quỹ đạo điểm A thành nhiều phần bằng nhau (giả sử 8 phần) được xác định bởi các điểm $A_1, A_2, \dots, A_i, \dots, A_8$, từ đó xác định vị trí tương ứng của điểm B là $B_1, B_2, \dots, B_i, \dots, B_8$ (với B_i là giao điểm của vòng tròn tâm A_i bán kính AB với phương trượt).

+ Trên $A_1B_1, A_2B_2, \dots, A_8B_8$ xác định các điểm $M_1, M_2, \dots, M_8$. ầu các điểm $M_1, M_2, \dots, M_8$ bằng một đường cong liên tục ta có quỹ đạo của điểm M (H.3.14).

+ Cách xây dựng đồ thị chuyển vị $s = s(t)$ hay $s = s(\varphi)$ trong đó s là chuyển vị của con trượt B ; t là thời gian; φ là góc quay của tay quay OA như sau:

- Gọi n là số vòng quay của tay quay OA trong 1 phút.

- Lấy x là đoạn thẳng trên trục hoành độ (trục thời gian t , hay trục góc quay φ) ứng với 1 vòng quay (1 chu kỳ) của tay quay, khi đó TLX góc quay φ (K_φ), hay TLX thời gian t (K_t) sẽ là:

$$K_\varphi = \frac{2\pi}{x} \frac{(rad)}{(mm)}; \quad K_t = \frac{60}{nx} \frac{(s)}{(mm)} \quad (3-2)$$

- Chọn TLX chuyển vị $K_s = K_l$.

- Chọn vị trí cực biên bên trái làm góc tọa độ (B_1), đoạn B_1B_2 là chuyển vị của con trượt B tương ứng với góc quay $A_1OA_2, \dots$, đoạn B_1B_8 là chuyển vị của con trượt B tương ứng với góc quay A_1OA_8 . Đồ thị chuyển vị được thể hiện ở hình 3.14.

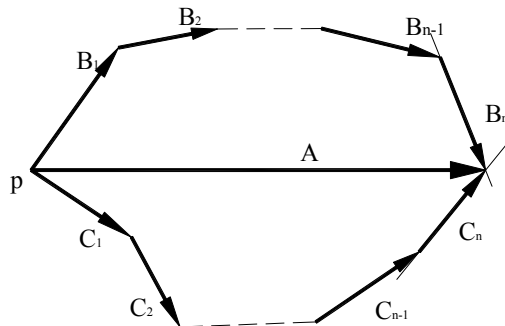
3.2.3. Xác định vận tốc, gia tốc cơ cấu loại 2 (bằng phương pháp vẽ)

Lý thuyết về đại số vector

ầu một vector $\vec{A}$ được biểu thị:

$$\begin{cases} \vec{A} = \vec{B}_1 + \vec{B}_2 + \dots + \vec{B}_n \\ \vec{A} = \vec{C}_1 + \vec{C}_2 + \dots + \vec{C}_n \end{cases}$$

sẽ được biểu diễn bằng cách vẽ một đa giác vector như trên hình 3.15.



Hình 3.15: đa giác lực

Từ hình vẽ ta thấy:

+ Các vector $\vec{B}_1, \vec{C}_1$ và $\vec{A}$ cùng gốc.

+ Các vector $\vec{B}_n, \vec{C}_n$ và $\vec{A}$ cùng ngọn.

+ Các vector $\vec{B}_1, \vec{B}_2, \dots, \vec{B}_n$ nối tiếp nhau. Các vector $\vec{C}_1, \vec{C}_2, \dots, \vec{C}_n$ nối tiếp nhau.

ầu $\vec{B}_n$ và $\vec{C}_n$ chưa biết độ lớn (đã biết phương) mà ta cần xác định vector $\vec{A}$ thì hệ phương trình 2 ẩn trên sẽ giải được bằng họa đồ vector.

Lý thuyết động học

a) **Khâu chuyển động tịnh tiến:** Vận tốc của tất cả các điểm trên khâu bằng nhau và tiếp tuyến với quỹ đạo, các vectơ gia tốc có cùng mô đun và song song với nhau.

b) **Khâu quay quanh 1 trục cố định đi qua O (H.3.16a)**

- Vận tốc: $\vec{V}_{AO} = \vec{\omega}_A \cdot l_{OA}$

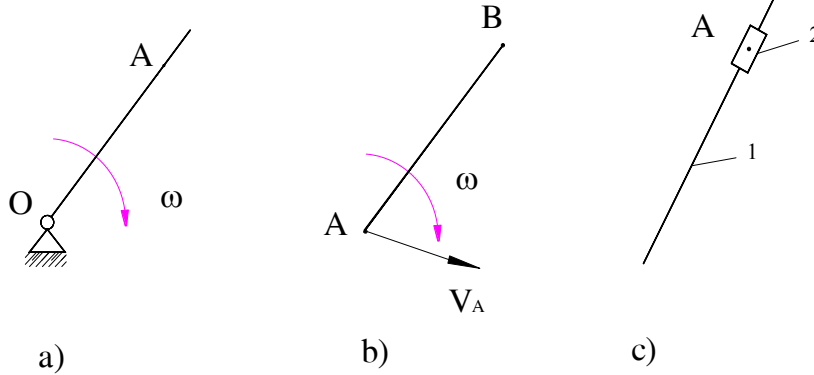
+ Độ lớn: $V_{AO} = \omega \cdot l_{OA}$

+ Phương vuông góc với OA , có chiều theo chiều tác dụng của $\vec{\omega}$.

- Gia tốc: $\vec{a}_{AO} = \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^t$

+ Gia tốc pháp: $a_{AO}^n = \omega^2 \cdot l_{AO} = \frac{V_A^2}{l_{OA}}$; hướng A $\rightarrow$ O

+ Gia tốc tiếp: $a_{AO}^t = \varepsilon \cdot l_{AO}$; có phương vuông góc với OA, chiều theo chiều tác dụng của $\bar{\varepsilon}$.



Hình 3.16: phân tích động học của khâu

c) **Khâu có chuyển động song phẳng** (H.3.16b)

$$\begin{aligned}\vec{V}_B &= \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \\ \vec{a}_B &= \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t\end{aligned}$$

Họa đồ vận tốc và gia tốc của cơ cấu loại 2

Bài toán cho biết:

- Kích thước của các khâu.
- Vận tốc góc của khâu dẫn $\bar{\omega}_1$
- Lược đồ động của cơ cấu vẽ với TLX K_1 (tại 1 vị trí cho trước)

a) Trường hợp cơ cấu chỉ toàn là khớp quay (cơ cấu 4 khâu bản lề).

Trình tự vẽ họa đồ vận tốc:

- ✓ Tính vận tốc điểm A của tay quay: $V_A = \omega_1 \cdot l_{OA}$ (m/s)
- ✓ Chọn TLX để vẽ họa đồ vận tốc K_v

$$K_v = \frac{\text{vận tốc thực (m/s)}}{\text{chiều dài đoạn biểu diễn (mm)}}$$

Chú ý: Ở những cơ cấu đơn giản và các vị trí đặc biệt có thể không cần sử dụng TLX.

- ✓ Chọn điểm cực p_v để vẽ họa đồ vận tốc; vectơ $\overrightarrow{p_v a}$ biểu thị vận tốc điểm A là:

$$\overrightarrow{p_v a} = \frac{\vec{V}_A}{K_v} \text{ (mm)}$$

- ✓ Xác định vận tốc điểm B

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \quad (1)$$

$$\vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC} \quad (2)$$

Họa đồ thể hiện ở hình 2-4: $\Rightarrow \vec{V}_B = \overline{p_v b} \times K_v$.

- ✓ Xác định vận tốc điểm D

$$\vec{V}_D = \vec{V}_A + \vec{V}_{DA} \quad (3)$$

$$\vec{V}_D = \vec{V}_B + \vec{V}_{DB} \quad (4)$$

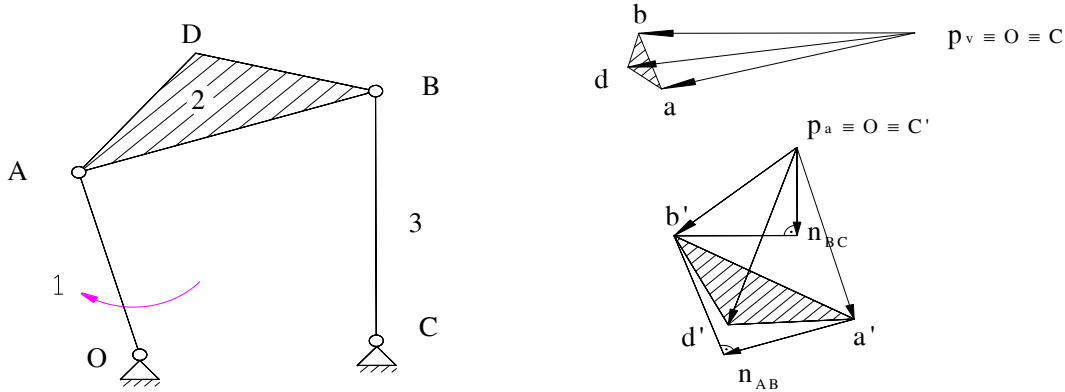
Họa đồ thể hiện ở hình 2-4: $\Rightarrow \overline{V}_D = \overline{p_v d} \times K_v$.

❖ **Nguyên lý đồng dạng về vận tốc:**

Hình nối các điểm thuộc cùng một khâu đồng dạng thuận với hình nối các mút vectơ vận tốc (tuyệt đối) của các điểm đó trên họa đồ vận tốc.

- ✓ Xác định vận tốc góc của các khâu và vận tốc một điểm bất kỳ.

$$\omega_2 = \frac{\overline{V}_{BA}}{l_{BA}}; \quad \omega_3 = \frac{\overline{V}_{BC}}{l_{CB}} = \frac{\overline{V}_B}{l_{CB}}$$



Hình 3.17: xác định vận tốc của khâu

Trình tự vẽ họa đồ gia tốc:

- ✓ Tính gia tốc điểm A của tay quay OA:

$$a_A = a_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot l_{AO} \text{ (m/s}^2\text{)}, \text{ chiều hướng từ A về O}$$

- ✓ Chọn TLX để vẽ họa đồ vận tốc K_a :

$$K_a = \frac{\text{gia tốc thực (m/s}^2\text{)}}{\text{chiều dài đoạn biểu diễn (mm)}}$$

- ✓ Chọn điểm cực p_a để vẽ họa đồ gia tốc; vectơ $\overrightarrow{p_a a'}$ biểu thị gia tốc điểm A là:

$$\overrightarrow{p_a a'} = \frac{\overrightarrow{a_A}}{K_a} \text{ (mm)}$$

- ✓ Xác định gia tốc điểm B

$$\overline{a}_B = \overline{a}_A + \overline{a}_{BA}^n + \overline{a}_{BA}^t$$

$$\overline{a}_B = \overline{a}_C + \overline{a}_{BC}^n + \overline{a}_{BC}^t$$

Trong đó: $a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}} = \frac{ab^2}{l_{AB}} \cdot K_v^2 \text{ (m/s}^2\text{)}; \text{ hướng từ B} \rightarrow \text{A,}$

$$a_{BC}^n = \frac{V_{BC}^2}{l_{BC}} = \frac{bc^2}{l_{BC}} \cdot K_v^2 \text{ (m/s}^2\text{)}; \text{ hướng từ B} \rightarrow \text{C,}$$

Trên họa đồ gia tốc, các vectơ biểu diễn các gia tốc pháp có chiều dài xác định theo công thức:

$$n_{BA} = \frac{a_{BA}^n}{K_a} = \frac{ab^2}{l_{AB}} \cdot \frac{K_v^2}{K_a}; \quad n_{BC} = \frac{a_{BC}^n}{K_a} = \frac{bc^2}{l_{BC}} \cdot \frac{K_v^2}{K_a} \quad \text{(mm)}$$

$$a_{BA}^t = \varepsilon_2 \cdot l_{BA}, \text{ phương } \overline{a}_{BA}^t \perp \overline{BA};$$

$$a'_{BC} = \varepsilon_3 \cdot l_{BC}, \text{ phương } \vec{a}'_{BC} \perp BC.$$

$\Rightarrow$ họa đồ gia tốc hình 2-4

$$\Rightarrow a_B = p_a b' \cdot K_a$$

✓ Xác định gia tốc điểm D

$$\vec{a}_D = \vec{a}_A + \vec{a}_{DA}^n + \vec{a}_{DA}^t$$

$$\vec{a}_D = \vec{a}_B + \vec{a}_{DB}^n + \vec{a}_{DB}^t$$

Gia tốc điểm D thể hiện trên họa đồ: $\Rightarrow a_D = p_a d' \cdot K_a$

❖ **Nguyên lý đồng dạng về gia tốc:** Hình nối các điểm thuộc cùng một khâu

đồng dạng thuận với hình nối các mút vectơ gia tốc (tuyệt đối) của các điểm đó trên họa đồ gia tốc.

✓ Xác định gia tốc góc: dựa vào các thành phần gia tốc tiếp.

b) Trường hợp cơ cấu có khớp tịnh tiến (Cơ cấu tay quay-con trượt)

3.3. PHÂN TÍCH LỰC TRÊN CƠ CẤU THANH

3.3.1. Đại cương

Mục đích của phân tích lực là xác định được áp lực khớp động, mômen hay lực cân bằng để:

- Xác định công suất máy (cơ cấu).
- Thiết kế khớp động và mặt cắt ngang các khâu.

Phân loại các lực tác dụng:

Ngoại lực

- **Lực cản kỹ thuật:** (lực cản có ích) là lực từ đối tượng công tác tác dụng lên bộ phận công tác của máy. (Xác định lực cản kỹ thuật là nhiệm vụ của các môn học chuyên môn, VD: đất $\rightarrow$ lưỡi cày; vật gia công $\rightarrow$ dụng cụ cắt).

- **Trọng lượng các khâu:** phụ thuộc vào vật liệu, hình dạng, và kích thước của từng khâu. Trong phân tích lực, trọng lượng các khâu coi như đã biết. trong trường hợp trọng lượng của các khâu nhỏ so với các lực khác thì có thể bỏ qua.

- **Lực phát động:** lực từ nguồn dẫn động (động cơ) tác dụng lên khâu dẫn của máy. Khi máy làm việc, lực phát động có tác dụng thắng lực cản kỹ thuật và tất cả các lực khác tác dụng lên máy. Nếu muốn máy chuyển động theo tốc độ yêu cầu thì phải đặt lên khâu dẫn một lực cân bằng với tất cả các lực tác dụng lên máy. Lực này gọi là lực cân bằng đặt trên khâu dẫn. Lực phát động thường là mômen lực.

Nội lực

Dưới tác dụng của ngoại lực và lực quán tính, trong các khớp động của cơ cấu xuất hiện các *phản lực khớp động*.

Phản lực khớp động ($\vec{R}$) là những lực do các khâu trong cơ cấu hay máy tác dụng lẫn nhau.

Các lực này xuất hiện ở các khớp động, gồm 2 thành phần:

- **Áp lực khớp động (ALKĐ $\vec{a}$):** Thành phần không sinh công trong chuyển động tương đối giữa các thành phần khớp động. ALKĐ vuông góc với phương chuyển động tương đối.

- **Lực ma sát ($\vec{F}_{ms}$):** thành phần sinh công cản trong chuyển động tương đối. Lực ma sát có phương song song với phương chuyển động tương đối (hoặc xu hướng chuyển động tương đối) của các khâu. Lực ma sát trong khớp động là một lực cản có hại, công của lực ma sát làm nóng và làm mòn các thành phần khớp (sẽ xét ở chương sau).

$$\bar{R} = \bar{a} + \bar{F}_{ms} \quad (3-3)$$

Trong nguyên lý máy thường ta bỏ qua lực ma sát $\Rightarrow$ ALKĐ = PLKĐ.

Ảng ra trên các khâu còn có lực đàn hồi do biến dạng của các khâu gây ra. ả hưng vì trong môn học này, các khâu được xem là vật rắn tuyệt đối nên ta không xét đến.

Lực quán tính

➤ Phương pháp động tĩnh học

Trong quá trình chuyển động của máy, nói chung các khâu có gia tốc, tức là tổng ngoại lực tác dụng lên cơ hệ không cân bằng. Do đó không có thể dựa vào điều kiện cân bằng để xác định các lực chưa biết. Để giải bài toán lực của hệ không cân bằng này, ta dựa vào nguyên lý D'Alembert.

Theo nguyên lý D'Alembert : "Nếu ngoài các lực tác dụng lên cơ hệ, ta thêm vào những lực quán tính và coi chúng như những ngoại lực thì cơ hệ được coi là cân bằng, và khi đó có thể dùng phương pháp tĩnh học để giải bài toán lực của cơ hệ".

➤ Xác định lực quán tính của các khâu a) Khâu tịnh tiến b) Khâu quay quanh trục cố định đi qua khối tâm c) Khâu quay quanh trục cố định không đi qua khối tâm d) Khâu chuyển động song phẳng

3.3.2. Áp lực ở các khớp động

Điều kiện tĩnh định

Để tính được các ALKĐ, phải tách khâu ra khỏi cơ cấu để ALKĐ trở thành ngoại lực đối với từng khâu. Khi đó trên từng khâu, ta đặt các ngoại lực (kể cả lực quán tính) và viết phương trình cân bằng lực.

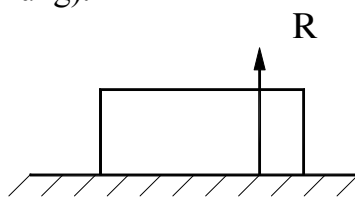
Muốn giải được các ALKĐ, thì số phương trình lập được phải bằng số ẩn số có trong các phương trình đó. Đây là điều kiện tĩnh định của bài toán.

Giả sử có chuỗi động phẳng gồm n khâu, p_5 khớp loại 5, p_4 khớp loại 4, đang cân bằng dưới tác dụng của các lực.

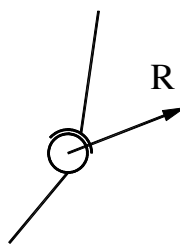
Số phương trình cân bằng tĩnh học lập được là $3.n$ ($\sum P_x = 0, \sum P_y = 0, \sum M = 0$).

Số ẩn số:

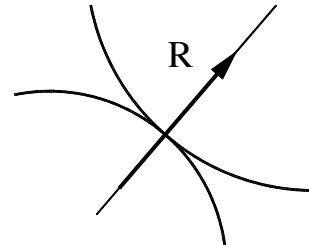
- Khớp tịnh tiến: ẩn số là giá trị và điểm đặt (phương $\perp$ phương trượt).
- Khớp quay: ẩn số là giá trị và phương, chiều (đặt tại tâm khớp).
- Khớp cao loại 4: ẩn là giá trị (đặt tại vị trí tiếp xúc, phương theo phương pháp tuyến chung).



a) Khớp tịnh tiến



b) Khớp quay



c) Khớp cao

Hình 3-20: phân loại khớp

Điều kiện giải được là: Số phương trình = Số ẩn số

$$\Leftrightarrow 3n = 2p_5 + p_4 \Leftrightarrow 3n - (2p_5 + p_4) = 0 \quad (3-6)$$

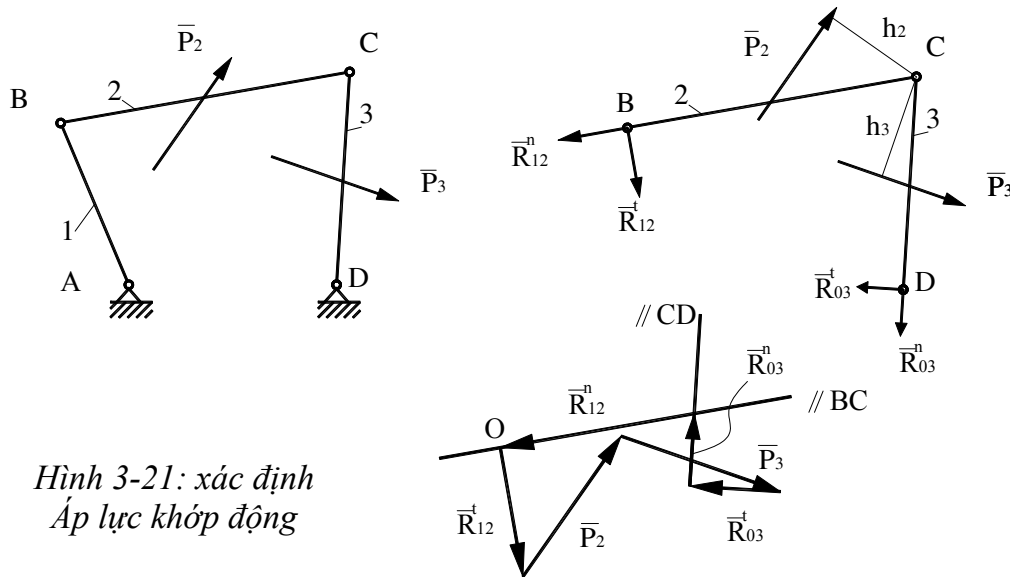
Vậy để xác định được các ALKĐ, phải giải trên các nhóm có bậc tự do bằng 0, đó chính là các nhóm Át-xua (nhóm tĩnh định).

Tương tự như nhóm phẳng, để xác định các ALKĐ ở nhóm không gian ta phải giải các phương trình viết cho các khâu thuộc nhóm có bậc tự do bằng 0.

Xác định ALKĐ

a. Xác định áp lực tại các khớp động

Xét cơ cấu bốn khâu bản lề ở vị trí như hình 3-5. Các ngoại lực (bao gồm lực cản kỹ thuật, lực quán tính,...) tác dụng lên khâu 2 là $\bar{P}_2$, tác dụng lên khâu 3 là $\bar{P}_3$. Hãy xác định các ALKĐ tại các khớp A, B, C, D để hệ cân bằng.



Hình 3-21: xác định
Áp lực khớp động

Giải

- Tách nhóm Át-xua, thay các liên kết bằng các phản lực liên kết.
- Hệ lực ($\bar{R}_{12}^n$, $\bar{R}_{12}^t$, $\bar{P}_2$, $\bar{P}_3$, $\bar{R}_{03}^t$, $\bar{R}_{03}^n$) ≈ 0 phải tạo thành một đa giác lực khép kín.
- Trong đó: Lấy moment đối với điểm C

$$\text{Khâu 2: } R_{12}^t \cdot l_{BC} - P_2 \cdot h_2 = 0 \quad \Rightarrow R_{12}^t = \frac{P_2 \cdot h_2}{l_{BC}}$$

$$\text{Khâu 3: (tương tự)} \quad \Rightarrow R_{03}^t = \frac{P_3 \cdot h_3}{l_{CD}}$$

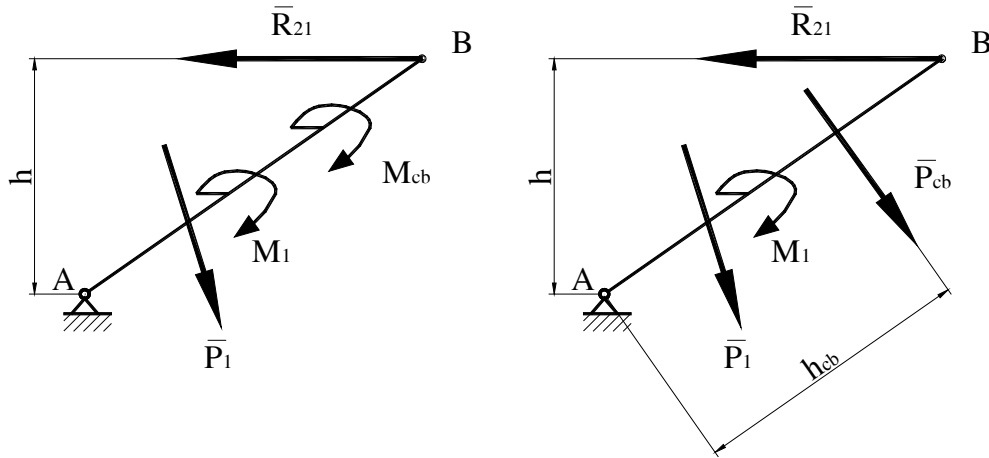
- Chọn TLX K_p (kN/mm) và điểm cực O.
- Vẽ họa đồ lực (chú ý cách sắp xếp thứ tự lực).
- Xác định các thành phần lực và lực cần tìm.

b. Xác định lực trên khâu dẫn

Theo giả thuyết, khâu dẫn là khâu có vận tốc góc bằng hằng số, do đó nó ở trạng thái cân bằng lực. Để đảm bảo điều kiện cân bằng này, phải đặt lên khâu dẫn một mômen lực (gọi là mômen cân bằng $\bar{M}_{cb}$) hay một lực (gọi là lực cân bằng $\bar{P}_{cb}$) để cân bằng với tác động của toàn bộ phần còn lại của cơ cấu lên khâu dẫn.

Viết và giải các phương trình cân bằng lực cho khâu dẫn dưới tác dụng của mômen cân bằng (lực cân bằng) và các phản lực từ giá và từ khâu bị dẫn, ta sẽ xác định được mômen cân bằng (hay lực cân bằng) và phản lực từ giá tác dụng lên khâu dẫn.

Tính lực cân bằng theo phương pháp phân tích lực (hình 3.22)



Hình 3-22: cân bằng trên khâu dẫn

- ❖ ầu ầu là mômen cân bằng

Mômen cân bằng được xác định từ phương trình tổng mômen các lực đ/v điểm A:

$$\sum m_A = 0 \Leftrightarrow P_1 \cdot h_1 - R_{21} \cdot h_{21} + M_{cb} + M_1 = 0$$

$$\Rightarrow M_{cb} = -P_1 \cdot h_1 + R_{21} \cdot h_{21} - M_1 \quad (3-7)$$

- ❖ ầu ầu là lực cân bằng

Tổng mômen các lực đối với điểm A là:

$$\sum m_A = 0 \Leftrightarrow P_1 \cdot h_1 + P_{cb} \cdot h_{cb} - R_{21} \cdot h_{21} + M_1 = 0$$

$$\Rightarrow P_{cb} = (-P_1 \cdot h_1 + R_{21} \cdot h_{21} - M_1) / h_{cb} \quad (3-8)$$

- ❖ Phản lực tại A được xác định từ :

$$(\bar{P}_{cb}, \bar{P}_1, \bar{R}_{21}, \bar{R}_{01}) \approx 0 \text{ (hay } \bar{P}_{cb} + \bar{P}_1 + \bar{R}_{21} + \bar{R}_{01} = 0)$$

Chú ý:

+ Quan hệ: $M_{cb} = P_{cb} \cdot h_{cb} \quad (3-9)$

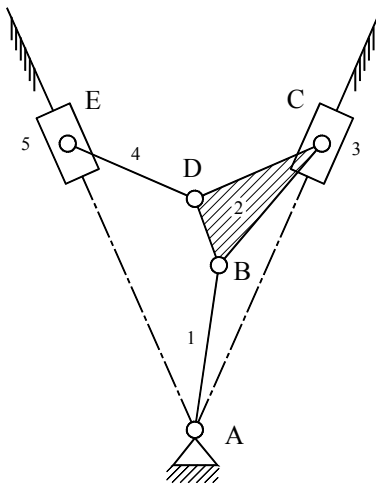
+ Trong các công thức trên muốn xác định lực hoặc mômen cân bằng, cần phải biết phản lực từ khâu 2 lên khâu 1 là $\bar{R}_{21}$, có nghĩa là phải phân tích lực toàn bộ cơ cấu. ầu ầu phương pháp xác định lực cân bằng như trên gọi là phương pháp phân tích lực.

Phương pháp sử dụng định lý Ju-cốp-ski

3.4. MỘT SỐ ỨNG DỤNG CỦA CƠ CẤU NHIỀU THANH

Cơ cấu nhiều thanh được ứng dụng rộng rãi trong kỹ thuật. Sau đây là một số ví dụ:

- **Cơ cấu động cơ 2 xy lanh kiểu chữ V** (H.3.26), biến chuyển động tịnh tiến của 2 piston 3 và 5 thành chuyển động quay của khâu 1 quanh A. Cũng ở cơ cấu này nếu dùng để biến chuyển động tịnh tiến của khâu 3 thành chuyển động quay của khâu 1 (làm nhiệm vụ của động cơ nổ) rồi biến chuyển động quay của khâu 1 thành chuyển động tịnh tiến của khâu 5 (làm nhiệm vụ như bơm piston); trong trường hợp này ta có động cơ nén khí.

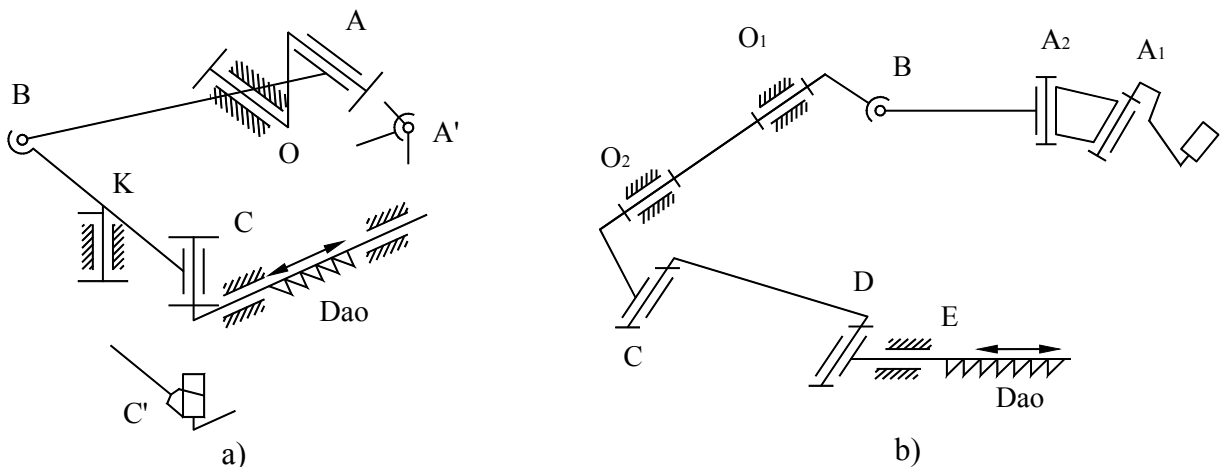


Hình 3.26: lược đồ động cơ 2 xy-lanh kiểu chữ V

- Cơ cấu thanh không gian trong máy nông nghiệp.

Trong máy nông nghiệp, đặc biệt là trong các máy thu hoạch, thường gặp cơ cấu thanh không gian, phần lớn các cơ cấu này là các cơ cấu không gian 4 khâu kết hợp với một chuỗi động phẳng. Trên hình 3.27a là sơ đồ động của cơ cấu thực OABKC dùng để dẫn động cho dao trên máy gặt đập liên hợp C.4. Ở đây cần lưu ý rằng do đặc điểm của máy nông nghiệp nên các khâu có tốc độ làm việc thấp và không đòi hỏi phải có độ chính xác chuyển động cao. Vì vậy chuyển động không gian tương đối của các khâu trong phạm vi nhỏ có thể thực hiện nhờ khe hở ở khớp động và độ đàn hồi của các khâu. ả hờ đó mà kết cấu của các khớp động và các khâu trong cơ cấu sẽ rất đơn giản. Ví dụ ở sơ đồ trên, nhờ khe hở ở các khớp A và C nên nó bảo đảm cho các khâu có chuyển động không gian tương đối với chuyển vị nhỏ. Thực ra để có thể hình dung đúng chuyển động của các khâu trong cơ cấu, các khớp này phải được thay thế bằng các khớp cầu A' và cu-lít C'.

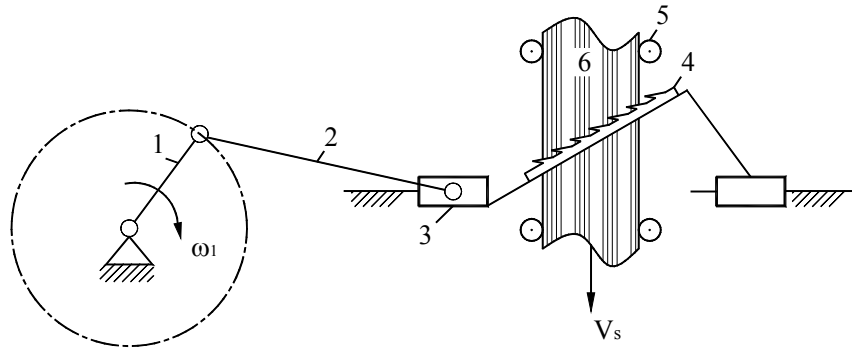
Hình 3.27b là sơ đồ động của cơ cấu thanh không gian $OA_1A_2BO_1O_2CDE$ có trục lắc BO_1O_2C để dẫn động cho dao trong máy cắt cỏ KH.1.4.



Hình 3.27: các cơ cấu dẫn động dao cắt

- Cơ cấu máy cưa sọc (H.3.28)

Đây là cơ cấu 4 khâu phẳng, dạng tay quay – con trượt. Tay quay 1 dẫn động cho con trượt 3 chuyển động tịnh tiến theo phương đứng. Con trượt 3 mang khung cưa và lưỡi cưa 4. Cây gỗ cần cưa 6 được con lăn 5 đẩy vào. Hành trình làm việc là hành trình lưỡi cưa chuyển động từ trên xuống.

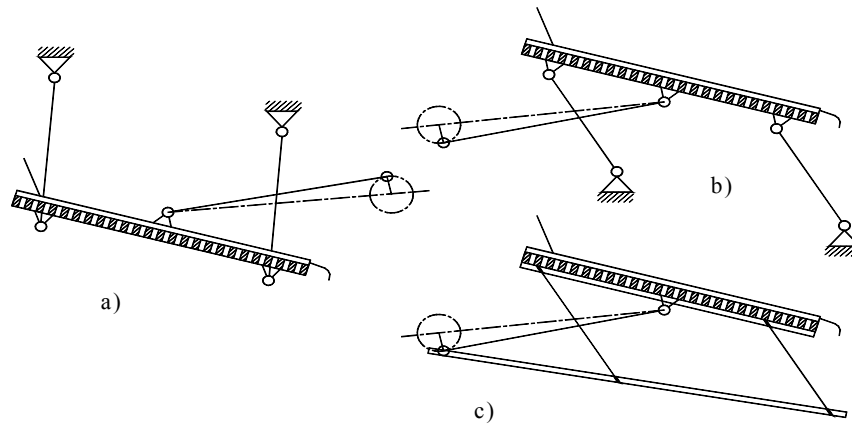


Hình 3.28: một lược đồ cơ cấu máy cưa sọc

- Cơ cấu máy sàng lắc phẳng (H.3.29)

Đây là dạng cơ cấu 4 khâu bản lề phẳng.

- + Hình 3.29a là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt nghiêng trên các thanh đỡ treo.
- + Hình 3.29b là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt nghiêng trên các thanh đỡ đứng.
- + Hình 3.29c là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt ngang trên các thanh đỡ đàn hồi.



Hình 3.29: một số lược đồ cơ cấu sàng

- Cơ cấu Rô-bốt (1 số video clip)

Chương 4: Cơ cấu bánh răng

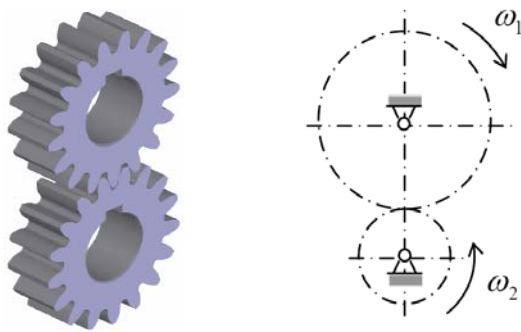
4.1. CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC

4.1.1. Đại cương về truyền động bánh răng

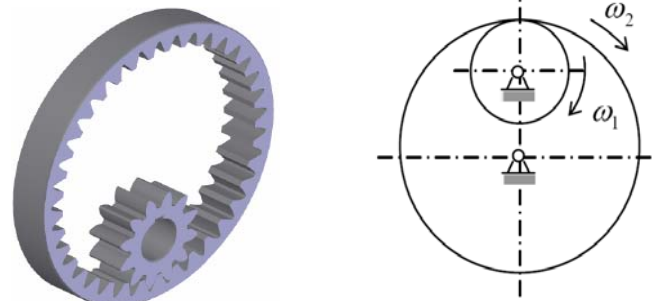
- Giới thiệu: Cơ cấu bánh răng là cơ cấu có khớp cao dùng để biến đổi hoặc truyền chuyển động theo nguyên tắc ăn khớp trực tiếp giữa hai khâu.

Phân loại:

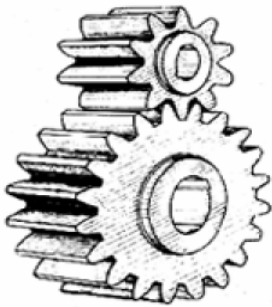
- + Theo vị trí tương đối giữa hai trục quay: bánh răng nội tiếp và bánh răng ngoại tiếp.
- + Theo sự phân bố của răng trên bánh răng: bánh răng thẳng, bánh răng xoắn (ngiêng), bánh răng chữ V.
- + Theo biên dạng răng: bánh răng thân khai, bánh răng xyclôit, bánh răng ă-ô-vi-cốp.
- + Theo tính chất chuyển động: cặp bánh răng phẳng, cặp bánh răng không gian.



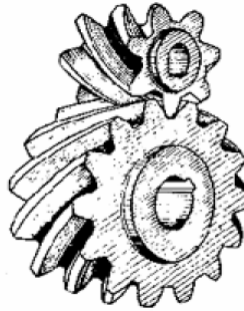
a) Ăn khớp ngoại tiếp



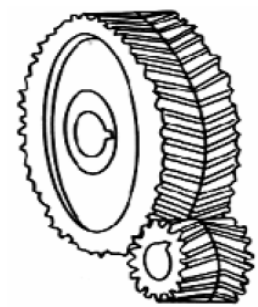
b) Ăn khớp nội tiếp



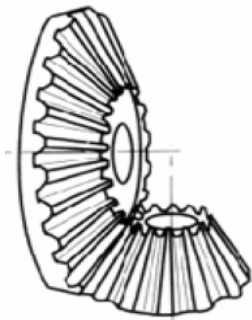
c) Bánh răng thẳng



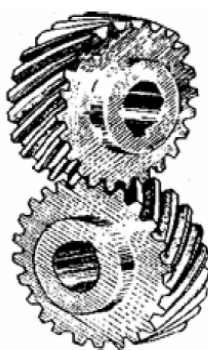
d) Bánh răng xoắn (ngiêng)



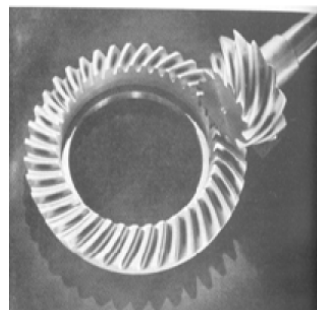
e) Bánh răng chữ V



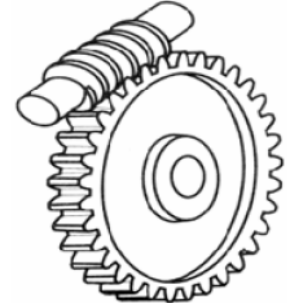
f) Bánh răng nón



g) Bánh răng trụ chéo



h) Bánh răng nón chéo



k) Cơ cấu trục vít – bánh vít

Hình 4-1: sự phân loại

Ăn khớp thân khai

- Đường thân khai của đường tròn là quỹ tích của một điểm nằm trên đường thẳng lăn không trượt trên đường tròn (gọi là đường tròn cơ sở), H.4.3.

- Tên gọi của các đường & điểm trong H.4.4.

- Tính chất của ăn khớp thân khai:

+ Tỷ số truyền trong ăn khớp thân khai là hằng số.

Tỷ số vận tốc góc giữa hai bánh răng, gọi là tỷ số truyền.

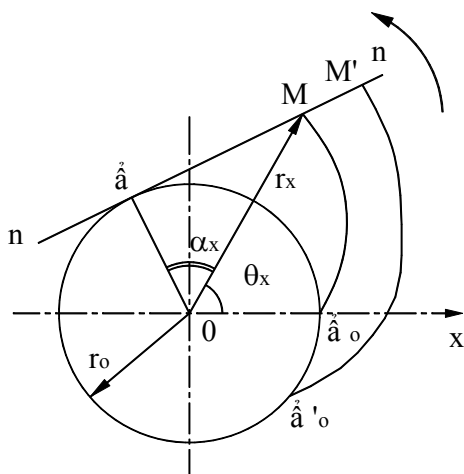
Ký hiệu: $i_{12} = \omega_1/\omega_2$

$i_{12} > 0$ khi 2 bánh răng quay cùng chiều, và $i_{12} < 0$ khi 2 bánh răng quay ngược chiều.

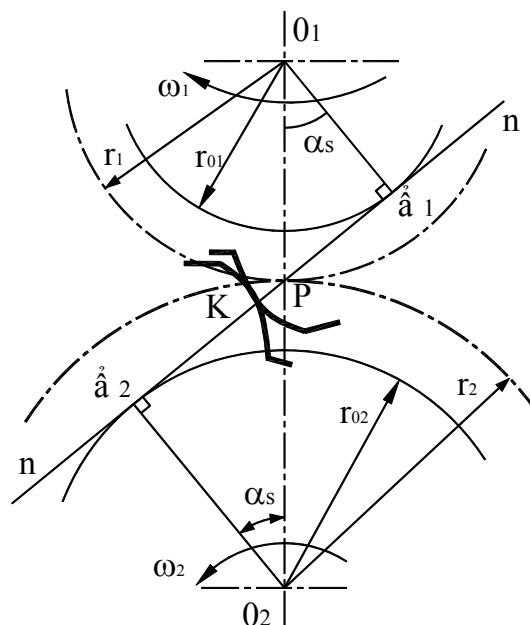
$$|i_{12}| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{O_2\hat{a}_2}{O_1\hat{a}_1} = \frac{r_{02}}{r_{01}} = \text{const} \quad (4-1)$$

+ Độ dịch tâm không ảnh hưởng đến tỷ số truyền.

+ Điểm ăn khớp K luôn nằm trên đường n-n chứa $\hat{a}_1\hat{a}_2$.



Hình 4-2: biên hình thân khai



Hình 4-3: ăn khớp thân khai

4.1.2. Các thông số hình học cơ bản của bánh răng thân khai tiêu chuẩn

Giới thiệu

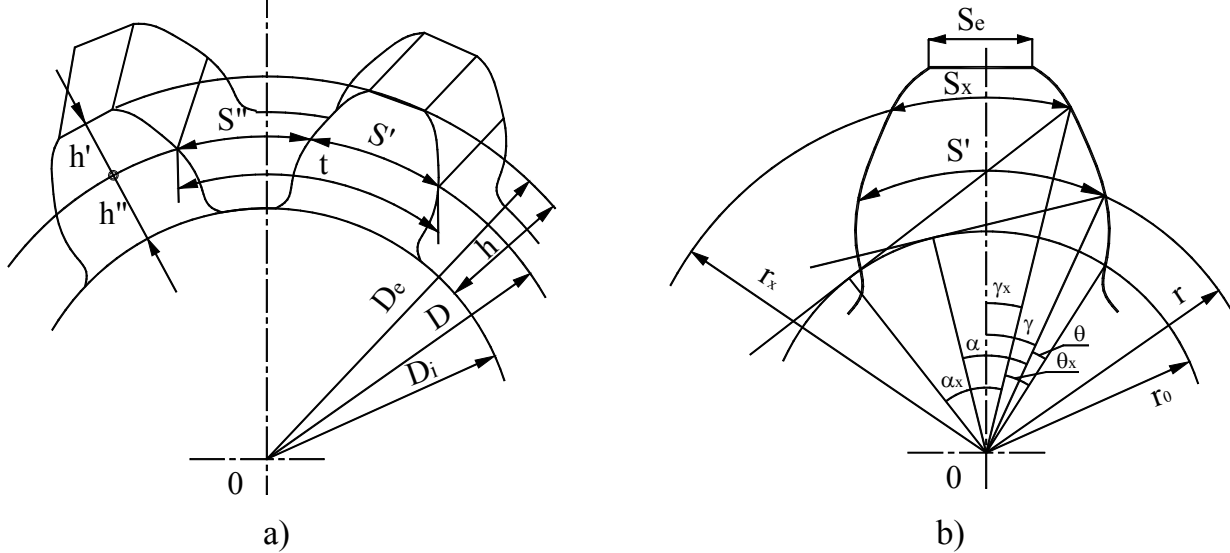
- Các đường tròn tâm O_1 và O_2 , bán kính O_1P và O_2P (H.4-3) nếu được gắn liền với 2 bánh răng đang ăn khớp sẽ luôn tiếp xúc với nhau và lăn không trượt lên nhau, và được gọi là các *vòng tròn ban đầu* (còn gọi là vòng tròn lăn).

- Đường tròn tâm O_1 , O_2 bán kính $O_1\hat{a}_1$, $O_2\hat{a}_2$ chính là các *vòng tròn cơ sở*.

- Quan hệ: $r_1 = r_{01}/\cos\alpha$; $r_2 = r_{02}/\cos\alpha$

Với α : góc ăn khớp, trong ăn khớp tiêu chuẩn, $\alpha = 20^\circ$

Các thông số hình học cơ bản



Hình 4-4: mô tả các thông số hình học

- Khoảng cách giữa 2 biên hình liên tiếp của răng đo theo vòng tròn ban đầu gọi là bước răng. Ký hiệu: t

- Môđun của răng: tỷ số t/π gọi là môđun của răng, ký hiệu: m

$$m = t/\pi$$

(4-2)

Để tiện việc thiết kế và chế tạo, các kích thước của bánh răng đều được tính thông qua môđun. Trị số của môđun được chọn theo điều kiện bền, tính theo milimét và được tiêu chuẩn hoá: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.

- Kích thước về chiều cao:

+ Chiều cao đầu răng: $h' = f' \cdot m$ (với $f' = 1$)

(4-3)

+ Chiều cao chân răng: $h'' = f'' \cdot m$ (với $f'' = 1,25$)

(4-4)

Chú ý: đối với răng cắt ngắn, $f' = 0,8$; $f'' = 1$

+ Chiều cao của răng: $h = h' + h''$

(4-5)

- Đường kính vòng tròn ban đầu: D

Gọi Z là số răng của bánh răng $\Rightarrow Z \cdot t = \pi \cdot D \Rightarrow D = m \cdot Z$

(4-6)

- Đường kính vòng tròn đỉnh răng: $D_e = D + 2h'$

(4-7)

- Đường kính vòng tròn chân răng: $D_i = D - 2h''$

(4-8)

- Chiều rộng của răng S' ; chiều rộng kẽ răng S''

$$S' = S'' = t/2$$

(4-9)

$$S_x = 2r_x \cdot [(S'/2r) + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_x]$$

(4-10)

$$\Rightarrow S_e = 2r_e \cdot [(S'/2r) + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_e]$$

(4-11)

- Khi 2 bánh răng ăn khớp nhau thì tỷ số truyền

$$|i_{12}| = r_{02}/r_{01} = r_2/r_1 = mZ_2/mZ_1 \Rightarrow |i_{12}| = Z_2/Z_1$$

(4-12)

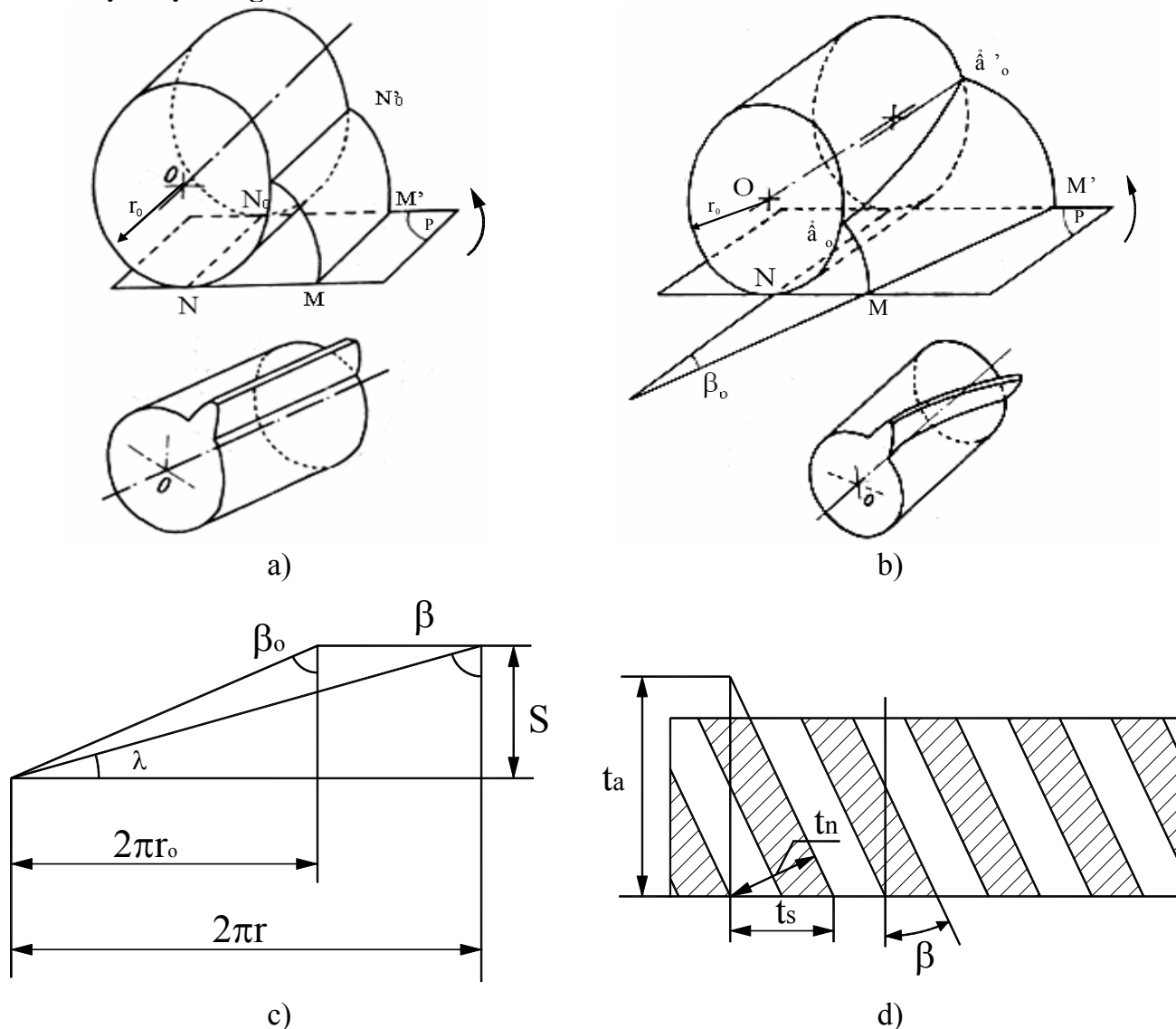
- Khoảng cách giữa 2 trục quay: $A = O_1O_2 = \frac{1}{2} m(Z_1 \pm Z_2)$

(4-13)

Dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong.

4.1.3. Bánh răng trụ tròn răng nghiêng

a. Cấu tạo mặt răng



Hình 4-5: cấu tạo & thông số hình học của bánh răng nghiêng

b. Các thông số cơ bản của bánh răng nghiêng

Ta đã nghiên cứu các thông số trên 1 tiết diện vuông góc với trục bánh răng, chúng ta có thể áp dụng đối với bánh răng trụ tròn (thẳng, nghiêng) với chú ý: yếu tố điểm trở thành yếu tố đường, yếu tố đường trở thành yếu tố mặt).

Đối với bánh răng nghiêng, ta chú ý thêm một số thông số khác:

- Góc nghiêng của răng trên mặt trụ chia là β .

Chú ý: khi 2 bánh răng nghiêng ăn khớp thì $\beta_1 = -\beta_2$

- Bước răng trên hình trụ chia (lăn, ban đầu)

+ Trên tiết diện vuông góc với trục bánh răng (tiết diện ngang).

Bước răng t_s gọi là bước ngang.

Môđun $m_s = t_s/\pi$ gọi là môđun ngang.

+ Trên tiết diện dọc theo chiều trục của bánh răng (tiết diện dọc).

Bước răng t_a gọi là bước dọc.

Môđun $m_a = t_a/\pi$ gọi là môđun dọc.

+ Trên tiết diện pháp, vuông góc với các đường răng.

Bước răng t_n gọi là bước pháp (tuyến).

Môđun $m_n = t_n/\pi$ gọi là môđun pháp.

Môđun pháp m_n được tiêu chuẩn hoá, chọn $m_d = m_n$ khi chế tạo.

+ Quan hệ giữa các bước và môđun:

$$t_n = t_s \cdot \cos\beta = t_a \cdot \sin\beta \quad (4-14)$$

$$m_n = m_s \cdot \cos\beta = m_a \cdot \sin\beta \quad (4-15)$$

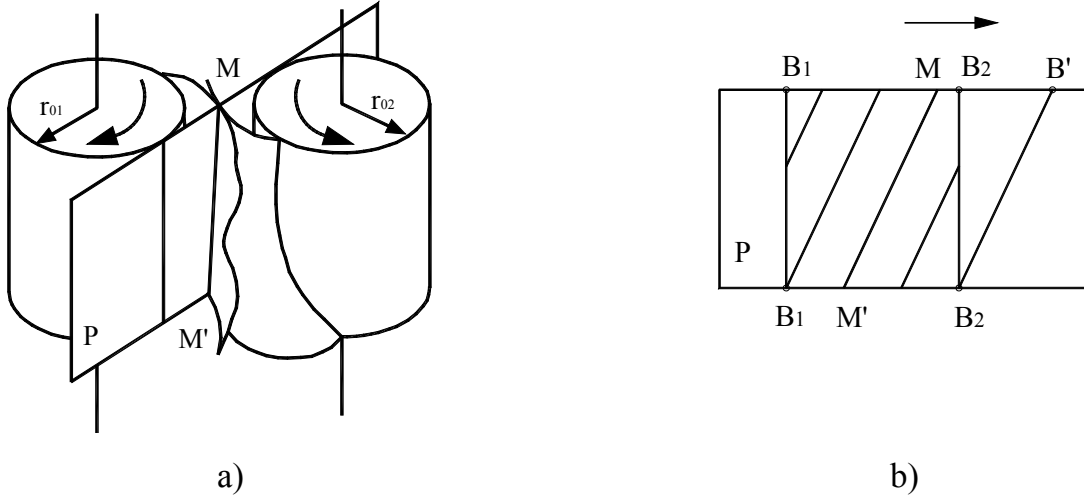
- Các thông số khác:

$$r = \frac{1}{2} m_s \cdot Z = \frac{1}{2} (m_n / \cos\beta) \cdot Z \quad (4-16)$$

$$r_e = r + f' \cdot m_n \quad (4-17)$$

$$r_i = r - f'' \cdot m_n \quad (4-18)$$

c. Ưu nhược điểm của bánh răng nghiêng so với bánh răng thẳng tương ứng



Hình 4-6: mô tả ưu nhược điểm

- Hình 4-6 thể hiện quá trình tiếp xúc của 2 mặt răng của bánh răng nghiêng (với (P) là mặt phẳng ăn khớp). Trên hình 9-13b, B_1 và B_2 là điểm vào khớp và điểm ra khớp của tiết diện ngang, quá trình tiếp xúc bắt đầu chỉ là 1 điểm B_1 , tăng dần đến tiếp xúc hoàn toàn theo chiều dài của răng (MM') và giảm dần, chỉ còn tiếp xúc tại B_2 trước khi thôi tiếp xúc, vì thế trong thời gian tiếp xúc, xem như điểm tiếp xúc M di chuyển từ B_1 đến B' .

- Hệ số trùng khớp

Hình 4.7 thể hiện 1 cặp bánh răng khi bắt đầu và khi thôi ăn khớp. Trong quá trình đó, các điểm a_1, a_2 thuộc các biên hình và nằm trên vòng tròn ban đầu sẽ chuyển tới các vị trí b_1, b_2 . Các cung a_1b_1, a_2b_2 là cung trên vòng tròn ban đầu do các điểm a_1, a_2 vẽ ra trong thời gian 1 đôi răng ăn khớp gọi là *cung ăn khớp*.

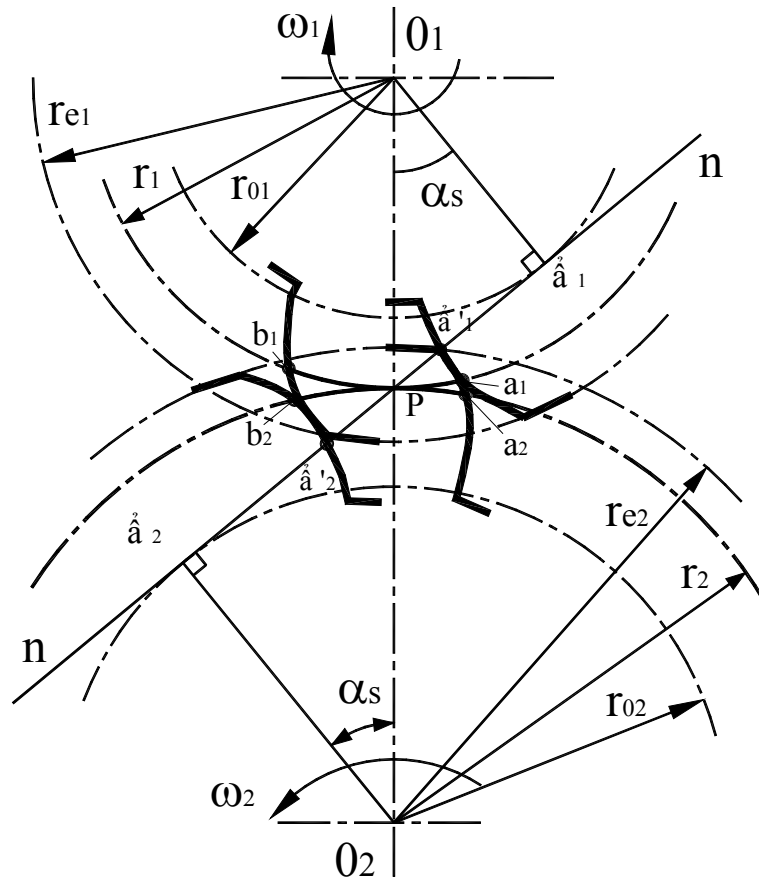
$$a_1b_1 = a_2b_2$$

Ảnh hưởng: để truyền động được liên tục giữa các bánh răng thì cặp răng sau phải vào khớp trước khi cặp răng trước ra khớp. và càng có nhiều cặp răng đồng thời ăn khớp thì sự ăn khớp càng êm dịu.

Khả năng làm việc êm dịu của 1 cặp bánh răng được đánh giá bằng hệ số trùng khớp:

$$\varepsilon = a_1b_1/t = a_2b_2/t$$

Để đảm bảo truyền động liên tục giữa 2 bánh răng, phải thỏa mãn điều kiện $\varepsilon \geq 1$. Do chế tạo và lắp ráp không hoàn toàn chính xác, các răng lại bị mòn trong quá trình làm việc, người ta thường lấy $\varepsilon \geq 1,05$



Hình 4.7: Mô tả vị trí vào khớp & ra khớp của một cặp răng

Hệ số trùng khớp của cặp bánh răng nghiêng là ε và ε_0 là hệ số trùng khớp ở cặp bánh răng thẳng tương ứng thì:

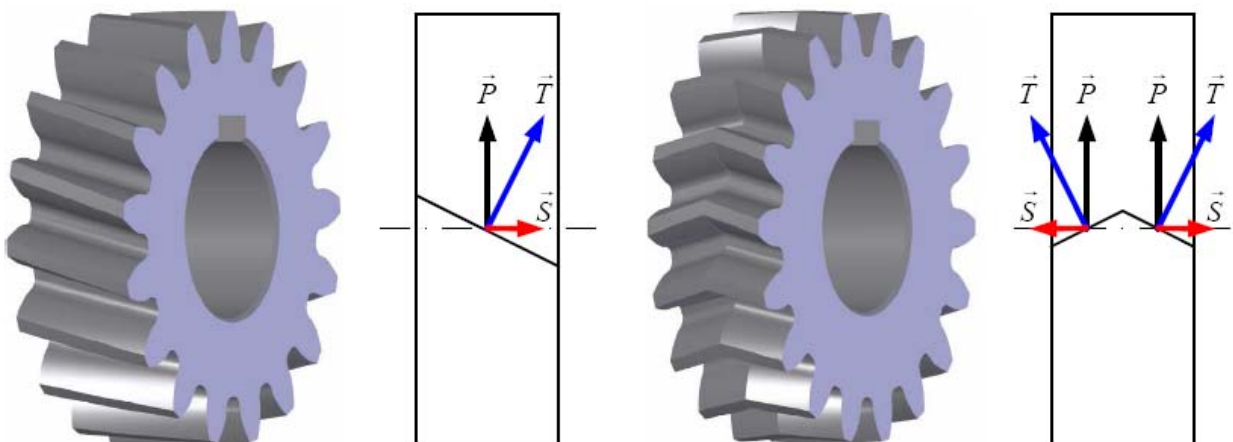
$$\varepsilon = \varepsilon_0 + (B_2 B' / t_n) \quad (4-19)$$

- Ưu điểm:

- + Làm việc êm dịu.
- + Khả năng tải lớn hơn.

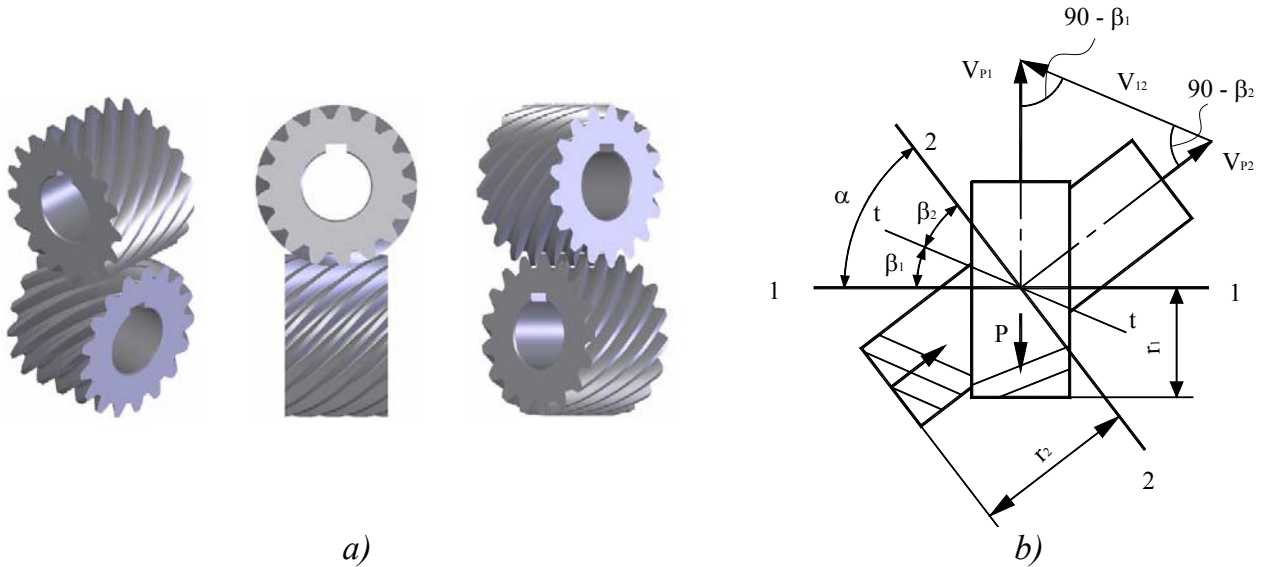
- Nhược điểm: xuất hiện lực dọc trục, có thể khắc phục bằng cách dùng bánh răng chữ V.

- Thông thường người ta chọn $\beta = 8^\circ - 15^\circ$



Hình 4-8: lực dọc trục & bánh răng hình chữ V

4.2. CƠ CẤU BÁNH RĂNG KHÔNG GIAN CẶP BÁNH RĂNG TRỤ CHÉO



Hình 4-9: thông số hình học bánh răng trụ chéo

Cấu tạo

Bánh răng trụ chéo dùng để truyền chuyển động quay giữa 2 trục chéo nhau (hình 4-9), thường chúng là các bánh răng có mặt răng là mặt xoắn ốc thân khai (còn gọi là bánh răng xoắn thân khai), có các góc nghiêng không đối xứng ($\beta_1 \neq -\beta_2$). Cấu tạo mặt răng và các thông số giống như bánh răng nghiêng.

Đặc điểm tiếp xúc

- Tỷ số truyền:

+ Vì 2 trục không song song nhau nên 1 mặt răng sẽ tiếp xúc theo 1 điểm P. Qua điểm P vẽ mặt phẳng tiếp xúc chung với 2 hình trụ lăn. Hoạ đồ vận tốc trên mặt phẳng tiếp xúc thể hiện ở hình 4-12. Tiếp tuyến chung t-t với 2 đường răng của bánh răng và vector vận tốc tương đối V_{12} phải song song nhau.

+ Hình chiếu của vận tốc lên phương pháp tuyến bằng nhau:

$$\Rightarrow V_{P1} \cdot \cos \beta_1 = V_{P2} \cdot \cos \beta_2 \Leftrightarrow \omega_1 \cdot r_1 \cdot \cos \beta_1 = \omega_2 \cdot r_2 \cdot \cos \beta_2$$

Vì vậy:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \cdot \cos \beta_2}{r_1 \cdot \cos \beta_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (4-20)$$

- ả hện xét: muốn thay đổi tỷ số truyền có thể thay đổi tỷ số r_2/r_1 hoặc $\cos \beta_2 / \cos \beta_1$.

- Góc giữa 2 trục là $\gamma = |\beta_1 \pm \beta_2|$; dấu + ứng với bộ truyền bánh răng trụ chéo có răng xoắn cùng chiều, và ngược lại.

- Có hiện tượng trượt dọc theo răng.

Vận tốc trượt V_{12} hướng dọc theo đường răng và có giá trị:

$$V_{12} = |\omega_1 \cdot r_1 \cdot \sin \beta_1 \pm \omega_2 \cdot r_2 \cdot \sin \beta_2| \quad (4-21)$$

ả ếu chọn các tỷ số r_2/r_1 hoặc $\cos \beta_2 / \cos \beta_1$ không hợp lý, có thể làm cho vận tốc trượt tăng nhiều.

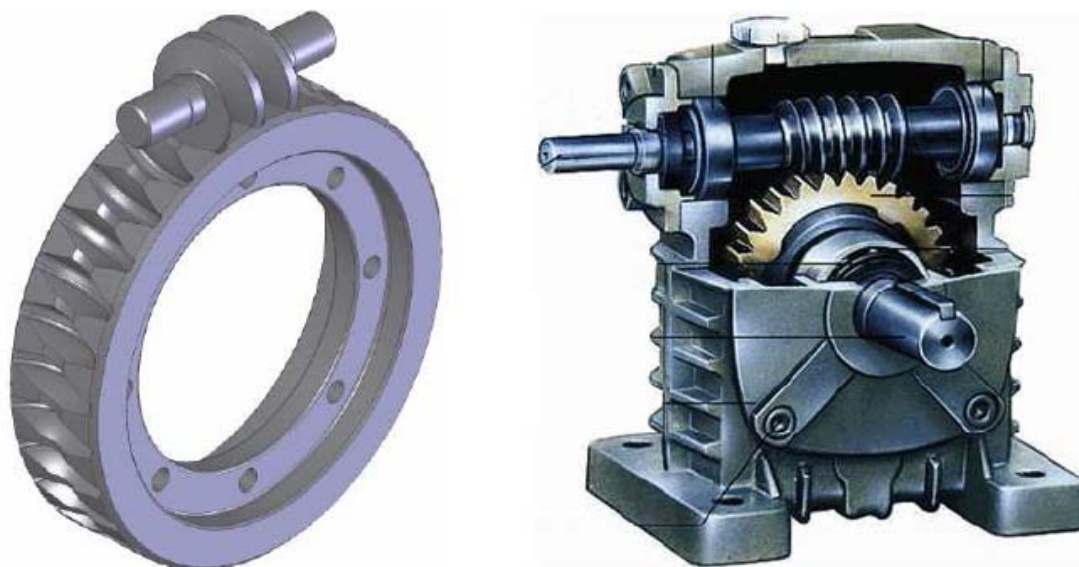
- Tiếp xúc theo điểm nên khả năng tải không cao, mau mòn. Trong ngành chế tạo máy, bánh răng trụ chéo ít được sử dụng vì các nhược điểm này.

- Khi thay đổi khoảng cách và góc giữa 2 trục, tỷ số truyền sẽ không thay đổi.

CƠ CẤU TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

Trục vít – bánh vít dùng để truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau. Thường gặp nhất là loại trục vít – bánh vít mà góc giữa 2 trục bằng 90° và dạng trục vít – bánh vít là hình trụ.

Cấu tạo



Hình 4-10: mô tả trục vít – bánh vít

Giả sử có 1 cặp bánh răng trục chéo, truyền chuyển động quay giữa hai trục vuông góc nhau ($\gamma = 90^\circ$). Cặp bánh răng này có đặc điểm: góc nghiêng β_1 rất lớn, β_2 nhỏ. Vì thế đường răng của bánh răng 1 được quấn nhiều vòng trên bánh răng (hình 4-10). Số răng của bánh răng 1 không thể nhiều được, vì bước của đường xoắn có giá trị nhất định. Thông thường $Z_1 = 1 \div 4$. Số răng Z_1 còn gọi là số đầu mối, bánh răng 1 được gọi là trục vít, bánh răng 2 được gọi là bánh vít. Vì vậy, thực chất của cơ cấu trục vít – bánh vít là một cặp bánh răng trụ chéo. Cấu tạo mặt răng giống như bánh răng trụ chéo.

Đặc điểm của cơ cấu trục vít – bánh vít

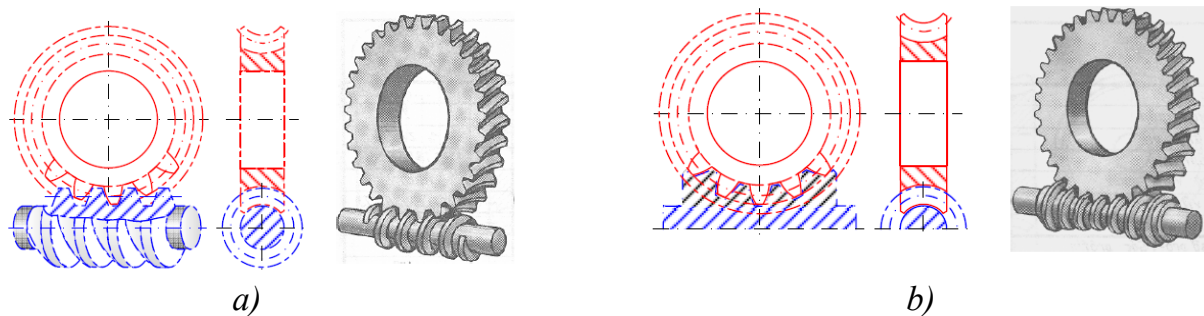
- Tỷ số truyền: (vì là bánh răng trụ chéo nên tỷ số truyền được tính như (4-20))

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \cdot \cos \beta_2}{r_1 \cdot \cos \beta_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

- ả hện xét: số đầu mối của trục vít Z_1 rất nhỏ, trong khi đó Z_2 có thể lấy lớn. Vì vậy cơ cấu này có ưu điểm cơ bản là tỷ số truyền có thể rất lớn, nhưng kích thước cơ cấu vẫn nhỏ gọn.

- Góc nghiêng của bánh vít và trục vít khác nhau nhiều, nên vận tốc trượt tương đối dọc răng sẽ rất lớn, vì vậy hiệu suất của cơ cấu thấp, nhiệt độ ở vùng tiếp xúc sẽ cao.

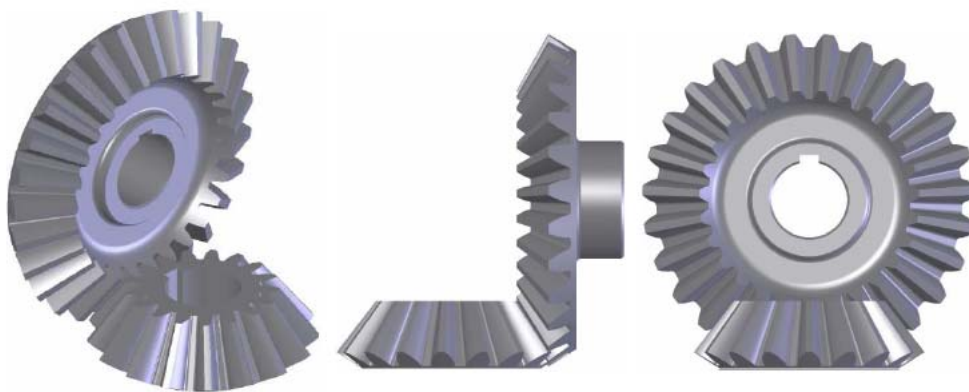
- Trong bộ truyền trục vít – bánh vít, mặt răng của trục vít và bánh vít tiếp xúc theo điểm nên khả năng tải không cao, mau mòn. Để đạt được tiếp xúc đường giữa trục vít và bánh vít, sẽ phải thay đổi mặt răng của bánh vít. Bánh vít được cắt bằng dao phay lăn có hình dạng hoàn toàn giống như trục vít sẽ ăn khớp với bánh vít. Khi đó mặt chân răng của bánh vít không phải là 1 hình trụ, mà là 1 mặt xuyên lõm tạo bởi mặt tròn có đường sinh là cung tròn bao lấy trục vít dưới 1 góc ôm Ω (Hình 4-11a). Cũng có thể là vít lõm (trục vít globoit) (hình 4-11b) để trục vít ôm lấy bánh vít, cũng có thể cả trục vít và bánh vít đều lõm, ôm lấy nhau.



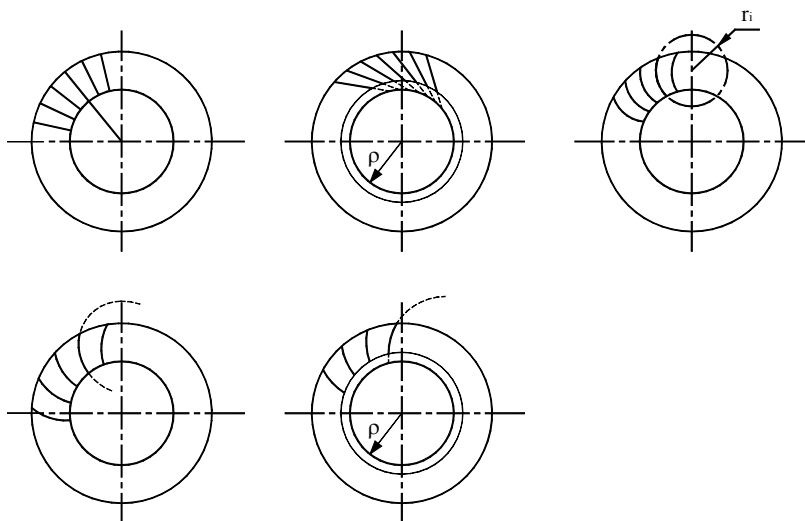
Hình 4-11: mô tả chi tiết trục vít – bánh vít

BÁNH RĂNG NÓN

Trong bộ truyền bánh răng nón, răng phân bố trên hình nón cắt. Bánh răng nón được dùng để truyền chuyển động quay giữa 2 trục cắt nhau, chéo nhau trong không gian.



Bộ truyền bánh răng nón



Hình 4.12: các dạng răng của bánh răng nón

Phân loại

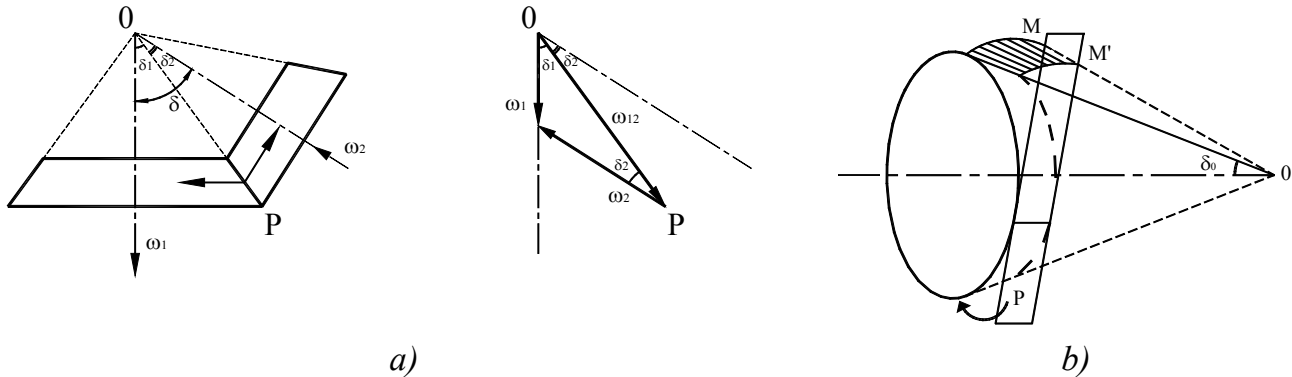
Tùy theo dạng đường răng trên bánh răng, bánh răng nón có 2 loại chính:

- Bánh răng nón thẳng:
 - + Đường răng chụm vào đỉnh răng (H.4.12a).
 - + Đường răng nghiêng, tiếp xúc với vòng tròn bán kính ρ (H.4.12b).
- Bánh răng nón không thẳng (răng cong):
 - + Đường răng là cung tròn bán kính r_i (H.4.12c).
 - + Đường răng là đường xoắn ốc Ac-si-mét (H.4.12d).

+ Đường răng là đường thân khai của vòng tròn bán kính ρ (H.4.12e).

Bánh răng nón răng thẳng

- Tỷ số truyền: bánh răng nón răng thẳng dùng để truyền chuyển động giữa 2 trục cắt nhau, góc giữa 2 trục là δ , tỷ số truyền là $i_{12} = \omega_1/\omega_2$.



Hình 4.13: sự hình thành bề mặt bánh răng nón

Mặt lắn của bánh răng nón là 2 mặt nón có chung đỉnh tại O. Vận tốc góc giữa 2 bánh là ω_1 và ω_2 có quan hệ $\omega_1 = \omega_2 + \omega_{12}$, được thể hiện trên hoạ đồ vận tốc góc (H.4.13a).

Từ hoạ đồ vận tốc góc, ta có:

$$\frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i_{12} \quad (4-22)$$

Với $\delta = \delta_1 + \delta_2$, ta có:

$$\cotg \delta_1 = \frac{i_{12} + \cos \delta}{\sin \delta}; \quad \cotg \delta_2 = \frac{i_{21} + \cos \delta}{\sin \delta} \quad (4-23)$$

Vận tốc góc tương đối ω_{12} hướng theo OP, chuyển động tương đối là chuyển động quay quanh trục OP (trục quay tức thời) với vận tốc góc ω_{12} . Khi ăn khớp, 2 hình nón sẽ lắn không trượt lên nhau.

4.3. HỆ BÁNH RĂNG

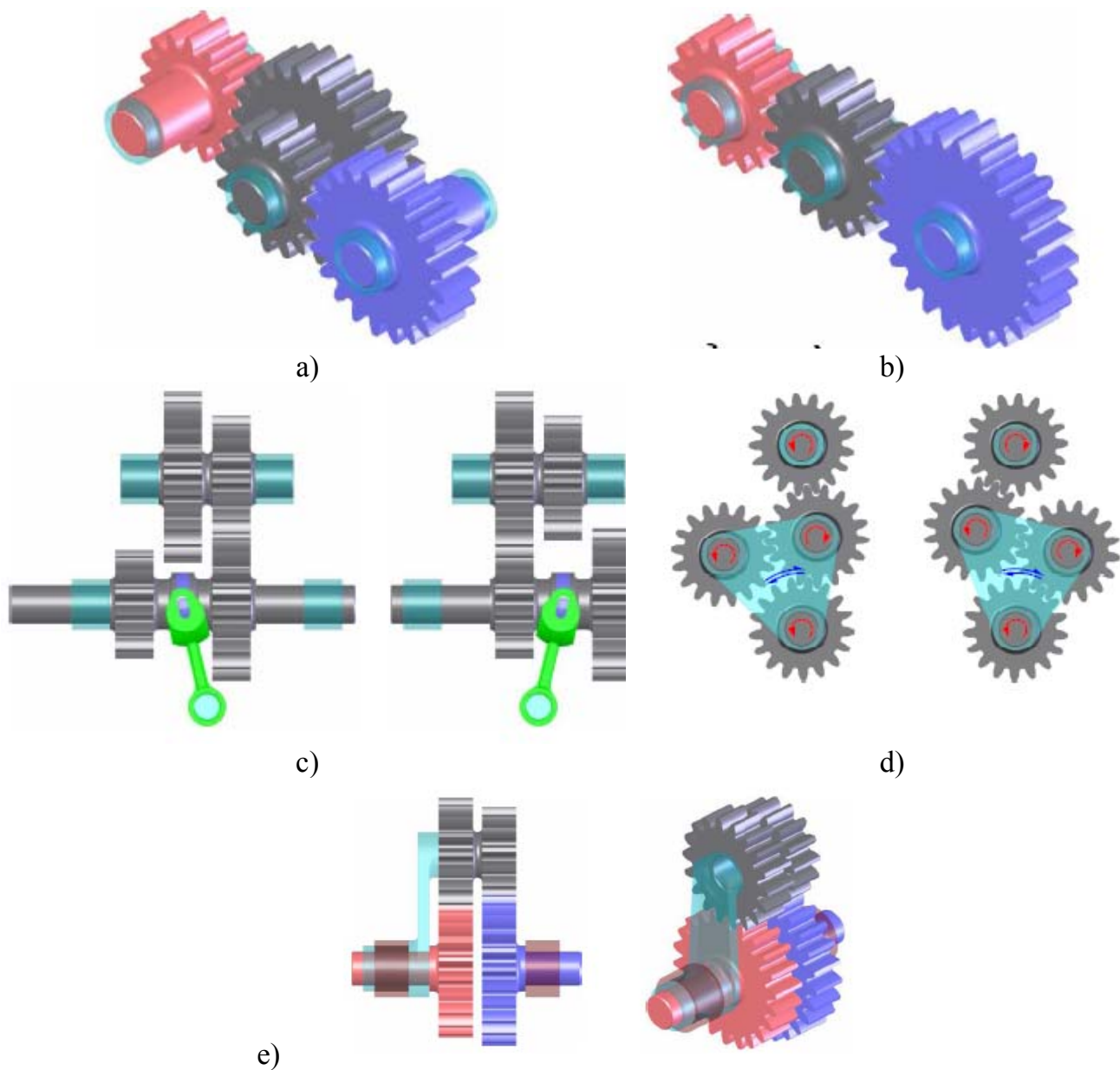
4.3.1. Đại cương

Do nhu cầu thực tế, ta không chỉ sử dụng một cặp bánh răng mà sử dụng nhiều cặp bánh răng nối với nhau, tạo thành một hệ thống và được gọi là hệ thống bánh răng hay hệ bánh răng.

Công dụng: sử dụng hệ bánh răng có thể đạt được những công dụng khác nhau như:

- + Thực hiện tỷ số truyền lớn (H.4-14a).
- + Cần truyền chuyển động quay giữa những trục cách xa nhau (H.4-14b).
- + Truyền chuyển động giữa các trục cần thay đổi tỷ số truyền (hộp số) (H.4-14c).
- + Thay đổi chiều quay (H.4-14d).
- + Hợp nhiều chuyển động thành 1 chuyển động, hay chia 1 chuyển động thành nhiều chuyển động độc lập nhau (bộ vi sai) (H.4-14e)

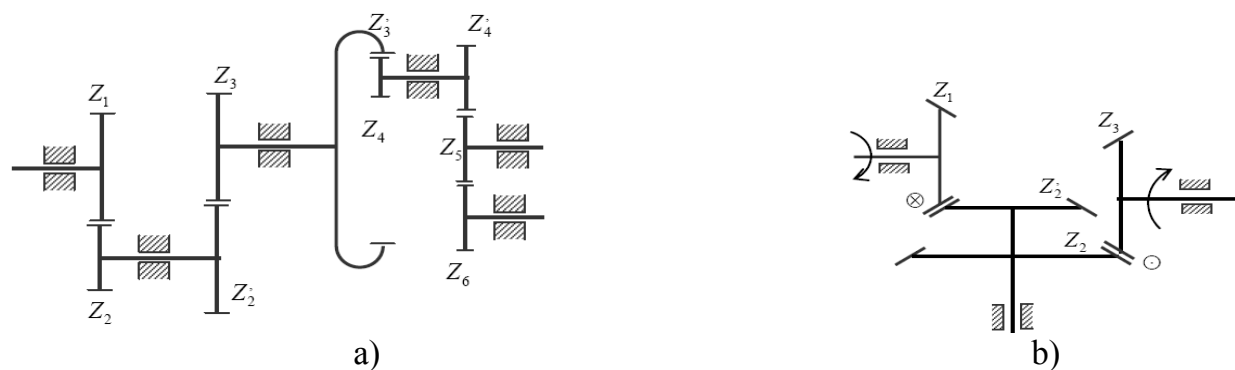
Phân loại: có 2 loại cơ bản là hệ bánh răng thường và hệ bánh răng vi sai.



Hình 4.14: hệ bánh răng

4.3.2. Hệ bánh răng thường

Hệ bánh răng thường là hệ bánh răng trong đó tất cả các trục đều có đường trục cố định. Ví dụ: Hệ bánh răng ở hình 4-15:



Hình 4.15: hệ bánh răng thường

Bậc tự do của hệ: $W = 3n - 2p_5 - p_4$ với $p_5 = 6$; $p_4 = 5$; $n = 6 \Rightarrow W = 1$

Tỷ số truyền:

$$\begin{aligned} i_{16} &= \frac{\omega_1}{\omega_6} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} \cdot \frac{\omega_4}{\omega_5} \cdot \frac{\omega_5}{\omega_6} \\ &= \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega'_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega'_3}{\omega_4} \cdot \frac{\omega'_4}{\omega_5} \cdot \frac{\omega_5}{\omega_6} \\ &= \left(-\frac{Z_2}{Z_1}\right) \cdot \left(-\frac{Z_3}{Z'_2}\right) \cdot \left(\frac{Z_4}{Z'_3}\right) \cdot \left(-\frac{Z_5}{Z'_4}\right) \cdot \left(-\frac{Z_6}{Z_5}\right) \\ &= (-1)^4 \cdot \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) \cdot \left(\frac{Z_3}{Z'_2}\right) \cdot \left(\frac{Z_4}{Z'_3}\right) \cdot \left(\frac{Z_5}{Z'_4}\right) \cdot \left(\frac{Z_6}{Z_5}\right) \end{aligned}$$

Tổng quát, gọi k là số cặp bánh răng ngoại tiếp trong hệ có n bánh răng, công thức tính tỷ số truyền có dạng:

$$i_{1n} = (-1)^k \cdot \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) \cdot \left(\frac{Z_3}{Z'_2}\right) \cdot \dots \cdot \left(\frac{Z_n}{Z'_{n-1}}\right) \quad (4-24)$$

Chú ý:

- + ả ếu $i_{1n} < 0$ thì bánh răng 1 và bánh răng thứ n quay ngược chiều nhau và ngược lại.
- + Bánh răng 5 không làm ảnh hưởng đến giá trị của tỷ số truyền, nó được gọi là bánh răng trung gian.

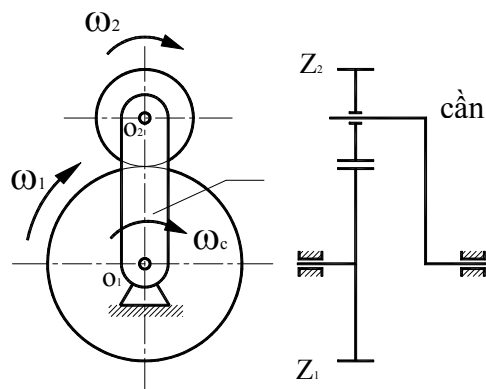
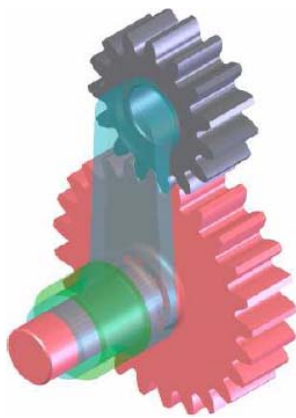
- + Trong hệ bánh răng không gian, vấn đề cùng chiều hay ngược chiều không còn ý nghĩa nữa, nhưng ta có thể xác định chiều quay của bánh răng bị động theo chiều quay của bánh răng chủ động như H.4-15b.

4.3.2. Hệ bánh răng vi sai

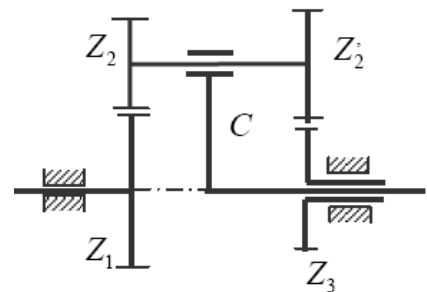
Giới thiệu

❖ **Hệ bánh răng vi sai** là hệ bánh răng trong đó mỗi cặp bánh răng có ít nhất một bánh răng có đường trục di động (H.4-27a,b).

Bánh răng có đường trục cố định gọi là bánh răng trung tâm, bánh răng có đường trục di động gọi là bánh răng vệ tinh. Khâu động mang trục của bánh vệ tinh gọi là cần, khi cố định cần hệ vi sai trở thành hệ thường.



a)



b)

Hình 4.16: hệ bánh răng vi sai

Tỷ số truyền

Xét hệ vi sai ở hình 4.16a, bánh răng trung tâm 1 và cần C quay quanh trục cố định O_1 với các vận tốc góc $\bar{\omega}_1$, $\bar{\omega}_c$ không phụ thuộc nhau, bánh răng vệ tinh 2 mang trên cần C có chuyển động quay kép với vận tốc góc $\bar{\omega}_2$.

Ta tìm quan hệ giữa $\bar{\omega}_1$, $\bar{\omega}_2$ và $\bar{\omega}_c$ bằng cách đổi giá cơ cấu, xem cần C là giá cố định hay nói cách khác là xét hệ vi sai trong chuyển động tương đối với cần C. Thì các bánh răng 1 và 2 đều có đường trục cố định và hệ trở thành hệ thường. Trong hệ này, các bánh răng 1 và 2 sẽ có vận tốc góc là:

$$\omega_1^c = \omega_1 - \omega_c; \quad \omega_2^c = \omega_2 - \omega_c$$

Gọi i_{12}^c là tỷ số truyền của bánh răng 1 và 2 trong chuyển động tương đối đối với cần C, ta có:

$$i_{12}^c = \frac{\omega_1^c}{\omega_2^c} = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_2 - \omega_c}$$

Thế nhưng trong chuyển động tương đối, hệ trở thành hệ thường, tỷ số truyền i_{12}^c có thể tính theo số răng:

$$i_{12}^c = -Z_2/Z_1$$

Xét hệ bánh răng vi sai ở hình 4.16b, lý luận tương tự, xét hệ vi sai trong chuyển động tương đối với cần C, ta có:

$$i_{13}^c = \frac{\omega_1^c}{\omega_3^c} = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c}$$

Trong đó i_{13}^c tính như trong hệ thường, $i_{13}^c = (-Z_2/Z_1).(-Z_3/Z_2)$

Một cách tổng quát, ta có thể xác định quan hệ giữa vận tốc góc giữa 2 khâu trong hệ vi sai bằng công thức sau:

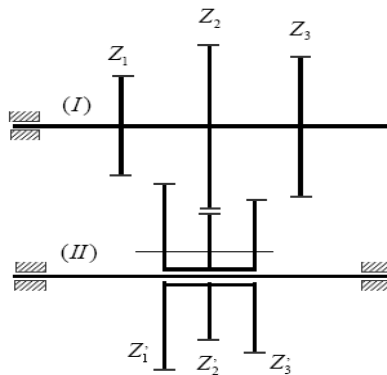
$$i_{mq}^c = \frac{\omega_m^c}{\omega_q^c} = \frac{\omega_m - \omega_c}{\omega_q - \omega_c} \quad (4-25)$$

Trong đó ω_m , ω_q là vận tốc góc tuyệt đối của các bánh răng m, q cần xét nào đó trong hệ vi sai và ω_c là vận tốc góc tuyệt đối của cần. i_{mq}^c được tính như trong hệ bánh răng thường. Công thức trên gọi là công thức Willis.

4.3.3. Ứng dụng của hệ bánh răng

a) Ứng dụng của hệ thường

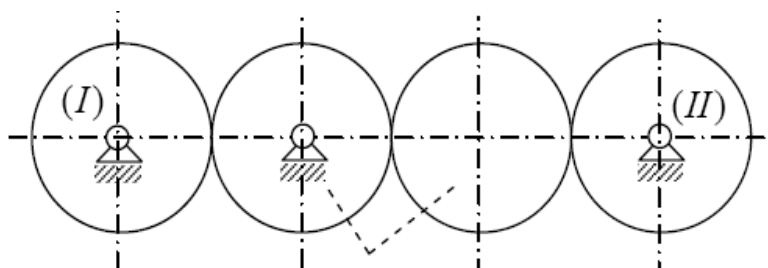
- Hệ bánh răng thường được dùng để thực hiện các tỷ số truyền lớn, mà một cặp bánh răng không thể thực hiện được (hộp giảm tốc).



Hình 4.17: hộp số

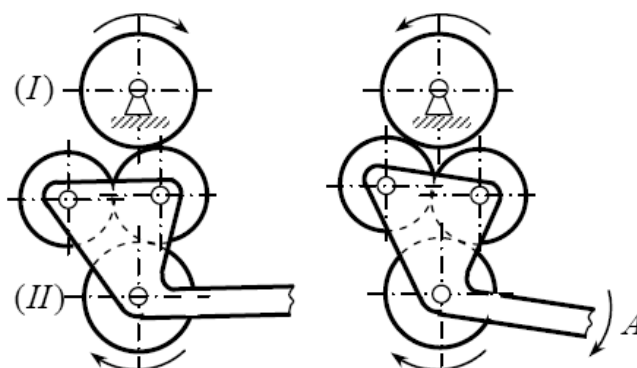
- Dùng thực hiện nhiều tỷ số truyền khác nhau (hộp số, hộp biến tốc), H4.31.

-Dùng để truyền động giữa hai trục xa nhau với một tỷ số truyền chính xác, H4.32. ấu dùng một cặp bánh răng để truyền từ trục I sang trục II dẫn đến không hợp lý về mặt kích thước và chế tạo. ấu dùng bộ truyền đai hay xích thì tỷ số truyền không thật chính xác.



Hình 4.18: truyền động giữa các trục xa nhau

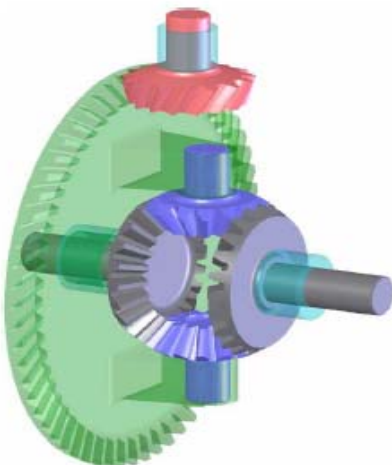
- Dùng để đảo chiều quay trục bị dẫn, H4.19. Khi kéo chạc A xuống, trục II sẽ đổi chiều quay.

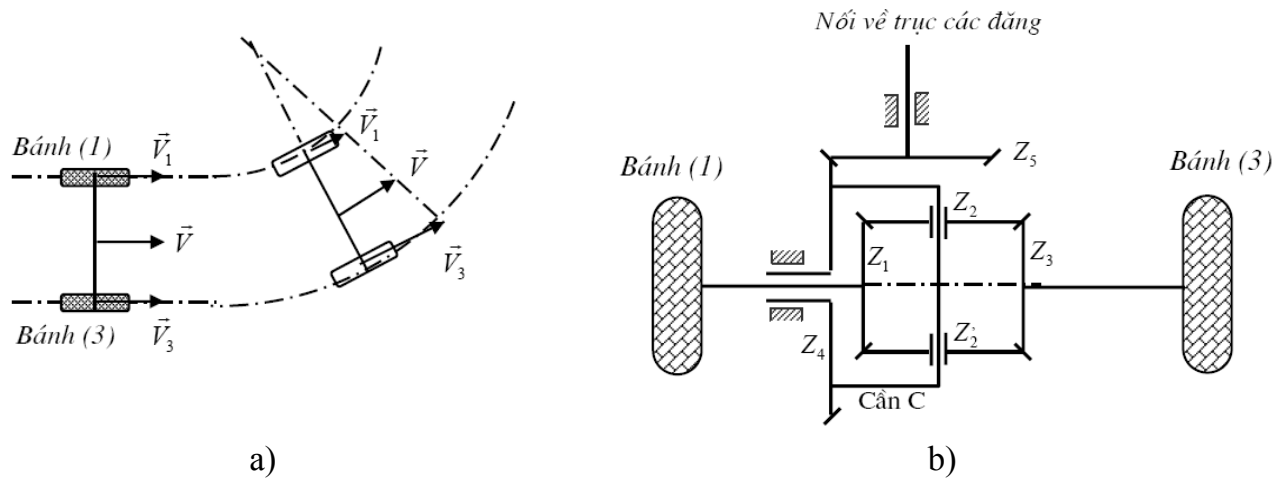


Hình 4.19: bộ phận đảo chiều quay

b) Ứng dụng của hệ vi sai

Hệ vi sai có hai bậc tự do, do đó nó được sử dụng trong các trường hợp cần tổng hợp hai chuyển động quay độc lập thành một chuyển động quay, hay phân tích một chuyển động quay thành hai chuyển động quay độc lập. Hộp vi sai trong ô tô: (hình 4.20)





Hình 4.20: hộp vi sai trong ô tô

- Gọi $\vec{V}$, $\vec{V}_1$, $\vec{V}_3$ lần lượt là vận tốc ô tô và vận tốc của tâm bánh xe sau 1 và 3; và ω_1 , ω_3 lần lượt là vận tốc góc của bánh 1 và 3 (hình 4.20a).
- Khi xe chạy trên đường thẳng, ta có: $\vec{V}_1 = \vec{V}_3 = \vec{V} \Rightarrow \omega_1 = \omega_3$
- Khi xe chạy trên đường vòng, ta có $V_1 < V_3$, do đó để xe đi vòng dễ dàng, không bị trượt trên mặt đường, phải có $\omega_1 < \omega_3$.
- Thế mà, bánh 1 và 3 cùng nhận chuyển động từ trục động cơ (thông qua trục các-đăng) lại phải có hai vận tốc góc khác nhau. Do đó cần phải sử dụng hệ vi sai để phân tích thành 2 chuyển động này.

Xét chuyển động của cơ cấu vi sai trong ô tô như hình 4.20b.

+ Cơ cấu gồm một hệ thường không gian $Z_4 - Z_5$ và một hệ vi sai không gian gồm Z_1 , Z_2 , Z_3 và cần C. Hai bánh răng có số răng bằng nhau Z_1 và Z_3 dẫn động cho hai bánh xe và cùng ăn khớp với bánh răng Z_2 (có thể quay quanh cần C).

+ Quan hệ vận tốc góc trong hệ vi sai trên là:

$$i_{13}^c = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = \frac{n_1 - n_c}{n_3 - n_c} = -\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2} = -1$$

$$\Rightarrow (n_1 - n_c) / (n_3 - n_c) = -1$$

$$\Rightarrow n_1 + n_3 = 2n_c$$

+ Cần C gắn liền với bánh răng Z_4 nên $n_c = n_4 = \text{const.}$ ả hờ vậy khi ô tô đi qua đường vòng, một bánh xe quay nhanh lên, bánh xe kia tự động quay chậm lại.

+ Thực tế ở cơ cấu vi sai trên, để tải trọng phân bố đều ở các bánh răng, các trục, người ta lắp thêm bánh răng Z'_2 . Thực chất chuyển động của bánh răng Z'_2 hoàn toàn giống bánh răng Z_2 , nên về nguyên lý không cần đề ý đến Z'_2 .

4.4. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

4.4.1. Phân tích lực tác dụng

Khi tính toán có thể xem như lực ma sát sinh ra trên bề mặt răng không đáng kể.

a. Bánh răng trụ răng thẳng

+ Lực vòng: $F_{t1} = 2T_1 / d_{w1} = F_{t2}$ (4-26)

+ Lực hướng tâm: $F_{r1} = F_{t2} \tan \alpha_w = F_{r2}$ (4-27)

+ Lực pháp tuyến: $F_{n1} = F_{n2} = F_{t1} / \cos \alpha_w$ (4-28)

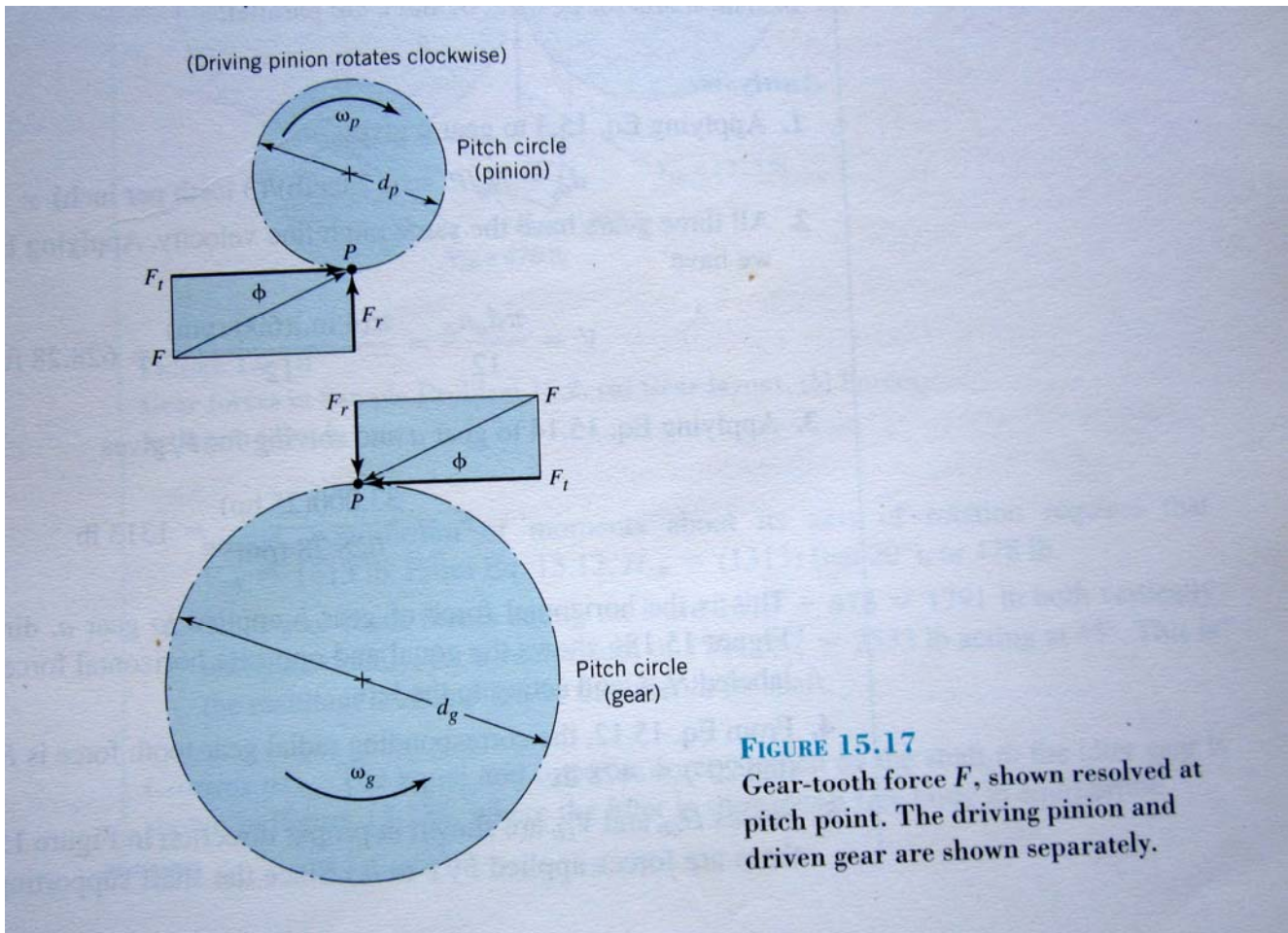


FIGURE 15.17

Gear-tooth force F , shown resolved at pitch point. The driving pinion and driven gear are shown separately.

Hình 4.21: Lực tác dụng lên răng của bánh răng thẳng

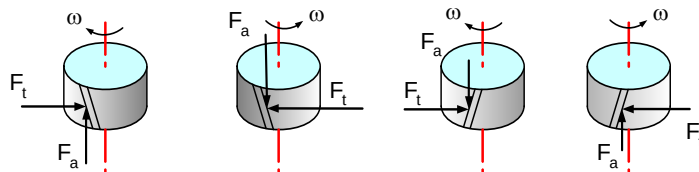
b. Bánh răng trụ răng nghiêng:

- + Lực vòng: $F_{t1} = 2T_1 / d_{w1} = F_{t2}$
- + Lực hướng tâm: $F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_w / \cos \beta_w = F_{r2}$ (4-29)
- + Lực dọc trục: $F_{a1} = F_{t1} \tan \beta_w = F_{a2}$ (4-30)
- + Lực pháp tuyến: $F_{n1} = F_{n2} = F_{t1} / \cos \alpha_{nw} \cos \beta_w$ (4-31)

α_{nw} : góc ăn khớp trong mặt phẳng pháp

Lưu ý

- Chiều lực vòng F_t trên bánh dẫn luôn ngược chiều quay, trên bánh bị dẫn cùng chiều quay.
- Phương lực dọc trục phụ thuộc vào chiều nghiêng răng và chiều quay:



Hình 4.22: Chiều tác dụng của lực lên bánh răng

- Chiều F_r luôn hướng vào tâm.

4.2.2. Tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng

(Tham khảo Tập 1, tài liệu [2], trang 91-126)

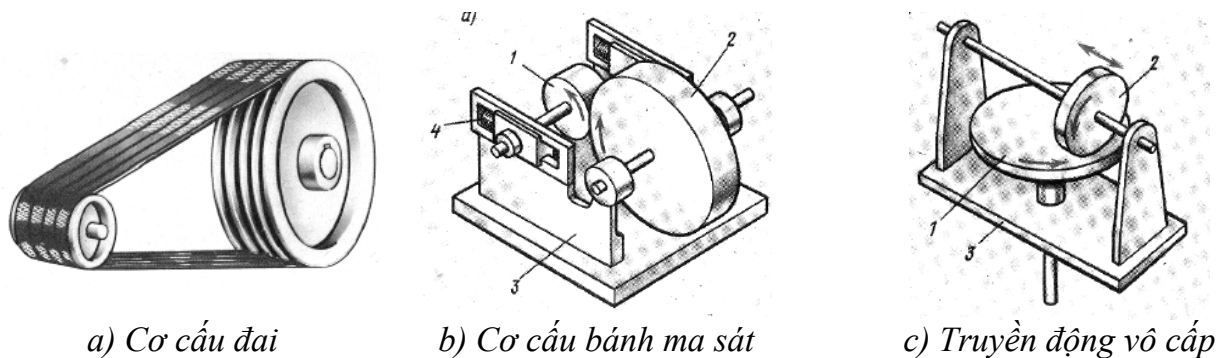
Chương 5: Cơ cấu dề

5.1. CƠ CẤU ĐAI

5.1.1. Giới thiệu về ma sát:

Ma sát là một hiện tượng tự nhiên phát sinh ở nơi tiếp xúc giữa các khâu có chuyển động tương đối với nhau. Ma sát gắn liền với vấn đề rất quan trọng trong kỹ thuật, đó là sự hao mòn của máy móc, thiết bị và tuổi thọ của chúng.

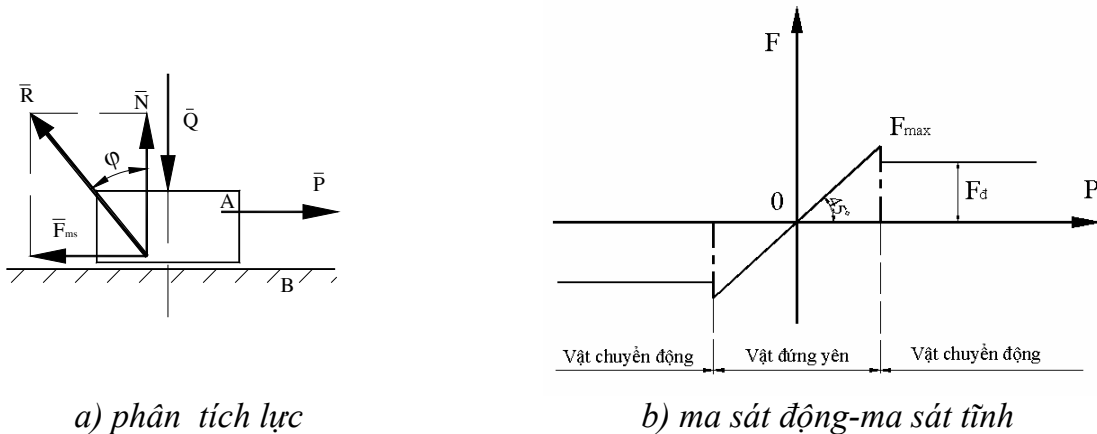
Thông thường, ma sát là lực cản có hại vì nó làm tiêu hao công suất, giảm hiệu suất của máy. Công của lực ma sát phần lớn biến thành nhiệt làm nóng các chi tiết máy; làm thay đổi cơ, lý tính của bề mặt tiếp xúc hoặc chất bôi trơn; làm mòn các chi tiết máy, độ chính xác giảm... Tuy nhiên trong nhiều trường hợp, nó là lực cản có ích, được dùng để truyền động, ví dụ trong cơ cấu bánh ma sát, cơ cấu đai, máy cán... trong các thiết bị phanh hãm, cơ cấu kẹp chặt...



Hình 5-1: Một số ứng dụng có ích của lực ma sát

Lực ma sát trượt khô.

Giả sử 2 vật A, B tiếp xúc nhau theo một mặt phẳng (H.5-3a).



Hình 5-2: mô tả ma sát trượt

Vật A chịu 1 lực thẳng đứng $\bar{Q}$ vuông góc mặt tiếp xúc. Vật B sẽ tác động vào A một phản lực $\bar{a}$ cùng phương ngược chiều và có giá trị bằng lực $\bar{Q}$.

Tác động vào A một lực $\bar{P}$ nhỏ, nằm ngang trong mặt phẳng tiếp xúc. Tăng dần lực $\bar{P}$ từ giá trị 0. Lúc đầu, vật A đứng yên, chứng tỏ đã có lực tác dụng lên A cân bằng với lực $\bar{P}$. Lực đó gọi là lực ma sát $\bar{F}$.

$$\bar{F} = - \bar{P}$$

Lực $\bar{F}$ gọi là lực ma sát tĩnh.

Tăng từ từ lực $\bar{P}$ ta thấy vật vẫn đứng yên – nghĩa là $\bar{F}$ đã tăng theo để luôn cân bằng với lực $\bar{P}$.

Tăng lực $\bar{P}$ đến một giá trị nào đó, vật A bắt đầu chuyển động. Lực ma sát tĩnh tăng đến giá trị $\bar{F}_{\max}$.

Khi vật A chuyển động thẳng đều, vật A chịu tác động của một lực ma sát động để cân bằng với lực $\bar{P}$. Quan hệ giữa lực ma sát $\bar{F}$ và lực $\bar{P}$ được biểu thị trên hình 5-2b.

Theo Culomb, lực ma sát được tính theo công thức:

$$F = a + b \cdot \bar{a}$$

Trong đó, hệ số a phụ thuộc vào diện tích tiếp xúc.

$$\Rightarrow F = (a/\bar{a} + b) \cdot \bar{a}$$

$$\Rightarrow F = f \cdot \bar{a} \quad (5-1)$$

Trong đó, hệ số ma sát $f = a/\bar{a} + b$ là hệ số ma sát tĩnh khi 2 vật có xu hướng chuyển động tương đối với nhau, là hệ số ma sát động khi hai vật có chuyển động tương đối.

Góc ma sát tĩnh và góc ma sát động được xác định theo công thức:

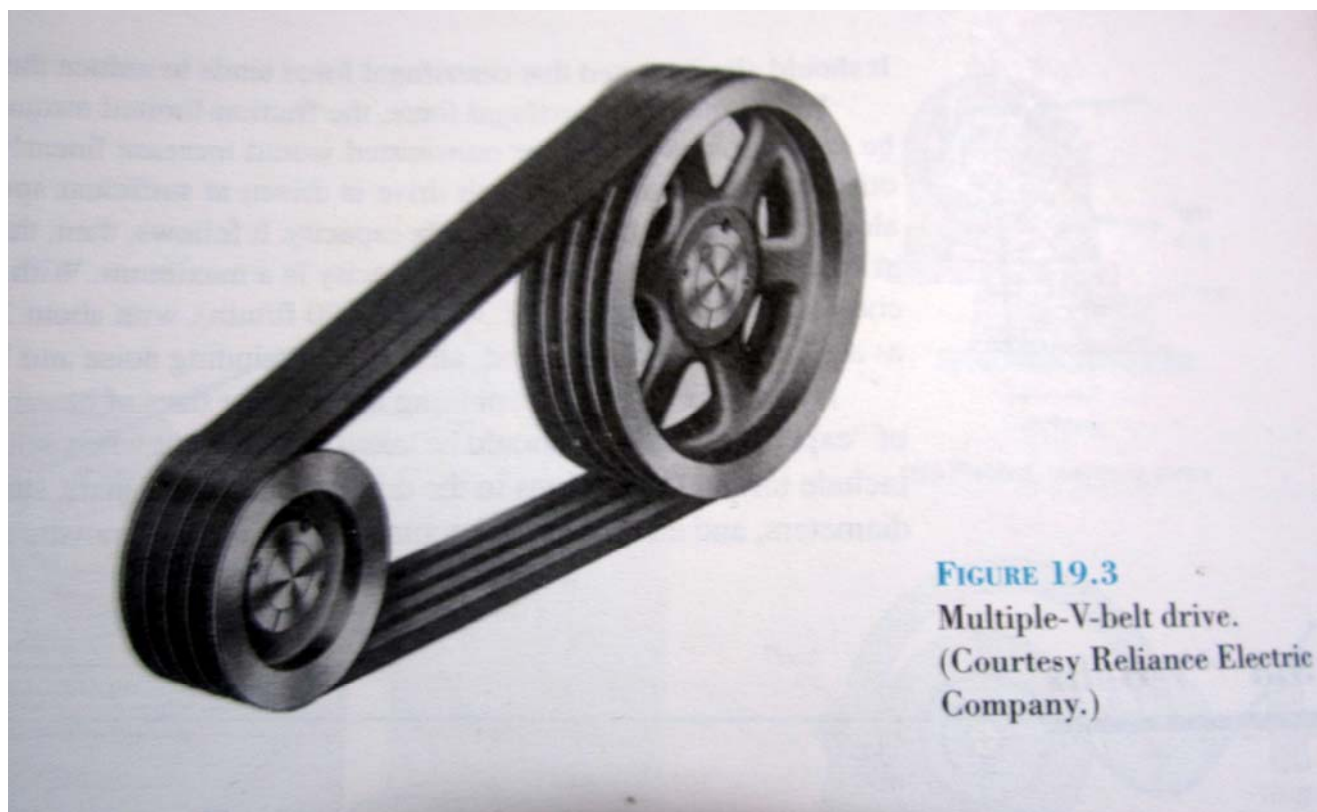
$$\operatorname{tg} \varphi_t = F_{\max} / \bar{a} = f_t; \quad \operatorname{tg} \varphi_d = F_d / \bar{a} = f_d$$

Sau đây, để thuận tiện, ta dùng ký hiệu $\bar{F}$ để chỉ cả lực ma sát tĩnh lẫn lực ma sát động và ký hiệu f để chỉ cả hệ số ma sát tĩnh và động.

5.1.2. Cơ cấu đai truyền (bộ truyền đai)

5.1.2.1. Khái niệm chung

Nguyên lý: - Bộ truyền đai hoạt động theo nguyên lý ma sát: công suất từ bánh chủ động (1) truyền cho bánh bị động (3) nhờ vào ma sát sinh ra giữa dây đai (3) và bánh đai (1), (2).

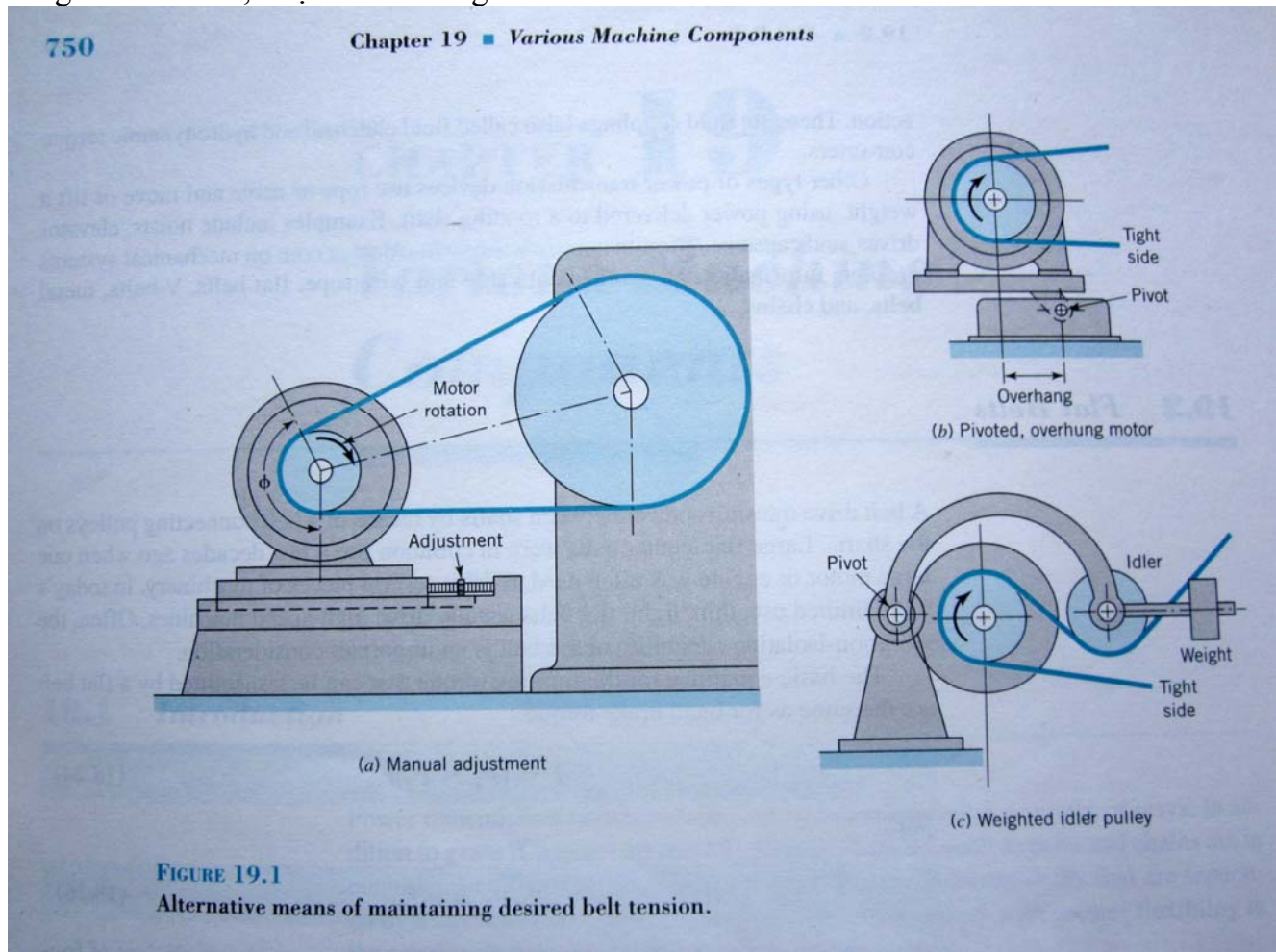


Hình 5.3: Mô tả một cơ cấu đai

- Ma sát sinh ra giữa hai bề mặt xác định theo công thức:

$$F_{ms} = f \cdot \ddot{a}$$

ở đây vậy, để có lực ma sát thì cần thiết phải có áp lực pháp tuyến. Trong bộ truyền đai, để tạo lực pháp tuyến thì phải tạo lực căng đai ban đầu, ký hiệu là F_0 . Một vài cách để duy trì lực căng đai cần thiết, được mô tả trong hình sau:



Hình 5.4: Những cách khác nhau để tạo ra & duy trì lực căng đai

Phân loại

- Theo tiết diện đai: bao gồm đai dẹt, đai hình thang, đai răng lược, đai tròn, đai răng, đai lục giác.
- Theo kiểu truyền động: truyền động giữa hai trục song song cùng chiều, truyền động giữa hai trục song song ngược chiều, truyền động giữa các trục chéo nhau

Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

Ưu điểm:

- Có thể truyền động giữa các trục cách xa nhau (<15m)
- Làm việc êm, không gây ồn nhờ vào độ dẻo của đai nên có thể truyền động với vận tốc lớn
- ảnh hưởng vào tính chất đàn hồi của đai nên tránh được dao động sinh ra do tải trọng thay đổi tác dụng lên cơ cấu.
- ảnh hưởng vào sự trượt trơn của đai nên đề phòng sự quá tải xảy ra trên động cơ
- Kết cấu và vận hành đơn giản

Nhược điểm

- Kích thước bộ truyền đai lớn so với các bộ truyền khác: xích, bánh răng.

- Tỷ số truyền thay đổi do hiện tượng trượt trơn giữa đai và bánh đai (ngoại trừ đai răng)
- Tải trọng tác dụng lên trục và ổ lớn (thường gấp 2-3 lần so với bộ truyền bánh răng) do phải có lực căng đai ban đầu (tạo áp lực pháp tuyến lên đai tạo lực ma sát)
- Tuổi thọ của bộ truyền thấp

⇒ Hiện nay, bộ truyền đai thang được sử dụng rộng rãi, đai dệt ngày càng ít sử dụng. Khuyến hướng dùng bộ truyền đai răng ngày càng phổ biến vì tận dụng được ưu điểm của bộ truyền bánh răng và bộ truyền đai.

5.1.2.2. Cơ sở lý thuyết tính toán bộ truyền đai

Thông số hình học bộ truyền đai:

- Thông số hình học chủ yếu: a : khoảng cách trục; Φ : góc ôm bánh đai nhỏ (bánh dẫn); $d_{1,2}$: đường kính bánh đai; L : chiều dài đai. Tất cả được mô tả trong hình 19.1a.

- Quan hệ giữa các thông số hình học:

* Góc ôm lấy gần đúng

$$\Phi = 180^\circ - 57(d_2 - d_1) / a \quad (5-2)$$

- Chiều dài đai được xác định theo công thức:

$$L = 2a + \pi \left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (5-3)$$

- Chiều dài đai được chọn lại theo tiêu chuẩn. Sau đó tính lại khoảng cách trục a :

$$a = \frac{k + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2}}{4} \quad (5-4)$$

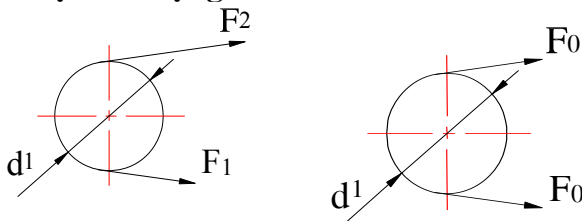
$$k = L - \pi(d_1 + d_2) / 2$$

trong đó:

$$\Delta = (d_2 - d_1) / 2$$

Lực tác dụng lên bộ truyền đai

a. Lực tác dụng lên đai



Hình 5-5: lực tác dụng lên đai

- Gọi F_0 là lực căng ban đầu; F_1 là lực căng trên nhánh căng và F_2 là lực căng trên nhánh chùng khi bộ truyền chịu tải.

- Điều kiện cân bằng lực:

$$F_1 - F_2 = F_t \quad (5-5)$$

F_t gọi là lực vòng hay tải trọng có ích

Mô-men (giới hạn) có thể truyền trên đai là:

$$T = (F_1 - F_2) \cdot (d_1 / 2)$$

Giả sử chiều dài L không thay đổi khi chịu tải trọng nên độ co và giãn trên hai nhánh bằng nhau.

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + \Delta F \\ F_2 &= F_0 - \Delta F \end{aligned} \quad (5-6)$$

$$\Rightarrow F_2 + F_1 = 2F_0$$

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_t}{2} \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_t}{2} \end{aligned}$$

Mối quan hệ giữa F_1 và F_2 : $F_1 = F_2 e^{f\Phi}$ (5-7)

Từ các công thức trên, ta có:

$$\begin{aligned} F_1 &= F_t e^{f\Phi} / (e^{f\Phi} - 1) \\ F_2 &= F_t / (e^{f\Phi} - 1) \\ F_0 &= F_t (e^{f\Phi} + 1) / 2(e^{f\Phi} - 1) \end{aligned} \quad (5-8)$$

Suy ra: $F_t = 2F_0(e^{f\Phi} - 1) / (e^{f\Phi} + 1)$.

Ảnh hưởng, nếu tăng góc ôm α và hệ số ma sát f lên thì sẽ tăng khả năng tải của bộ truyền.

- Khi đai chuyển động trên bánh đai, mỗi phần tử đai chịu lực ly tâm, lực ly tâm tạo nên lực căng phụ F_v trên đai:

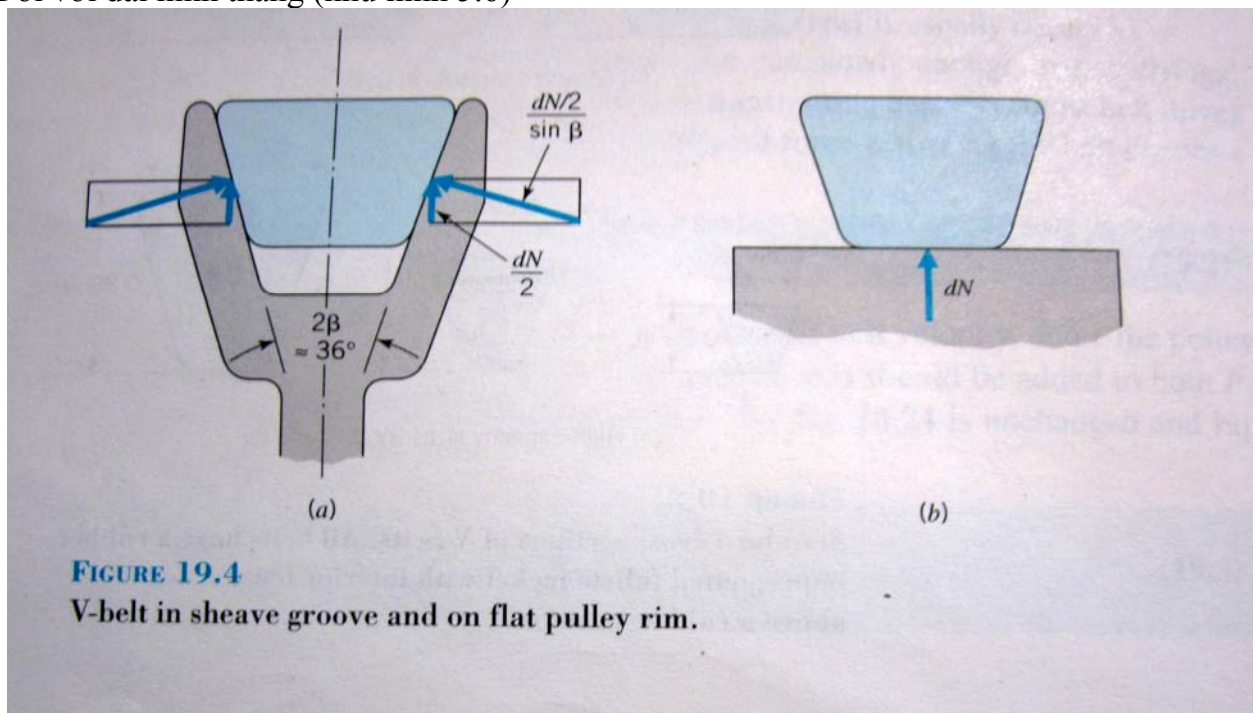
$$F_v = \rho A v^2 = q_m v^2 \quad (5-9)$$

q_m – khối lượng trên 1m dây đai, kg/m

- Phương trình Euler có kể đến lực căng phụ

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

- Đối với đai hình thang (như hình 5.6)



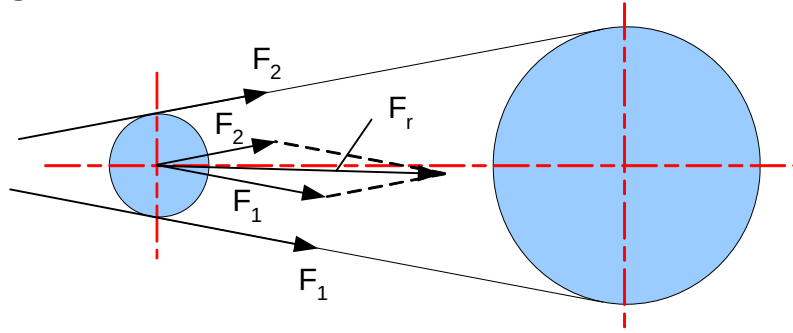
Hình 5.6: Mô tả sự tiếp xúc của một cơ cấu đai hình thang

Phương trình Euler là:

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

Trong đó, $f' = f/\sin\beta$, với β là góc chêm của đai hình thang, mô tả trong hình vẽ.

b. Lực tác dụng lên trục và ổ



Hình 5-7: lực tác dụng lên trục

Lực tác dụng lên trục:

$$F_r \approx 2F_0 \sin\left(\frac{\Phi}{2}\right) \quad (5-10)$$

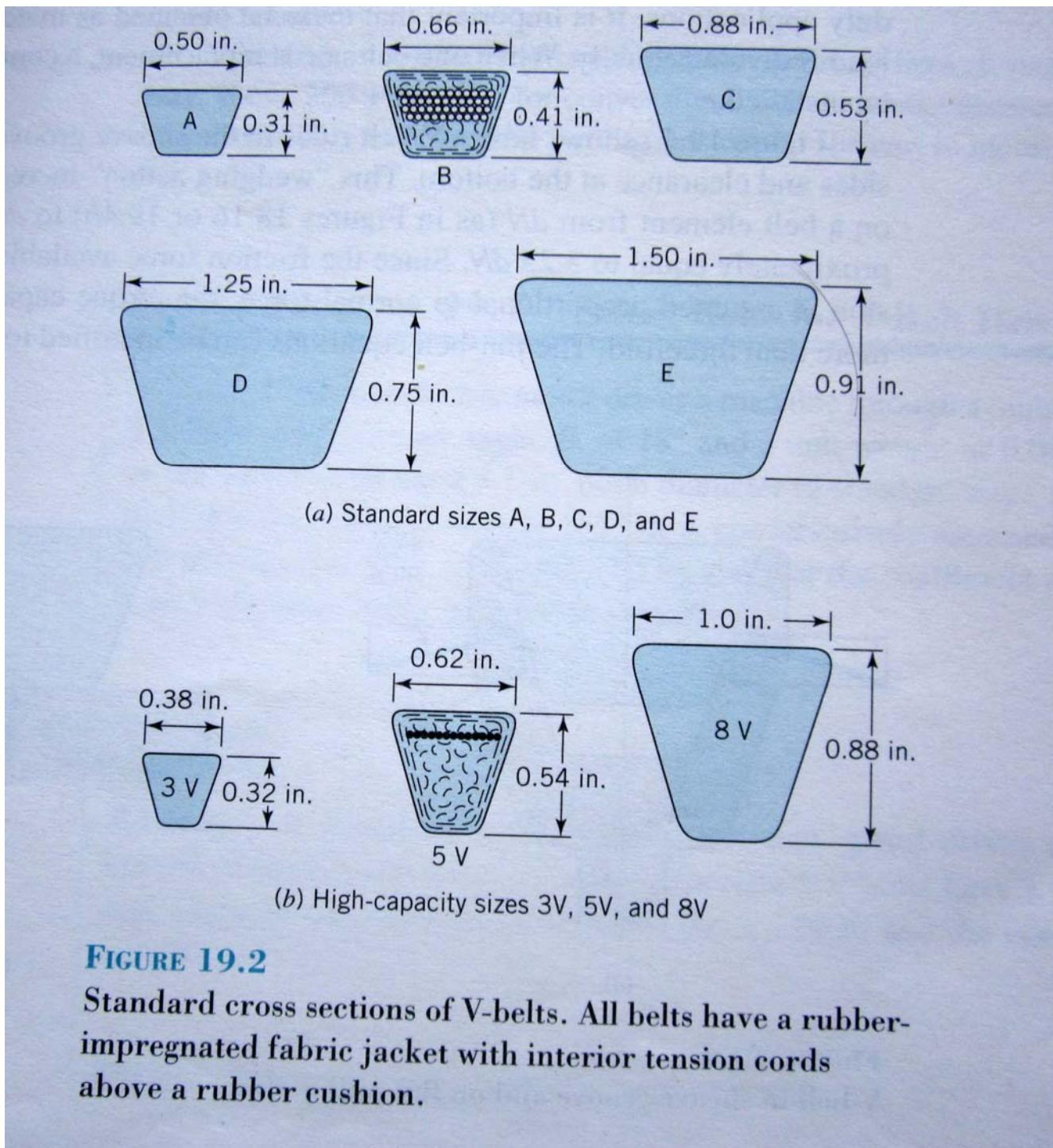
Cấu tạo của đai & Bánh đai

a. Cấu tạo của đai

Vật liệu làm đai phải thỏa mãn : độ bền mỏi, mòn, hệ số ma sát tương đối lớn và có tính đàn hồi cao.

Đai dệt bao gồm các loại đai sau: đai da, đai vải cao su, đai sợi bông, đai sợi len, đai làm bằng vật liệu tổng hợp. Trừ một số loại đai bằng vật liệu tổng hợp chế tạo thành vòng kín, các loại đai còn lại cần phải nối đai theo chiều dài.

Đai hình thang (hình vẽ). Bề mặt làm việc của đai hình thang là hai mặt bên, giữa đáy đai và bánh đai có khe hở. Dây đai không ngoài bánh đai để tránh hư hỏng do cạnh bánh đai. Đai thang gồm: đai sợi xếp, đai sợi bện. Đai được chế tạo thành vòng kín và được tiêu chuẩn hoá kích thước cũng như chiều dài đai



Hình 5.8: Mô tả đai thang

b. Kết cấu bánh đai

Kết cấu bánh đai phức thuộc vào loại đai, khả năng công nghệ và quy mô sản xuất:

+ Đường kính <100mm: đúc

+ Đường kính lớn: bánh đai khoét lỗ, có lỗ hoặc nan hoa để giảm khối lượng

Kết cấu vành đai thang có kích thước tương ứng với tiết diện đai. Góc chêm bánh và đai hình răng lược = 40° , góc chêm bánh đai thang giảm theo chiều tăng tải trọng ($40^\circ, 38^\circ, 36^\circ, 34^\circ$)

Kết cấu bánh đai dẹt: trụ, tang trống, côn. Thông thường, bánh đai dẫn mặt trụ và đai bị dẫn tang trống. ở vận tốc lớn ($> 40\text{m/s}$) thì khoét rãnh để thoát không khí.

Bánh đai dẹt có bề mặt ngoài là mặt trụ, đường kính bánh đai được chọn theo các trị số tiêu chuẩn. Đối với đai hình thang, đường kính tính toán ($d_{1,2}$) là đường kính vòng tròn (trên bánh đai) đi qua lớp trung hòa của đai, cũng được chọn theo các trị số tiêu chuẩn. Chiều rộng (B) của bánh đai cũng theo tiêu chuẩn.

Ứng suất sinh ra trong đai

Lực căng đai gây ra các ứng suất sau:

- + $\sigma_v = F_v/A = \rho v^2 \cdot 10^{-6}$ – ứng suất do lực căng phụ
- + $\sigma_1 = F_1/A$, $\sigma_2 = F_2/A$, - Ứng suất trên nhánh chủ động và bị động
- + $\sigma_0 = F_0/A$ - Ứng suất do lực căng ban đầu
- + $\sigma_t = F_t/A$ - Ứng suất có ích sinh ra trong đai

ở ngoài ra còn ứng suất uốn tuân theo định luật Hooke:

$$\sigma_u = \varepsilon E = E\delta/d \quad (5-11)$$

$\varepsilon = y/r$ – độ giãn dài tương đối của thớ ngoài cùng

$y = \delta/2$ – khoảng cách từ đường trung hoà tới thớ đai ngoài cùng

$r \approx d/2$ – bán kính cong đường trung hoà

- Ứng suất lớn nhất sinh ra trên nhánh căng khi đai bắt đầu tiếp xúc trên bánh đai nhỏ :

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{u1} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{u1} \quad (5-12)$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_t e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1) + \sigma_v + \sigma_{u1} \quad (5-13)$$

$$\sigma_{\max} = (P_1 / vA) e^{f\alpha} / (e^{f\alpha} - 1) + \rho v^2 + \sigma_{u1} \quad (5-14)$$

- Khả năng kéo của bộ truyền đai đặc trưng bởi ứng suất có ích σ_t :

$$\sigma_t = 2\sigma_0 (e^{f\alpha} - 1) / (e^{f\alpha} + 1) \quad (5-15)$$

$\Rightarrow \sigma_0$ tăng thì khả năng kéo tăng tuy nhiên tuổi thọ của đai giảm. Vì vậy hạn chế σ_0 : $\sigma_0 \leq 1,5\text{Mpa}$ (đối với đai thang); $\sigma_0 \leq 0,8\text{Mpa}$ (đối với đai dẹt)

- Tuổi thọ đai không những phụ thuộc vào ứng suất mà còn phụ thuộc vào đặc tính và chu kỳ thay đổi tần số ứng suất. Tần số này xác định bằng số vòng chạy của đai trong một giây:

$$i = v/L \quad (5-40)$$

i càng lớn thì tuổi thọ càng thấp. Đối với đai thang: $i \leq 3..5 \text{ s}^{-1}$; Đối với đai dẹt: $i \leq 10..20 \text{ s}^{-1}$

Hiện tượng trượt trong bộ truyền đai

Bao gồm: trượt hình học, trượt đàn hồi, trượt trơn

- **Trượt hình học**: xảy ra khi bộ truyền chưa làm việc, dưới tác dụng của tải trọng F_0 , đai bị giãn $\rightarrow$ hiện tượng trượt trơn

- **Trượt đàn hồi**: do lực F_1 trên nhánh căng $> F_2$ trên nhánh chùng, nên độ biến dạng đai λ_1 khi vào đai sẽ $>$ độ biến dạng đai khi ra đai. Do đó, khi đai vào tiếp xúc với bánh dẫn đai sẽ bị co lại gây nên hiện tượng trượt đàn hồi

Trên bánh bị dẫn xảy ra hiện tượng trượt đàn hồi khi ra đai.

- **Trượt trơn**: xảy ra khi moment truyền lớn hơn moment ma sát

Vận tốc và tỉ số truyền

- Vận tốc vòng trên các bánh đai:

$$\begin{aligned} &+ \text{Trên bánh dẫn:} & v_1 &= \pi d_1 n_1 / 60000 \\ &+ \text{Trên bánh bị dẫn:} & v_2 &= \pi d_2 n_2 / 60000 \end{aligned} \quad (5-16)$$

- Giữa vận tốc vòng hai bánh đai có sự liên hệ:

$$\xi = (v_1 - v_2) / v_1 = 1 - \frac{v_2}{v_1} = 1 - \frac{d_2 n_2}{d_1 n_1}$$

$$v_2 = v_1(1 - \xi) \quad (5-17)$$

với: ξ - hệ số trượt tương đối. $\xi = 0,01 \dots 0,02$

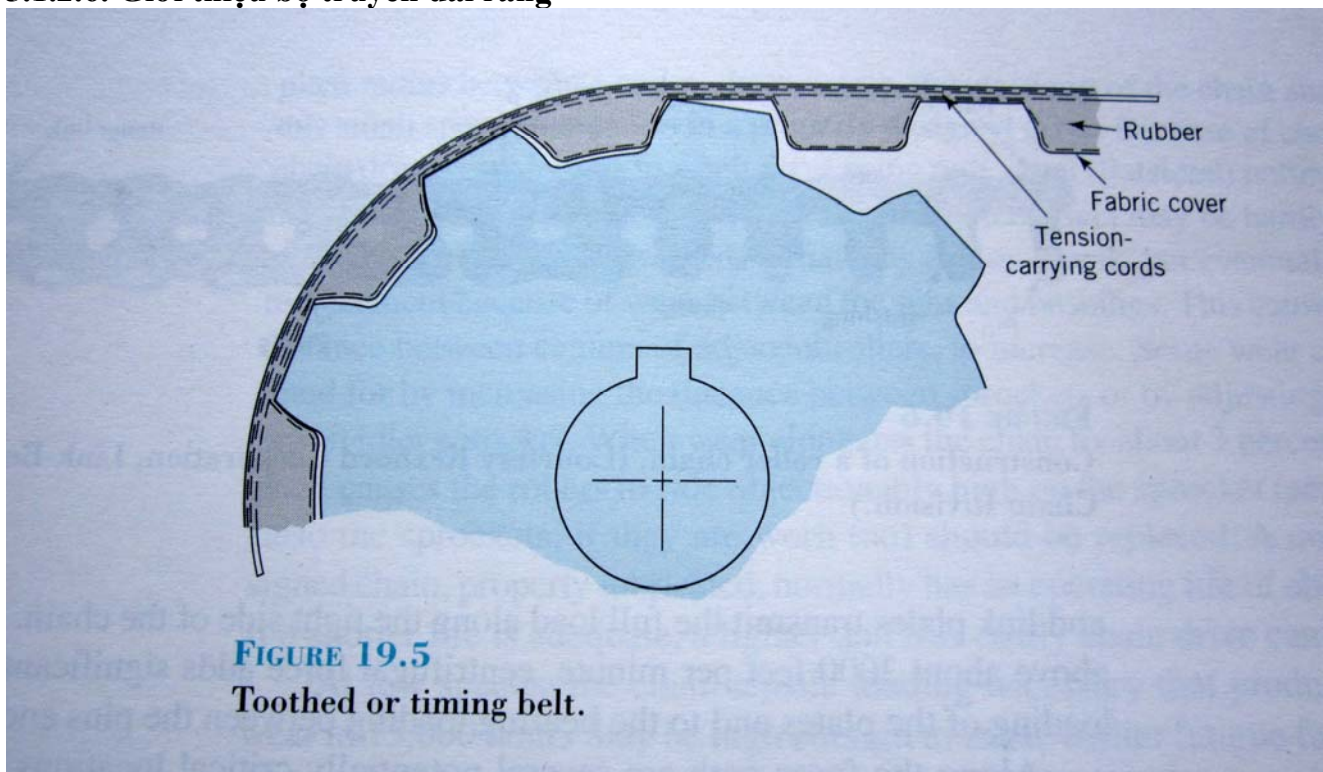
- Tỷ số truyền của bộ truyền đai:

$$u = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} \approx \frac{d_2}{d_1} \quad (5-18)$$

5.1.2.3. Tính toán thiết kế bộ truyền đai

(Tham khảo Tập 1, tài liệu [2], trang 50 – 76)

5.1.2.6. Giới thiệu bộ truyền đai răng



Hình 5.9: Mô tả một bộ truyền đai răng

- Làm việc nhờ sự ăn khớp giữa các gờ trên đai và các rãnh của bánh đai.

Ưu điểm:

- + Kích thước bộ truyền nhỏ
- + Không có hiện tượng trượt đai
- + Tỷ số truyền lớn (đến 20)
- + Hiệu suất cao (0.92 .. 0.98)
- + Lực tác dụng lên trục và ổ nhỏ
- + Công suất truyền đến 200Kw

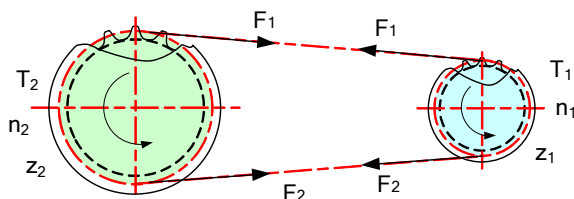
- Các kích thước chủ yếu:

+ Môđun đai: $m = p/\pi$, trong đó p là bước đai + Chiều cao răng $h = (0.6 \dots 0.9)m$ + Chiều rộng nhỏ nhất của đai $S = (1 \dots 12,2)m$ + Đường kính vòng chia $d = mZ$ + Khoảng cách trục a .

5.2. CƠ CẤU XÍCH

5.2.1. Khái niệm

Nguyên lý



Hình 5.10: mô tả bộ truyền xích

Bộ truyền xích thực hiện truyền động từ bánh xích chủ động sang bánh xích bị động nhờ vào sự ăn khớp giữa răng trên đĩa xích và các mắt xích.

Phân loại

Theo công dụng chung, xích được chia làm ba loại:

- Xích kéo.
- Xích tải.
- Xích truyền động.

Trong chương trình chúng ta chỉ tìm hiểu về xích truyền động mà thôi. Xích truyền động được chia làm 3 loại chính: xích ống, xích con lăn và xích răng.

Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

Ưu điểm:

- Không có hiện tượng trượt như bộ truyền đai, có thể làm việc khi có quá tải đột ngột, hiệu suất cao.
- Không đòi hỏi phải căng xích, nên lực tác dụng lên trục và ổ nhỏ hơn
- Kích thước bộ truyền nhỏ hơn bộ truyền đai nếu cùng công suất
- Góc ôm không có ý nghĩa như bộ truyền đai nên có thể truyền cho nhiều bánh xích bị dẫn

Nhược điểm:

- Bản lề xích bị mòn nên gây tải trọng động, ồn.
- Có tỉ số truyền tức thời thay đổi, vận tốc tức thời của xích và bánh bị dẫn thay đổi.
- Phải bôi trơn thường xuyên và phải có bánh điều chỉnh xích.
- Mau bị mòn trong môi trường có nhiều bụi hoặc bôi trơn không tốt.

Phạm vi sử dụng

- Truyền công suất và chuyển động giữa trục có khoảng cách xa, cho nhiều trục đồng thời trong trường hợp $n < 500v/p$
- Công suất truyền thông thường $< 100 \text{ kW}$
- Tỉ số truyền < 6 , hiệu suất $0,95..0,97$

5.2.2. Kết cấu xích truyền động

a. Kết cấu xích

Xích con lăn & xích ống con lăn (hình 5.11)

Má trong 1 (lắp chặt với ống 5), xen kẽ với má ngoài 2 (lắp chặt với chốt 4), có thể xoay tương đối với nhau.

Ống 5 và chốt 4 có khe hở cho phép xoay tương đối với nhau, tạo thành bản lề.

Xích ống con lăn giống xích con lăn nhưng không có con lăn 6, nên mòn nhanh. ả hưng khối lượng và giá thành thấp.

Chapter 19 ■ Various Machine Components

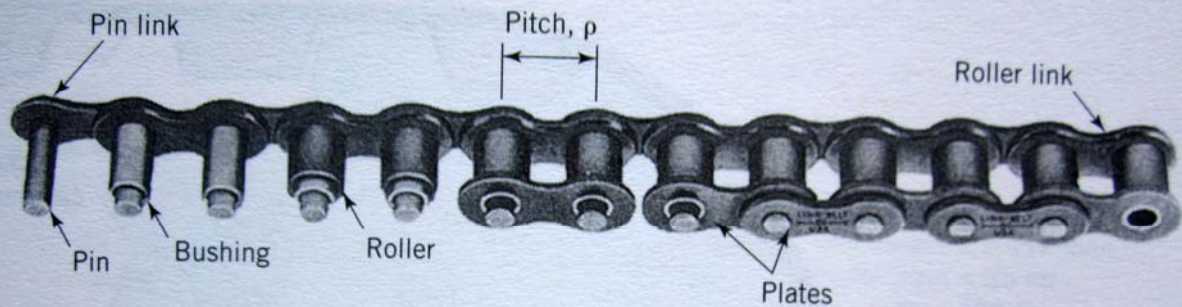
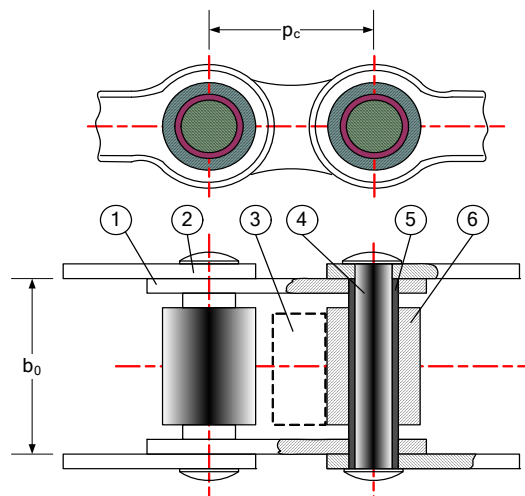


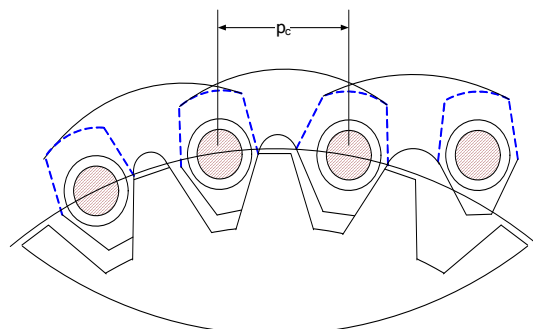
FIGURE 19.6

Construction of a roller chain. (Courtesy Rexnord Corporation, Link-Belt Chain Division.)



Hình 5.11: cấu tạo của xích con lăn & xích ống con lăn

Xích răng



Hình 5.12: mô tả xích răng

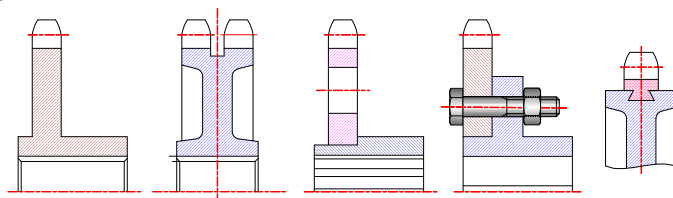
Gồm nhiều má xích xếp xen kẽ nhau, các má xích nối với nhau bằng khớp bản lề. Các má xích ăn khớp với bánh xích bởi hai mặt phẳng đầu má xích.

Xích răng làm việc êm, ít ồn, khả năng tải cao

Để xích khi làm việc không bị trật khỏi đĩa xích theo phương dọc trục ta dùng các má dẫn hướng không có răng đặt giữa xích. Trên đĩa xích có phay rãnh.

b. Kết cấu đĩa xích

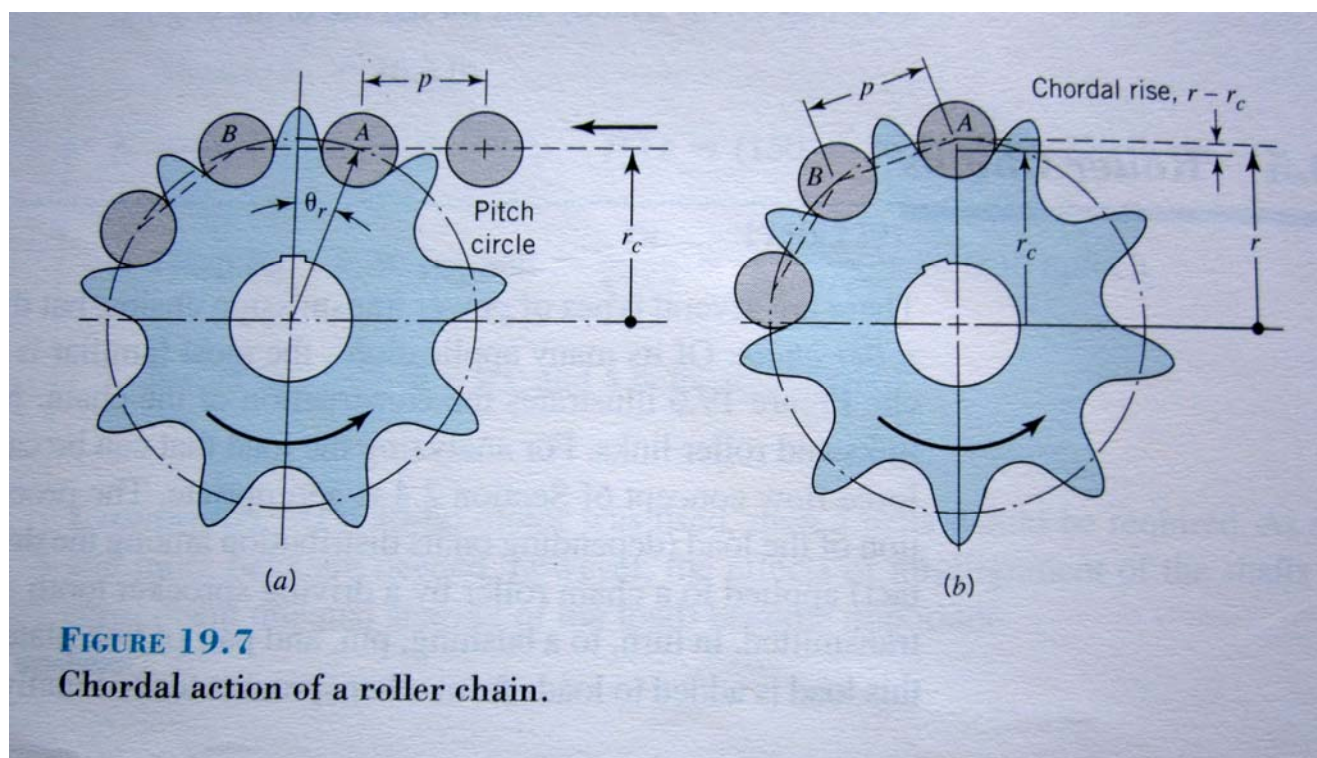
Kết cấu đĩa xích như hình



Hình 5.13: mô tả đĩa xích

- Kích thước bánh xích nhỏ, có thể dùng phôi dập. Khi kích thước bánh xích lớn, có thể ghép rơli mayơ và đĩa xích bằng mối ghép hàn hay bu lông.
- Biên dạng và kích thước răng xích phụ thuộc vào loại và kích thước xích

5.2.3. Thông số hình học cơ cấu xích



Hình 5.14: Mô tả một nguyên nhân gây tiếng ồn

Bước xích p_c

- Là thông số cơ bản bộ truyền xích.
- Bước xích càng lớn thì khả năng tải càng cao. Đồng thời tải trọng động, va đập và tiếng ồn cũng tăng theo, nhất là khi làm việc với vận tốc cao
- Để tăng khả năng tải có thể tăng số dây xích (xích ống con lăn) hoặc tăng chiều rộng xích (xích răng)
- Bước xích được chọn theo tiêu chuẩn

Số răng đĩa xích

- Thông thường $Z_1 < Z_2$, nếu số răng nhỏ thì xích mau bị mòn (vì góc xoay bản lề lớn) và tải trọng động cũng như va đập.
- Do đó, ta hạn chế số răng nhỏ nhất. Thông thường, khi $v \geq 2\text{m/s}$. thì $z_{\min} \geq 19$, khi $v < 2\text{m/s}$. thì $z_{\min} = 11 \dots 15$. Trong thiết kế có thể tính theo công thức: $z_1 = 29 - 2u$

- Để tránh tuôn xích khi xích mòn, phải hạn chế số răng lớn nhất. $z_{\max} \leq 100..120$ (xích con lăn), $z_{\max} \leq 120..140$ (xích răng).
- Số răng đĩa xích nên lấy theo số lẻ vì khi đó mỗi răng xích sẽ lần lượt ăn khớp với tất cả các mắt xích, như vậy răng xích sẽ mòn đều hơn.

Đường kính vòng chia

+ Vòng tròn chia: đi qua tâm bản lề xích, được xác định theo công thức:

$$d = \frac{p_c}{\sin(\frac{\pi}{z})} \approx \frac{p_c z}{\pi} \quad (5.19)$$

(Vì π/z tương đối nhỏ nên $\sin(\pi/z) \approx \pi/z$)

+ Đường kính vòng ngoài đĩa xích:

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

Đối với xích răng, đường kính vòng chia lớn hơn đường kính vòng đỉnh. Đường kính vòng đỉnh xác định theo công thức:

$$d_a = p_c \cotg(180/z)$$

Khoảng cách trục a và số mắt xích X

- Khoảng cách trục $a_{\min}$ được giới hạn bởi khe hở nhỏ nhất của hai đĩa xích từ 30..50mm
- Chiều dài xích xác định theo công thức:

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

- Số mắt xích X :

$$X = \frac{L}{p_c} = \frac{2a}{p_c} + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \frac{[(z_2 - z_1)/2\pi]^2 p_c}{a} \quad (5.20)$$

5.2.4. Thông số về vận tốc và lực

Vận tốc trung bình bộ truyền xích:

$$v = \frac{n.z.p_c}{60000} \quad (5.21)$$

n – số vòng quay của đĩa xích; z – số răng của đĩa xích; và p_c – bước xích

Tỉ số truyền trung bình

$$u = n_1 / n_2 = z_2 / z_1 \quad (5.22)$$

Thông thường $u \leq 8$

Lực tác dụng trong bộ truyền xích

- Lực vòng F_t liên hệ với lực trên nhánh căng F_1 và chùng F_2 :

$$F_1 - F_2 = F_t \quad (5.23)$$

- Lực căng do ly tâm:

$$F_v = q_m v^2 \quad (5.24)$$

q_m – Khối lượng một mét xích, kg/m

v – vận tốc vòng, m/s

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

$$F_0 = K_f a q_m g \quad (5.25)$$

a – chiều dài đoạn xích tự do bằng khoảng cách trục

g – gia tốc trọng trường

K_f – hệ số phụ thuộc độ võng xích

$K_f = 6$ – khi xích nằm ngang

$K_f = 3$ – khi xích nằm nghiêng $< 40^\circ$ so với phương ngang

$K_f = 1$ – khi xích thẳng đứng

- $F_2 = F_0 + F_v$. Có thể lấy gần đúng: $F_1 = F_t$ (5.26)

- Lực tác dụng lên trục

$$F_r = K_m F_t \quad (5.27)$$

K_m – hệ số trọng lượng xích

+ $K_m = 1,15$ – Khi xích nằm ngang hoặc nghiêng $< 40^\circ$

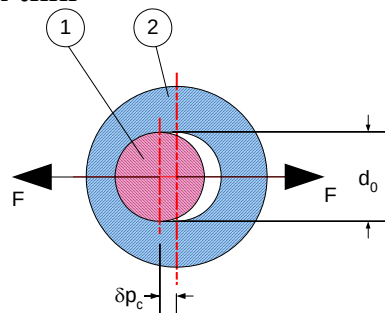
+ $K_m = 1$ – Khi xích thẳng đứng hoặc nghiêng $\geq 40^\circ$

Tải trọng động

- Sự thay đổi có chu kỳ của vận tốc như trên là nguyên nhân thay đổi tỉ số truyền tức thời, là nguyên nhân gây tải trọng động phụ trong bộ truyền.

- Vận tốc v_1 gây va đập giữa bản lề xích và răng bánh xích.

Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính



Hình 5.15: mô tả để xác định dạng hỏng

Các dạng hỏng chủ yếu trong bộ truyền xích bao gồm:

+ Mòn bản lề

+ Mòn răng đĩa xích

+ Vỡ con lăn

...

5.2.5. Tính toán xích con lăn theo độ bền mòn

(Tham khảo Tập 1, tài liệu [2], trang 77 – 90)

Chương 6: Một số cơ cấu khác

6.1. CƠ CẤU CAM

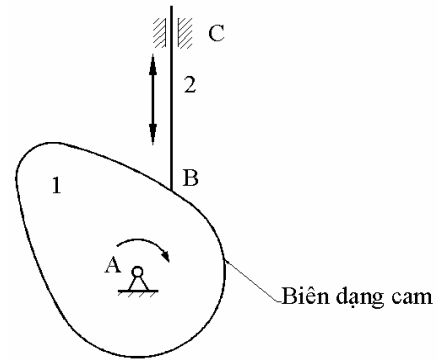
6.1.1. Khái niệm về cơ cấu cam

Cơ cấu cam là cơ cấu khớp loại cao, có khả năng thực hiện được những chuyển động có chu kỳ phức tạp của khâu bị dẫn với độ chính xác cao.

Khâu dẫn của cơ cấu được gọi là cam, còn khâu bị dẫn được gọi là cần (hình 6.1).

+ O_1B là kích thước động của khâu 1, O_1B thay đổi trong quá trình làm việc.

+ Khớp cao giữa khâu 1 và khâu 2 là B.



Hình 6.1: Cơ cấu cam

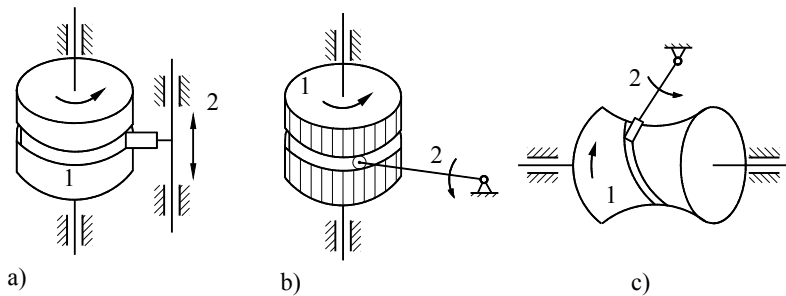
Ưu nhược điểm

- Ưu điểm: Chọn biên hình cam (thiết kế cơ cấu cam) theo một quy luật chuyển động cho trước (của cần) thì dễ dàng.

- Nhược điểm: Có khớp cao B tiếp xúc theo điểm hay theo đường, dẫn đến hao mòn nhanh ở bề mặt làm việc; có khuynh hướng tháo khớp; khó khăn trong việc chế tạo chính xác bề mặt làm việc của cam.

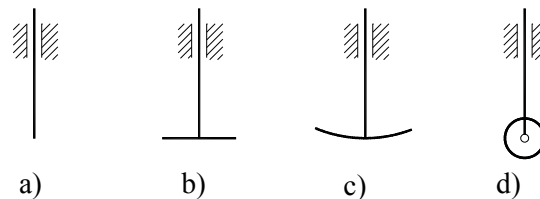
Phân loại

Theo mặt phẳng chuyển động của cam và cần, ta có cam phẳng và cam không gian. Nếu mặt phẳng chuyển động của cam trùng hay song song với mặt phẳng chuyển động của cần đây, ta có cam phẳng; nếu mặt phẳng chuyển động của cam cắt mặt phẳng chuyển động của cần đây ta có cam không gian.



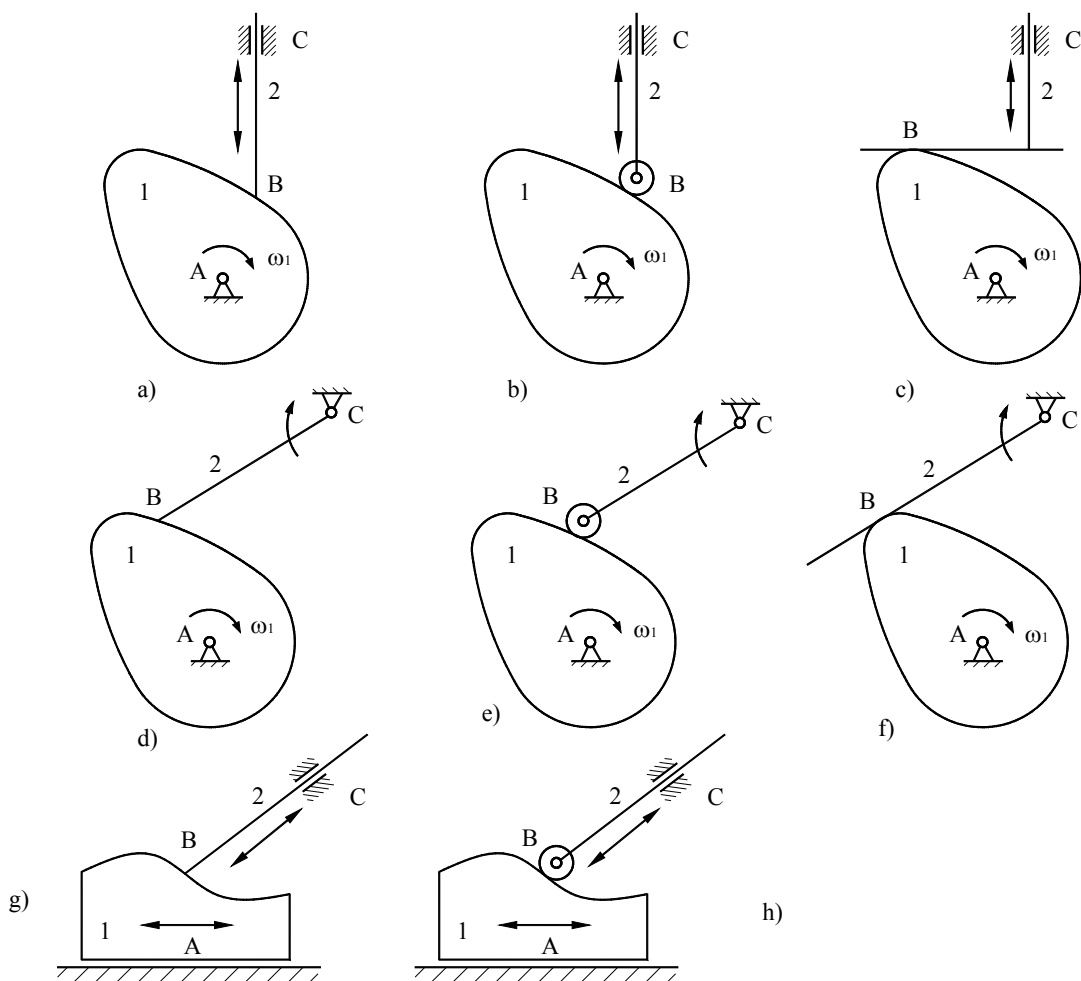
Hình 6.2: Cam không gian (cam thùng). 1: Cam; 2: Cần.

Theo hình dạng đầu cần ta có các loại: cần đầu nhọn (H. 6.3a), cần đầu bằng (H. 6.3b), cần đầu cong (H. 6.3c), cần đầu con lăn (H. 6.3d).



Hình 6.3: Hình dạng đầu cần

Theo chuyển động của cần: Cam cần tịnh tiến (H. 6.4a,b,c,g,h) và cam cần lắc (quay) (H. 6.4d,e,f).



Hình 6.4: mô tả sự phân loại cơ cấu cam

6.1.2. Các thông số cơ bản

Thông số hình học của cam

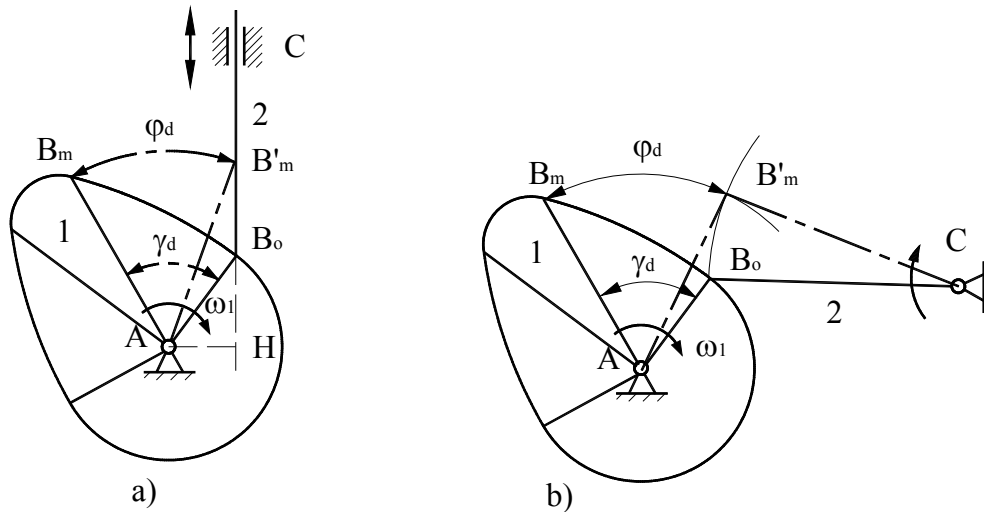
- Bán kính vectơ lớn nhất $R_{\max}$ và bán kính vectơ nhỏ nhất $R_{\min}$ của biên dạng cam.
- Các góc công nghệ: là góc được xác định trên biên dạng cam ứng với các cung làm việc khác nhau của biên dạng này. Để cần chuyển động qua lại và có lúc dừng thì trên biên dạng cam phải có 4 góc công nghệ:
 - + Góc công nghệ đi xa γ_d : ứng với giai đoạn cần đi xa tâm cam.
 - + Góc công nghệ đứng xa γ_x : ứng với giai đoạn cần đứng yên ở vị trí xa tâm cam nhất.
 - + Góc công nghệ về gần γ_v : ứng với giai đoạn cần về gần tâm cam.
 - + Góc công nghệ đứng gần γ_g : ứng với giai đoạn cần đứng yên ở vị trí gần tâm cam nhất.

Để cần chuyển động qua lại, tối thiểu trên biên dạng cam phải có 2 góc γ_d, γ_v .

Thông số động học của cơ cấu cam

- Đối với cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu nhọn (H. 6.4a):
 - + Độ lệch tâm $e = AH$, trong đó H là chân của đường vuông góc hạ từ tâm cam A đến phương trượt BC của cần.
 - + Khi $e = 0$ tức là khi phương trượt BC đi qua tâm A, ta có cơ cấu cam cần tịnh tiến chính tâm.
- Đối với cam cần lắc đầu nhọn (H 6.4d):

- + Khoảng cách tâm cam – tâm cần l_{AC} .
- + Chiều dài cần l_{BC} (chiều dài đoạn thẳng nối tâm cần và đầu nhọn của cần).
- Các góc định kỳ là góc quay của cam ứng với các giai đoạn chuyển động khác nhau của cần (H. 6.5)
 - + Góc định kỳ đi xa φ_d : ứng với giai đoạn cần đi xa tâm cam.
 - + Góc định kỳ đứng xa φ_x : ứng với giai đoạn cần đứng yên ở vị trí xa tâm cam nhất.
 - + Góc định kỳ về gần φ_v : ứng với giai đoạn cần về gần tâm cam.
 - + Góc định kỳ đứng gần φ_g : ứng với giai đoạn cần đứng yên ở vị trí gần tâm cam nhất.



Hình 6.5: Góc công nghệ và góc định kỳ trên cơ cấu cam

Ồi chung các góc công nghệ và các góc định kỳ tương ứng không bằng nhau:

$$\gamma_d \neq \varphi_d; \quad \gamma_v \neq \varphi_v$$

Đối với cam cần tịnh tiến đầu nhọn, để góc công nghệ và góc định kỳ bằng nhau, thì phương trượt BC đi qua tâm cam A, tức là ứng với cơ cấu cam cần tịnh tiến chính tâm. Còn đối với cam cần lắc đầu nhọn, phải có điều kiện: 3 điểm A, B_o, B'_m thẳng hàng.

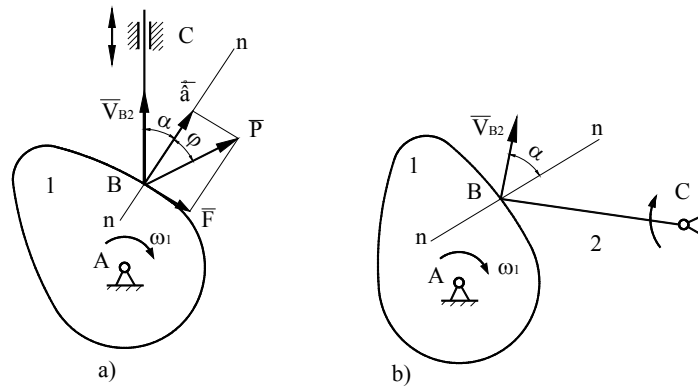
Thông số lực học của cơ cấu cam

- Góc áp lực đầu cần là góc hợp bởi pháp tuyến Bn của biên dạng cam tại điểm tiếp xúc giữa cam và cần với vận tốc $\overline{V}_{B2}$ của đầu cần B tại vị trí này: $\alpha = (\overline{Bn}, \overline{V}_{B2})$ (H. 6.6). Góc áp lực đầu cần nói chung biến thiên theo vị trí tiếp xúc B giữa cam và cần.

- Góc áp lực đầu cần đặc trưng cho khả năng truyền lực của cơ cấu cam. Thật vậy, xét cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu nhọn trên H. 6.6a. Gọi $\overline{N}$ và $\overline{F}$ lần lượt là áp lực và lực ma sát từ cam tác dụng lên cần, và $\overline{P} = \overline{N} + \overline{F}$ thì công suất truyền từ cam sang cần là :

$$W = P \cdot V_{B2} \cdot \cos(\alpha + \varphi) \quad (6-1)$$

với φ là góc ma sát giữa cam và cần. Khi góc áp lực α càng bé, công suất truyền động càng lớn, hay nói khác đi hiệu quả của lực đẩy $\overline{P}$ càng lớn.



Hình 6.6: Góc áp lực trên cơ cấu cam

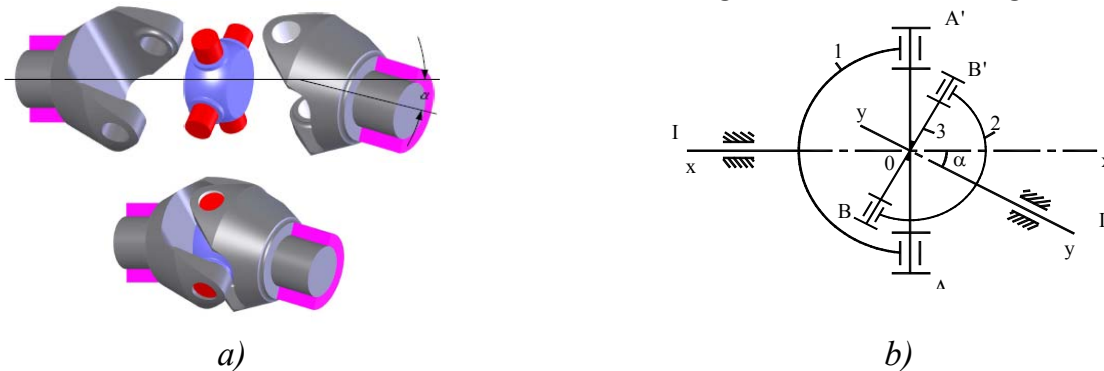
(Phân tích & tổng hợp (thiết kế) cơ cấu cam, tham khảo tài liệu [3], trang 91 -115)

6.2. CƠ CẤU CÁC-ĐẰNG (Cardan, Universal Joint)

Cơ cấu các-đăng hay khớp nối trục các-đăng dùng để truyền chuyển động quay giữa 2 trục giao nhau một góc α không lớn lắm, nhưng có thể thay đổi được trong khi cơ cấu đang hoạt động.

6.2.1. Nguyên lý cấu tạo

- Hình 6.7a thể hiện cơ cấu thực, hình 6.7b là lược đồ động của cơ cấu các-đăng.



Hình 6.7: cơ cấu Các-đăng

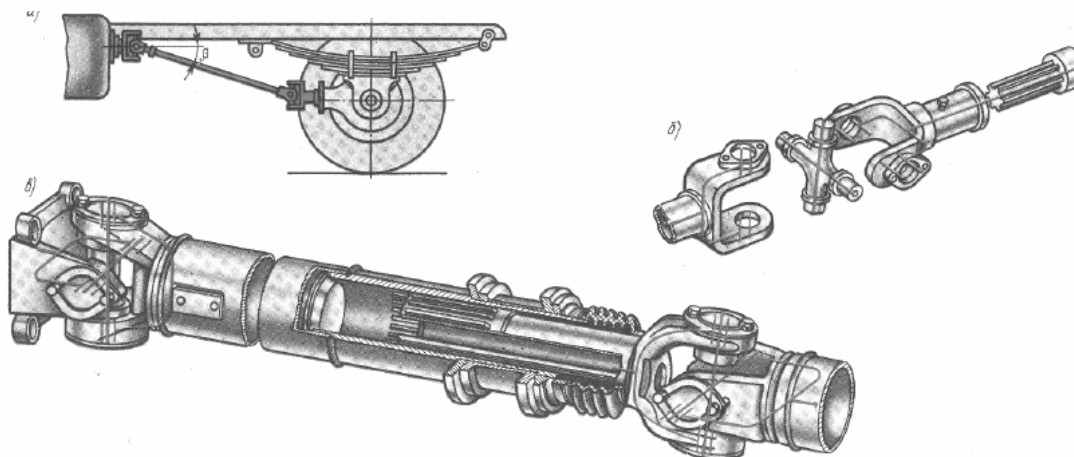
- Cơ cấu các-đăng gồm trục I và II có thể quay quanh tâm x-x, y-y giao nhau một góc α . Trục I mang chạc 1, trục II mang chạc 2. Hai chạc 1 và 2 cùng nối với khâu chữ thập 3 bằng hai khớp bản lề ở A-A' và B-B' với các điều kiện A-A' $\perp$ x-x, B-B' $\perp$ y-y, A-A' $\perp$ B-B'; x-x và y-y giao nhau ở O cũng chính là điểm giao nhau giữa A-A' và B-B'. Các kích thước OA = OA' = OB = OB' = R.

6.2.2. Tỷ số truyền

- Trong quá trình chuyển động, quỹ đạo của A-A' là vòng tròn tâm O, bán kính R, nằm trong mặt phẳng vuông góc với x-x và đi qua tâm O. Tương tự, quỹ đạo của B-B' là vòng tròn tâm O, bán kính R, nằm trong mặt phẳng vuông góc với y-y và đi qua tâm O.

- Trong quá trình chuyển động, vị trí của A-A' thay đổi, được đặc trưng bằng thông số φ là góc giữa A-A' và M-M; trong đó M-M là giao tuyến của mặt phẳng chứa các đường tâm quay x-x, y-y và mặt phẳng chứa quỹ tích của A-A' (Hình 6.8); $\varphi = \text{AOM}$

Một số dạng các-đăng thường gặp:



Hình 6.10: một số cơ cấu Các-đăng khác

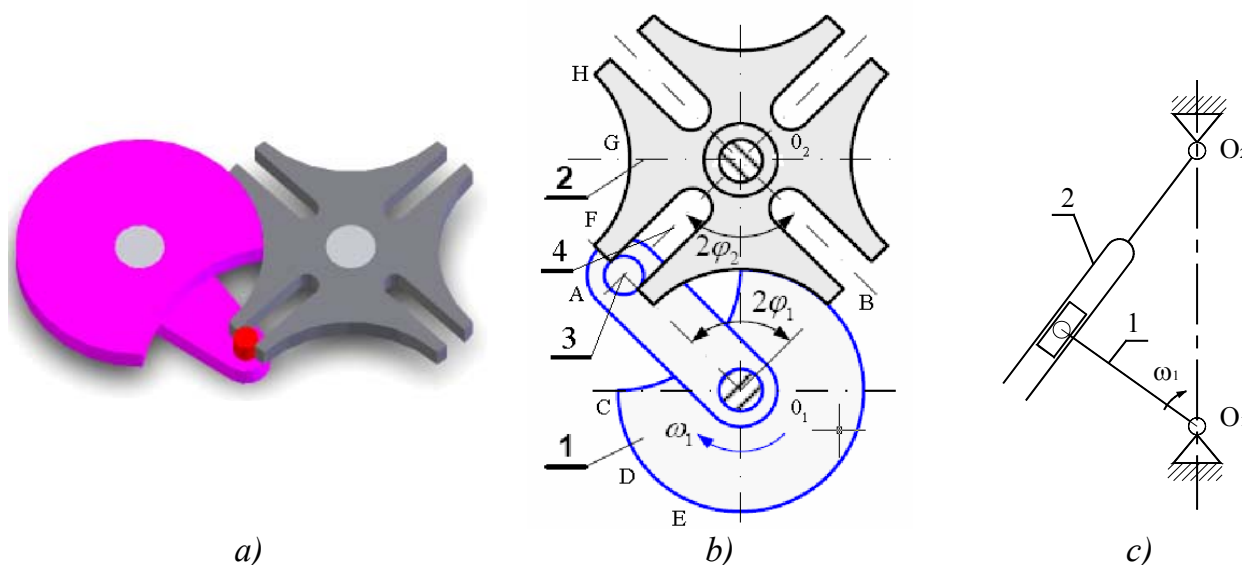
6.3. CƠ CẤU MAN (Malte, Geneva Mechanism)

Cơ cấu man là cơ cấu biến chuyển động quay liên tục thành chuyển động quay gián đoạn nhờ trên khâu dẫn có chốt và trên khâu bị dẫn có những rãnh tiếp xúc không liên tục với nhau.

Ví dụ ứng dụng: cơ cấu ăn dao của máy bào, cơ cấu thay ụ dao của máy tiện tự động, cơ cấu đưa phim của máy chiếu phim,...

Nguyên lý cấu tạo

Hình 6.11a và 6.11b thể hiện cơ cấu Man, trong đó khâu dẫn 1 mang chốt 3 quay quanh tâm O_1 ; khâu bị dẫn 2 là đĩa mang những rãnh 4 có thể quay quanh tâm O_2 . Khi khâu 1 quay liên tục, sẽ có lúc chốt 3 lọt vào rãnh 4 của đĩa 2 ở vị trí A và gạt đĩa này quay quanh O_2 một góc đến khi chốt ra khỏi rãnh ở vị trí B thì đĩa 2 sẽ ngừng quay nhờ cung tròn CDE trên đĩa 1 tiếp xúc với cung tròn FGH trên đĩa 2. Lúc này rãnh kế tiếp trên đĩa 2 ở vị trí chờ chốt trên đĩa 1 vào để truyền động và quá trình truyền động xảy ra liên tục.

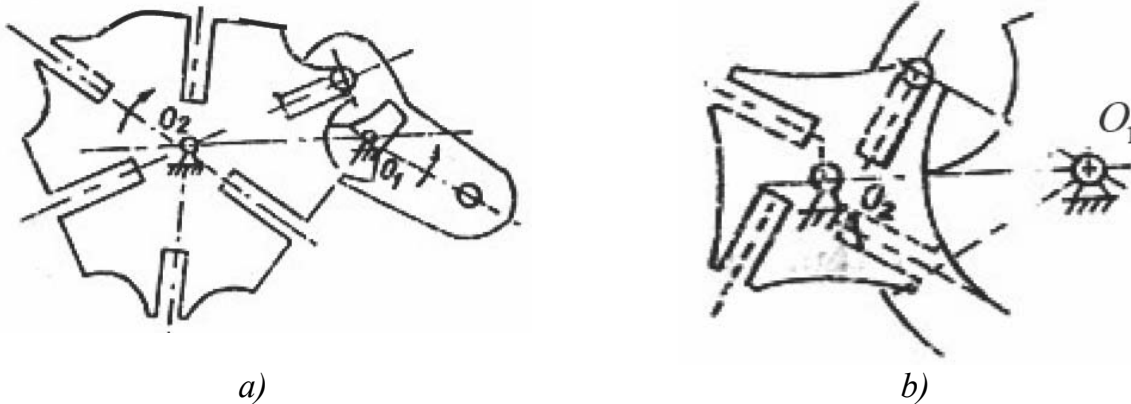


Hình 6.11: cơ cấu Man

Số chốt trên đĩa 1 có thể bằng 1 hay lớn hơn 1. Số rãnh trên đĩa 2 thường là 4, 6, 8,...

Chú ý: + Để không xảy ra va đập khi chốt vào và ra khỏi rãnh, ở vị trí này chốt phải chuyển động theo phương của rãnh nghĩa là rãnh phải nằm theo phương tiếp tuyến quỹ đạo của chốt (H. 6.11b). Muốn vậy phải thỏa mãn: $O_2AO_1 = O_2BO_1$

+ Các chốt và các rãnh trên cơ cấu Man có thể phân bố bất kỳ (khoảng cách từ tâm các chốt đến tâm O_2 có thể không bằng nhau như trên hình 6.12a, các rãnh của đĩa 2 có thể không hướng tâm như trên hình 6.12b), miễn là chúng phối hợp được với nhau.

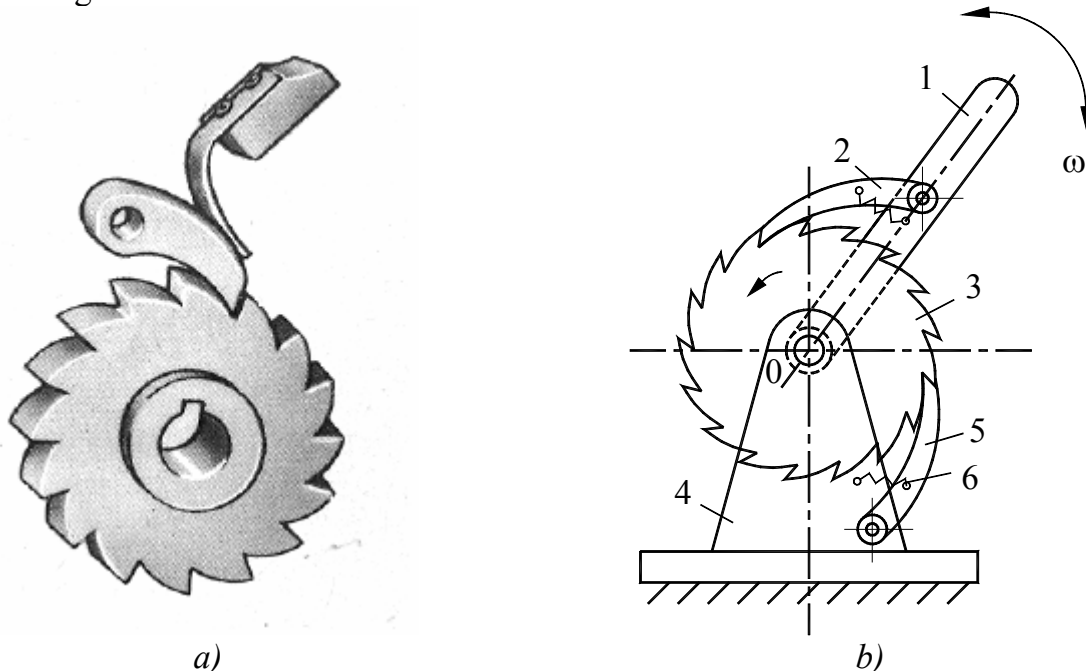


Hình 6.12: nguyên lý làm việc

Số chốt và số rãnh trên cơ cấu Man & Động học cơ cấu Man
(tham khảo tài liệu [3], trang 147 – 149)

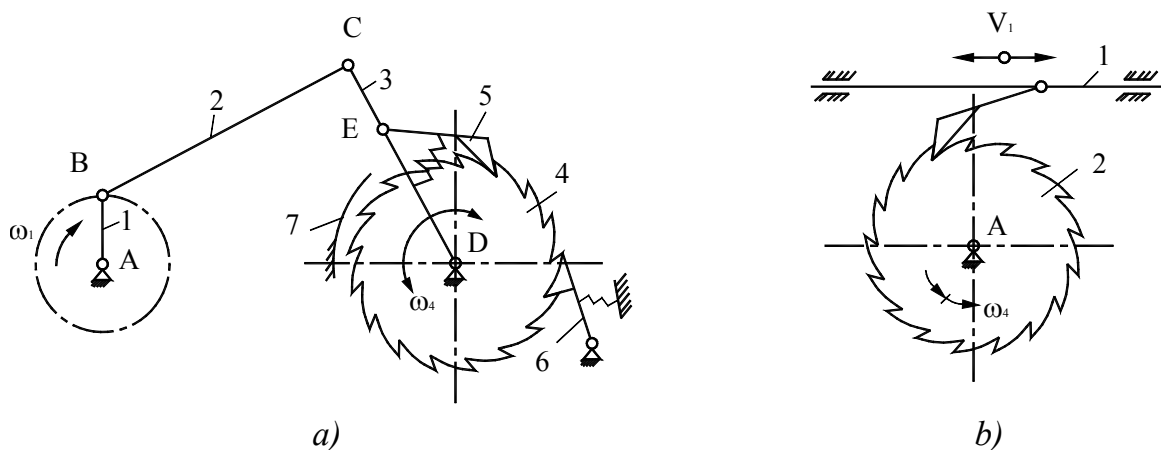
6.4. CƠ CẤU BÁNH CỐC (Ratchet Mechanism)

Cơ cấu bánh cóc là cơ cấu biến chuyển động qua lại thành chuyển động 1 chiều gián đoạn thông qua con cóc và bánh cóc. Hình 6.13b mô tả cơ cấu bánh cóc gồm: thanh lắc 1 lắc qua lại quanh tâm O , con cóc 2 có thể trượt trên răng của bánh cóc 3 khi chiều lắc cùng chiều kim đồng hồ và đẩy con cóc quay quanh tâm O khi chiều lắc ngược chiều kim đồng hồ. Ảnh hưởng của bánh cóc chuyển động quay gián đoạn 1 chiều. Để hãm chuyển động của bánh cóc theo chiều ngược lại (khi không nhận truyền động của con cóc 2) ta dùng con cóc 5 được bắt trên giá 4 và được giữ bằng lò xo xoắn ốc 6.



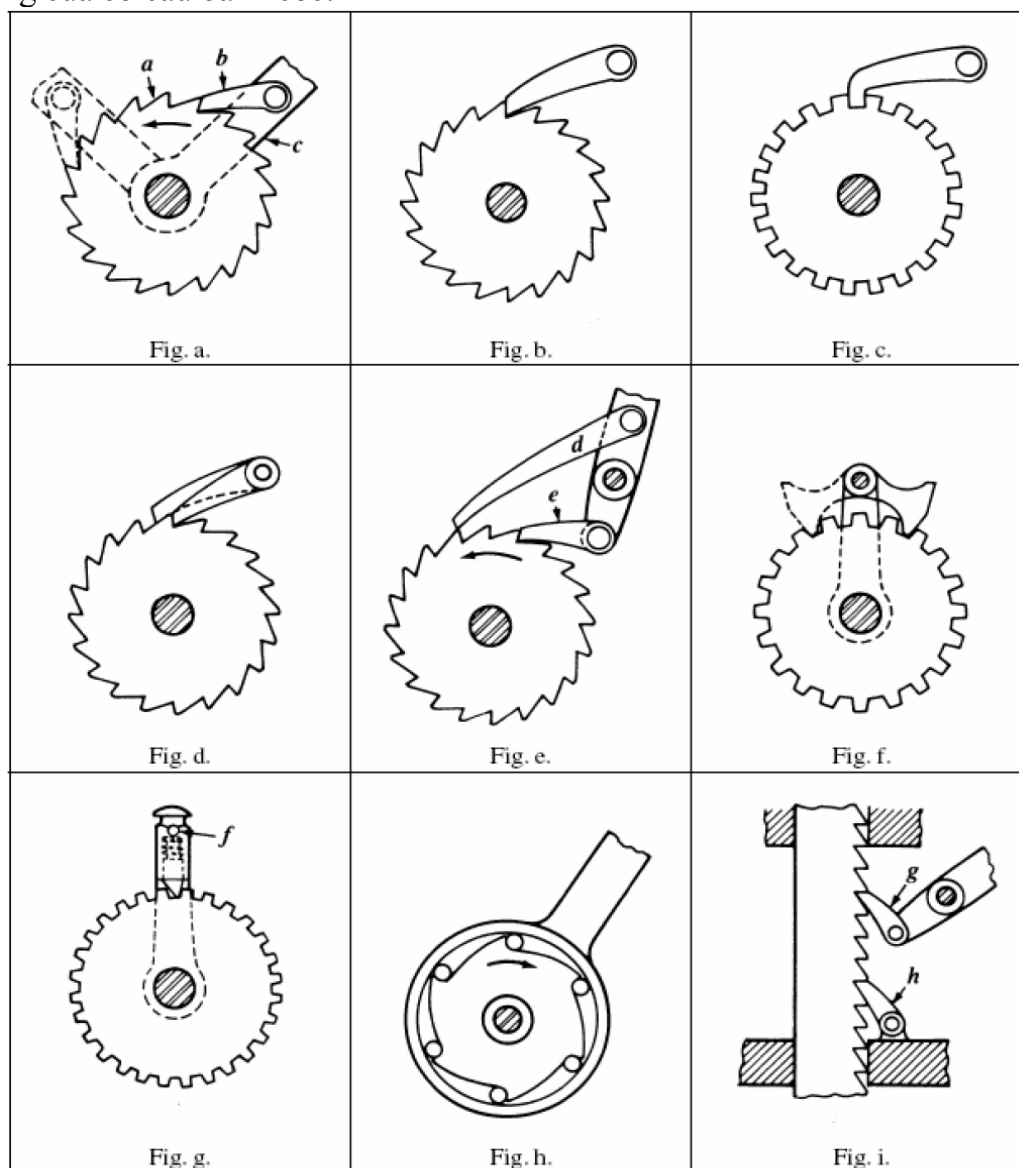
Hình 6.13: cơ cấu bánh cóc

Chuyển động qua lại có thể là chuyển động lắc quanh tâm bánh cóc (hoặc chuyển động tịnh tiến qua lại) nhận được từ cơ cấu 4 khâu bản lề ABCD (hình 6.14a) hoặc từ chuyển động tịnh tiến nhờ cơ cấu tay quay – con trượt (hình 6.14b) hoặc nhờ những cơ cấu khác.



a) b)
Hình 6.14: mô tả chuyển động cơ cấu bánh cóc

Một số dạng của cơ cấu bánh cóc:



Hình 6.15: một số cơ cấu bánh cóc khác

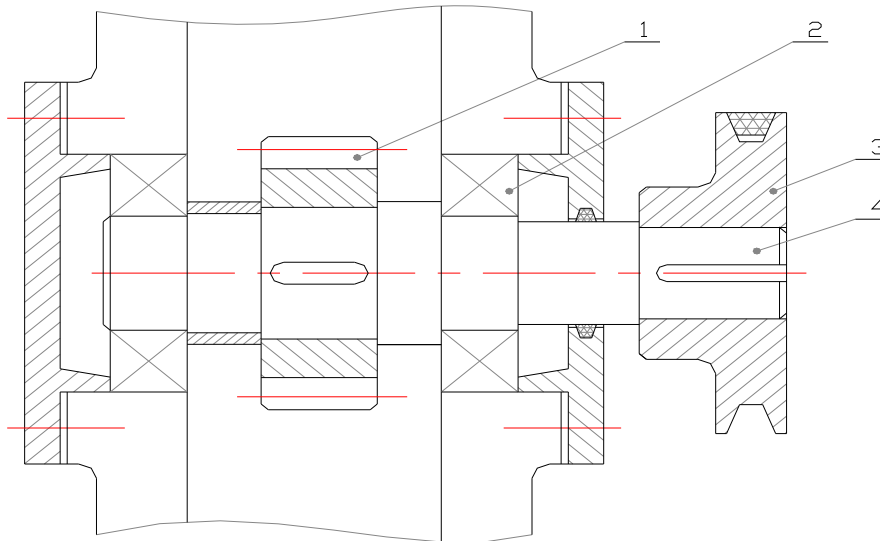
Chương 7: Trục & Ổ trục

7.1. TRỤC

7.1.1. Các khái niệm cơ bản

a. Công dụng

- Trục là một trong các loại chi tiết máy dùng để mang các chi tiết máy khác, truyền công suất hoặc thực hiện một lúc cả hai nhiệm vụ trên.
- Để hiểu rõ công dụng của trục, chúng ta xem ví dụ trên hình 7.1:



Hình 7.1: Các tiết máy lắp trên trục

Trục (4) mang bánh răng (1) và bánh đai (3). Moment xoắn được truyền đến bánh đai (3), bánh đai (3) lắp cố định trên trục nên moment sẽ được truyền cho bánh răng (1) thông qua trục.

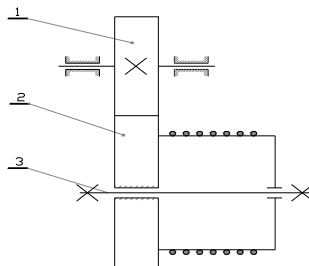
b. Phân loại

Trục có thể phân thành nhiều loại tùy thuộc vào phương pháp sử dụng. Bây giờ, chúng ta đi vào từng phương pháp phân loại cụ thể để có thể nắm được cách gọi tên trục cho hợp lý

Theo đặc điểm chịu tải trọng: cách phân loại này dựa trên tính chất tải trọng tác dụng lên trục.

Theo cách phân loại này, chúng ta có thể chia trục thành hai loại: trục tâm và trục truyền.

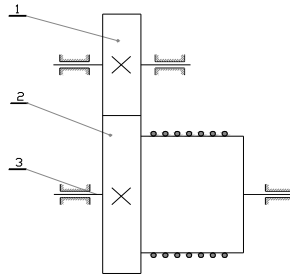
- Trục tâm: tải trọng tác dụng lên trục duy nhất là moment uốn hay trục chỉ có tác dụng là dùng để đỡ các chi tiết quay. ả hư vậy, trục tâm có thể quay cùng với chi tiết hay không cùng quay với chi tiết mang. Để hiểu rõ hơn, chúng ta xem ví dụ được mô tả bằng sơ đồ động sau:



Hình 7.2a: Trục tâm không quay cùng chi tiết

Trên hình 7.2a là loại trục tâm không quay cùng chi tiết. Moment xoắn được truyền từ bánh răng chủ động (1) sang bánh răng bị động (2), bánh răng này lắp với tang cuốn và quay lồng không trên trục (3), trục (3) được lắp cố định.

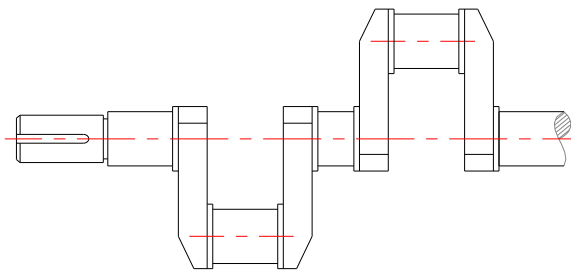
Cũng với kết cấu này, nếu như chúng ta không cố định trục (3) mà lắp hai đầu trục với ổ đỡ, bánh răng (2) cùng tang cuốn được lắp cố định với trục → chúng ta có kết cấu trục tâm quay cùng chi tiết lắp trên nó như hình 7.2b



Hình 7.2b : Trục tâm quay cùng chi tiết

- Trục truyền : là trục vừa chịu moment uốn (mang các chi tiết quay), vừa chịu moment xoắn để truyền chuyển động. Trục truyền được chia thành trục truyền động (mang các chi tiết máy truyền động như bánh răng, xích, đai ...), trục chính (ngoài việc mang các chi tiết máy còn mang thêm các bộ phận công tác như dụng cụ cắt, cánh khuấy). ả goài ra, còn có trục truyền chung (là loại chỉ chịu moment xoắn, không chịu moment uốn hoặc có nhưng rất ít, thường dùng để truyền moment xoắn từ một máy phát động lực đến nhiều máy công tác khác)

Theo hình dạng đường tâm: theo hình dạng đường tâm trục, trục được chia thành 02 loại: trục thẳng và trục khuỷu



Hình 7.3: Trục khuỷu

Trục khuỷu là loại tiết máy có công dụng riêng, chúng ta thường thấy ứng dụng của loại trục này trong ngành ô tô, ngoài ra loại trục này còn ứng dụng trong nhiều lĩnh vực khác như đột dập

ả goài hai loại trục kể trên, cách phân loại trục theo đường tâm còn phải kể đến một loại trục đặc biệt có đường tâm thay đổi gọi là trục mềm:

+ Trục mềm dùng để truyền moment xoắn giữa các bộ phận máy hoặc giữa các máy có vị trí thay đổi khi làm việc. Thường dùng trục mềm trong các máy rung bê tông, trong các thiết bị điều khiển và kiểm tra từ xa. Đặc điểm chủ yếu của trục mềm là độ cứng xoắn cao nhưng độ cứng uốn thấp

+ Trục mềm thường được cấu tạo bằng các dây cuốn, gồm nhiều lớp dây thép hoặc đồng cuốn quanh một lõi. Lõi là một dây thép đơn, sau khi quấn xong các lớp dây thép thì lõi có thể được rút ra hoặc có thể để nguyên.

Theo cấu tạo trục : nếu phân loại trục theo cấu tạo, thì có thể chia trục thành: trục trơn, trục bậc, trục đặc và rỗng.

- Trục trơn: là trục có đường kính không đổi trên suốt chiều dài trục
- Trục bậc: ngược với trục trơn, trục bậc gồm nhiều đoạn với đường kính mỗi đoạn khác nhau.
- Trục đặc và trục rỗng: khi có sự đòi hỏi khắc khe về khối lượng trục hoặc bên trong trục lắp chi tiết hoặc cơ cấu khác (cơ cấu then kéo chằng hạn) thì bắt buộc chúng ta phải dùng trục rỗng. Trục rỗng có khá nhiều ưu điểm như: khối lượng nhẹ hơn, khả năng chịu xoắn cao hơn trục đặc cùng tiết diện. Tuy nhiên, một nhược điểm lớn là giá thành trục rỗng lớn. ả ếu không có yêu cầu nào đặc biệt, thường người ta hay dùng trục đặc.

c. Kết cấu trục

- Kết cấu trục hợp lý là một trong những yêu cầu đặt ra cho người thiết kế sao cho đảm bảo được độ bền, tính thẩm mỹ của thiết bị, có tính công nghệ cao để thuận tiện cho việc chế tạo và lắp ráp cũng như giá thành hợp lý nhất.
- Kết cấu trục được quyết định bởi tình hình phân bố lực tác dụng lên trục và trị số của các lực này, cách bố trí và cố định các chi tiết máy trên trục, tình hình gia công và lắp ghép ...
- Trục được chế tạo có hình trục tròn gồm nhiều bậc. Ít khi dùng trục trơn vì loại trục này không thích hợp với ứng suất thay đổi theo dọc chiều dài trục, lắp ráp – sửa chữa khó khăn, việc cố định các chi tiết máy trên trục cũng phức tạp ...Tuy nhiên, trục trơn rất dễ trong chế tạo
- ả hư đã nêu trên, trục rỗng có giá thành cao do chế tạo khó khăn, nhưng có khối lượng nhỏ và khả năng truyền moment xoắn tốt.

Cấu tạo trục bao gồm các phần sau:

- + Tiết máy đỡ trục gọi gọi là ổ trục, phần trục tiếp với ổ trục được gọi là ngỗng trục
- + Phần trục để lắp ghép các tiết máy khác gọi là thân trục

Một điều hết sức lưu ý trong quá trình thiết kế trục là : đường kính ngỗng trục và thân trục phải lấy theo các trị số tiêu chuẩn để thuận tiện cho việc chế tạo và lắp ghép.

Cụ thể như sau:

Ngỗng trục

ả gống trục dùng để lắp các ổ trục. Khi ngỗng trục lắp ổ lăn thì đường kính ngỗng trục được tiêu chuẩn hoá theo đường kính trong của ổ và là bội số của 5 nếu $d \geq 20\text{mm}$

Thân trục

Thân trục dùng để lắp ghép các chi tiết quay như bánh răng, bánh đai, đĩa xích ...Đường kính thân trục tại các vị trí lắp tiết máy được lấy theo tiêu chuẩn (mm):

(1,2,3,4,5,6,8,10,10.5,11,12,13,14,15,16,17,18,19,20,21,22,24,25,26,28,30,32,34,35,36,38,40,42,45,48,50,52,55,58,60,62,65,68,70,72,75,78,80,82,85,88,90,92,95,98,100,105,110,115,120,125,130,135,140,145,150,,155,160,165,170,175,180,185,190,195,200.)

Từ 200 đến 500, đường kính lấy theo trị số là bội của 10.

Đối với trục nhiều bậc, nếu chỉ lấy trị số đường kính theo tiêu chuẩn thì sẽ gặp khó khăn. Do đó, tại những đoạn trục không mang tiết máy có thể lấy theo trị số không tiêu chuẩn. Khi định kích thước trục bậc, phải lấy đường kính các đoạn trục sao cho lắp tiết máy lên trục tại một vị trí thì có thể lồng qua các đoạn trục khác mà không bị vướng.

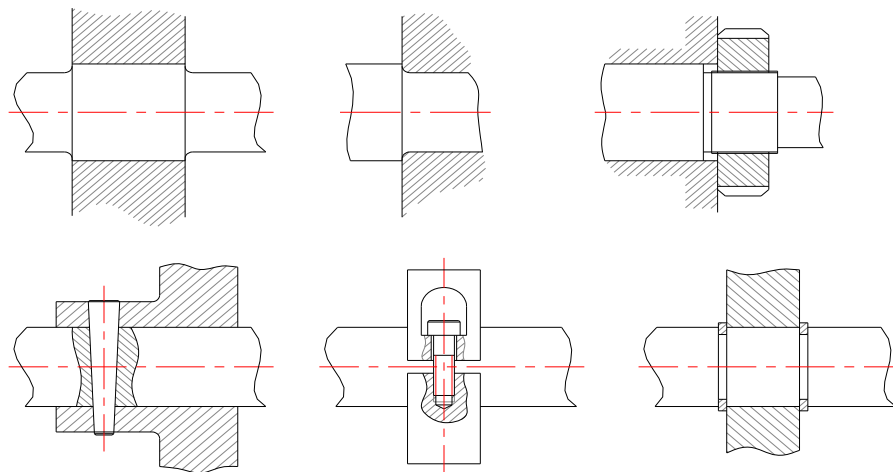
d. Lắp các tiết máy lên trục

Để cố định các tiết máy trên trục theo chiều dọc trục, tùy thuộc vào tải trọng tác dụng mà chúng ta sử dụng các phương pháp khác nhau:

+ Tải trọng nặng: lắp có độ dôi, đây có lẽ là cách đơn giản nhất để lắp trục & moayơ. Đường kính moayơ nhỏ hơn 1 ít so với đường kính trục. Lắp với nhau bằng cách dùng lực ép, hay tạo sự giãn nở nhiệt cho moayơ, trong 1 số trường hợp, có thể thu nhỏ trục lại bằng cách làm lạnh (dùng đá khô...).

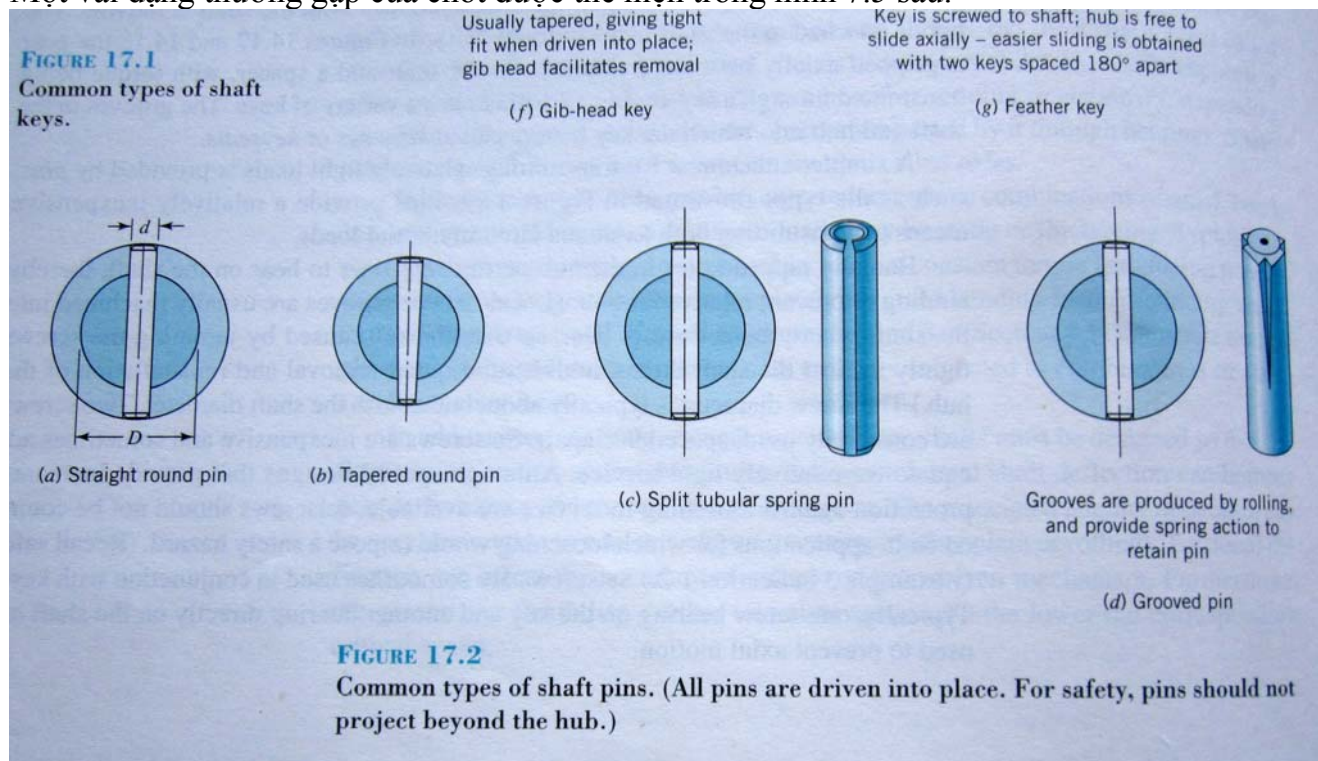
- + Tải trọng trung bình: cố định bằng đai ốc, chốt

+ Tải trọng nhẹ : vòng kẹp, vít chặn, vòng đàn hồi



Hình 7.4: Cố định các tiết máy lên trục (lắp độ đôi, dùng đai ốc, chốt, vis, và vòng đàn hồi)

Một vài dạng thường gặp của chốt được thể hiện trong hình 7.5 sau:

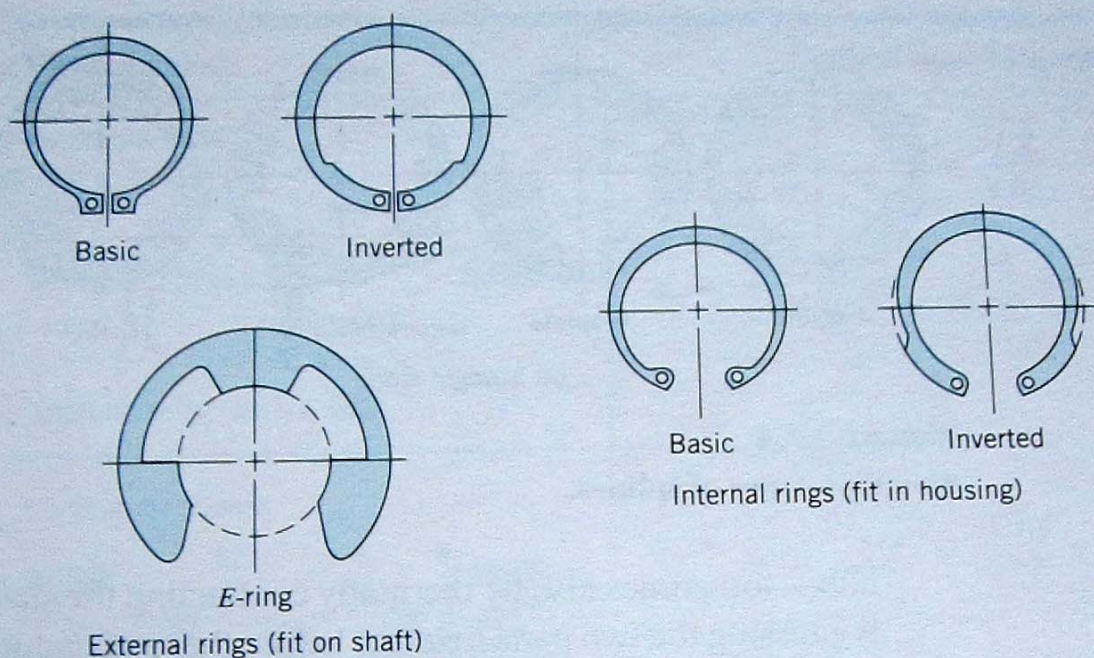


Hình 7.5: Một vài dạng thường gặp của cố định bằng chốt

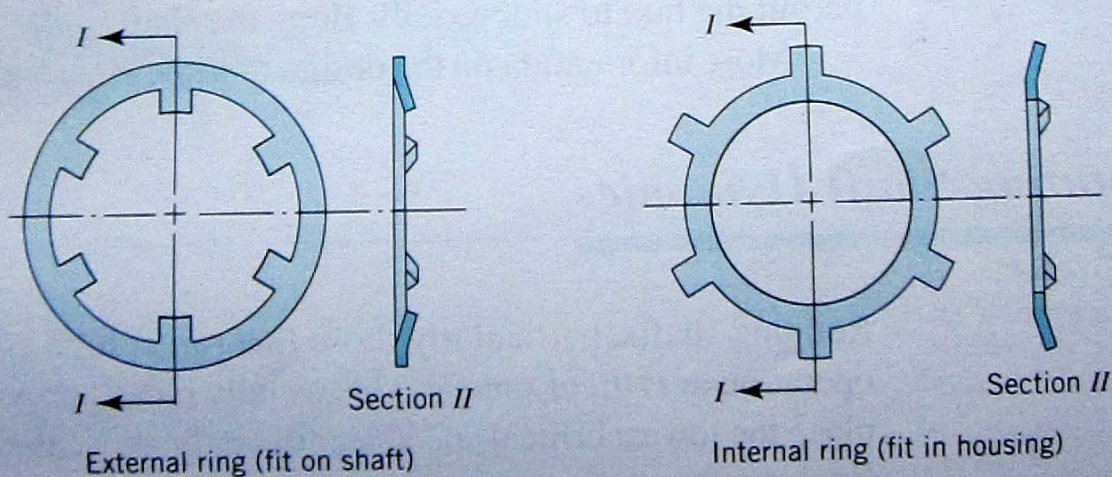
Một vài dạng thường gặp của vòng hãm được thể hiện trong hình 7.6 sau:

17.3 ■ Mounting Parts onto Rotating Shafts

691



(a) Conventional type, fitting in grooves



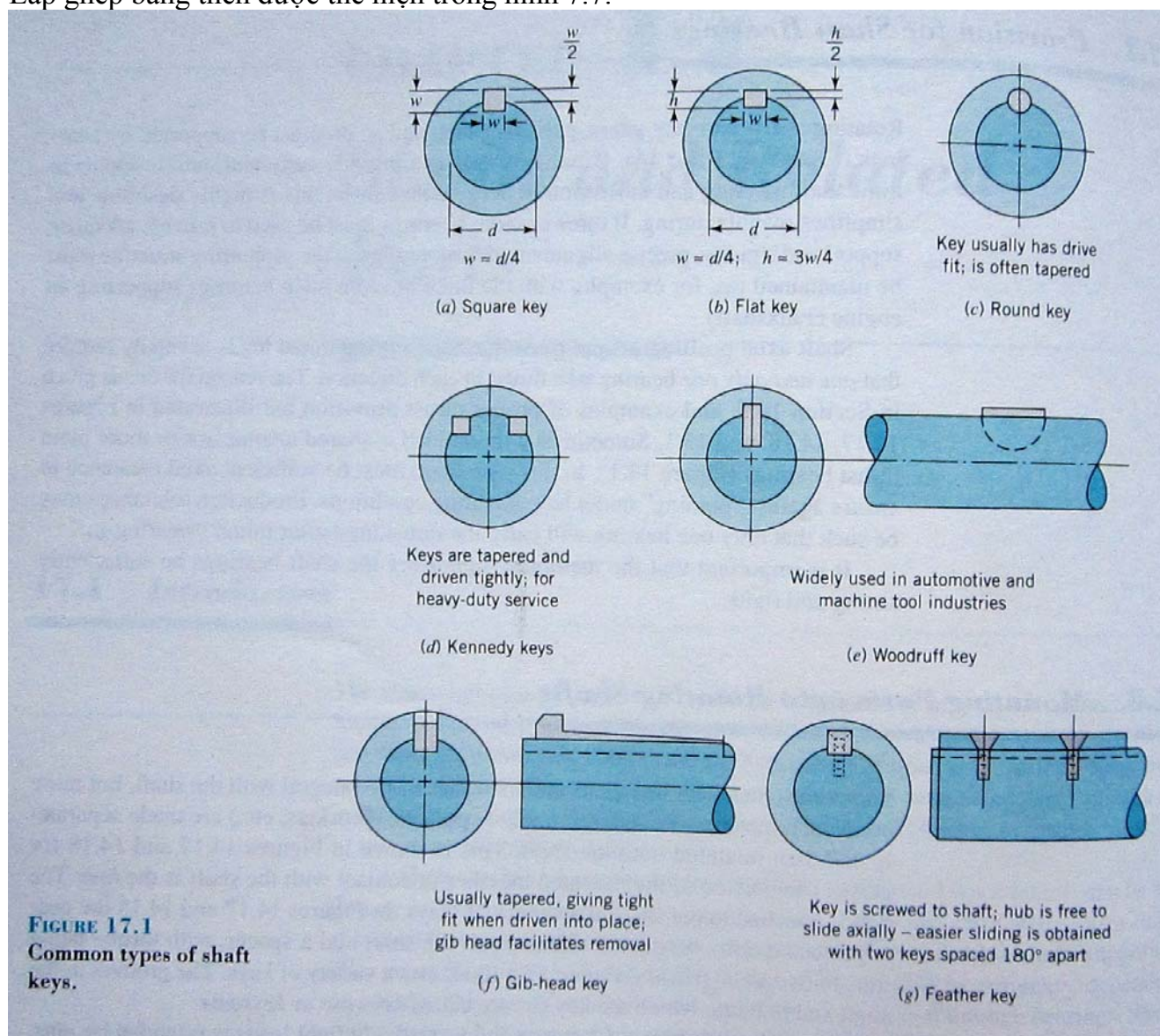
(b) Push-on type – no grooves required

Teeth deflect when installed to "bite in" and resist removal
(less positive than conventional type)

Hình 7.6: Vòng hãm lắp trên rãnh & ép lên trực

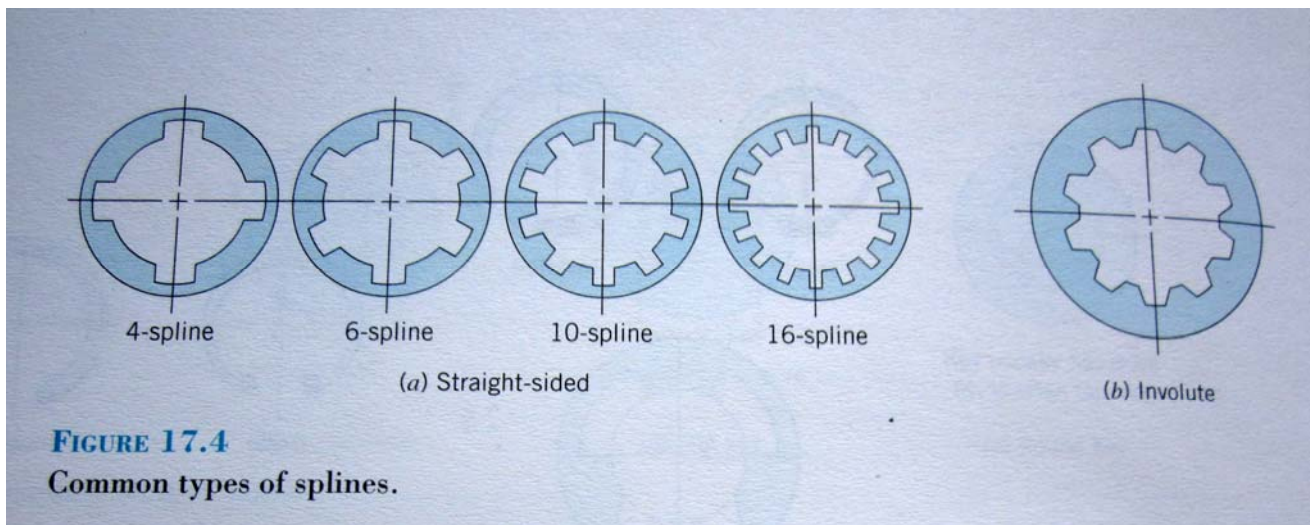
- ả goài ra, có thể cố định tiết máy trên trục bằng cách ghép bằng mặt nón khi tiết máy làm việc với tải trọng động hoặc va đập
- Để giữ khoảng cách tương đối giữa hai tiết máy, đơn giản nhất là dùng bạc lót (hình 7.1)

- Đai ốc, vòng hãm, kết hợp với ghép bằng độ dôi để cố định ổ lăn
 - Để cố định các tiết máy theo chiều tiếp tuyến, người ta hay dùng then hay then hoa.
- Lắp ghép bằng then được thể hiện trong hình 7.7.



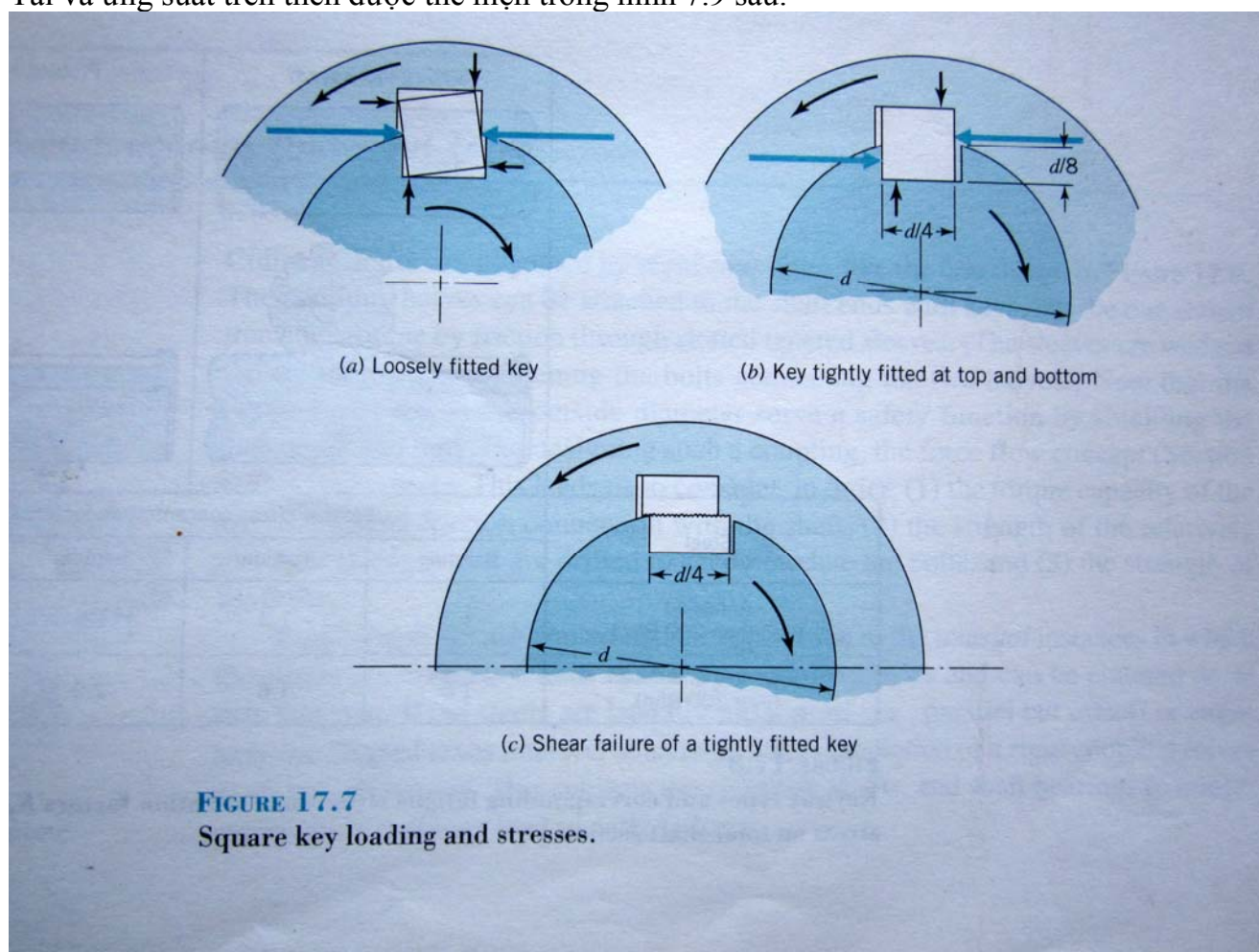
Hình 7.7: Mô tả các kiểu then trong lắp ghép

Then hoa được thể hiện trong hình 7.8.



Hình 7.8: Hai dạng bề mặt của then hoa

Tải và ứng suất trên then được thể hiện trong hình 7.9 sau.



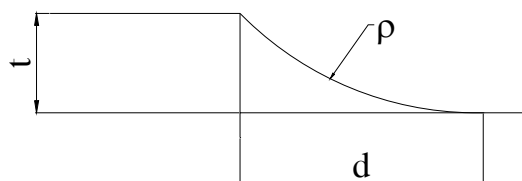
Hình 7.9: Tải & ứng suất trên then

(Tính toán mối ghép then & then hoa, tham khảo Tập 1, tài liệu [2], trang 173 – 182)

Các bề mặt chuyển tiếp

Là phần nằm giữa hai đoạn trục có đường kính khác nhau, vai trục, rãnh tròn hay rãnh thoát dao. Kích thước có thể chọn theo kết quả thực nghiệm như sau:

- Rãnh thoát đá mài (thoát dao): đường kính trục $d=10\div 50\text{mm}$, chiều rộng rãnh 3mm, chiều sâu rãnh lấy 0.25mm. Đường kính trục $d=50\div 200\text{mm}$, lấy bề rộng rãnh 5mm và chiều sâu rãnh 0.5mm.
- Góc lượn có bán kính cố định lấy theo tỉ số sau: $\rho/d = 0.02\div 0.04$; $t/\rho \approx 3$



Hình 7.10: góc lượn trên trục

Vì trục chịu ứng suất thay đổi nên thường bị hỏng do mỏi, vết nứt mỏi thường bắt đầu tại vùng tập trung ứng suất. Do đó, cần có biện pháp nâng cao độ bền mỏi của trục. Kết cấu trục là một trong các nguyên nhân quan trọng gây nên tập trung ứng suất. Đồng thời, cơ tính vật liệu trục cũng đóng góp một phần không nhỏ trong khả năng chịu mỏi của trục.

c. Vật liệu chế tạo trục

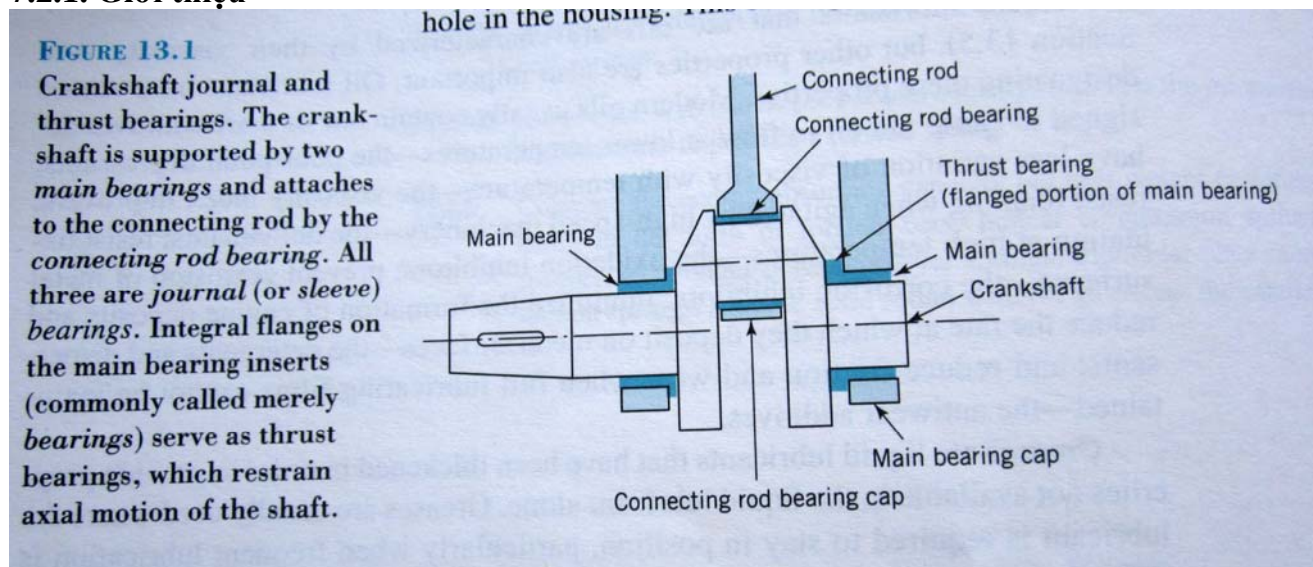
- Vật liệu dùng để chế tạo trục xác định theo những tiêu chuẩn về khả năng làm việc của trục, ít nhạy với tập trung ứng suất, có thể nhiệt luyện, hoá luyện được và dễ gia công.
- Thép carbon và thép hợp kim là những vật liệu chủ yếu dùng để chế tạo trục

7.1.2. Tính toán thiết kế trục

(Tham khảo Tập 1, tài liệu 2, trang 183 – 209)

7.2. Ổ TRỤC - Ổ TRƯỢT

7.2.1. Giới thiệu



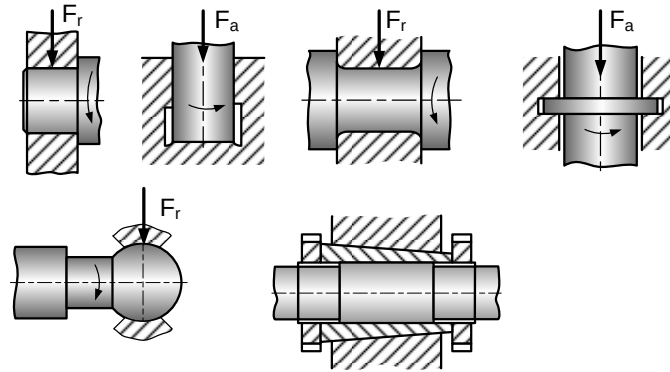
Hình 7.11: Mô tả các ổ trên trục khuỷu

* Công dụng

Dùng để đỡ các chi tiết quay. Thông thường trục quay còn ổ đứng yên nên khi làm việc bề mặt của ổ trục trượt lên bề mặt ổ trượt.

* Phân loại

- Theo hình dạng bề mặt làm việc : mặt trụ, mặt nón, mặt cầu, mặt phẳng

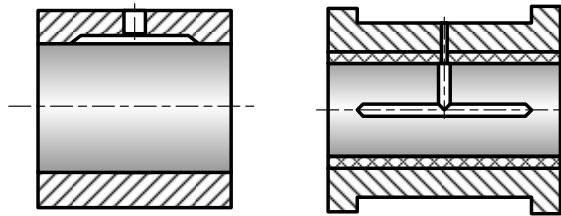


Hình 7.12: Hình dạng bề mặt làm việc

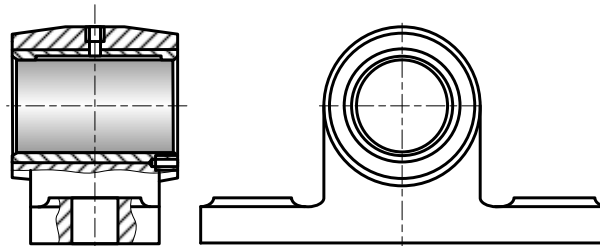
- Theo khả năng chịu tải trọng: ổ đỡ, ổ đỡ chặn và ổ chặn
- Theo phương pháp bôi trơn: ổ bôi trơn thủy (động hoặc tĩnh), ổ bôi trơn khí, bôi trơn từ

* **Kết cấu ổ**

- Lót ổ:



- Thân ổ:



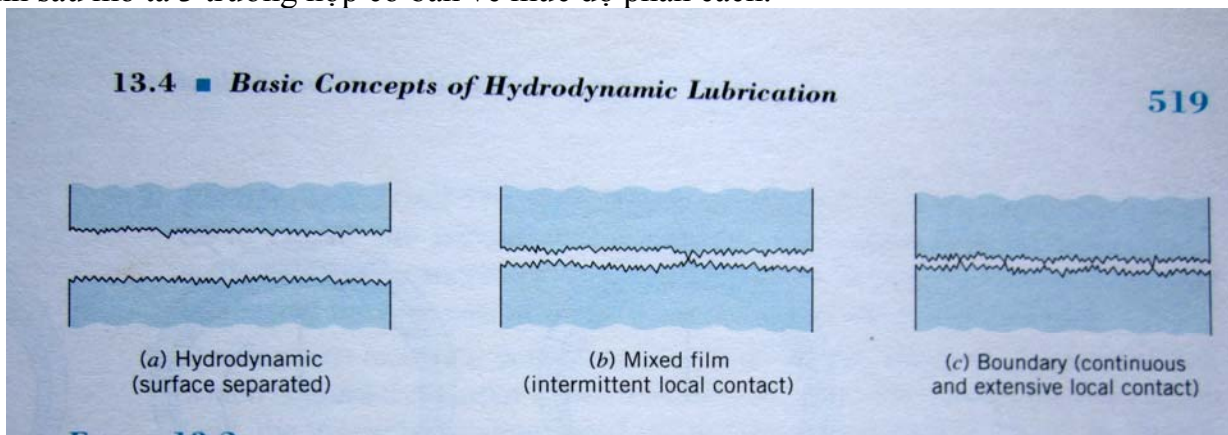
Hình 7.13: Kết cấu của lót ổ và thân ổ

Trong các cơ cấu thường gặp, khớp quay là chỗ tiếp xúc giữa chốt và bản lề, hoặc ngồng trục và lót ổ.

7.2.2. Các dạng bôi trơn

Các dạng bôi trơn

Bôi trơn thường được phân loại dựa vào mức độ mà chất bôi trơn phân cách 2 bề mặt tiếp xúc. Hình sau mô tả 3 trường hợp cơ bản về mức độ phân cách.



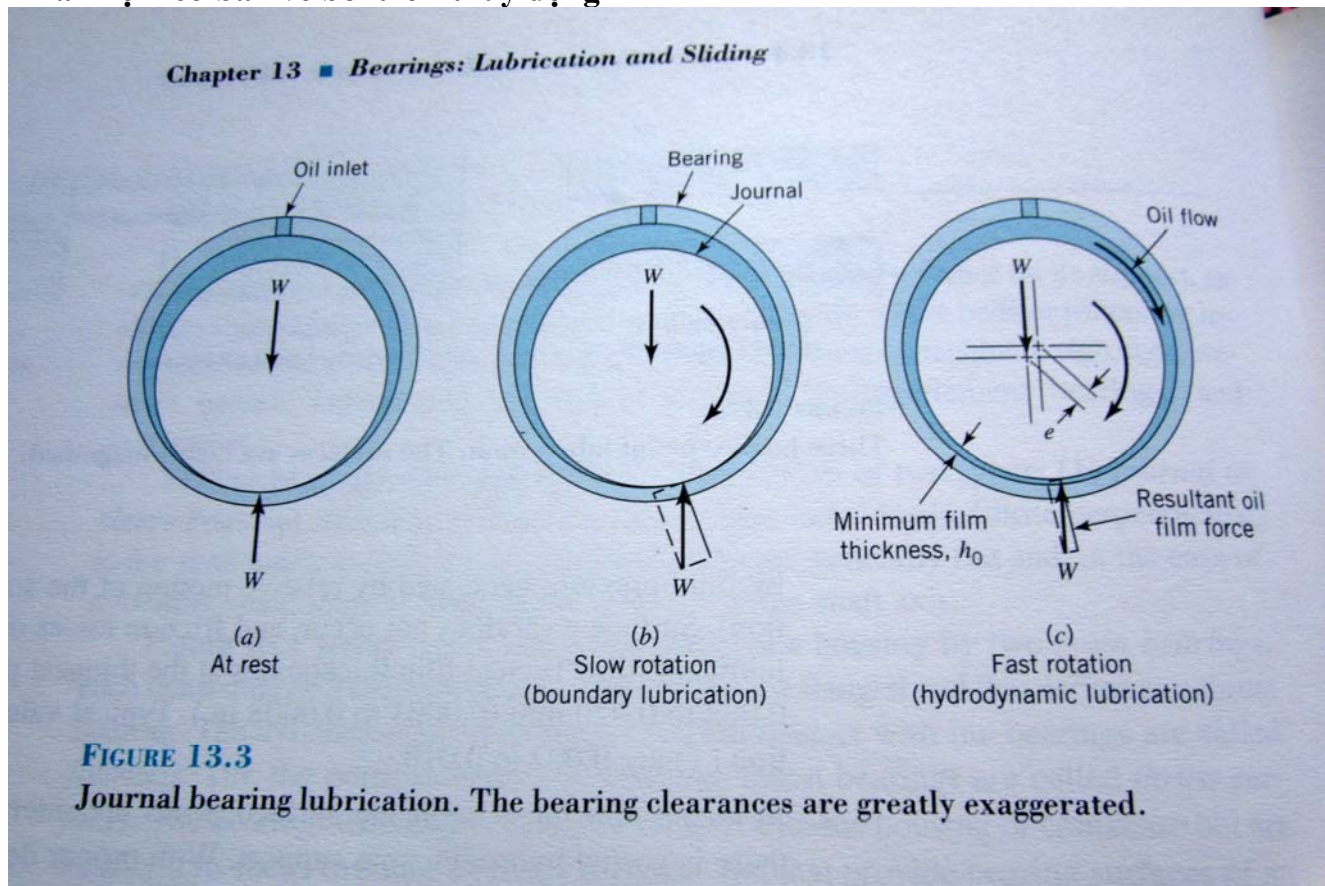
Hình 7.14: Mô tả 3 mức độ phân cách giữa 2 bề mặt

Trong bôi trơn thủy động (hình a), bề mặt được phân cách hoàn toàn bởi lớp (dầu) bôi trơn. Tải trọng, có khuynh hướng ép 2 bề mặt tiếp xúc nhau, được đỡ hoàn toàn bởi áp suất của chất lỏng được tạo ra bởi chuyển động tương đối của 2 bề mặt (vd, chuyển động quay của ngõng trục). Mòn bề mặt không xảy ra. Chiều dày đặc trưng của lớp chất lỏng tại điểm mỏng nhất khoảng từ 0.008 – 0.020 (mm). Giá trị đặc trưng của hệ số ma sát trong trường hợp này nằm trong khoảng 0.002 đến 0.010.

Trong bôi trơn màng hỗn hợp (ma sát nửa ướt, hình b), các đỉnh của bề mặt không liên tục trong tiếp xúc và tồn tại lực đỡ (thủy động) từng phần. ấu thiết kế đúng, bề mặt sẽ mòn nhẹ. Giá trị đặc trưng của hệ số ma sát trong trường hợp này nằm trong khoảng 0.004 đến 0.1.

Trong bôi trơn biên (ma sát nửa khô, hình c), tiếp xúc giữa các bề mặt liên tục và có phạm vi rộng, tuy nhiên, chất bôi trơn được “bôi” 1 cách liên tục qua những bề mặt và cung cấp những lớp bề mặt (dầu) bám vào, được làm mới liên tục. Giá trị đặc trưng của hệ số ma sát trong trường hợp này nằm trong khoảng 0.05 đến 0.2.

Khái niệm cơ bản về bôi trơn thủy động



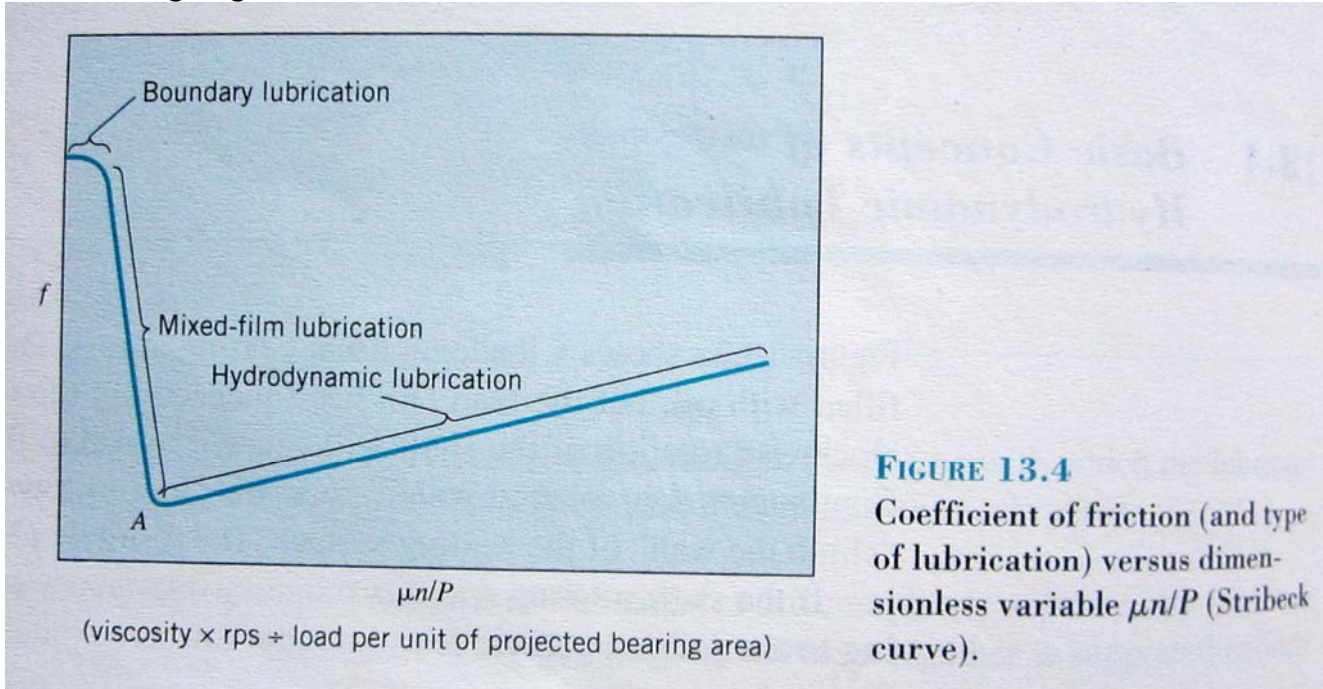
Hình 7.15: Mô tả (khe hở) sự hình thành bôi trơn thủy động

Hình 7.15a thể hiện 1 ổ trượt (đỡ) ở trạng thái tĩnh. Khoảng hở giữa trục và ổ chứa đầy dầu, tuy nhiên, tải (W) đã ‘bít chặt’ lớp dầu tại đáy. Khi trục quay (chậm, theo chiều kim đồng hồ), làm cho nó lăn về bên phải, hình 7.15b. Quay (chậm) 1 cách liên tục dẫn cho trục ở 1 vị trí giống như ‘đang leo lên tường’ của bề mặt ổ, tạo ra bôi trơn biên.

Khi tốc độ quay của trục tăng dần, càng nhiều lớp dầu (đang dính trên bề mặt trục) đi vào vùng tiếp xúc cho đến khi đủ áp suất ở phía trước của vùng tiếp xúc để “nâng” trục, hình c. Khi điều này xảy ra, áp suất cao của dòng dầu tích tụ phía bên phải của vị trí có độ dày lớp dầu nhỏ nhất

(h_0) làm di chuyển trục 1 cách nhẹ nhàng về phía bên trái của tâm quay. Dưới những điều kiện thích hợp, sự cân bằng được thiết lập và bề mặt của trục và ổ được tách ra hoàn toàn. Bôi trơn thủy động (còn được gọi là bôi trơn full-film hay thick-film) được thiết lập. Độ lệch tâm cân bằng (e) của trục và ổ được thể hiện trong hình 7.15c.

Hình 7.16 sau đây cho thấy ảnh hưởng của 3 thông số cơ bản lên các dạng bôi trơn và hệ số ma sát tương ứng của nó.



Hình 7.16: Đường cong Stribeck về các dạng bôi trơn

Trong đó, μ (ã .s/m², hay, Pa.s) là độ nhớt (động lực học và độ nhớt tuyệt đối); n (vòng/giây) là tốc độ quay của ngõng trục, và P (ã /m²) là tải đơn vị của ổ đỡ, $P = W/D.L$, với D, L là đường kính và chiều dài ngõng trục.

Giá trị số trên đường cong trong hình vẽ phụ thuộc vào những chi tiết của 1 ổ trượt cụ thể, ví dụ, khi những bề mặt càng nhẵn, màng dầu cần thiết để tách hoàn toàn (những nhấp nhô của) 2 bề mặt càng mỏng, vì thế, giá trị của $\mu n/P$ (tương ứng với điểm A) càng thấp. Khe hở hay độ khít của ngõng trục trong ổ trục có ảnh hưởng quan trọng, bởi vì cơ chế tạo ra áp suất chất lỏng thủy động để đỡ trục yêu cầu trục quay lệch tâm trong ổ.

Chú ý rằng, để đạt được bôi trơn thủy động, cần 3 yếu tố:

- Chuyển động tương đối của các bề mặt được phân cách.
- Sự hình thành 'chêm dầu'.
- Sự hiện diện của chất lỏng phù hợp.

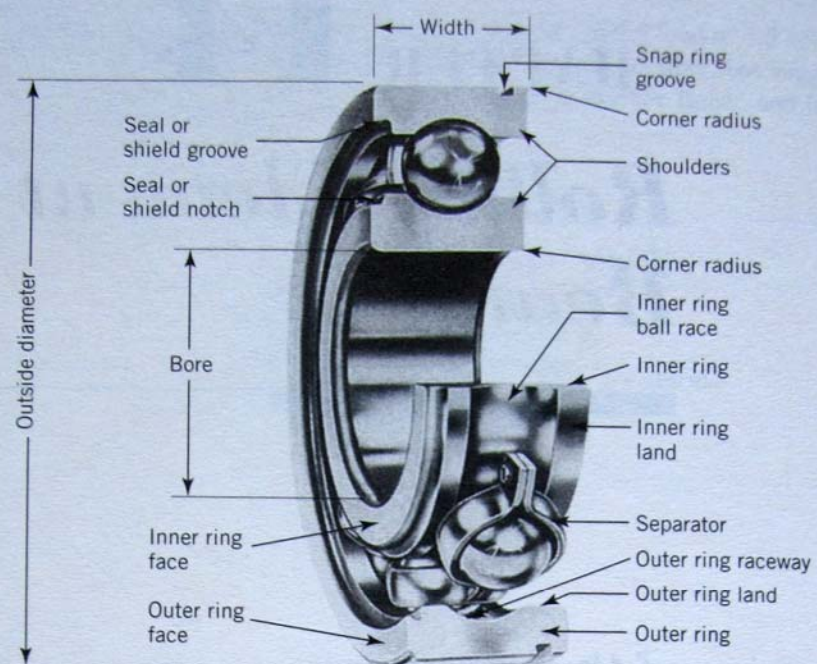
7.2.3. Tính toán – chọn ổ trượt

(Tham khảo Tập 1, tài liệu 2, trang 227 -233)

7.3. Ổ TRỤC - Ổ LĂN

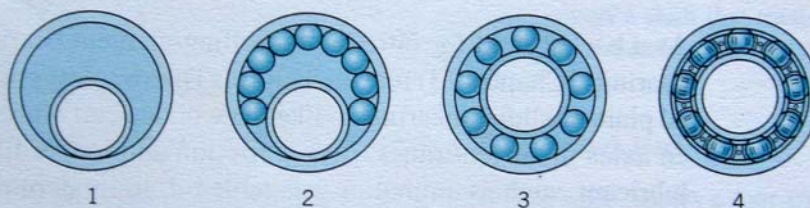
7.3.1. Khái niệm

Trong ổ lăn, trục và những phần bên ngoài được phân cách bởi bi hay con lăn, vì thế ma sát lăn thay thế cho ma sát trượt (trong ổ trượt). Khi diện tích tiếp xúc nhỏ và chịu ứng suất cao, những bộ phận chịu lực của ổ lăn (vòng trong, vòng ngoài, bi hay con lăn) thường được chế tạo bằng những vật liệu có độ cứng và độ bền cao. Cấu tạo chi tiết của ổ lăn được mô tả trong hình 7.17 sau.



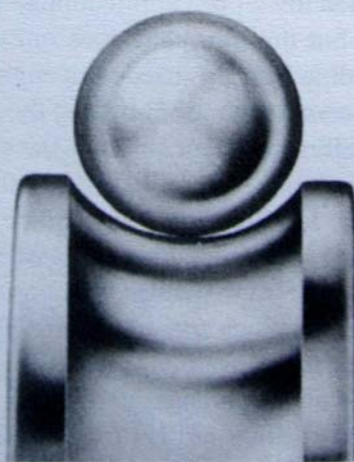
(a)

Construction and nomenclature



(b)

Steps in assembly



(c)

Contact surface geometry

FIGURE 14.1

Radial ball bearing (deep-groove or "Conrad" type). (Courtesy New Departure-Hyatt Bearing Division, General Motors Corporation.)

Hình 7.17: cấu tạo ổ lăn

a. Các bộ phận chính của ổ lăn

- Cấu tạo ổ lăn gồm vòng ngoài, vòng trong, con lăn. Giữa các con lăn còn có vòng cách
- ả hờ có con lăn nên ma sát trong ổ là ma sát lăn. Hệ số ma sát lăn $f = 0,0015 \dots 0,006$
- Chế độ bôi trơn khá đơn giản. Kết cấu cho phép chế tạo hàng loạt nên giá thành thấp

b. Phân loại



FIGURE 14.6

Spherical roller bearings. (a, Courtesy McGill Manufacturing Company, Inc., Bearing Division, Valparaiso, Indiana, b, c, Courtesy Hoover-NSK Bearing Company.)

Hình 7.18: a & b, ổ đỡ có con lăn hình trống, một dãy & hai dãy; c, ổ chặn

- Theo hình dạng con lăn: bi, đĩa trụ ngắn, đĩa trụ dài, đĩa côn, đĩa hình trống đối xứng hoặc không đối xứng, đĩa kim, đĩa xoắn ...
- Theo khả năng chịu tải trọng: Ổ đỡ; Ổ đỡ chặn; Ổ chặn đỡ; Ổ chặn.
- Theo số dãy con lăn: ổ một dãy, ổ hai dãy, ổ bốn dãy...
- Theo kích thước ổ: siêu nhẹ, đặc biệt nhẹ, nhẹ, nhẹ rộng, trung, trung rộng, nặng...
- Theo khả năng tự lựa: có hoặc không có khả năng tự lựa

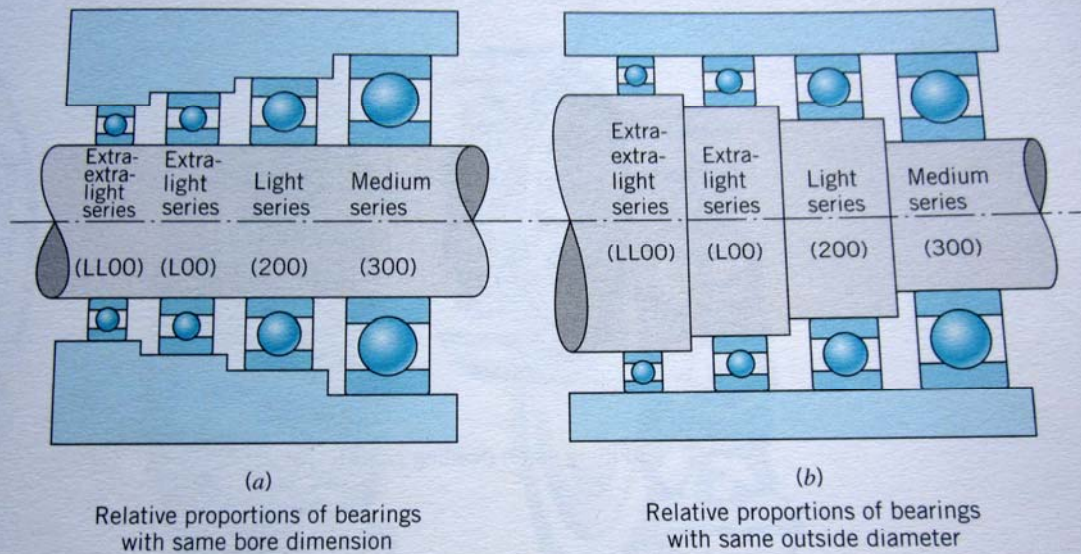


FIGURE 14.2

Relative proportions of bearings of different series.

Hình 7.19: Ổ siêu nhẹ, đặc biệt nhẹ, nhẹ và trung

c. Ký hiệu ổ lăn:

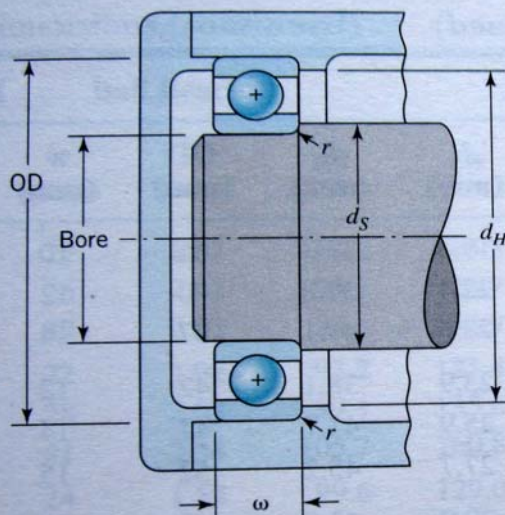


FIGURE 14.11

Shaft and housing shoulder dimensions.

Hình 7.20: Những kích thước của vai trục và ổ

Ổ lăn được ký hiệu như sau:

- Hai số đầu tiên từ bên phải ký hiệu đường kính vòng trong d và có giá trị $d/5$ nếu $d \geq 20\text{mm}$. Nếu $d < 20\text{mm}$ thì ký hiệu như sau:
 - $d = 10\text{mm}$ ký hiệu 00
 - $d = 12\text{mm}$ ký hiệu 01
 - $d = 15\text{mm}$ ký hiệu 02
 - $d = 17\text{mm}$ ký hiệu 03
- Chữ thứ 3 từ bên phải ký hiệu cỡ ổ

Bảng 7.1: qui ước ổ lăn

Bearing Basic Number	Bore (mm)	Ball Bearings					Roller Bearings				
		OD (mm)	w (mm)	r^a (mm)	d_S (mm)	d_H (mm)	OD (mm)	w (mm)	r^a (mm)	d_S (mm)	d_H (mm)
L00	10	26	8	0.30	12.7	23.4					
200	10	30	9	0.64	13.8	26.7					
300	10	35	11	0.64	14.8	31.2					
L01	12	28	8	0.30	14.5	25.4					
201	12	32	10	0.64	16.2	28.4					
301	12	37	12	1.02	17.7	32.0					
L02	15	32	9	0.30	17.5	29.2					
202	15	35	11	0.64	19.0	31.2					
302	15	42	13	1.02	21.2	36.6					

(continued)

Tiếp tục của bảng này được thể hiện trong phụ lục 2.

- Chữ số thứ tư từ phải sang biểu thị loại ổ:
 - Số thứ 5 và 6 từ bên phải sang biểu thị đặc điểm kết cấu
 - Số thứ 7 ký hiệu loạt chiều rộng ổ

d. Ưu nhược điểm

Ưu:

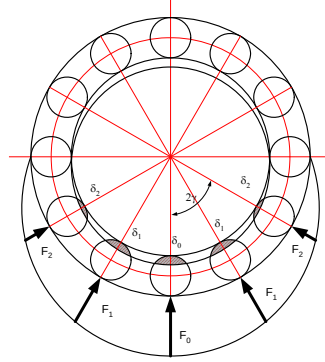
- Giá thành thấp do sản xuất hàng loạt
- Mất mát công suất do ma sát thấp
- Tính lắp lẫn cao, thuận tiện khi sửa chữa
- Chăm sóc và bôi trơn đơn giản
- So với ổ trượt thì kích thước dọc trục nhỏ hơn

Nhược điểm:

- Khả năng quay nhanh, chịu va đập kém
- Kích thước hướng kính tương đối lớn
- Độ tin cậy thấp khi làm việc với vận tốc cao (do ổ bị nóng lên, vỡ vòng cách do lực ly tâm của con lăn)
- Ồn khi làm việc với vận tốc cao

7.3.2. Động học và động lực học ổ lăn

a. Phân bố lực trên các con lăn



Hình 7.21: mô tả lực trên con lăn

b. Ứng suất tiếp xúc sinh ra trong các chi tiết ổ:

c. Động học ổ lăn

d. Động lực học ổ lăn

7.3.3. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính

□ Các dạng hỏng bao gồm:

- **Tróc rỗ bề mặt do mỏi:** do sự thay đổi ứng suất tiếp xúc, sau một thời gian làm việc, các vết nứt tế vi phát triển thành tróc trên rãnh vòng và trên con lăn
- **Mòn con lăn và vòng ổ:** thường xảy ra với ổ bôi trơn không tốt có các hạt kim loại rơi vào ổ
- **Vỡ vòng cách:** thường xảy ra đối với các ổ quay nhanh
- **Biến dạng dư bề mặt rãnh vòng và con lăn:** xảy ra đối với các ổ của máy chịu tải trọng nặng và quay chậm.
- **Vỡ vòng ổ và con lăn:** do tải trọng rung và va đập, do lắp ráp và vận hành không đúng, do kẹt con lăn...

□ Hiện nay tính toán ổ theo khả năng tải mà không theo ứng suất theo hai tiêu chuẩn:

- Theo khả năng tải tĩnh: tránh biến dạng dư đ/v ổ làm việc có số vòng quay thấp ($< 1v/p$)
- Theo khả năng tải động: để tránh tróc rỗ bề mặt

7.3.4. Tính toán chọn lựa ổ lăn

(Tham khảo Tập 1, tài liệu 2, trang 210 - 226)

7.4. GIỚI THIỆU KHỚP NỐI & LY HỢP

7.4.1. Khớp nối

❖ **Công dụng:** Dùng để truyền moment xoắn giữa các trục, đóng mở các cơ cấu, giảm tải trọng động, ngăn ngừa quá tải, điều chỉnh tốc độ..

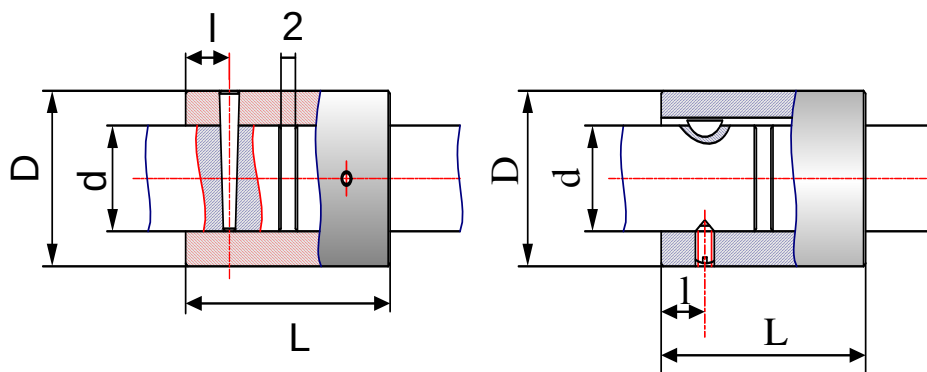
❖ **Phân loại:**

a. Nối trục chặt

❖ Dùng để nối cứng các trục có đường tâm trên cùng một đường thẳng và không di chuyển tương đối với nhau. Thường dùng nối các đoạn trục thành phần thành trục có chiều dài lớn hoặc các trục có không gian hẹp

❖ Không bù được sai số chế tạo và lắp ghép

Nối trực ống:



Hình 7.22: mô tả nối trực ống

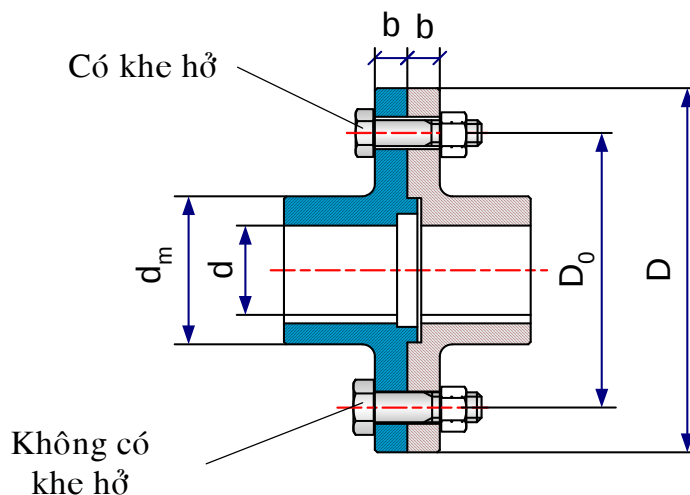
- ❖ Cấu tạo gồm một ống thép hay gang lồng vào đoạn cuối của hai trực. Ghép với trực bằng chốt, then, vít hãm hoặc then hoa
- ❖ Đơn giản, giá rẻ, kích thước hướng kính nhỏ nhưng lắp ghép khó và đòi hỏi độ đồng tâm cao.
- ❖ Đường kính ngoài ống và chiều dài ống:

$$D = (1,5..1,8)d$$

$$L = (2,5..4)d$$

Nối trực đĩa

- ❖ Cấu tạo gồm hai đĩa lắp lên đoạn cuối mỗi trực bằng then và độ dôi và dùng một số bu lông ghép hai đĩa với nhau.



Hình 7.23: mô tả nối trực đĩa

b. Nối trực bù

- ❖ Dùng để nối các trực có sai lệch nhỏ về vị trí do biến dạng đàn hồi trực hoặc do sai số chế tạo lắp ghép.
- ❖ Sai lệch bao gồm: sai lệch dọc trục, độ lệch hướng kính, độ lệch góc.

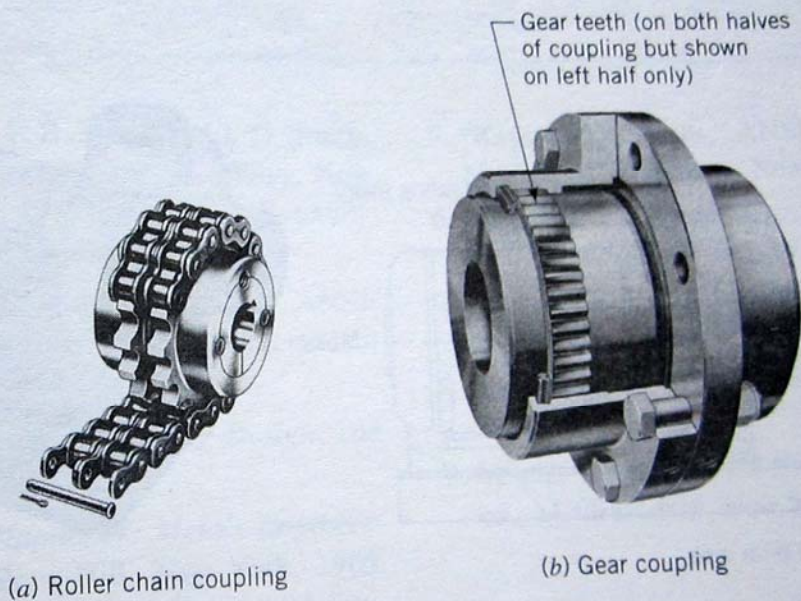
Nối trực răng

$$[p] = 12..15\text{MPa}$$

Nối trực xích

FIGURE 17.11

Metallic element flexible couplings. (Courtesy Reliance Electric Company.)



Hình 7.24: a. Nối trục xích; b. Nối trục răng

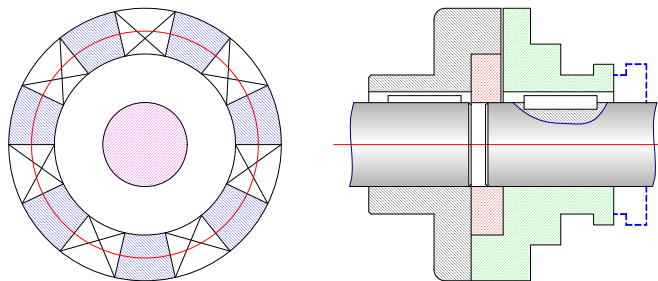
- ❖ Cấu tạo gồm hai nửa nối trục dạng đĩa xích có số răng bằng nhau, lắp cố định trên trục quấn chung một dây xích.
- ❖ Có thể sử dụng để nối trục lệch nghiêng 1° và độ lệch hướng tâm $\Delta r = 0,15..0,6\text{mm}$
- ❖ Kết cấu đơn giản, dùng xích tiêu chuẩn, không cần di động trục khi tháo lắp
- ❖ Tuy nhiên không chịu được va đập, chỉ làm việc một chiều

7.4.2. Ly hợp

Cho phép nối hoặc tách các trục lúc máy dừng hoặc khi làm việc. Bao gồm *ly hợp ăn khớp* và *ly hợp ma sát*.

a. Ly hợp ăn khớp

Ly hợp vấu



Hình 7.25: mô tả ly hợp vấu

- ❖ Cấu tạo như hình bên: gồm hai nửa, một nửa cố định trên trục, nửa còn lại lắp lên đầu trục còn lại bằng then dẫn hướng hoặc then hoa để nửa này có khả năng di trượt.
- ❖ Việc đóng mở ly hợp có khả năng thực hiện bằng tay gạt. Để giảm mòn cơ cấu điều khiển, nửa ly hợp di động nên lắp trên trục bị dẫn
- ❖ Tiết diện vấu có nhiều loại: *Vấu hình tam giác*; *Vấu hình thang*; *Tiết diện chữ nhật*
- ❖ Ưu điểm là kết cấu đơn giản, kích thước nhỏ gọn, không có chuyển động tương đối giữa các trục. Tuy nhiên khi đóng ly hợp gây va đập đôi khi va đập này phá hỏng ly hợp

Ly hợp răng

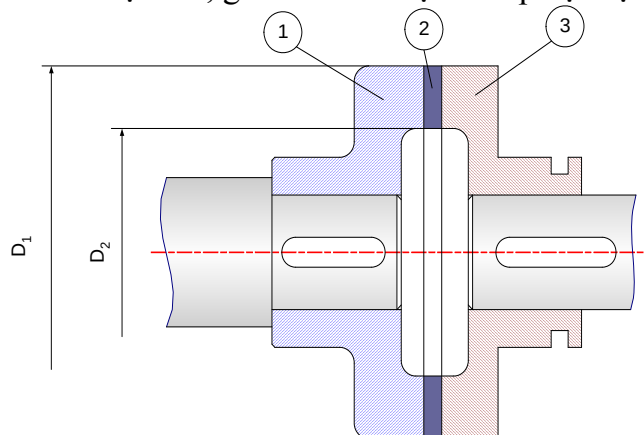
- ❖ Kết cấu như nối trục răng, đóng mở bằng cách di động một trong hai nửa ly hợp theo dọc trục. Răng có biên dạng thân khai và vát mép để dễ đóng ly hợp
- ❖ Thường kết hợp ly hợp răng với ly hợp ma sát và đóng ly hợp ma sát trước để tránh va đập

b. Ly hợp ma sát

- ❖ Truyền được moment xoắn nhờ ma sát trên hai bề mặt ma sát tạo thành. Vì vậy có khả năng đóng mở êm → không gây va đập và tải trọng động, đồng thời có khả năng hiệu chỉnh trị số moment giới hạn truyền qua ly hợp. Tuy nhiên không đảm bảo độ đồng tốc giữa các trục khi quá tải

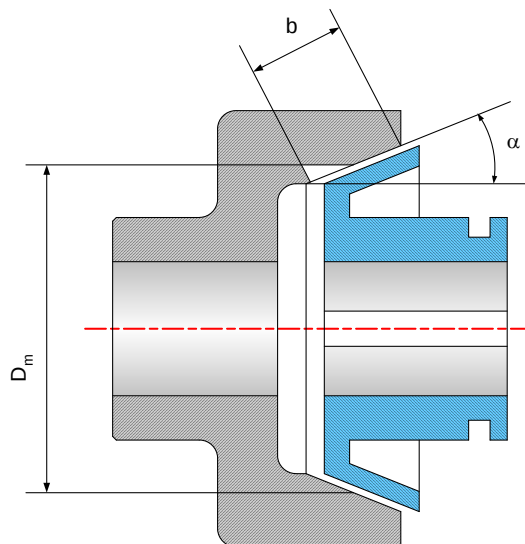
Ly hợp đĩa ma sát:

- ❖ Cấu tạo ly hợp đĩa ma sát như hình bên dưới: nửa trục (1) cố định lên một đầu trục, nửa ly hợp còn lại (3) di trượt trên đầu trục kia, giữa hai đĩa trục là lớp vật liệu ma sát (2).



Hình 7.26: mô tả ly hợp đĩa ma sát

Ly hợp côn ma sát



Hình 7.27: mô tả ly hợp côn ma sát

Ly hợp ma sát điện từ

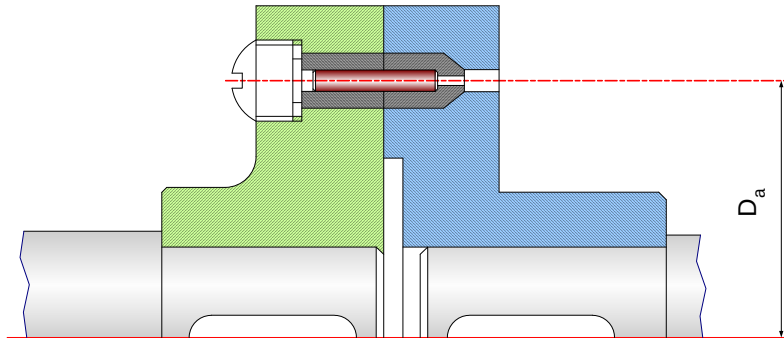
- ❖ Lực ép trên bề mặt làm việc thực hiện bằng nam châm điện. Phổ biến nhất là ly hợp điện từ nhiều đĩa ma sát
- ❖ Ưu điểm:
 - Thuận tiện trong điều khiển tự động và điều khiển từ xa
 - Tác dụng nhanh

- Có thể điều khiển chính xác moment truyền
- Không có lực không cân bằng

c. Ly hợp an toàn

❖ *Công dụng*: tránh cho máy móc bị hỏng do quá tải vì quá tải rất thường xuyên xảy ra trong quá trình là việc. Quá tải có thể từ từ (như mòn dụng cụ cắt) hoặc đột ngột (như va đập)

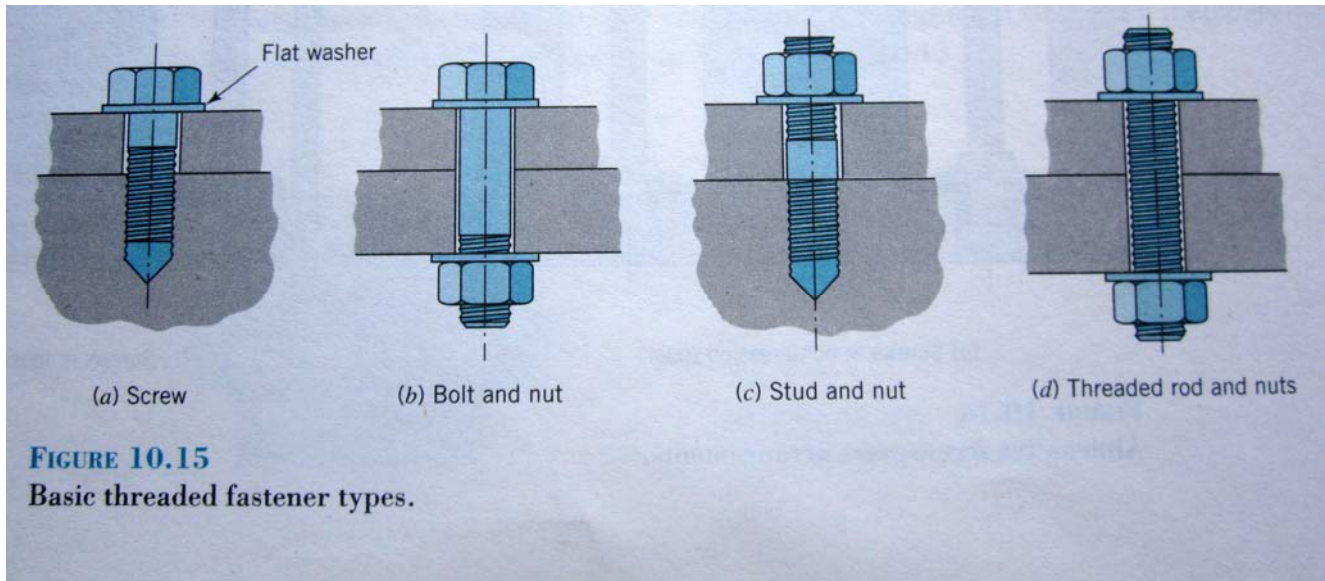
Ly hợp chốt an toàn (hình 7.28); Ly hợp ma sát an toàn; Ly hợp vấu an toàn; Ly hợp bi an toàn



Hình 7.28: ly hợp chốt an toàn

Chương 8: Các mối ghép

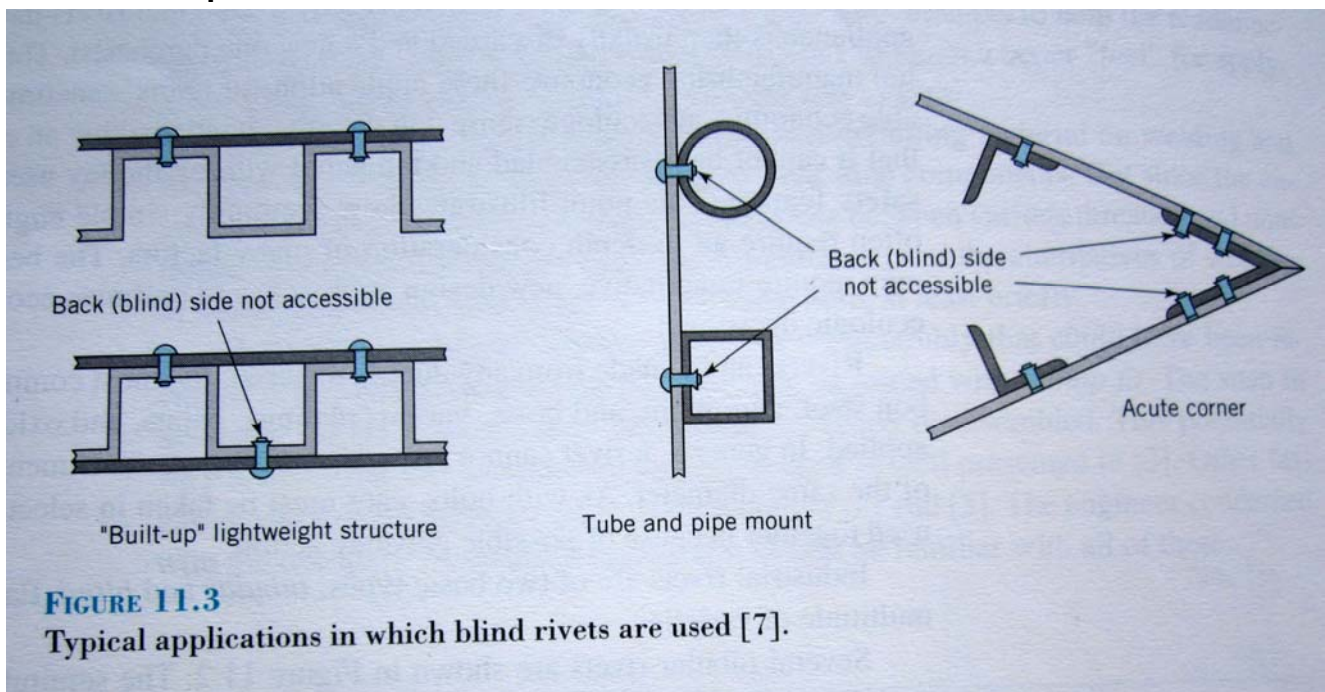
8.1. GIỚI THIỆU MỐI GHÉP REN



Hình 8.1: Những dạng mối ghép ren cơ bản

- Cấu tạo của ren: bước ren, ren phải-trái, ren nhiều đầu mối.
- Ưu điểm: cấu tạo đơn giản; có thể cố định các tiết máy ở bất kỳ vị trí nào (nhờ khả năng tự hãm); dễ tháo lắp; giá thành tương đối thấp (vì được tiêu chuẩn hóa & chế tạo bằng các phương pháp có năng suất cao).
-   h c điểm: có tập trung ứng suất ở chân ren làm giảm độ bền mỏi của mối ghép; có khả năng tự tháo lỏng.

8.2. GIỚI THIỆU GHÉP BẰNG ĐINH TÁN



Hình 8.2: Một ứng dụng đặc trưng của đinh tán

Một hình vẽ mô tả cấu tạo của mối ghép.

Ưu điểm: chắc chắn; dễ kiểm tra chất lượng; ít làm hỏng các tiết máy ghép khi cần tháo rời (so với ghép bằng hàn).

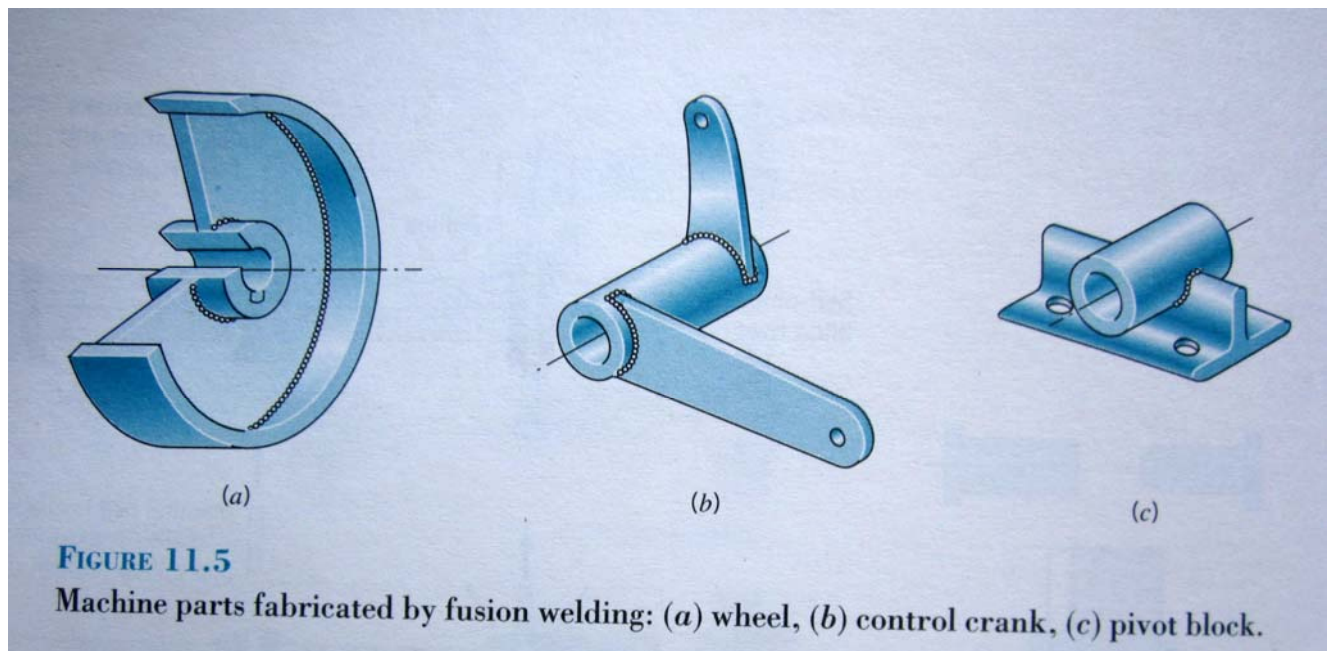
Âu hợc điểm: tốn kim loại; giá thành cao; hình dạng và kích thước công kênh.

Ghép đỉnh tán được dùng phổ biến trong các trường hợp sau:

- ắ hững mối ghép, trực tiếp chịu tải trọng chấn động hay va đập, ví dụ, cầu-đường, dàn cần trục chịu tải lớn ($> 200T$).
- ắ hững mối ghép, nếu đót nóng sẽ bị vênh hoặc giảm chất lượng, hay những vật liệu không hàn được.

8.3. GIỚI THIỆU GHÉP BẰNG HÀN

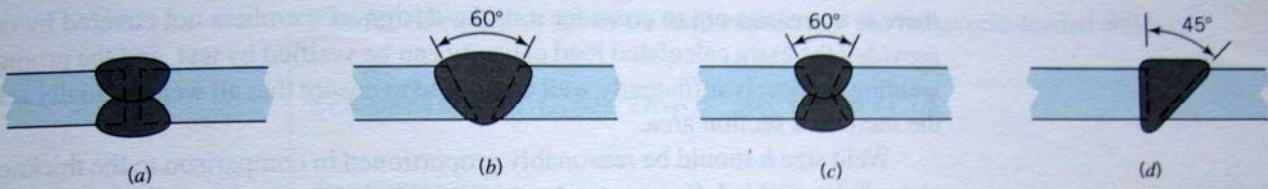
Sự phát triển trong kỹ thuật và thiết bị hàn đã cung cấp nhiều giải pháp cho việc lắp ghép và chế tạo các bộ phận, những chi tiết máy có thể được chế tạo bang hàn có chi phí thấp hơn so với phương pháp đúc hay gò, rèn, dập... Một ví dụ được thể hiện trong hình sau.



Hình 8.3: Những tiết máy được chế tạo bằng hàn

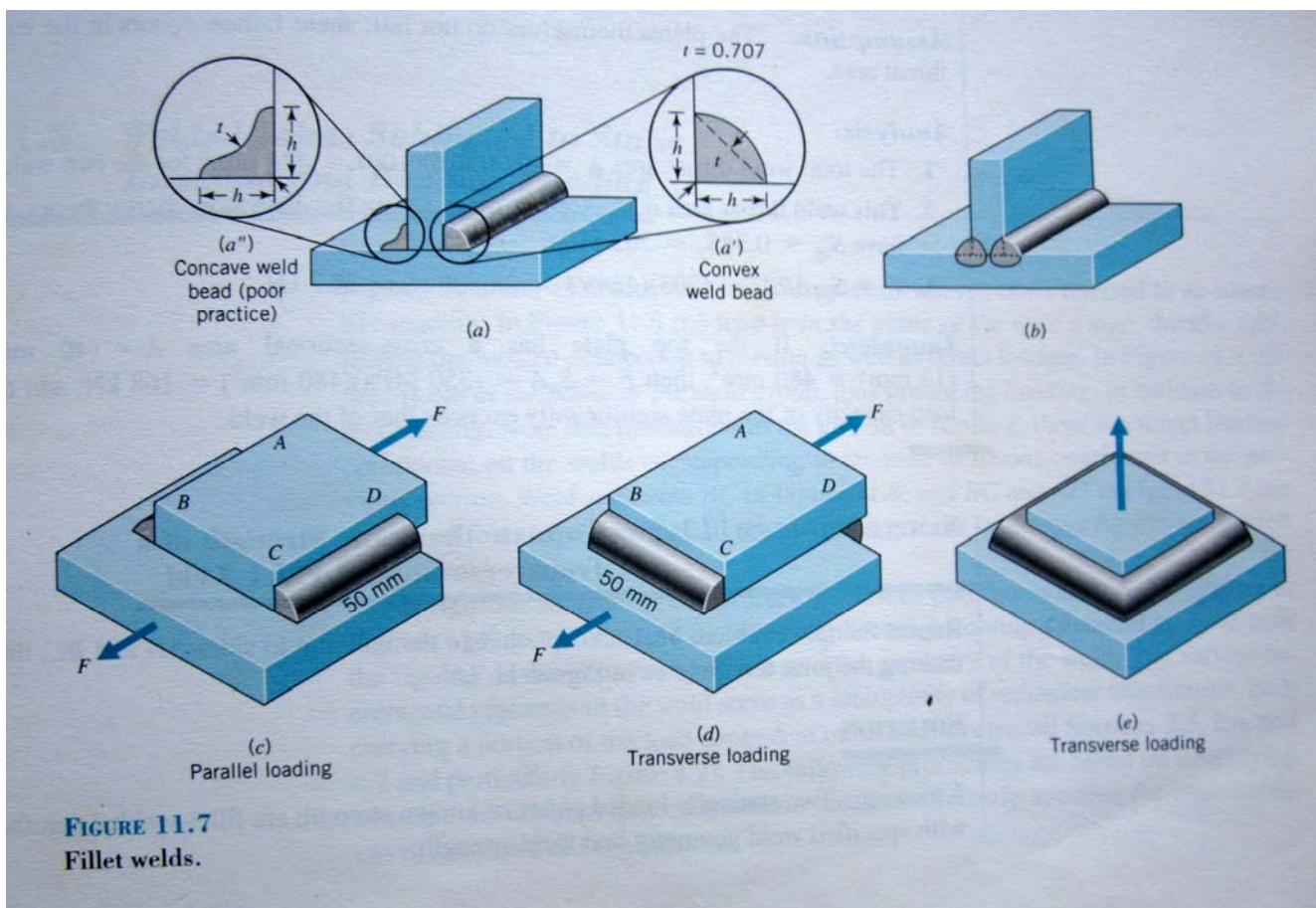
Phân loại

- Theo công nghệ, có * mối ghép bằng hồ quang điện, hàn hơi... làm kim loại bị nóng chảy và gắn lại với nhau, không cần lực ép chúng * mối ghép bằng hàn tiếp xúc, làm kim loại bị dẻo và dùng lực để ép chúng * mối ghép bằng hàn vẩy, không nung chảy kim loại được ghép mà chỉ nung chảy vật liệu hàn.
- Theo công dụng, có * mối hàn chắc, và * mối hàn chắc, kín.
- Theo hình dạng kết cấu, có * hàn giáp mối * hàn chồng * hàn góc.

**FIGURE 11.6**

Representative butt and groove welds: (a) open square butt joint, (b) single vee groove, (c) double vee groove, (d) single bevel butt joint.

Hình 8.4: Hàn giáp mối a. dạng hình vuông; b. rãnh chữ V đơn; c. rãnh chữ V đôi; d. một cạnh nghiêng.

**FIGURE 11.7**

Fillet welds.

Hình 8.5: Hàn fillet, Hàn chồng (lap joint)

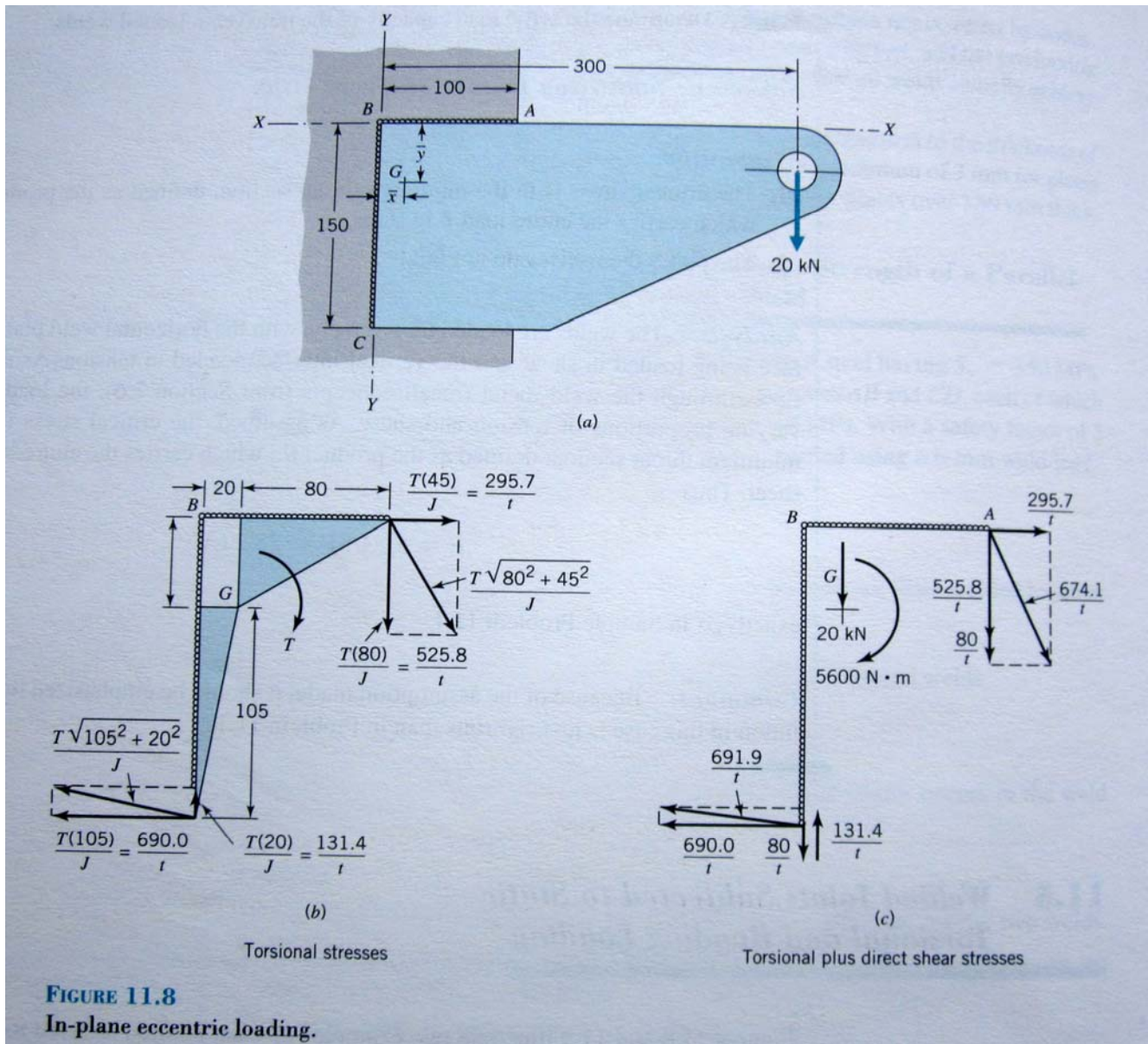


FIGURE 11.8

In-plane eccentric loading.

Hình 8.6: Một dạng của hàn góc (corner joint) & mô tả cách tính toán mối hàn

Ưu điểm: - có khối lượng nhỏ so với ghép bằng đinh tán; kim loại được tận dụng vì không bị lỗ đinh làm yếu – tiết kiệm công sức, giảm được giá thành (dễ tự động hóa, có năng suất cao) – Dùng hàn có thể chế tạo các CTM, hay có thể phục hồi các CTM bị gãy hỏng hoặc bị mài mòn.

Ải hợc điểm: - chất lượng mối hàn phụ thuộc nhiều vào trình độ của công nhân hàn – Khó kiểm tra khuyết tật bên trong mối hàn.

Phụ lục

Phụ lục 1: Chuyển đổi đơn vị giữa hệ Anh & hệ SI

Appendix A-1a Conversion Factors for British Gravitational, English, and SI Units

Quantity	British Gravitational and English Units ^a	SI Unit ^a	Conversion Factor Equalities
Length	inch (in. or ")	<u>meter</u> (m)	*1 in. = 0.0254 m = 25.4 mm
	foot (ft or ')	<u>meter</u> (m)	*1 ft = 0.3048 m = 304.8 mm
	<u>mile</u> (mi U.S. statute)	kilometer (km)	1 mile = 1.609 km = 1609 m
Volume	gallon (gal U.S.)	<u>meter</u> ³ (m ³)	1 gal = 0.003785 m ³ = 3.785 liters
Force (weight)	<u>pound</u> (lb)	newton ^d (N)	1 lb = 4.448 N
Torque	<u>pound-foot</u> (lb · ft)	newton-meter (N · m)	1 lb · ft = 1.356 N · m
Work, Energy	<u>foot-pound</u> (ft · lb)	joule ^e (J)	1 ft · lb = 1.356 J
Power	<u>foot-pound/second</u> (ft · lb/s)	watt ^g (W)	1 ft · lb/s = 1.356 W
	horsepower ^b (hp)	<u>kilowatt</u> (kW)	1 hp = 0.746 kW
Stress, Pressure	<u>pounds/in.</u> ² (psi)	pascal ^e (Pa)	1 psi = 6895 Pa
	<u>thousand pounds/in.</u> ² (ksi)	megapascal (MPa)	1 ksi = 6.895 MPa
Mass (British)	<u>slug</u> ^f	kilogram (kg)	1 slug = 14.59 kg
Mass (English)	lbm ^h	<u>kilogram</u> (kg)	1 lbm = 0.454 kg = 454 grams

^aThe larger unit is underlined.

^b 1 hp = 550 ft · lb/s; ^c 1 J = 1 N · m; ^d 1 N = 1 kg · m/s²; ^e 1 Pa = 1 N/m²; ^f 1 slug = 1 lb · s²/ft; ^g 1 W = 1 J/s; ^h 1 slug = 32.2 lbm

* An exact definition.

Phụ lục 2: Qui ước về ổ lăn (tiếp tục của bảng 7.1)

TABLE 14.1 Bearing Dimensions (continued)

Bearing Basic Number	Bore (mm)	Ball Bearings					Roller Bearings				
		OD (mm)	w (mm)	r ^a (mm)	d _S (mm)	d _H (mm)	OD (mm)	w (mm)	r ^a (mm)	d _S (mm)	d _H (mm)
L03	17	35	10	0.30	19.8	32.3	35	10	0.64	20.8	32.0
203	17	40	12	0.64	22.4	34.8	40	12	0.64	20.8	36.3
303	17	47	14	1.02	23.6	41.1	47	14	1.02	22.9	41.4
L04	20	42	12	0.64	23.9	38.1	42	12	0.64	24.4	36.8
204	20	47	14	1.02	25.9	41.7	47	14	1.02	25.9	42.7
304	20	52	15	1.02	27.7	45.2	52	15	1.02	25.9	46.2
L05	25	47	12	0.64	29.0	42.9	47	12	0.64	29.2	43.4
205	25	52	15	1.02	30.5	46.7	52	15	1.02	30.5	47.0
305	25	62	17	1.02	33.0	54.9	62	17	1.02	31.5	55.9
L06	30	55	13	1.02	34.8	49.3	47	9	0.38	33.3	43.9
206	30	62	16	1.02	36.8	55.4	62	16	1.02	36.1	56.4
306	30	72	19	1.02	38.4	64.8	72	19	1.52	37.8	64.0
L07	35	62	14	1.02	40.1	56.1	55	10	0.64	39.4	50.8
207	35	72	17	1.02	42.4	65.0	72	17	1.02	41.7	65.3
307	35	80	21	1.52	45.2	70.4	80	21	1.52	43.7	71.4
L08	40	68	15	1.02	45.2	62.0	68	15	1.02	45.7	62.7
208	40	80	18	1.02	48.0	72.4	80	18	1.52	47.2	72.9
308	40	90	23	1.52	50.8	80.0	90	23	1.52	49.0	81.3
L09	45	75	16	1.02	50.8	68.6	75	16	1.02	50.8	69.3
209	45	85	19	1.02	52.8	77.5	85	19	1.52	52.8	78.2
309	45	100	25	1.52	57.2	88.9	100	25	2.03	55.9	90.4
L10	50	80	16	1.02	55.6	73.7	72	12	0.64	54.1	68.1
210	50	90	20	1.02	57.7	82.3	90	20	1.52	57.7	82.8
310	50	110	27	2.03	64.3	96.5	110	27	2.03	61.0	99.1
L11	55	90	18	1.02	61.7	83.1	90	18	1.52	62.0	83.6
211	55	100	21	1.52	65.0	90.2	100	21	2.03	64.0	91.4
311	55	120	29	2.03	69.8	106.2	120	29	2.03	66.5	108.7
L12	60	95	18	1.02	66.8	87.9	95	18	1.52	67.1	88.6
212	60	110	22	1.52	70.6	99.3	110	22	2.03	69.3	101.3
312	60	130	31	2.03	75.4	115.6	130	31	2.54	72.9	117.9
L13	65	100	18	1.02	71.9	92.7	100	18	1.52	72.1	93.7
213	65	120	23	1.52	76.5	108.7	120	23	2.54	77.0	110.0
313	65	140	33	2.03	81.3	125.0	140	33	2.54	78.7	127.0
L14	70	110	20	1.02	77.7	102.1	110	20	Not Available		
214	70	125	24	1.52	81.0	114.0	125	24	2.54	81.8	115.6
314	70	150	35	2.03	86.9	134.4	150	35	3.18	84.3	135.6
L15	75	115	20	1.02	82.3	107.2	115	20	Not Available		
215	75	130	25	1.52	86.1	118.9	130	25	2.54	85.6	120.1
315	75	160	37	2.03	92.7	143.8	160	37	3.18	90.4	145.8

Tài liệu tham khảo

- [1] Cơ sở thiết kế máy. *Nguyễn Hữu Lộc*. ả XB khoa học kỹ thuật, 2000
- [2] Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy tập I, II; *Trịnh Chất*; ả XB khoa học kỹ thuật, 1994
- [3] Giáo trình ả guyên lý máy; *Vương Thành Tiên, Trương Quang Trường*; ĐH ả ông Lâm Tp.HCM; 2010
- [4] Chi tiết máy; *Lê Đình Phương*; ĐH Kỹ thuật –Công nghệ tp HCM
- [5] Chi tiết máy, tập I, II. *Nguyễn Trọng Hiệp*; ả XB Giáo Dục; 1997
- [6] Fundamentals of Machine Component Design; *Robert C. Juvinall, Kurt M. Marshek*; John Wiley & Sons; 4th Edition 2006