

[www.mientayvn.com](http://www.mientayvn.com)

Khi đọc qua tài liệu này, nếu phát hiện sai sót hoặc nội dung kém chất lượng xin hãy thông báo để chúng tôi sửa chữa hoặc thay thế bằng một tài liệu cùng chủ đề của tác giả khác. Tài liệu này bao gồm nhiều tài liệu nhỏ có cùng chủ đề bên trong nó. Phần nội dung bạn cần có thể nằm ở giữa hoặc ở cuối tài liệu này, hãy sử dụng chức năng Search để tìm chúng.

Bạn có thể tham khảo nguồn tài liệu được dịch từ tiếng Anh tại đây:

[http://mientayvn.com/Tai\\_lieu\\_da\\_dich.html](http://mientayvn.com/Tai_lieu_da_dich.html)

Thông tin liên hệ:

Yahoo mail: [thanhlam1910\\_2006@yahoo.com](mailto:thanhlam1910_2006@yahoo.com)

Gmail: [frbwrthes@gmail.com](mailto:frbwrthes@gmail.com)

**Theo yêu cầu của khách hàng, trong một năm qua, chúng tôi đã dịch qua 16 môn học, 34 cuốn sách, 43 bài báo, 5 sổ tay (chưa tính các tài liệu từ năm 2010 trở về trước) Xem ở đây**

**DỊCH VỤ  
DỊCH  
TIẾNG  
ANH  
CHUYÊN  
NGÀNH  
NHANH  
NHẤT VÀ  
CHÍNH  
XÁC  
NHẤT**

Chỉ sau một lần liên lạc, việc dịch được tiến hành

Giá cả: có thể giảm đến 10 nghìn/1 trang

Chất lượng: Tạo dựng niềm tin cho khách hàng bằng công nghệ 1. Bạn thấy được toàn bộ bản dịch; 2. Bạn đánh giá chất lượng. 3. Bạn quyết định thanh toán.

## CHƯƠNG 1

# NHỮNG VẤN ĐỀ CƠ BẢN VỀ THIẾT KẾ MÁY

1. Nội dung và trình tự thiết kế máy
2. Khái quát về các yêu cầu đối với máy và chi tiết máy
3. Tải trọng và ứng suất
4. Độ bền mỏi của chi tiết máy
5. Chọn vật liệu
6. Vấn đề tiêu chuẩn hoá chi tiết máy

# 1. NỘI DUNG VÀ TRÌNH TỰ THIẾT KẾ MÁY

## *1.1. Nội dung thiết kế máy*

Thiết kế máy để thoả mãn được các yêu cầu trên là một công việc phức tạp, mà nội dung chủ yếu bao gồm các vấn đề:

- Xác định nguyên tắc hoạt động và chế độ làm việc của máy được thiết kế.
- Lập sơ đồ chung toàn máy và các bộ phận máy, thoả mãn các yêu cầu cho trước.
- Xác định lực, mômen tác dụng lên các bộ phận máy và đặc tính thay đổi của tải trọng theo thời gian.
- Chọn vật liệu chế tạo các chi tiết máy.
- Tiến hành tính toán về động học, động lực học, về khả năng làm việc, tính toán kinh tế v.v... , định hình dạng, kích thước tất cả các bộ phận và chi tiết máy.
- Quy trình công nghệ chế tạo các chi tiết máy và lắp ráp các bộ phận máy.
- Lập thuyết minh và các chỉ dẫn về sử dụng và sửa chữa máy

# 1. NỘI DUNG VÀ TRÌNH TỰ THIẾT KẾ MÁY

## *1.2. Trình tự thiết kế chi tiết máy*

- Lập sơ đồ tính toán
- Xác định tải trọng tác dụng lên chi tiết máy.
- Chọn vật liệu
- Tính toán các kích thước chính của chi tiết máy theo các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc
- Dựa theo Tính toán và các điều kiện chế tạo, lắp ghép v.v... vẽ kết cấu cụ thể của chi tiết máy với đầy đủ kích thước, dung sai, độ nhám bề mặt, các yêu cầu đặc biệt về công nghệ (nhiệt luyện, mạ, lăn ép tăng bền v.v...).
- Tiến hành tính toán kiểm nghiệm

## 2. KHÁI QUÁT CÁC YÊU CẦU ĐỐI VỚI MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

*2.1. Các chỉ tiêu về hiệu quả sử dụng*

*2.2. Khả năng làm việc*

*2.3. Độ tin cậy cao*

*2.4. An toàn trong sử dụng.*

*2.5. Tính công nghệ và tính kinh tế*

*Về phương diện tính công nghệ, chi tiết máy cần đảm bảo các yêu cầu sau:*

- Kết cấu phù hợp với điều kiện và quy mô sản xuất.
- Kết cấu đơn giản và hợp lí.
- Cấp chính xác và độ nhám đúng mức.
- Chọn phương pháp tạo phôi hợp lí.

## 3. TẢI TRỌNG VÀ ỨNG SUẤT

### 3.1. Tải trọng

- Tải trọng tĩnh
- Tải trọng thay đổi
- Trong tính toán chi tiết máy người ta còn phân biệt tải trọng danh nghĩa, tải trọng tương đương và tải trọng tính toán.
- Tải trọng danh nghĩa: Thường chọn tải trọng lớn hoặc tác dụng lâu dài nhất làm tải trọng danh nghĩa.
- Tải trọng tương đương:  $Q_{td} = Q_{dn} \cdot k_N$
- $k_N$  : hệ số tuổi thọ, phụ thuộc đồ thị thay đổi tải trọng và tải trọng nào trong các tải trọng thay đổi này được chọn làm tải trọng danh nghĩa.
- Tải trọng tính toán:  $Q_t = Q_{td} \cdot k_{tt} \cdot k_d \cdot k_{dk} = Q_{dn} \cdot k_N \cdot k_{tt} \cdot k_d \cdot k_{dk}$

## 3. TẢI TRỌNG VÀ ỨNG SUẤT

### 3.2. Ứng suất

- Ứng suất tĩnh
- Ứng suất thay đổi

*Chu trình ứng suất được đặc trưng bởi:*

- Biên độ ứng suất:

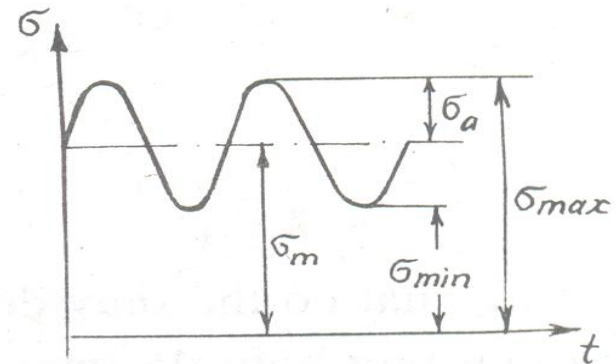
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

- Ứng suất trung bình:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

- Hệ số tính chất chu trình:

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$



## 4. ĐỘ BỀN MỎI CỦA CHI TIẾT MÁY

### 4.1. Hiện tượng phá huỷ mỏi

- Vật liệu có thể bị phá huỷ khi trị số ứng suất lớn nhất không những thấp hơn nhiều so với giới hạn bền mà thậm chí có thể thấp hơn giới hạn chảy của vật liệu, nếu số lần thay đổi ứng suất (số chu kì ứng suất) khá lớn.
- Đối với một số loại vật liệu, có tồn tại một trị số ứng suất giới hạn tác dụng vào vật liệu với số chu kì rất lớn mà không phá hỏng vật liệu.
- Sự phá huỷ mỏi bao giờ cũng bắt đầu từ những vết nứt rất nhỏ (còn gọi là vết nứt tế vi), không nhìn thấy được bằng mắt thường. Các vết nứt này phát triển dần cùng với sự gia tăng số chu trình ứng suất, đến một lúc nào đó chi tiết máy bị gãy hỏng hoàn toàn.



## 4. ĐỘ BỀN MỎI CỦA CHI TIẾT MÁY

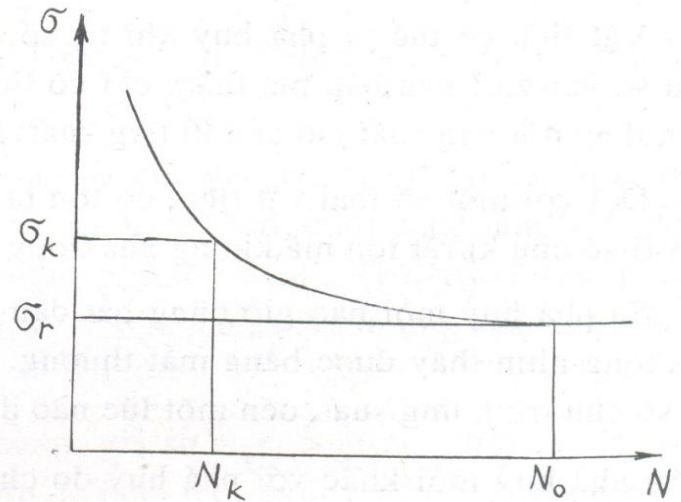
### 4.2. Đường cong mỏi

Đồ thị biểu diễn mối quan hệ giữa ứng suất và số chu kỳ thay đổi ứng suất

- Ứng suất càng cao thì tuổi thọ càng giảm
- Nếu giảm ứng suất đến một giới hạn nào đó đối với một số loại vật liệu, tuổi thọ  $N$  có thể tăng lên khá lớn mà mẫu thử không gãy hỏng.

$\sigma_r$  - Giới hạn bền mỏi của vật liệu.

$N_0$  - Số chu kỳ cơ sở.



(Số chu kỳ cơ sở  $N_0$  của một số loại thép thông thường có thể ở trong khoảng  $10^6$  đến  $10^7$  )

## 4. ĐỘ BỀN MỎI CỦA CHI TIẾT MÁY

### *4.3. Những nhân tố ảnh hưởng đến độ bền mỏi của chi tiết máy*

- Vật liệu: hàm lượng các bon cao thì độ bền mỏi cao hơn
- Hình dạng kết cấu
- Kích thước tuyệt đối
- Công nghệ gia công bề mặt
- Trạng thái ứng suất

### *4.4. Các biện pháp nâng cao độ bền mỏi*

- Biện pháp công nghệ
- Các biện pháp thiết kế

## 5. CHỌN VẬT LIỆU

### 5.1. Nguyên tắc chung

- Phải đảm bảo cho chi tiết máy có đủ khả năng làm việc (thí dụ như đủ độ bền, độ cứng, độ bền mòn v.v...).
- Thoả mãn yêu cầu về khối lượng và kích thước chi tiết máy và cả bộ máy
- Vật liệu phải có tính chất công nghệ thích ứng với hình dạng và phương pháp gia công chi tiết máy, tốn ít công sức chế tạo nhất.
- Có lợi nhất về phương diện giá thành sản phẩm

### 5.2. Các loại vật liệu dùng trong chế tạo máy

- Hợp kim màu: Hợp kim đồng, babít, hợp kim nhẹ, vật liệu kim loại sợi hỗn hợp.
- Kim loại gồm.
- Vật liệu không kim loại.

## 6. VẤN ĐỀ TIÊU CHUẨN HÓA CHI TIẾT MÁY

### *6.1. Lợi ích của tiêu chuẩn hoá*

- Có thể sản xuất hàng loạt.
- Các điều kiện kỹ thuật và phương pháp thí nghiệm được tiêu chuẩn hoá, tạo điều kiện nâng cao chất lượng, khả năng làm việc và tuổi thọ chi tiết máy
- Việc sửa chữa được nhanh chóng, khối lượng sửa chữa giảm bớt, giá sửa chữa hạ.
- Khối lượng thiết kế giảm bớt, do đó tiết kiệm được công sức thiết kế.

## 6. VẤN ĐỀ TIÊU CHUẨN HÓA CHI TIẾT MÁY

### 6.2. Những đối tượng được tiêu chuẩn hoá trong chế tạo máy

- Các vấn đề chung: các dãy số và kích thước, số vòng quay trong 1 phút v.v... độ côn, các kí hiệu quy ước trên bản vẽ.
- Vật liệu: thành phần hoá học, đặc tính cơ học chủ yếu và phương pháp nhiệt luyện.
- Các thuật ngữ, các kí hiệu.
- Đơn vị đo lường.
- Cấp chính xác và chất lượng bề mặt chi tiết máy.
- Hình dạng, kích thước của chi tiết máy thường dùng: các tiết máy ghép, xích, đai, ổ lăn, khớp nối, các thiết bị bôi trơn, v.v...
- Các yếu tố cấu tạo của chi tiết máy: ren, mô đun và dạng khởi thuỷ (dạng sinh) của bánh răng, đường kính và chiều rộng bánh đai, v.v...
- Các thông số cơ bản và các chỉ tiêu về chất lượng của máy, thiết bị.
- Các tài liệu thiết kế, tài liệu công nghệ.

## CHƯƠNG 2:

# CÁC CHI TIẾT MÁY GHÉP

1. Môi ghép đỉnh tán
2. Môi ghép hàn
3. Môi ghép then và then hoa
4. Môi ghép ren

# 1. MỐI GHÉP ĐÌNH TÁN

## 1. *Khái niệm chung về mối ghép đình tán*

### 1.1. *Cấu tạo và phân loại mối ghép*

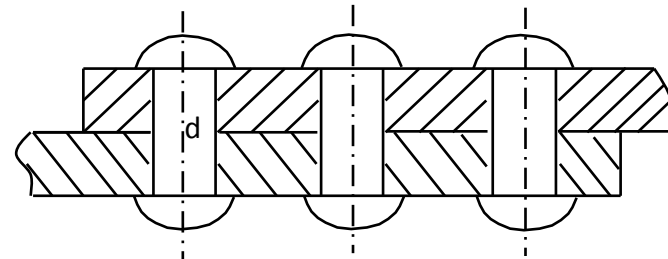
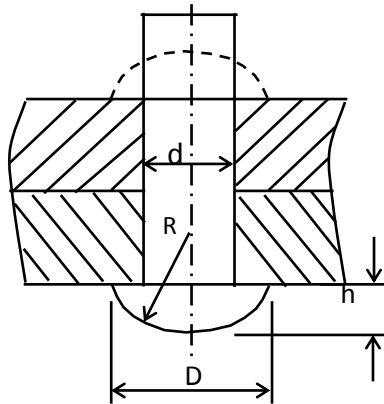
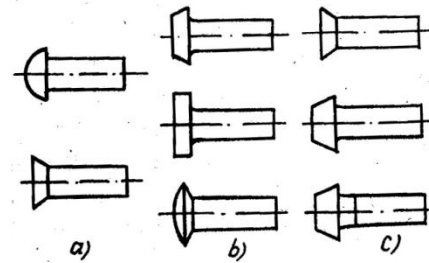
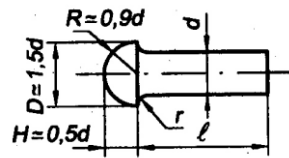
#### **a.Cấu tạo:**

- Tấm ghép
- Đình tán
- Tấm đệm (trong mối ghép giáp mối)

#### **b.Phân loại:**

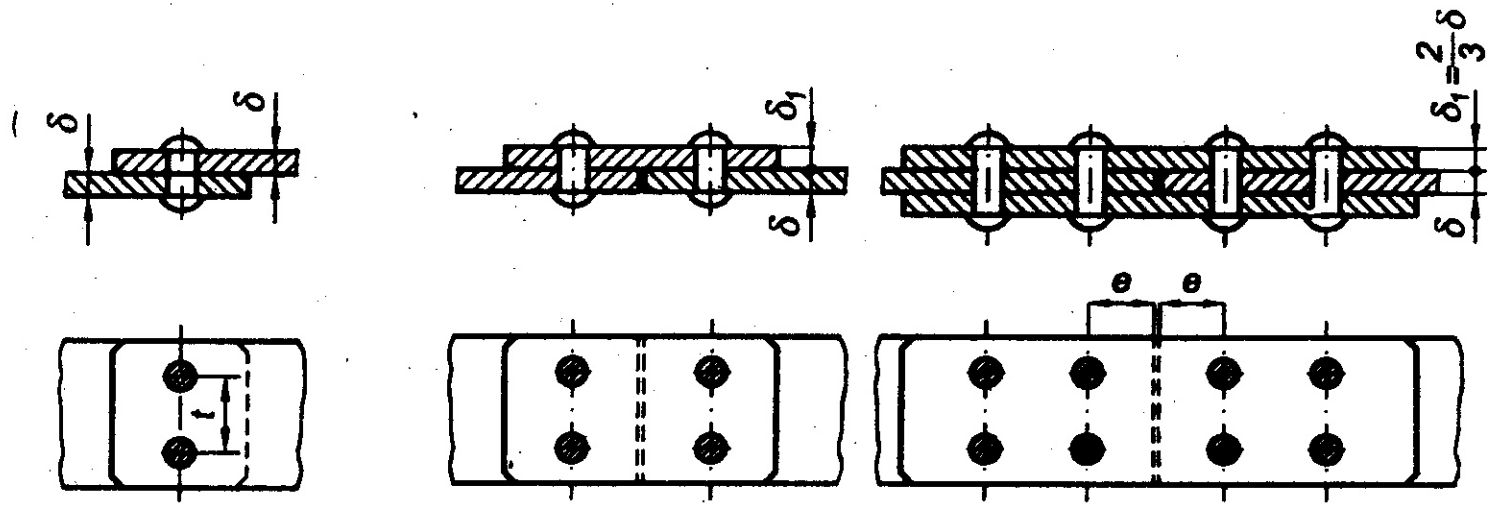
- + Theo công dụng chia ra:
  - Mối ghép chắc: dùng trong các kết cấu như dàn cầu trục.
  - Mối ghép chắc kín: dùng trong nồi hơi, bình chứa có áp suất cao.
- + Theo hình thức cấu tạo chia ra:
  - Mối ghép chồng.
  - Mối ghép giáp mối dùng 1 hoặc 2 tấm đệm.
- + Theo số hàng đình chia ra: Mối ghép 1 hàng, 2 hàng và nhiều hàng đình

# 1. MỐI GHÉP ĐỊNH TÁN





# 1. MỐI GHÉP ĐINH TÁN



# 1. MỐI GHÉP ĐINH TÁN

## 1.2. Ưu nhược điểm và phạm vi ứng dụng

### a) Ưu điểm:

- Đảm bảo chắc chắn;
- Dễ kiểm tra chất lượng mối ghép;
- Ít làm hỏng các chi tiết máy khi cần tháo rời (so sánh với mối ghép hàn).

### b) Nhược điểm:

- Tốn kim loại.
- Giá thành cao.
- Hình dạng và kích thước công kênh.

### c) Phạm vi sử dụng:

- Những mối ghép đặc biệt quan trọng và những mối ghép chịu tải trọng chấn động và va đập như: dàn cầu, dàn cầu trục, nồi hơi chịu áp suất cao.
- Những mối ghép không thể đốt nóng được vì nếu đốt nóng sẽ bị vênh hoặc giảm chất lượng chi tiết.
- Những mối ghép bằng các vật liệu không hàn được.

## 2. PHÂN TÍCH TÌNH HÌNH LÀM VIỆC CỦA MỖI GHÉP CHẮC

### 2.1. Phân tích tình hình làm việc của mỗi ghép chắc

2.1 *Tán nóng*: Đường kính đỉnh lớn ( $d > 10 \text{ mm}$ ) (nung đến nhiệt độ  $1000 \div 1100 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

- Khi co theo chiều dọc gây nên lực xiết chặt các tấm lại với nhau, tạo nên lực ma sát giữa các tấm ghép.

- Khi co theo chiều ngang tạo thành khe hở giữa đỉnh và tấm ghép.

Thông thường mỗi ghép đỉnh tán chịu tác dụng của tải trọng nằm ngang:

2.2. *Tán nguội*: Tán nguội khi đường kính đỉnh nhỏ ( $8 \leq d \leq 10 \text{ mm}$ ). Giữa thân đỉnh và tấm ghép không có khe hở nên ngay từ khi tải trọng  $P$  tác dụng thân đỉnh làm việc ngay, truyền tải từ tấm này qua tấm khác.

## 2. PHÂN TÍCH TÌNH HÌNH LÀM VIỆC CỦA MỖI GHÉP CHẮC

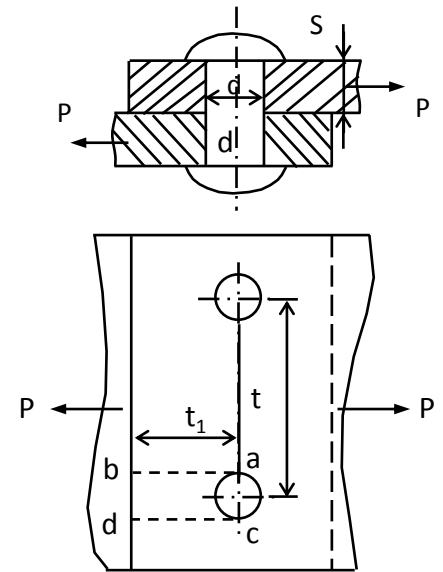
### 2.2. Các dạng hỏng của mỗi ghép đinh tán

+ Đối với đinh tán có 2 dạng hỏng:

- Thân đinh tán bị cắt đứt;
- Bề mặt tiếp xúc giữa thân đinh và tấm ghép bị dập;

+ Đối với tấm ghép có 2 dạng hỏng:

- Tấm bị kéo đứt tại mặt cắt có lỗ đinh tán;
- Mép biên của tấm bị cắt qua các mặt cắt a-b và c-d.



Hình

### 3. TÍNH MỐI CHÉP CHẮC

Muốn cho mối ghép được an toàn khi làm việc thì phải đảm bảo cả 4 điều kiện sau:

-Điều kiện bền cắt của đinh:

$$\tau_c = \frac{4P}{\pi d^2 \cdot n \cdot l} \leq \tau_c^-$$

-Điều kiện bền dập giữa thân đinh và lỗ tấm ghép:

$$\sigma_d = \frac{P}{n \cdot S \cdot d} \leq \sigma_d^-$$

-Điều kiện bền kéo của tấm:

$$\sigma_K = \frac{P}{S(b - n \cdot d)} \leq \sigma_K^-$$

-Điều kiện bền cắt của tấm:

$$\tau_c^t = \frac{P}{2S \cdot n \cdot (t_1 - \frac{d}{2})} \leq \tau_c^t^-$$

### 3. TÍNH MỐI CHÉP CHẮC

$n$  : Số đỉnh tán;

$d$  : Đường kính đỉnh tán;

$S$  : Chiều dày tấm ghép, được lấy như sau:

- Nếu có 2 tấm ghép: lấy  $S$  nhỏ hơn

- Nếu có 3 tấm:  $2S_1 < S_2$  lấy  $2S_1$

$S_2 < 2S_1$  lấy  $S_2$  ( $S_2$  là tấm chính,  $2S_1$  là tấm đệm);

$b$  : Chiều rộng của tấm ghép;

$i$  : Số mặt cắt của 1 đỉnh tán ( $i = \text{Số tấm} - 1$ );

$t_1$  : Khoảng cách từ mép tấm đến tâm lỗ đỉnh tán;

$[\tau_C]$ ,  $[\sigma_d]$ ,  $[\tau_C^t]$ ,  $[\sigma_K]$  là các trị số ứng suất cho phép (tra bảng). Riêng  $[\sigma_d]$  được tra theo vật liệu xâu của tấm và đỉnh.

### 3. TÍNH MỖI CHÉP CHẮC

#### Ứng suất cho phép của đinh và tấm

Loại biến dạng		Ứng suất cho phép N/mm <sup>2</sup>	
		CT0, CT2	CT3
Đinh tán	+ Ứng suất cắt $[\tau]_c$		
	- Lỗ khoan	140	140
	- Lỗ đột	100	100
	+ Ứng suất dập $[\sigma]_d$		
	- Lỗ khoan	280	320
	- Lỗ đột	240	280
Tấm ghép	Ứng suất kéo $[\sigma]_{kt}$	140	160
	Ứng suất cắt $[\tau]_{ct}$	90	100

## 2.MÔI GHÉP HÀN

### 2.1 Khái niệm chung

#### 2.1.1 Định nghĩa và phân loại môi hàn

Định nghĩa: Hàn là phương pháp dùng nhiệt để gắn chặt các chi tiết lại với nhau nhờ lực liên kết giữa các phân tử kim loại.

Phân loại:

+ Theo công nghệ chia làm 2 loại:

- Hàn chảy.
- Hàn ép.

+ Theo kết cấu của môi hàn:

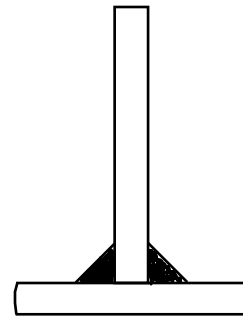
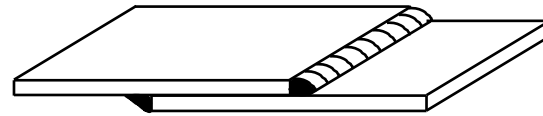
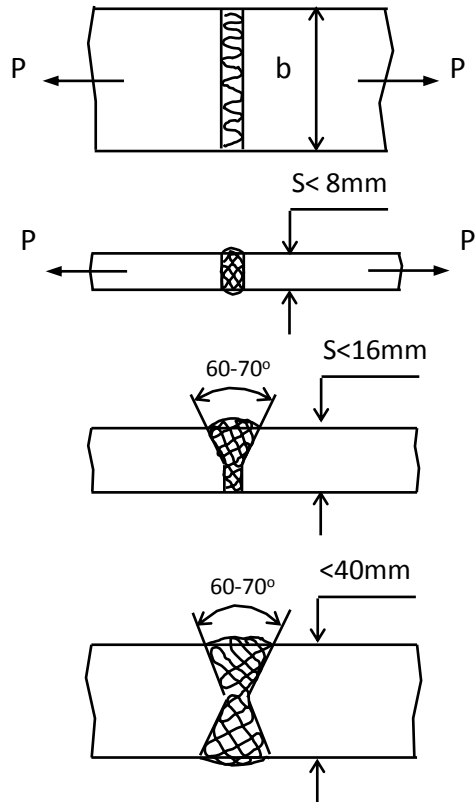
- Hàn giáp môi.
- Hàn chồng: có 3 loại hàn dọc, hàn ngang và hàn hỗn hợp.
- Hàn góc.

+ Theo điều kiện làm việc:

- Hàn chắc;
- Hàn chắc kín



## 2. MỐI GHÉP HÀN



## 2. MÔI GHÉP HÀN

### 2.1.2 Ưu nhược điểm:

#### a) Ưu điểm:

- Kết cấu mối ghép bằng hàn có khối lượng nhỏ gọn, tiết kiệm vật liệu.
- Tiết kiệm được công sức, giảm được giá thành vì không phải làm lỗ đinh tán, quá trình làm dễ tự động hoá nên năng suất cao hơn.
- Dùng hàn dễ đảm bảo sức bền đều, nguyên liệu được sử dụng hợp lý.
- Dùng hàn có thể phục hồi các chi tiết máy bị gãy hỏng 1 phần hoặc bị mài mòn.

#### b) Nhược điểm:

- Chất lượng mối hàn phụ thuộc rất nhiều vào trình độ của thợ hàn.
- Khó kiểm tra những khuyết tật bên trong của mối hàn.
- Cơ tính chỗ hàn bị giảm sút do ảnh hưởng của nhiệt độ.

### 2.1.3 Phạm vi ứng dụng:

Ghép bằng hàn ngày càng được sử dụng rộng rãi, trong các ngành chế tạo máy, đóng tàu, sản xuất nồi hơi, bình chứa, các công trình xây dựng.

## 2. MỐI GHÉP HÀN

### 2.2. Tính mối hàn

- + Căn cứ vào vật liệu hàn, lực tác dụng lên mối hàn xác định chiều dài cần thiết của mối hàn từ đó thiết kế kết cấu hàn.
- + Căn cứ theo kích thước mối hàn, vật liệu sử dụng và lực tác dụng để kiểm tra bền của mối hàn.

## 2. MỐI GHÉP HÀN

### 2.2.1 Mối hàn giáp mối

Loại này thông dụng vì đơn giản và đảm bảo hơn các loại mối hàn khác.

- Dạng miệng hàn có thể là chữ I, Y, X phẳng, lồi, lõm. (để tính toán đơn giản coi  $h = S$ ).
- Dưới tác dụng của lực P mối hàn chịu kéo đúng tâm. Mặt cắt nguy hiểm ở vùng bờ miệng hàn (cơ tính vật liệu bị thay đổi).

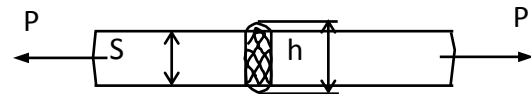
Điều kiện bền: 
$$\sigma_K = \frac{P}{B.S} \leq [\sigma_K]^h$$

Trong đó:

P là lực kéo (N);

S, B là chiều dày của tấm ghép và chiều dài của mạch hàn;

$[\sigma_K]^h$  là ứng suất cho phép khi kéo (nén) của mối hàn



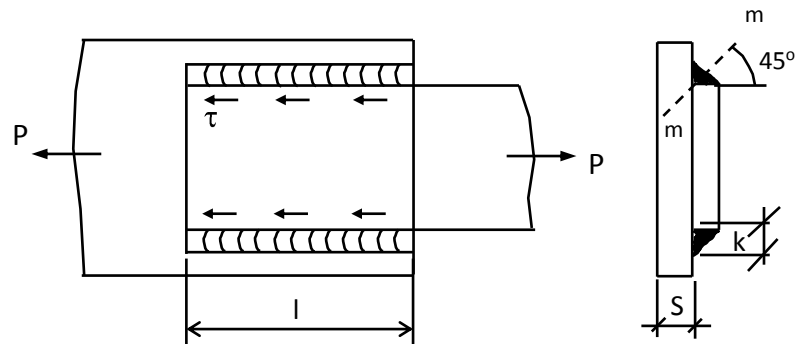
## 2. MỐI GHÉP HÀN

### 2.2.2 Tính mối hàn chồng

#### a) Mạch hàn dọc:

Mối hàn dọc có phương song song với lực P. Dưới tác dụng của lực P mối hàn chồng chịu cắt. Mặt cắt nguy hiểm (m-n) hợp với tâm góc  $45^\circ$ . Trên mặt cắt này có cả  $\sigma$  và  $\tau$  (tính toán theo  $\sigma_{td}$ ). Để đơn giản tính theo ứng suất tiếp:

$$\tau_h = \frac{P}{0,7k(l_1 + l_2)} \leq [\tau_h]$$



## 2. MỐI GHÉP HÀN

### b) Mạch hàn ngang:

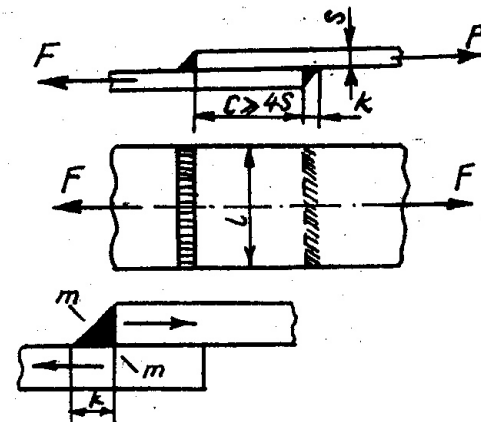
Mạch hàn có phương vuông góc với phương của lực tác dụng.

Mối hàn chịu cắt theo tiết diện m-m:

$$h = S \cdot \cos 45^\circ \approx 0,7S$$

Giống mối hàn dọc tổng chiều dài mối hàn là  $l = 2B$

$$\tau_h = \frac{P}{0,7 \cdot 2 \cdot B \cdot S} \leq [\tau_h]$$



## 2. MỐI GHÉP HÀN

### \* Tính mối hàn hỗn hợp:

Mối hàn gồm có cả hàn ngang và hàn dọc. Phương pháp tính toán giống như mối hàn dọc, chỉ khác là  $L = 2l + B$ .

### \* Các biện pháp tăng độ bền cho mối hàn:

- + Đối với các mối hàn chịu tải trọng tĩnh muốn tăng sức bền ta chỉ cần tăng chiều dài mối hàn bằng cách dùng mối hàn hỗn hợp.
- + Làm thêm rãnh để hàn.
- + Hàn thêm điểm.
- + Đối với mối hàn chịu tải trọng động có thể tìm các biện pháp giảm ứng suất tập trung, dùng phương pháp phun bi hoặc miết mối hàn.

## 2. MỐI GHÉP HÀN

### 2.3. Độ bền của mối hàn và ứng suất cho phép

#### 2.3.1 Độ bền của mối hàn

- + Tính chất của vật liệu làm que hàn.
- + Phương pháp hàn.
- + Đặc tính của tải trọng (tĩnh hoặc thay đổi).

#### 2.3.2 Ứng suất cho phép

Ph- ơng pháp hàn	Ứng suất cho phép của mối hàn		
	kéo	nén	cắt
	$[\sigma]_k^h$	$[\sigma]_n^h$	$[\tau]_c^h$
Hàn bằng tay, que hàn $\varnothing 34$	$0,6[\sigma]_k$	$0,75[\sigma]_k$	$0,5[\sigma]_k$
Hàn bằng tay, que hàn $\varnothing 42, \varnothing 50$ , hàn khí	$0,9[\sigma]_k$	$[\sigma]_k$	$0,65[\sigma]_k$
Hàn tự động và bán tự động d- ới lớp thuốc hàn, hàn bằng tay, dùng que hàn $\varnothing 42A$ và $\varnothing 50A$	$[\sigma]_k$	$[\sigma]_k$	$0,6[\sigma]_k$

$[\sigma]_k$  : ứng suất kéo cho phép của kim loại đ- ợc hàn khi chịu tải trọng tĩnh.

- §ối với thép CT2:  $[\sigma]_k = 140 \text{ N/mm}^2$ .
- §ối với thép CT3:  $[\sigma]_k = 160 \text{ N/mm}^2$ .
- §ối với thép ít hợp kim 14Г2, 15XCHA:  $[\sigma]_k = 190 \text{ N/mm}^2$ .



## 3. MÔI GHÉP THEN VÀ THEN HOA

### 3.1. *Khái niệm chung*

Ghép bằng then, then hoa có tác dụng truyền mô men quay từ các chi tiết đến trục hoặc ngược lại. Một số trường hợp còn chịu lực dọc trục và cho phép chi tiết dịch chuyển trên trục.

### 3.2. *Môi ghép then*

#### 3.2.1 *Ưu, nhược điểm*

*Ưu điểm:*

Ghép bằng then là phương pháp ghép có thể tháo lắp dễ, cấu tạo đơn giản, chắc chắn, vì vậy được sử dụng rộng rãi.

*Nhược điểm:*

- Phải làm rãnh trên trục nên làm yếu trục.
- Không truyền được mô men xoắn lớn nếu dùng 1 then.
- Lắp ghép khó chính xác, khó đảm bảo độ đồng tâm giữa trục và các chi tiết ghép.
- Không lắp lẫn được.

## 3. MỐI GHÉP THEN VÀ THEN HOA

### 3.2.2. Phân loại và cấu tạo mối ghép then

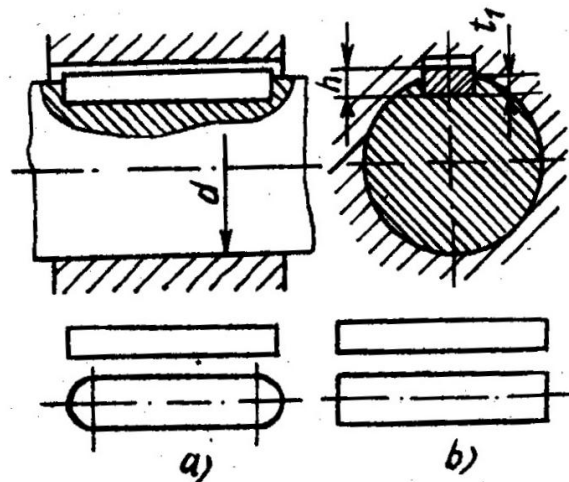
Then ghép lỏng: Then bằng, then dẫn hướng và then bán nguyệt

Then ghép căng: Then ma sát, then vát và then tiếp tuyến

#### a) Then ghép lỏng:

\* **Then bằng:** TCVN 149 – 64 và TCVN 150-64.

Then có tiết diện hình chữ nhật ( $b \times h$ ). Hai đầu then có thể lượn tròn hoặc hót bằng. Mặt làm việc là 2 mặt bên.



### 3. MỐI GHÉP THEN VÀ THEN HOA

#### \* Then bằng dẫn hướng:

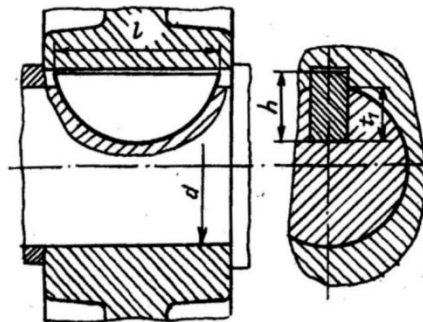
Cấu tạo giống như then bằng nhưng dài hơn, được bắt vít trên trục, được dùng để ghép các chi tiết máy cần dịch chuyển trên trục.

#### \* Then bán nguyệt:

Cũng giống như then bằng. Mặt làm việc là 2 mặt bên. Trên mặt cắt dọc trục then có tiết diện hình bán nguyệt.

Ưu điểm: Tự thích ứng với các độ nghiêng của rãnh may ơ; Phương pháp chế tạo then và rãnh then cũng đơn giản.

Nhược điểm: Phay rãnh sâu trên trục nên làm trục bị yếu nhiều. Chủ yếu dùng cho các mối ghép chịu tải trọng nhỏ.



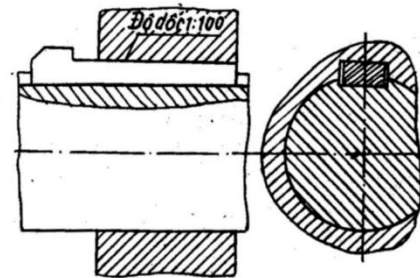
### 3. MỐI GHÉP THEN VÀ THEN HOA

#### b) Then ghép căng:

\* **Then vát:** Là loại then có mặt nghiêng với độ nghiêng 1/100 so với chiều dài. Khác với then ghép lỏng, then ghép căng làm việc ở mặt trên và dưới, có khe hở 2 mặt bên. Có lực căng ban đầu (do đóng then). Chịu được lực va đập, truyền được mô men  $M_x$  từ trục sang may ơ nhờ lực ma sát giữa bề mặt tiếp xúc giữa các phần tử trong mối ghép, Ngoài ra còn truyền được lực dọc trục.

*Nhược điểm:*

- Ghép căng gây lực lệch tâm giữa CTM với trục gây rung động;
- Làm may ơ bị nghiêng;
- Chế tạo khó.



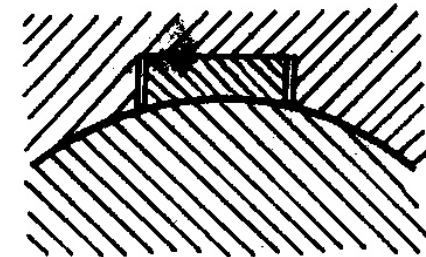
### 3. MỐI GHÉP THEN VÀ THEN HOA

#### \* Then ma sát:

Mặt làm việc là mặt trên và dưới nhờ ma sát. Mặt dưới của then là mặt trụ có cùng đường kính với trục. Khi đóng then áp chặt vào bề mặt trục, 2 mặt bên có khe hở.

Ưu điểm:

- Không có rãnh trên trục nên không làm yếu trục;
- Có thể lắp ở bất kỳ chỗ nào trên trục;
- Đảm bảo an toàn khi quá tải.



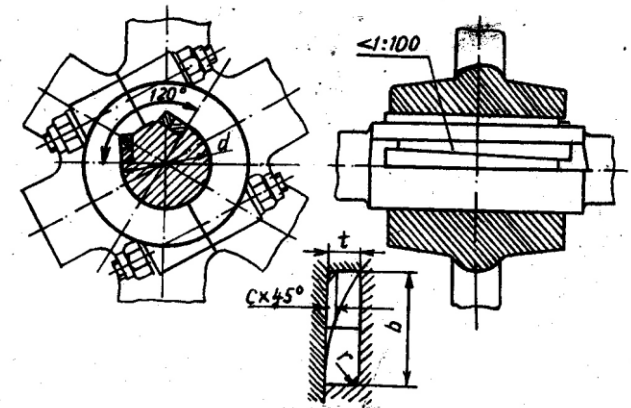
#### \* Then tiếp tuyến:

Do 2 then vát 1 mặt tạo thành, có độ dôi theo phương tiếp tuyến. (Khác then vát có độ dôi theo phương hướng tâm).

- Làm việc dựa vào sự chèn dập trên 2 mặt.
- Dùng 1 then chỉ truyền được  $M_x$  một chiều.

Muốn truyền 2 chiều phải dùng 2 then vát cách nhau  $120^\circ \div 135^\circ$ .

- Chịu được tải trọng lớn.



## 3. MỐI GHÉP THEN VÀ THEN HOA

### 3.2.3. Tính mối ghép then

#### a) Tính mối ghép then bằng

Điều kiện tránh dập 
$$\sigma_d = \frac{P}{t_2 l} = \frac{2T}{d l t_2} \leq [\sigma_d]$$

Điều kiện bền cắt: 
$$\tau_c = \frac{P}{b l} = \frac{2T}{b d l} \leq [\tau_c]$$

Trong đó:  $l$  – chiều dài làm việc của then;  $t_2 = 0,4h$  – là độ sâu rãnh then trên máy;  $d$  – là đường kính trục;  $T$  – là mômen xoắn truyền qua mối ghép;  $[\sigma_d]$  lấy theo vật liệu xấu hơn giữa then và trục.  $[\tau_c]$  lấy theo vật liệu then.

#### b) Tính mối ghép then vát

Dưới tác dụng của áp lực mặt trên của then bị dập.

$$\sigma_d = \frac{2M_x}{b l \left( \frac{b}{6} + f \cdot d \right)} \leq [\sigma_d]$$

Trong đó:  $M_x$  là mô men xoắn cần truyền (Nmm);

$l$ ,  $b$  là chiều dài và chiều rộng của then (mm), chọn theo bảng;

$d$  là đường kính trục (mm);

$f$  là hệ số ma sát,  $f = 0,1 \div 0,15$ ;

$[\sigma]$  là ứng suất dập cho phép ( $\text{N/mm}^2$ ), được chọn theo bảng.

## 3. MỐI GHÉP THEN VÀ THEN HOA

### 3.3. Mối ghép then hoa

#### 3.3.1 Ưu nhược điểm, phân loại và cấu tạo mối ghép then hoa

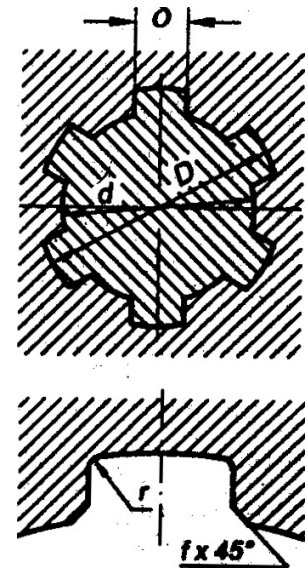
Ghép bằng then hoa là ghép moay  $\sigma$  vào trục nhờ các răng của trục lồng vào các rãnh đã được chế tạo sẵn trên moay  $\sigma$ . Loại mối ghép này nhất là mối ghép then hoa răng chữ nhật có thể coi như mối ghép nhiều then mà các then làm liền với trục.

a) **Ưu điểm:** So với ghép then:

- Đảm bảo độ đồng tâm và dễ di chuyển chi tiết máy trên trục.
- Khả năng chịu tải lớn hơn so với ghép bằng then cùng kích thước.
- Sức bền mỏi cao hơn, chịu va đập và tải trọng động tốt hơn.

b) **Nhược điểm:**

- Tải trọng phân bố không đều trên các răng;
- Chế tạo và kiểm tra cần có thiết bị riêng;
- Giá thành cao.



## 3. MỐI GHÉP THEN VÀ THEN HOA

### *Phân loại:*

- Theo cách ghép có 2 loại: Ghép cố định (Moayơ cố định trên trục) và ghép di động (Moayơ có thể trượt dọc trục).
- Theo dạng răng có các loại: then hoa răng chữ nhật, thân khai, tam giác (răng chữ nhật dùng nhiều hơn).
- Theo cách định tâm chia ra các loại: Định tâm theo đường kính ngoài  $D$ , định tâm theo đường kính trong  $d$ , định tâm theo cạnh bên  $S$ .

### *3.3.2 Tính mối ghép then hoa*

Khi truyền mô men xoắn then hoa có các dạng hỏng: Dập bề mặt làm việc, răng bị uốn gãy, bị cắt ở mặt cắt chân răng.

**Hiện tượng dập là nguy hiểm hơn nên ta tính theo dập:** 
$$\sigma_d = \frac{8M_x}{Q^2 - d^2} \cdot Z \cdot \psi \leq [\sigma_d]$$

Trong đó:  $Z$  là số răng;

$\psi$  là hệ số xét đến sự phân bố không đều của tải trọng trên các răng,  $\psi = 0,7 \div 0,8$ ;

$[\sigma_d]$  là ứng suất dập cho phép ( $\text{N/mm}^2$ ), tra theo bảng.



## 4. MỐI GHÉP REN

### 4.1. Khái niệm chung

#### 4.1.1 Cấu tạo của mối ghép ren:

Cấu tạo mối ghép gồm bu lông (đai ốc), vít hoặc vít cấy và các tấm ghép.

#### 4.1.2 Phạm vi ứng dụng:

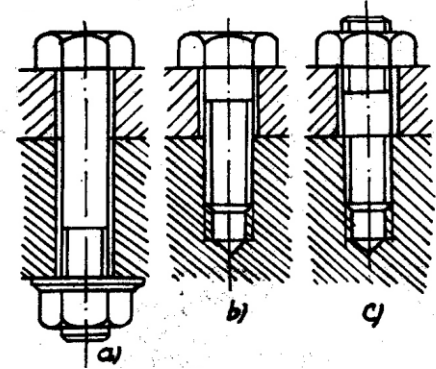
Các chi tiết máy có ren chiếm trên 60% tổng số các chi tiết máy trong các máy. Dùng nhiều trong các dàn cầu trục và các kết cấu bằng thép dùng trong ngành xây dựng.

#### 4.1.3 Ưu nhược điểm:

##### a) Ưu điểm:

- Cấu tạo đơn giản;
- Có thể cố định chi tiết máy ở bất kỳ vị trí nào nhờ khả năng tự hãm của ren.
- Dễ tháo lắp, giá thành hạ (vì ren được tiêu chuẩn hoá và chế tạo bằng các phương pháp đạt năng suất cao).

b) **Nhược điểm:** Có sự tập trung ứng suất ở chân ren do đó làm giảm sức bền mỏi của mối ghép.



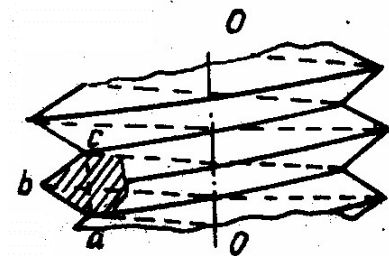
## 4. MỐI GHÉP REN

### 4.2 Ren

#### 4.2.1 Nguyên lý hình thành đường ren

Ren được tạo thành trên cơ sở đường xoắn ốc trụ hoặc nón. Nếu đường xoắn ốc nằm trên cơ sở mặt trụ tương ứng có ren hình trụ, còn nếu nằm trên mặt nón có ren hình nón. Ren hình trụ được dùng phổ biến.

- Cho hình phẳng, ví dụ  $\Delta ABC$  di chuyển theo đường xoắn ốc luôn nằm trong mặt phẳng chứa trục  $Z$  thì cạnh của hình phẳng sẽ tạo thành mặt ren.
- Hình phẳng là tam giác, hình vuông hoặc hình thang sẽ tạo nên các loại ren tam giác, ren vuông, ren thang.



#### Phân loại:

+ Theo hướng của góc dẫn có 2 loại:

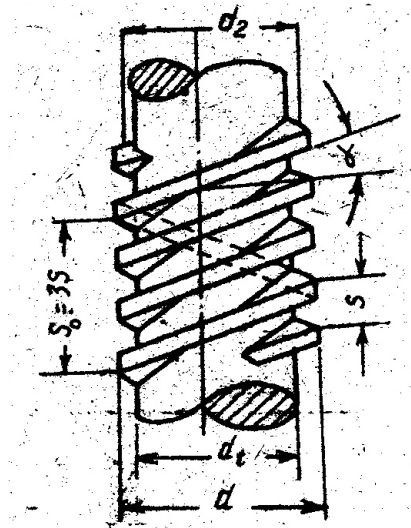
Ren phải: ren đi lên về phía phải; Ren trái: ren đi lên về phía trái.

+ Theo số đầu mối có ren 1 đầu mối, 2 đầu mối và 3 đầu mối.

## 4. MỐI GHÉP REN

### 4.2.2 Các thông số cơ bản của ren

- + Đường kính ngoài của ren ( $d$ ), còn gọi là đường kính đỉnh ren. Đây là đường kính danh nghĩa của ren.
- + Đường kính trong của ren ( $d_t$ ) là đường kính chân ren.
- + Đường kính trung bình của ren ( $d_{tb}$ ).
- + Bước ren ( $t$  hoặc  $S$ ) là khoảng cách giữa 2 mặt song song của ren kề nhau đo theo phương của trục.
- + Bước xoắn ( $S_o$ ) bằng khoảng di chuyển theo chiều trục khi xoay bu lông hoặc đai ốc đi một vòng.
  - Ren 1 mỗi  $S_o = t$
  - Ren nhiều mỗi  $S_o = Z.t$  ( $Z$  là số mối ren)
- + Góc tiết diện ren ( $\alpha$ ).
- + Góc nâng của ren  $\gamma$ .



## 4. MỐI GHÉP REN

### 4.2.3 Các loại ren tiêu chuẩn

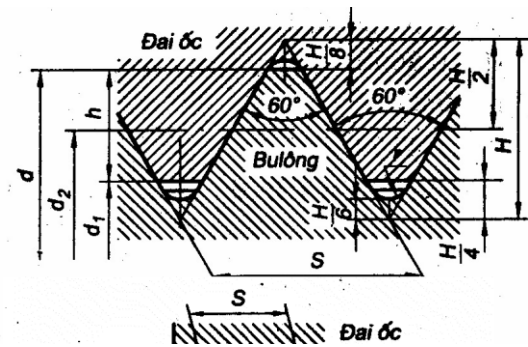
- ▣ Để tiện cho việc chế tạo và sử dụng ren được tiêu chuẩn hoá.

#### a) Ren tam giác hệ mét:

Tiết diện hình tam giác đều  $\alpha = 60^\circ$ . Để dễ gia công và giảm ứng suất tập trung ở chân ren và tránh dập xước đỉnh ren, đỉnh ren và chân ren được hót bằng hoặc lượn tròn. Tất cả các kích thước của ren đo bằng mm.

Đặc điểm:

- Mặt cắt là hình nêm nên có ma sát lớn.
- Diện tích chân ren lớn nên ren bền.
- Ren hệ mét chủ yếu dùng cho mối ghép chặt.



b) Ren tam giác hệ Anh: có  $\alpha = 55^\circ$ . Các kích thước đo theo inch

## 4. MỐI GHÉP REN

### c) *Ren vuông*: (chưa tiêu chuẩn hoá)

Loại này có hiệu suất cao. Trước kia được dùng nhiều cho cơ cấu vít, hiện nay ít dùng, được thay thế bằng ren hình thang.

Nhược điểm:

- Khi mòn sinh ra khe hở chiều trục khó khắc phục.
- Khó chế tạo.
- Sức bền kém các loại ren khác có cùng bước ren.

### d) *Ren thang*:

Có tiết diện là hình thang cân  $\alpha = 30^\circ$ . Hiệu suất nhỏ hơn ren vuông vì ma sát lớn. Đặc điểm là:

- Sức bền cao hơn ren vuông.
- Có thể làm mất khe hở độ mòn bằng cách dùng đai ốc bổ đôi.

Tiêu chuẩn hoá theo TCVN 209 – 66.

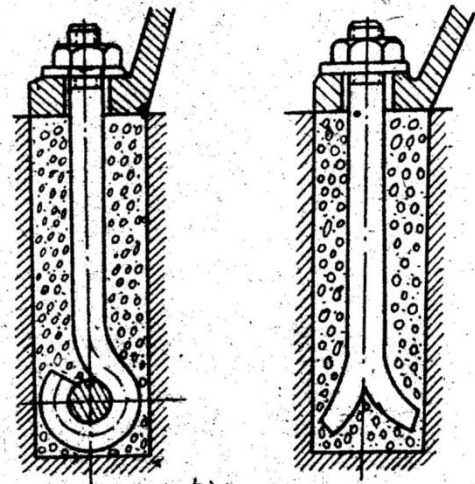
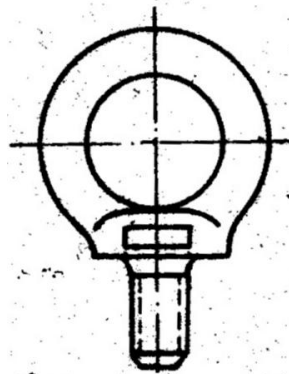
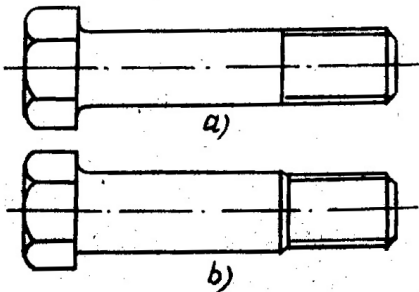
## 4. MỐI GHÉP REN

### 4.3. Các chi tiết dùng trong mối ghép ren

#### 4.3.1 Bu lông

##### **Cấu tạo:**

Là 1 thanh hình trụ tròn có ren để vặn đai ốc. Đầu bu lông có hình vuông, tròn, lục lăng...



## 4. MỐI GHÉP REN

### 4.3.2 Vít: TCVN 49 – 63 đến TCVN 70 – 63.

Vít khác bu lông ở chỗ đầu có ren không vặn vào đai ốc mà vặn trực tiếp vào lỗ ren của tiết máy được ghép. Vít dùng khi:

- Mối ghép không có chỗ để chứa đai ốc;
- Cần giảm khối lượng mối ghép;
- Một trong những chi tiết máy được ghép khá dày.

Đầu vít có hình 6 cạnh, tròn, trên đầu có rãnh.

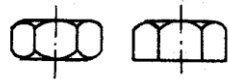
### 4.3.3 Vít cấy:

- Vít cấy khác bu lông là 2 đầu có ren.
- Khi cần tháo chỉ cần vặn đai ốc là có thể lấy rời các chi tiết máy. Vít cấy được dùng khi cần tháo lắp luôn hoặc một trong các chi tiết máy được ghép quá dày.

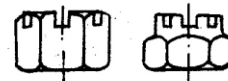
## 4. MỐI GHÉP REN

### 4.3.4 Đai ốc: TCVN 102 – 63 đến TCVN 123 – 65

- Đai ốc là chi tiết máy có lỗ ren dùng để vặn chặt vào bu lông hoặc vít cấy.
- Ứng với bu lông đai ốc cũng có 3 loại (thô, nửa tinh và tinh). Đai ốc đầu 6 cạnh, đầu tròn, có rãnh, đầu vuông... đai ốc xẻ rãnh để cấm chốt chết.



a)



b)

### 4.3.5 Vòng đệm:

Là vòng thép mỏng đặt giữa đai ốc và chi tiết ghép dùng để bảo vệ bề mặt chi tiết ghép đồng thời làm tăng diện tích tiếp xúc bề mặt chi tiết ghép với đai ốc.

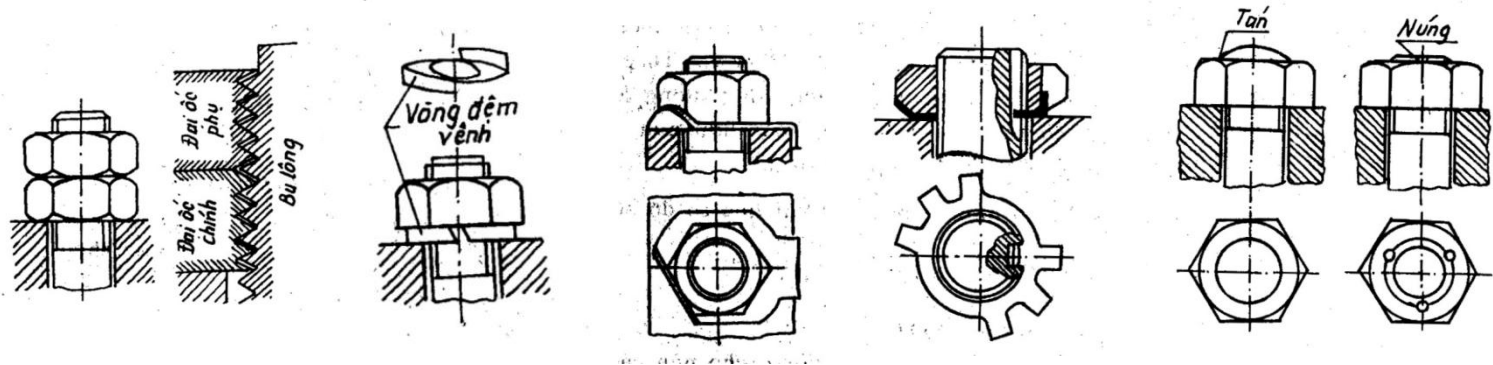
TCVN 130 – 63 đến TCVN 133 – 63.



## 4. MỐI GHÉP REN

### 4.3.6. Bộ phận hãm:

Là chi tiết quan trọng của mối ghép bằng ren khi chịu tải trọng động, va đập và chấn động, trong trường hợp này hệ số ma sát giữa các mặt ren đai ốc và bu lông giảm dần sau một thời gian làm việc đai ốc sẽ lỏng ra làm cho mối ghép mất khả năng làm việc làm hỏng các chi tiết ghép



## 4. MỐI GHÉP REN

### 4.4. Tính mối ghép ren

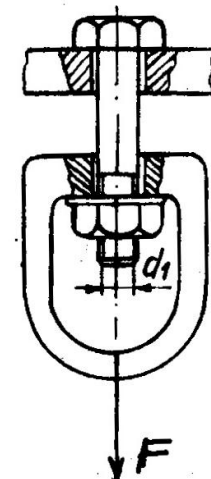
#### 4.4.1 Bu lông ghép lỏng:

- Đai ốc không cần vặn chặt.
- Khi chưa có ngoại lực tác dụng thì bu lông không chịu lực (không có lực căng ban đầu).

##### 1) Bu lông chịu tải trọng dọc trục:

- Dưới tác dụng của lực P thân bu lông chịu kéo đúng tâm.
- Điều kiện bền kéo thân bu lông:

$$\sigma_K = \frac{P}{n \cdot F_K} \leq [\sigma_K] \longrightarrow d_i \geq \sqrt{\frac{4P}{n\pi [\sigma_K]}}$$



## 4. MỐI GHÉP REN

### 2) Bu lông chịu tải trọng ngang:

Thân bu lông chịu cắt và dập.

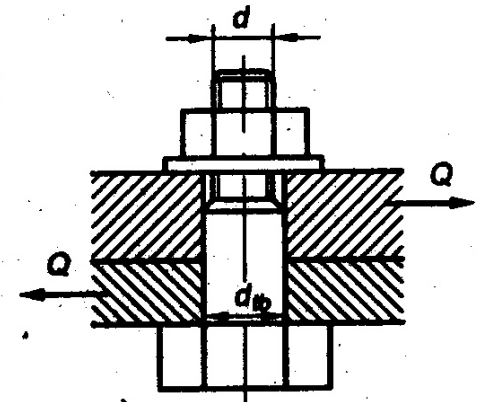
a) Điều kiện bền cắt: 
$$\tau_c = \frac{4P}{n\pi d^2 i} \leq [\tau_c]$$

b) Điều kiện bền dập: 
$$\sigma_d = \frac{P}{ndS} \leq [\sigma_d]$$

(Lấy chiều dày S của tấm mỏng hơn).

Trong đó :  $[\sigma_d]$  ,  $[\tau_c]$  tra bảng.  $[\sigma_d]$  lấy theo vật liệu xấu.

\* Nếu cần tính d của bu lông ta lấy giá trị  $d_{\max}$ .



## 4. MỐI GHÉP REN

### 4.4.2 Bu lông ghép căng:

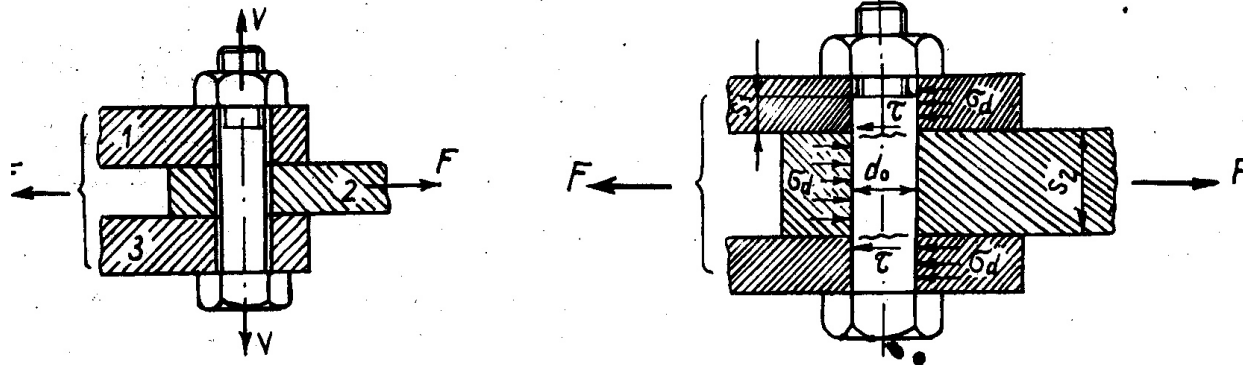
Bu lông để ghép các bình hơi, nồi hơi.

Đặc điểm:

- Trước khi có ngoại lực cần phải vặn chặt đai ốc.
- Thân bu lông chịu kéo do lực xiết bu lông gây ra và chịu xoắn do các mô men trên ren.

Đường lối để tính bu lông ghép căng:

- Khi chưa có ngoại lực tác dụng thân bu lông chịu kéo và xoắn đồng thời, ta phải tính theo ứng suất tương đương  $\sigma_{td}$ .
- Trong tính toán để đơn giản có thể xem bu lông ghép căng chỉ chịu kéo và kể đến ảnh hưởng của xoắn tăng  $\sigma$  lên 30%.



## CHƯƠNG 3:

# TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

1. Khái niệm chung
2. Các loại đai và bánh đai
3. Các thông số hình học chính
4. Cơ học truyền động đai
5. Tính truyền động đai
6. Trình tự thiết kế bộ truyền đai

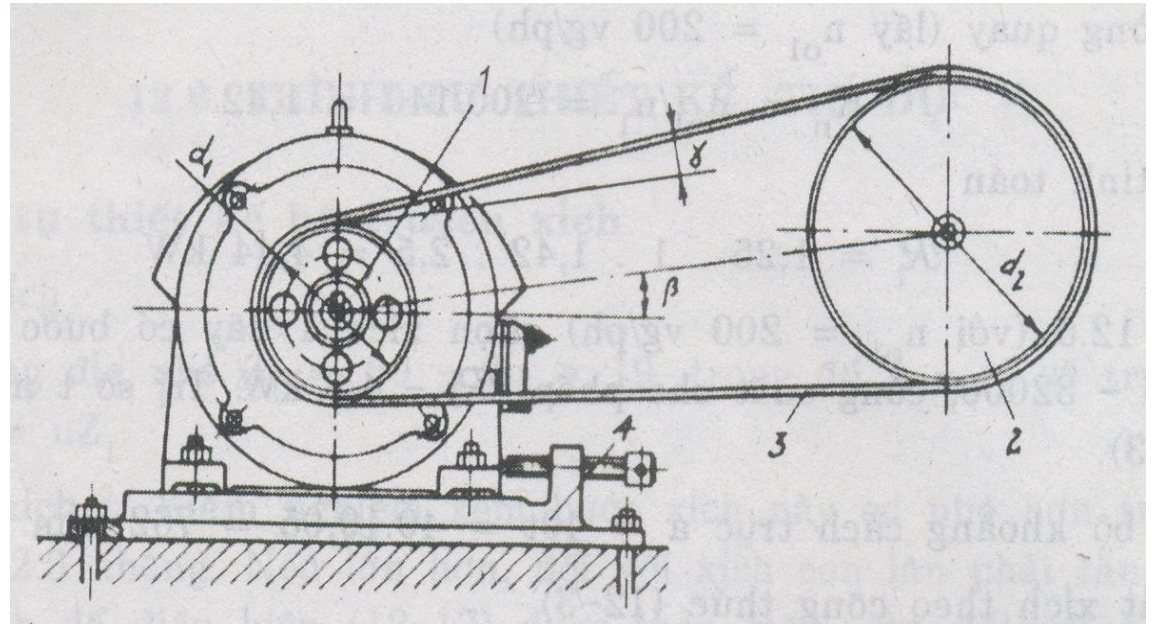
# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## 1.1. Cấu tạo chính của bộ truyền đai

- Bánh dẫn 1
- Bánh bị dẫn 2
- Vòng đai 3
- Bộ phận căng đai 4

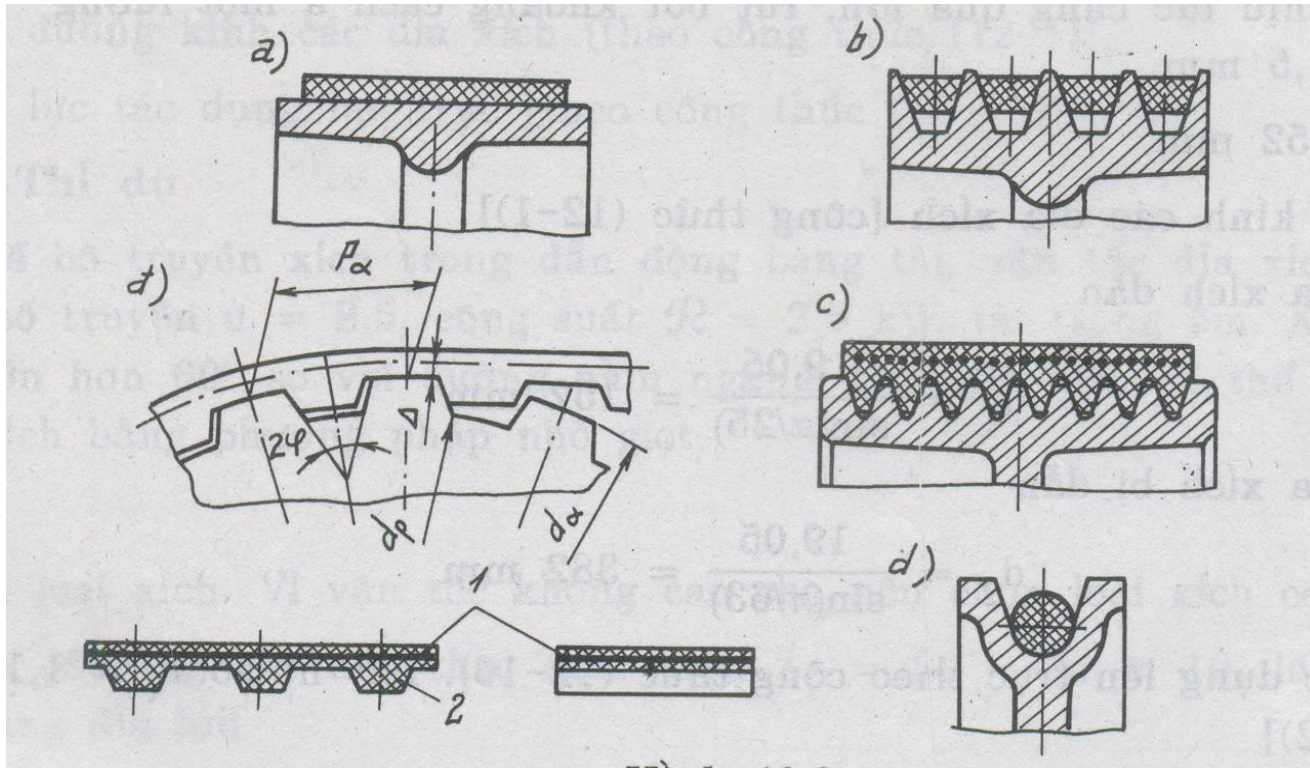
*Các loại đai:*

- Đai dẹt
- Đai thang
- Đai răng
- Đai lược
- Đai tròn



## 2. CÁC LOẠI ĐAI VÀ BÁNH ĐAI

### 2.1. Các loại đai



## 2. CÁC LOẠI ĐAI VÀ BÁNH ĐAI

### Đai dẹt

Đai dẹt có thể là đai da, đai vải cao su, đai sợi bông, đai sợi len, hoặc đai được làm bằng các loại vật liệu tổng hợp với nền cơ bản là nhựa pôliamít liên kết với các lớp sợi tổng hợp.

- Đai da làm việc bền lâu, khả năng tải cao, chịu va đập tốt, có khả năng chịu bền mòn cao nên làm việc tốt trong các bộ truyền chéo. Nhược điểm của đai da là giá thành đắt, không dùng được ở nơi có axit, ẩm ướt.

- Đai vải cao su gồm nhiều lớp vải và cao su được sunfua hoá. Đai vải cao su có độ bền cao, đàn hồi tốt, ít chịu ảnh hưởng của thay đổi nhiệt độ và độ ẩm. Tuy nhiên loại đai này không chịu được va đập mạnh.

Kích thước chiều rộng  $b$  và chiều dài  $h$  của đai dẹt được tiêu chuẩn hoá.



## 2. CÁC LOẠI ĐAI VÀ BÁNH ĐAI

### *Kích thước đai vải cao su (của Liên Xô cũ)*

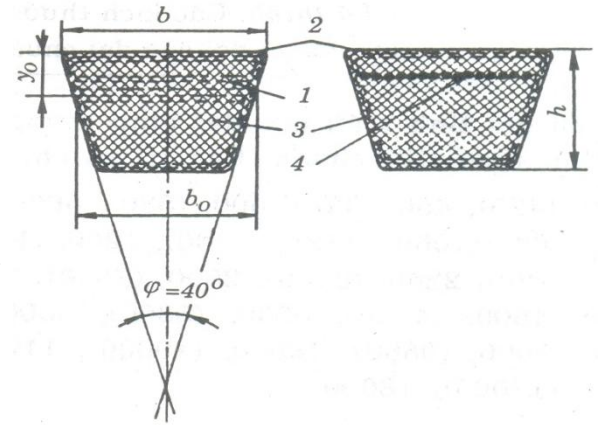
Số lớp vải	Chiều rộng đai b, mm	Chiều dày đai h, mm			
		Đai Б-800 và Б-820		Đai БКНЛ-65 và БКНЛ 65-2	
		Có lớp lót	Không lớp lót	Có lớp lót	Không lớp lót
3	20 - 112	4,5	3,75	3,0	3,0
4	20 - 250	6,0	5,0	4,8	4,0
5	20 - 250	7,5	6,25	6,0	5,0
6	8 - 250	9,0	7,5	7,2	6,0

*Một số trị số chiều rộng tiêu chuẩn của đai vải cao su: 20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, (70), (75), 80, (86), 90, 100, 112, (115), (120), 125, 140, (150), (160), (175), 180, 200, 224, (225), 250 (hạn chế dùng các trị số trong ngoặc).*

## 2. CÁC LOẠI ĐAI VÀ BÁNH ĐAI

### Đai hình thang

- Cấu tạo gồm: lớp sợi xếp hoặc lớp sợi bện 1 chịu kéo, lớp vải cao su 2 bọc quanh đai và lớp cao su 3 chịu nén.
- Mặt làm việc là hai mặt bên, ép vào rãnh có tiết diện hình thang của bánh đai.
- Góc chêm của đai hình thang lấy bằng  $40^\circ$ .
- Đai hình thang được chế tạo thành vòng liền, do đó làm việc êm hơn so với đai dẹt.
- Đai thang được quy chuẩn theo 6 loại với đường kính tăng dần từ nhỏ đến lớn.
- Tỷ số giữa chiều rộng đáy lớn với chiều cao đai bình thường là  $b/h \approx 1,6$ , còn đối với đai hình thang hẹp thì  $b/h \approx 1,2$ .



## 2. CÁC LOẠI ĐAI VÀ BÁNH ĐAI

### *Kích thước đai hình thang*

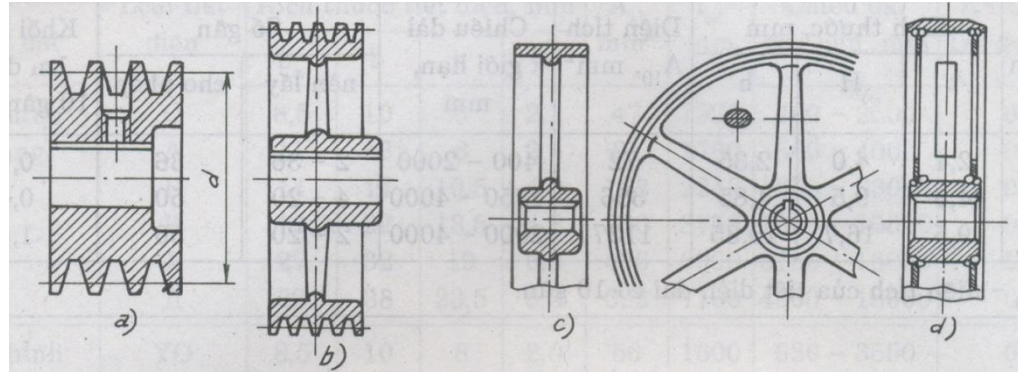
Loại đai	Loại tiết diện	Kích thước tiết diện, mm				$A_1$ , mm <sup>2</sup>	$L_0$ , mm	Chiều dài giới hạn, mm	Khối lượng 1m đai, kg/m
		$b_0$	b	h	$y_0$				
Đai thang thường	O	8,5	10	6	2,1	47	1320	400 - 2500	0,06
	A	11	13	8	2,8	81	1700	560 - 4000	0,10
	B	14	17	10,5	4,0	138	2240	800 - 6300	0,18
	Г	19	22	13,5	4,8	230	3750	1800 - 10600	0,30
	Д	27	32	19	6,9	476	6000	3150 - 15000	0,62
		32	38	23,5	8,3	692	7100	4500 - 18000	0,90
Đai thang hẹp	YO	8,5	10	80	2,0	56	1600	630 - 35500	0,07
	YA	11	13	10	2,8	95	2500	800 - 4500	0,12
	YB	14	17	13	3,5	158	3550	3550 - 8000	0,37
	YB	19	22	18	4,8	278	5600	2000 - 8000	0,37

*Chú thích:* Các kích thước  $b_0$ , b, h,  $y_0$  – xem hình 13.4  
 $l_0$  – chiều dài của đai chuẩn;  $A_1$  – diện tích tiết diện đai

*Chiều dài đai thang đo theo mặt trung hòa, được quy chuẩn: 400, (425), 450, (475), 500, (600), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, (2120), 2240, (2360), 2500 ...*

## 2. CÁC LOẠI ĐAI VÀ BÁNH ĐAI

### 2.2. Bánh đai



- Hình dạng và kết cấu bánh đai được quyết định bởi kích thước, loại đai, số lượng sản xuất và khả năng chế tạo của cơ sở sản xuất.
- Bánh đai có đường kính nhỏ dưới 100 mm được chế tạo bằng dập hoặc đúc, không khoét lỗ.
- Bánh đai có đường kính lớn thường được khoét lỗ, có lỗ hoặc có 4 ÷ 6 nan hoa.
- Đường kính bán) 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 315, 400 .h đai nên lấy theo các trị số tiêu chuẩn (mm . .

## 2. CÁC LOẠI ĐAI VÀ BÁNH ĐAI

- Chiều rộng B bánh đai dẹt khi mắc bình thường:  $B = 1,1b + (10 \div 15) \text{ mm}$
- Khi mắc chéo hoặc nửa chéo:  $B = 1,4b + (10 \div 15) \text{ mm}$   
Trong đó: b là chiều rộng đai.
- Trị số B nên lấy theo tiêu chuẩn (mm): 40, 50, 63, 71, 80, 100, 125, 140, 160 . . .
- Kích thước của rãnh bánh đai thang được quy định theo tiêu chuẩn.  
Góc rãnh lấy trong khoảng  $34 \div 40^\circ$   
Chiều rộng B của bánh đai:  $B = (x - 1)t + 2S$                       x-số đai

Loại tiết diện đai	c	e	T	s
O	2,5	7,5	12	8
A	3,5	9	15	10
B	4,2	11	19	12,5
B	5,7	14,5	25,5	17
YO	2,5	10	12	8
YA	3,3	13	15	10

### 3. CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC CHÍNH

$d_1, d_2$  - đường kính tính toán của bánh dẫn và bánh bị dẫn.

$a$  - khoảng cách giữa hai trục.

$\alpha_1, \alpha_2$  - góc ôm của dây đai trên bánh nhỏ và bánh lớn.

$\gamma$  - góc giữa hai nhánh dây.

Đường kính  $d_1$  (Xavêrin):  $d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}$  hoặc  $d_1 = (5,2 \div 6,4) \sqrt[3]{T_1}$

$P_1$  - công suất trên trục dẫn, kW.

$T_1$  - mô men xoắn trên trục dẫn, N.m

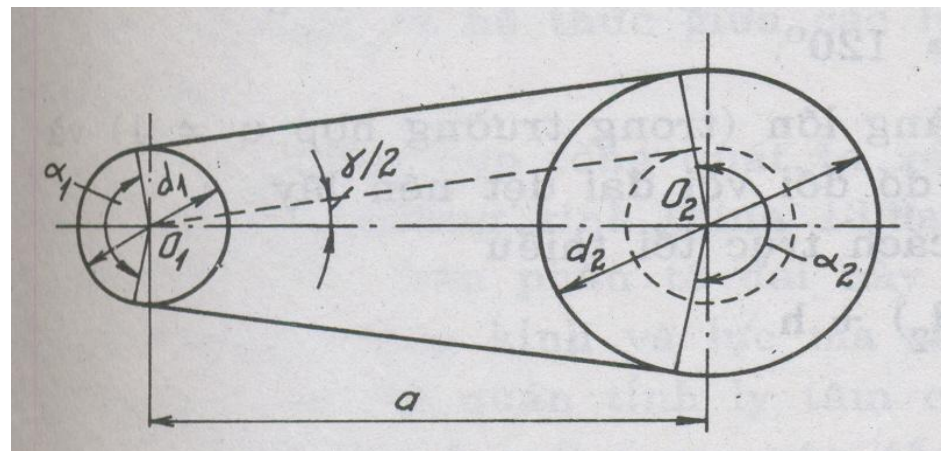
Đối với đai hình thang nên lấy đường kính bánh đai nhỏ  $d_1 \approx 1,2d_{1min}$ .

$d_{1min}$  - đường kính tối thiểu.

Đường kính:  $d_2 = d_1 u (1 - \xi)$

$\xi$ : hệ số trượt;

$u$ : tỉ số truyền;



### 3. CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC CHÍNH

Góc ôm  $\alpha_1$  trên bánh đai nhỏ: 
$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma \approx 180^\circ - 57^\circ \frac{(d_2 - d_1)}{a}$$

Chiều dài dây đai: 
$$L = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

Khoảng cách hai trục: 
$$a = \frac{1}{4} \left\{ L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right]^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \right\}$$

Đai dẹt:  $\alpha_1 \geq 150^\circ$ ;  $a \geq 2(d_1 + d_2)$ ;  $v/L \approx 3 \div 5$

Đai thang:  $\alpha_1 \geq 120^\circ$ ;  $a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h$ ;  $a_{\max} = 2(d_1 + d_2)$ ;  $v/L \approx 20 \div 30$

v: vận tốc đai; L: chiều dài dây đai

## 4. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

### 4.1. Lực tác dụng lên đai

Để tạo nên lực ma sát giữa đai và bánh đai, cần phải căng đai:  $\vec{F}_o$

Khi làm việc, trong nhánh dẫn lực sẽ tăng lên là  $F_1$  và trong nhánh bị dẫn lực sẽ giảm xuống còn  $F_2$ .

Mômen xoắn trên trục dẫn:  $T_1 = \frac{d_1}{2}(F_1 - F_2)$

Lực vòng:  $F_t = F_1 - F_2 = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{1000P}{v}$

Khi bỏ qua lực li tâm, giả thiết vật liệu đai tuân theo định luật Húc:

$$\begin{cases} F_1 = F_o + 0,5F_t \\ F_2 = F_o - 0,5F_t \end{cases} \Rightarrow F_o = 0,5(F_1 + F_2)$$

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



## 4. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

### 4.2. Ứng suất trong đai

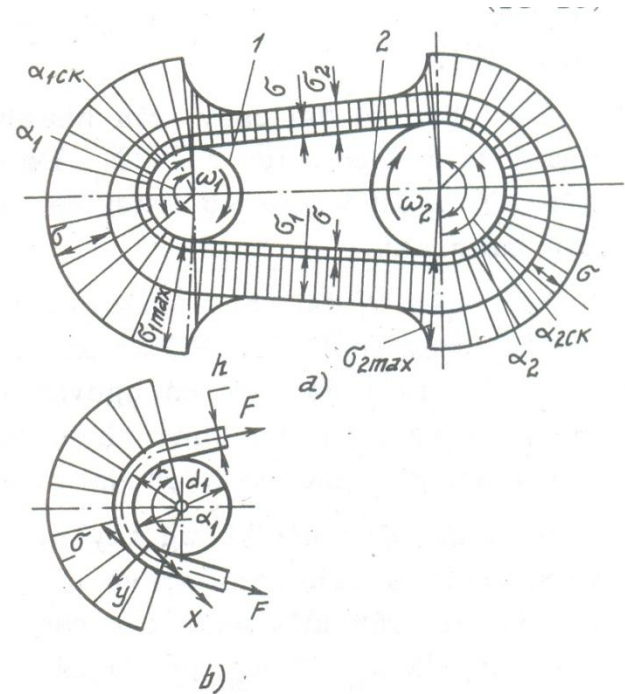
Ứng suất căng đai ban đầu do  $F_o$  gây nên:

$$\sigma_o = \frac{F_o}{A}$$

A- diện tích tiết diện đai

Khi chịu tác dụng của tải trọng ngoài, ứng suất trong nhánh dẫn  $\sigma_1$  và trong nhánh bị dẫn  $\sigma_2$ .

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{F_1}{A} \\ \sigma_2 &= \frac{F_2}{A} \end{aligned} \right\}$$



## 4. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

### 4.3. Sự trượt của đai

- Các nhánh đai chịu tác dụng lực khác nhau:  $F_2 < F_1$ .
- Do đó độ dẫn dài tương đối của đai cũng giảm xuống dẫn đến sự trượt đàn hồi của đai trên bánh đai, nghĩa là đai chạy chậm hơn bánh dẫn.
- Nguyên nhân trượt đàn hồi là do đai có tính đàn hồi.
- Sự trượt đàn hồi không xảy ra trên toàn bộ cung ôm và , mà xảy ra trên một phần của các cung này là và, gọi là các cung trượt. Cung trượt ở về phía nhánh đai sắp ra khỏi bánh đai. Tải trọng càng tăng lên thì cung trượt càng tăng lên và các cung không trượt và còn gọi là cung tĩnh, giảm xuống.
- Nếu tiếp tục tăng tải trọng đến mức cung trượt choán toàn bộ cung ôm, sẽ xảy ra trượt hoàn toàn, gọi là trượt trơn. Khi đó bánh bị dẫn dừng lại và hiệu suất của bộ truyền bằng không.

## 4. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

### 4.4. Đường cong trượt và đường cong hiệu suất

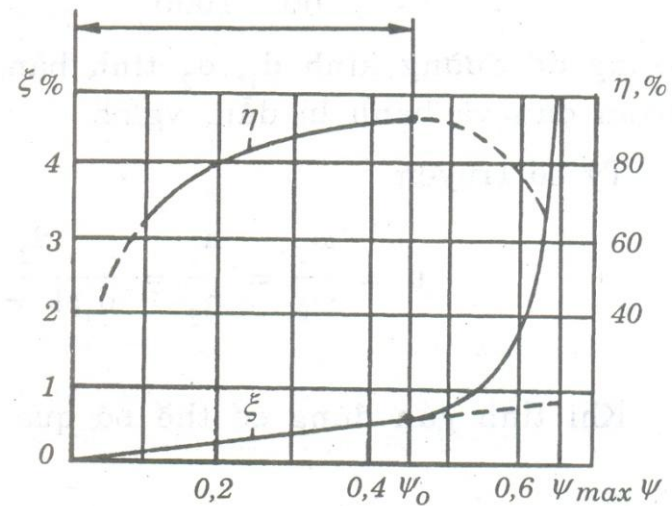
Ta có:  $F_t = 2\psi \cdot F_o$

$\psi$  - hệ số kéo.

Giá trị hợp lý được xác định:

$$\psi = F_t / 2F_o = \sigma_t / 2\sigma_o$$

- Trượt đàn hồi:  $0 \leq \psi \leq \psi_o$
- Trượt trơn từng phần:  $\psi_o \leq \psi < \psi_{\max}$
- Trượt trơn hoàn toàn:  $\psi > \psi_{\max}$



## 4. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

### 4.5. Vận tốc và tỉ số truyền

- Vận tốc vòng được xác định theo công thức:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60.1000} \qquad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60.1000}$$

- Tỷ số truyền: 
$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}$$

- Khi tính gần đúng: 
$$u = \frac{d_2}{d_1}$$

## 5. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

### 5.1. Chỉ tiêu tính toán bộ truyền đai

- Đảm bảo khả năng kéo của đai (không xảy ra trượt trơn):

$$\psi = \frac{\sigma_t}{2\sigma_o} \leq \psi_o \Rightarrow \sigma_t \leq 2\psi_o\sigma_o$$

- Đảm bảo tuổi thọ:

Từ phương trình đường cong mỏi:  $\sigma_{\max}^m \cdot N_c = C$

⇒ Điều kiện để đai không bị hỏng do mỏi:  $\sigma_{\max} \leq \frac{C^{1/m}}{N_c^{1/m}} = \frac{C^*}{N_c^{1/m}}$

⇒ Điều kiện để tính bộ truyền đai:  $\sigma_t = \frac{F_t K_d}{A} \leq \sigma_{t-}$

$K_d$  - hệ số tải trọng động, xét đến ảnh hưởng của tải trọng động và chế độ làm việc của bộ truyền

## 5. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

### 5.2. Tính đai dẹt

Ứng suất có ích cho phép của đai dẹt

$$[\sigma_t] = [\sigma_{td}] \cdot C_b \cdot C_\alpha \cdot C_v$$

Từ điều kiện tính bộ truyền đai, diện tích A - tiết diện đai dẹt phải thỏa mãn điều kiện:

$$A = bh \geq \frac{F_t K_d}{[\sigma_t]}$$

Chiều rộng b của đai dẹt:

$$b \geq \frac{F_t K_d}{[\sigma_{td}] \cdot h \cdot C_b \cdot C_\alpha \cdot C_v}$$

## 5. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

### 5.3. Tính đai hình thang

Số đai cần thiết để đảm bảo điều kiện bền kéo và tuổi thọ là:

$$x \geq \frac{F_t \cdot K_d}{A_1 \cdot \sigma_{t-}}$$

Tuy nhiên lại có:

$F_t \leq A_1 \cdot \sigma_{t-}$  - Lực vòng cho phép đối với một đai

$$F_t \cdot v = P$$

$$F_t \cdot v \leq P$$

Số dây đai cần thiết được tính:  $x \geq \frac{P \cdot K_d}{P}$

## 6. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI

### 6.1. Trình tự thiết kế bộ truyền đai dẹt

1 - Chọn loại đai tùy theo điều kiện làm việc.

2 - Xác định đường kính đai nhỏ  $d_1$ .

Kiểm nghiệm vận tốc đai theo điều kiện:  $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \leq (25 \div 30) \quad \text{m/s}$

3 - Tính đường kính bánh đai lớn

Nên lấy  $d_1$  và  $d_2$  theo các trị số tiêu chuẩn gần nhất.

Tính lại số vòng quay thực  $n'_2$  của bánh bị dẫn theo công thức:

$$n'_2 = \frac{(1 - \xi)n_1 d_1}{d_2}$$

4 - Xác định khoảng cách trục  $a$  và chiều dài đai  $L$ .

- Có thể chọn  $a$  theo chiều dài tối thiểu của đai  $L_{\min} = v/(3 \div 5)$

- Sau đó tính  $a$  theo  $L_{\min}$  (công thức (3-5))

- Kiểm nghiệm điều kiện:  $a \geq 2(d_1 + d_2)$

- Tăng chiều dài đai thêm  $100 \div 400 \text{ mm}$  tùy theo cách nối.



## 6. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI

5 - Tính góc ôm và phải đảm bảo điều kiện:

$$\alpha_1 \geq 150^\circ$$

(nếu không đảm bảo điều kiện này cần tăng khoảng cách trục a hoặc dùng bánh đai căng).

6 - Xác định chiều dày và chiều rộng đai. Chọn trước chiều dày h của đai (lấy theo trị số tiêu chuẩn) rồi tính chiều rộng b của đai theo công thức (3-26) và lấy tiêu chuẩn.

7 - Tính chiều rộng B của bánh đai

8 - Tính lực tác động lên trục.

## 6. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI

### 6.2. Trình tự thiết kế bộ truyền đai thang

1 - Chọn loại đai (tiết diện đai) theo mômen xoắn trên trục quay nhanh.

$$T_1 = \frac{9550 \cdot N_1}{n_1} \quad (\text{N.m})$$

2 - Định đường kính bánh đai nhỏ  $d_1 \approx 1,2d_{\min}$ ;  $d_{1\min}$  tra theo bảng tùy theo loại đai được chọn.

Tính đường kính bánh đai  $d_2$ . Nên lấy  $d_1$  và  $d_2$  theo các trị số tiêu chuẩn gần nhất.

Kiểm nghiệm lại số vòng quay thực  $n'_2$  của bánh lớn (như đối với đai dẹt)

Tính vận tốc  $v$  của đai

3 - Khoảng cách trục  $a$  được lấy theo yêu cầu của kết cấu máy đảm bảo:

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

## 6. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI

4 - Tính chiều dài đai L theo khoảng cách trục a, quy chuẩn L.

5 - Tính góc ôm và kiểm nghiệm điều kiện:

$$\alpha_1 \geq 120^\circ$$

6 - Xác định số đai cần thiết x theo công thức.

Số đai x không nên quá 5 ÷ 6 đai đối với các tiết diện O, A, B, B và YO, YA, không nên quá 8 ÷ 12 đối với các tiết diện đai còn lại.

(Số đai càng lớn thì sự phân bố tải trọng giữa các đai càng không đều)

So sánh các phương án đã tính toán (về kích thước, số đai) để chọn phương án thích hợp.

7 - Tính chiều rộng bánh đai B.

8 - Tính lực tác dụng lên trục:  $F_r = 2F_0 \cdot \sin(\alpha_1 / 2)$

## CHƯƠNG 4:

# TRUYỀN ĐỘNG BÁNH MA SÁT

1. Khái niệm chung
2. Cơ học truyền động bánh ma sát
3. Tính độ bền bộ truyền bánh ma sát
4. Bộ biến tốc vô cấp

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## *1.1. Phân loại truyền động bánh ma sát*

- Truyền động bánh ma sát thực hiện truyền công suất giữa các trục nhờ lực ma sát sinh ra tại chỗ tiếp xúc của các bánh lắp trên trục dẫn và trục bị dẫn.
- Để tạo ra lực ma sát cần ép các bánh lại với nhau.

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## 1.2. Ưu, nhược điểm và phạm vi ứng dụng:

### \* Ưu điểm:

- Cấu tạo đơn giản
- Làm việc êm
- Có khả năng điều chỉnh vô cấp tốc độ

### \* Nhược điểm:

- Lực tác dụng lên trục và ổ khá lớn
- Tỷ số truyền không ổn định, do có trượt giữa các bánh khi làm việc
- Khả năng tải tương đối thấp so với bộ truyền bánh răng

### \* Phạm vi ứng dụng:

- Được dùng trong các bộ truyền công suất nhỏ hoặc trung bình (dưới 20 KW)
- Vận tốc bộ truyền không được quá 15 -20 m/s, nếu cao quá nhiệt độ bộ truyền tăng nhiều và gây mòn nhanh
- Tỷ số truyền thường không quá 7
- Hiệu suất trung bình 0,8 – 0,95

## 2. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG BÁNH MA SÁT

### 2.1. Sự trượt:

Sự trượt trong truyền động bánh ma sát gây nên mất mát công suất, đồng thời làm nóng và mòn bề mặt các bánh.

- Trượt hình học: Xuất hiện trên chiều dài tiếp xúc dọc theo đường sinh của bánh ma sát và phụ thuộc vào hình dạng hình học của các bánh
- Trượt đàn hồi: Xảy ra do biến dạng đàn hồi vùng tiếp xúc của các bánh theo phương tiếp tuyến. Trong bất kỳ bộ truyền bánh ma sát nào khi làm việc cũng có trượt đàn hồi
- Trượt trơn: Khi mô men xoắn tăng lên thì lực vòng cũng tăng lên và cung trượt đàn hồi cũng tăng lên. Nếu tiếp tục tăng lực vòng đến khi cung trượt chiếm toàn bộ cung tiếp xúc thì trong bộ truyền xảy ra hiện tượng trượt trơn

## 2. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG BÁNH MA SÁT

### 2.2. Vận tốc và tỷ số truyền:

- Vận tốc vòng được xác định theo công thức:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60.1000} \qquad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60.1000}$$

- Tỷ số truyền:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}$$

- Khi tính gần đúng:

$$u = \frac{d_2}{d_1}$$



## 3. TÍNH ĐỘ BỀN BỘ TRUYỀN BÁNH MA SÁT

### 3.1. Các dạng hỏng:

- Tróc vùi môi bề mặt
- Mòn bề mặt
- Xước bề mặt

### 3.2. Tính toán theo độ bền tiếp xúc

$$\sigma_H = \frac{2583}{D_1} \sqrt{\frac{EKR(u+1)}{fbn_1 u}} \leq [\sigma_H]$$

E, ρ: Mô đun đàn hồi và bán kính cong tương đương

b: Chiều dài tiếp xúc

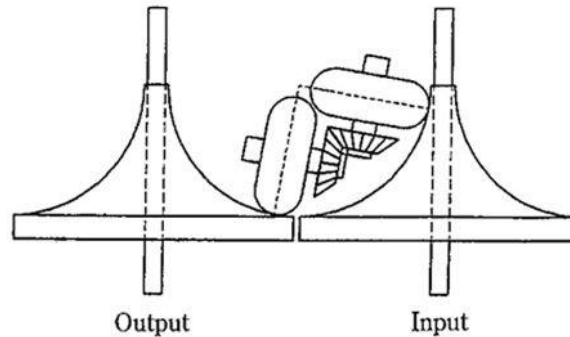
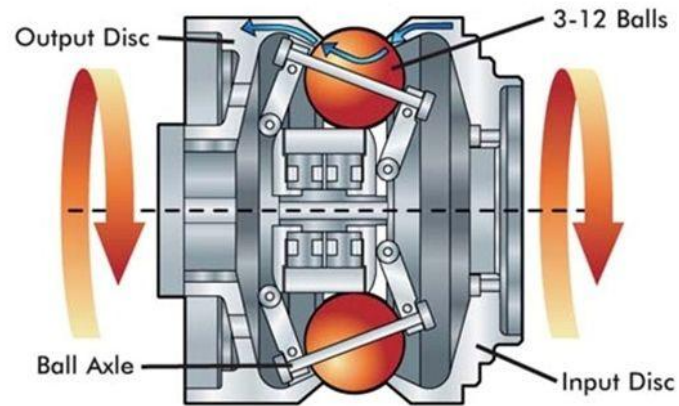
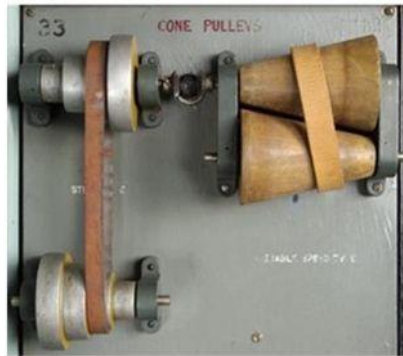
R: Công suất

f: Hệ số ma sát

K: Hệ số an toàn, K = 1,25 – 1,5

## 4. BỘ BIẾN TỐC VÔ CẤP

- Bộ biến tốc tiếp xúc trực tiếp
- Bộ biến tốc có phần tử trung gian

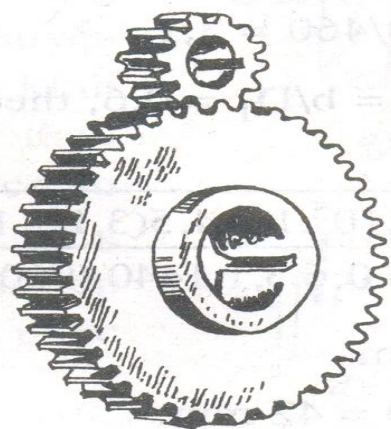


## CHƯƠNG 5:

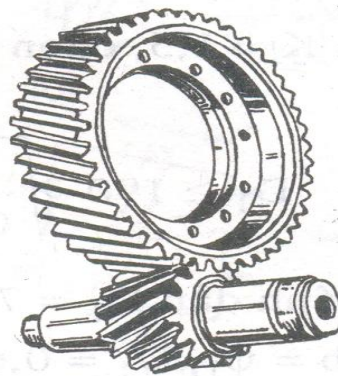
# TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

1. Khái niệm chung
2. Tải trọng trong truyền động bánh răng
3. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính bộ truyền bánh răng
4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ
5. Truyền động bánh răng côn răng thẳng
6. Vật liệu , nhiệt luyện và ứng suất cho phép
7. Trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng

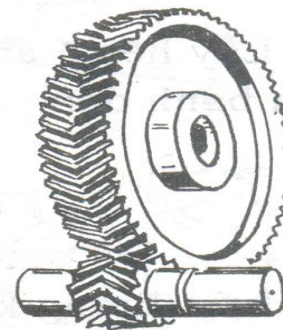
# 1. KHÁI NIỆM CHUNG



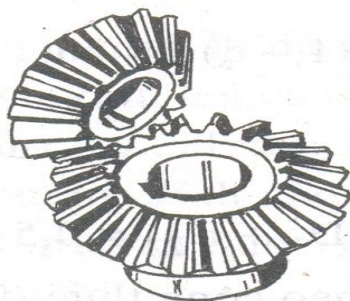
a)



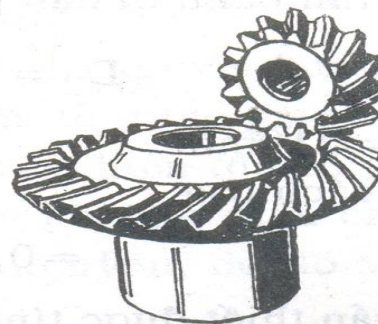
b)



c)

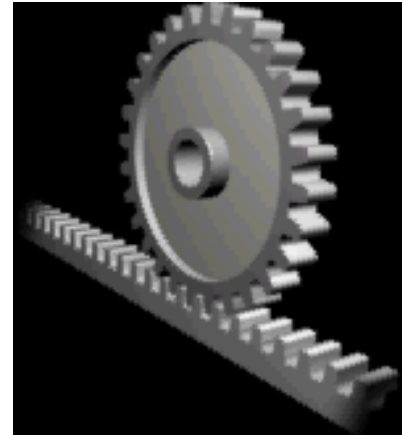
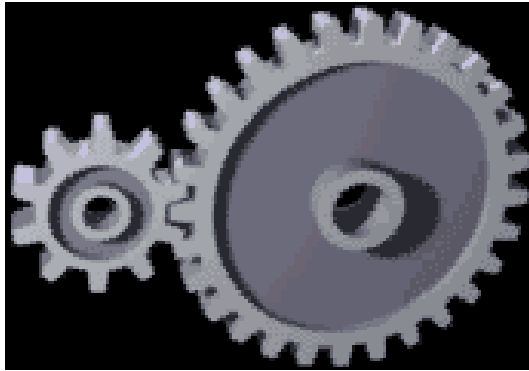


d)

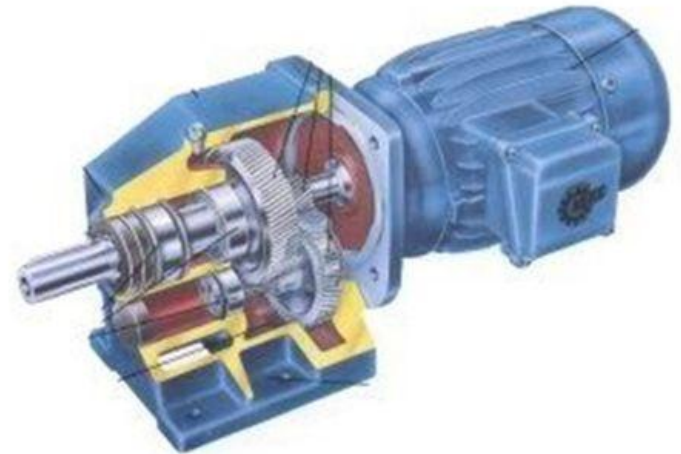
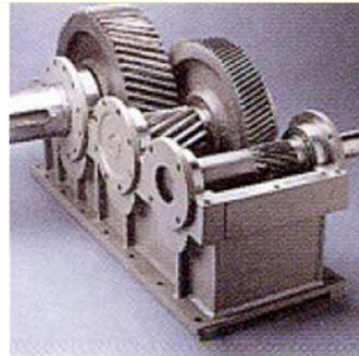


đ)

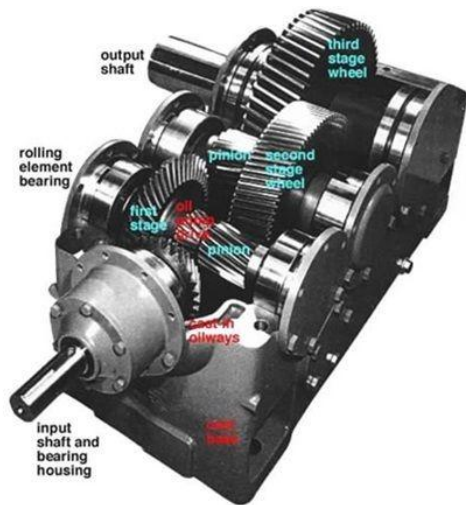
# 1. KHÁI NIỆM CHUNG



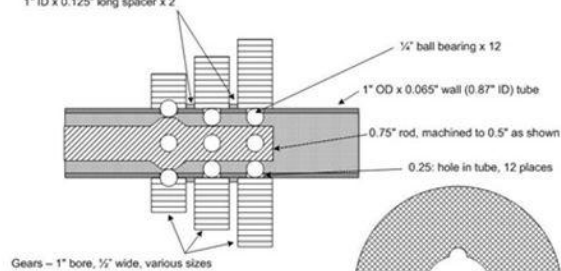
# 1. KHÁI NIỆM CHUNG



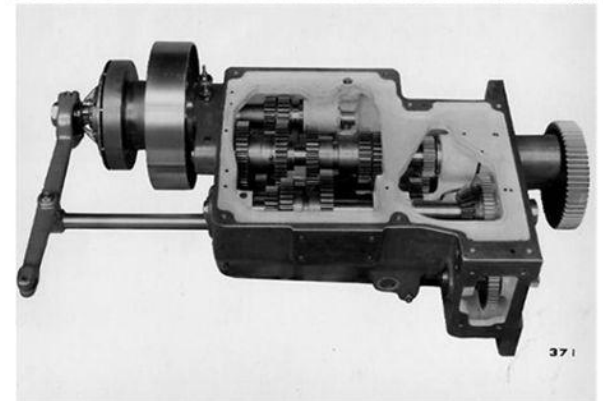
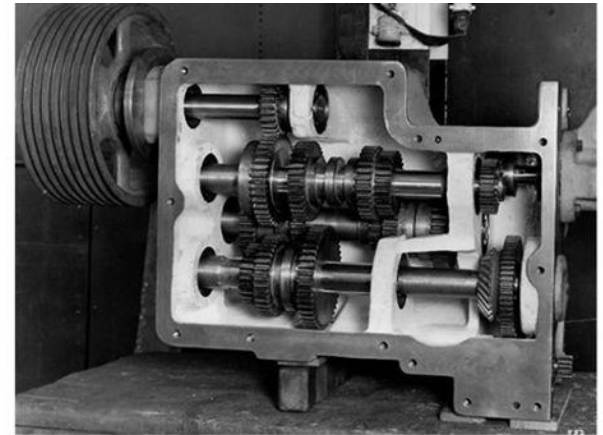
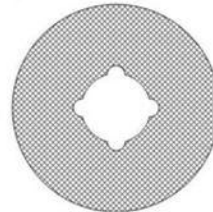
# 1. KHÁI NIỆM CHUNG



1" ID x 0.125" long spacer x 2



Side view of gear, 1" bore, with 4 x 0.25" cutouts



# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## 1.1. PHÂN LOẠI, ƯU NHƯỢC ĐIỂM

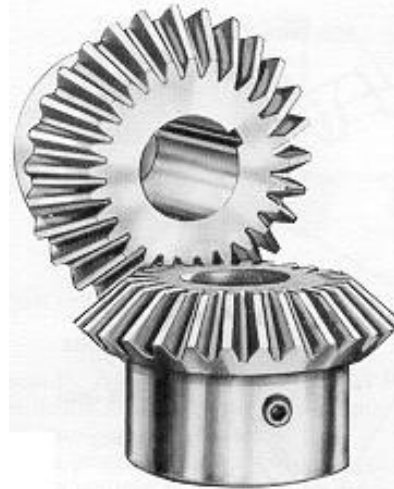
\* Phân loại:

- Phân loại theo vị trí các trục



Academy Artworks

Bánh răng trụ



Bánh răng côn

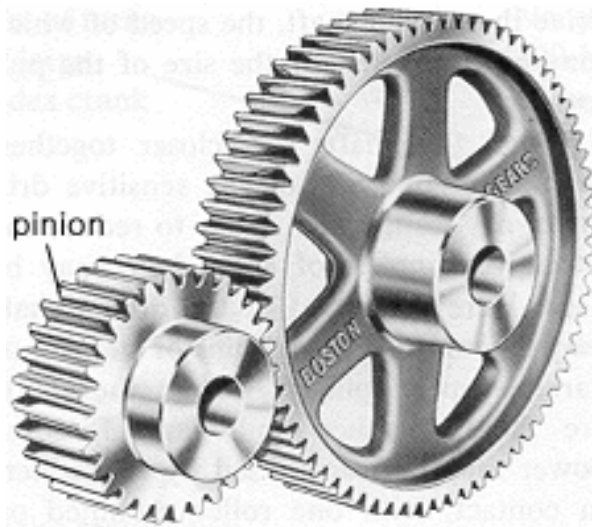


Bánh răng trụ chéo



# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## - Phân loại theo sự phân bố các răng



Ăn khớp ngoài



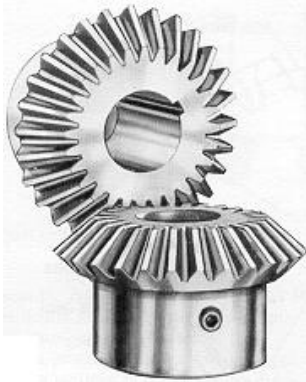
Ăn khớp trong

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## - Phân loại theo phương răng so với đường sinh

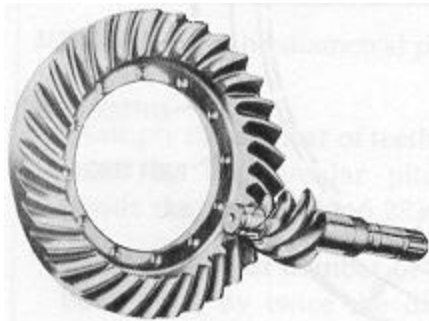


Răng thẳng

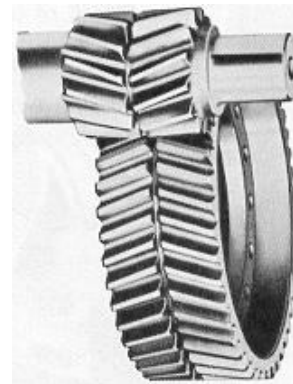


ARROW  
GEAR  
COMPANY  
© www.ArrowGear.com

Răng nghiêng



răng cong



răng chữ V

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## - Theo tính chất di động của các tâm bộ truyền:

- + *Truyền động bình thường*: các tâm các bánh răng được cố định.
- + *Truyền động hành tinh*: tâm của một hoặc nhiều bánh răng di động.



# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## - Theo phương của răng (so với các đường sinh):

- Bộ truyền răng thẳng (bánh trụ răng thẳng, bánh côn răng thẳng).
- Bộ truyền răng nghiêng (bánh trụ răng nghiêng, bánh côn răng cong).



Nghiêng phải

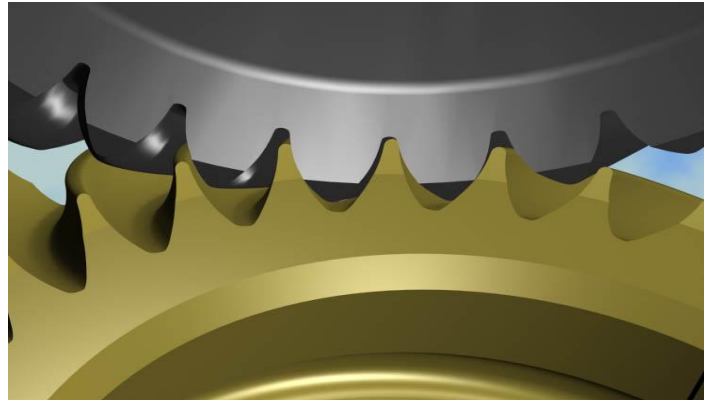


Nghiêng trái

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

*Theo hình dạng răng:*

- Truyền động bánh răng thân khai.
- Truyền động bánh răng xiclôit
- Truyền động bánh răng Nôvikov.



# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## \* Ưu điểm:

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn.
- Tỉ số truyền không thay đổi.
- Hiệu suất cao, có thể đạt 0,97 - 0,99.
- Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy.

## \* Nhược điểm:

- Chế tạo tương đối phức tạp.
- Đòi hỏi độ chính xác cao.

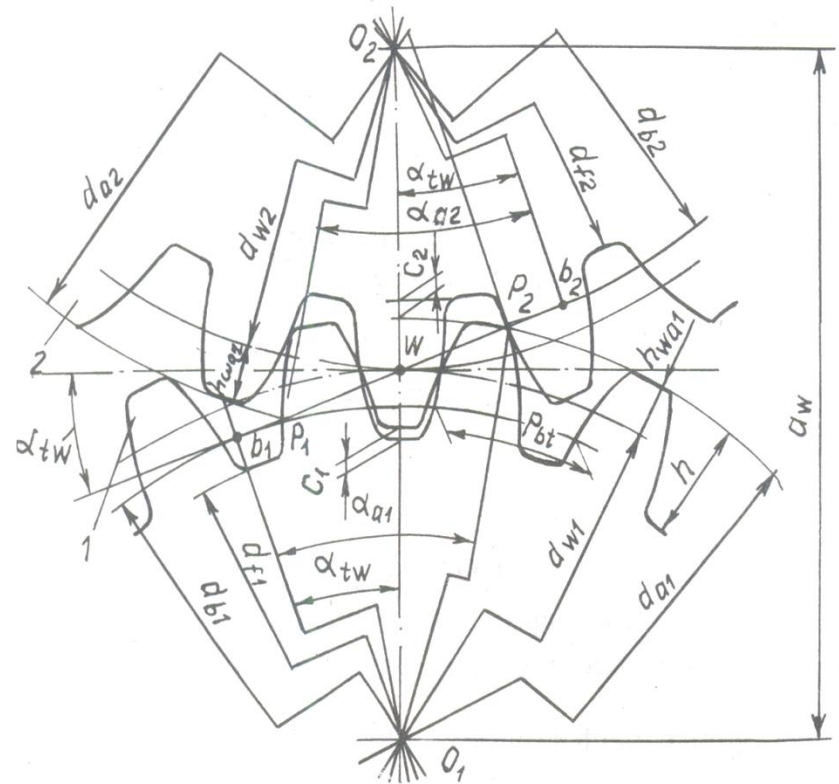
## \* Phạm vi sử dụng:

*Truyền động bánh răng được dùng rất nhiều trong các máy, từ đồng hồ đeo tay, khí cụ cho đến các máy hạng nặng, công suất truyền từ nhỏ đến lớn (300MW), vận tốc có thể từ thấp đến rất cao (200m/s).*

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## 1.2. Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền bánh răng trụ

- Bước răng:  $t$
- Mô đun:  $m$
- Đường kính vòng lăn:  $d_{\omega 1}, d_{\omega 2}$
- Đường kính đỉnh răng:  $d_{a1}, d_{a2}$
- Đường kính chân răng:  $d_{f1}, d_{f2}$
- Góc ăn khớp:  $\alpha_{tw}$
- Chiều dài răng:  $b_{\omega}$
- Khoảng cách tâm hai bánh răng:  $a_{\omega}$



# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

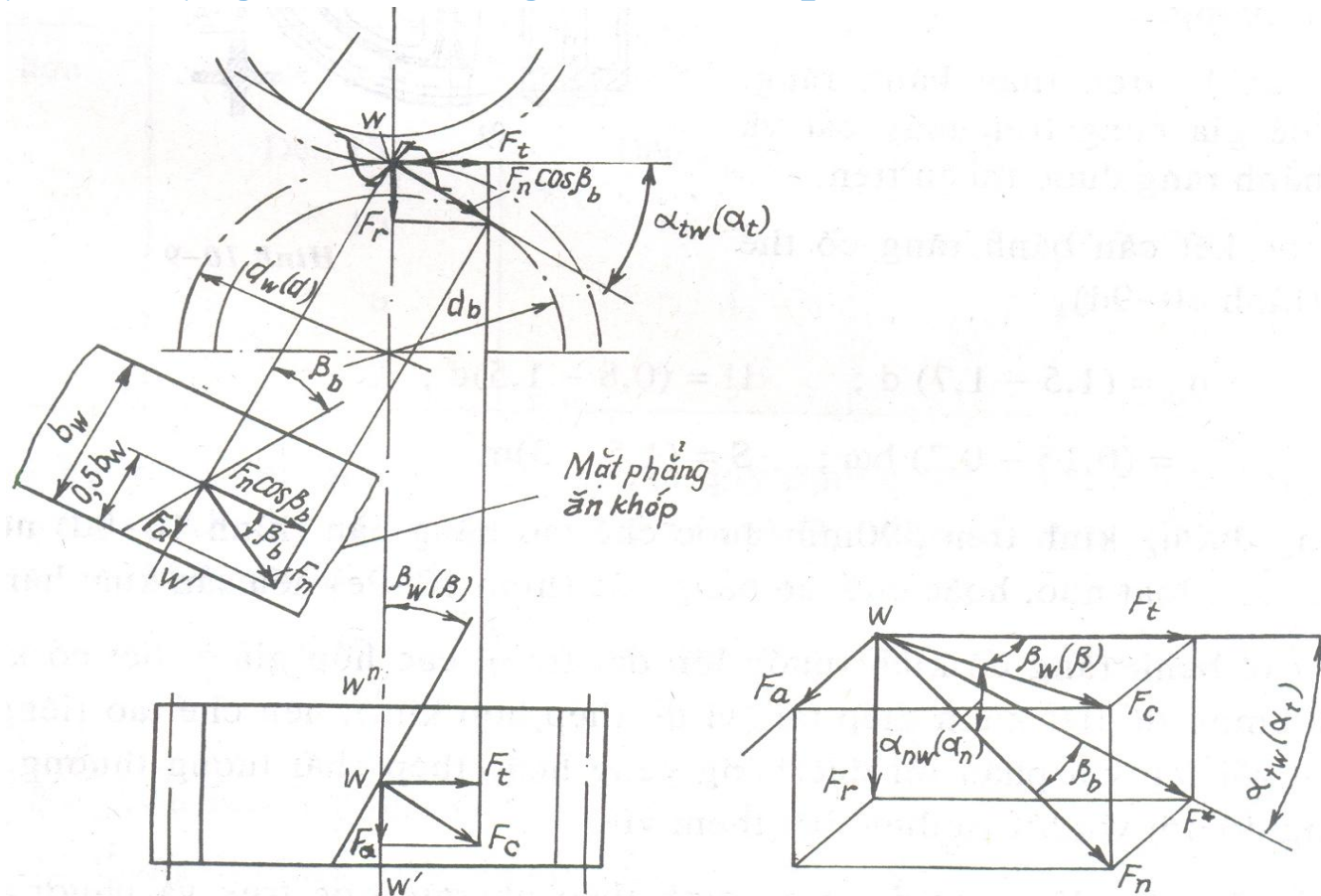
## 1.3. Độ chính xác của bộ truyền bánh răng

- Khả năng làm việc của bộ truyền bánh răng phụ thuộc nhiều vào độ chính xác chế tạo bánh răng. Những sai số chế tạo làm sai lệch hình dạng prôfin và phương của răng, gây nên sai số bước răng, tạo ra độ không song song giữa các trục bánh răng ... Kết quả là tỉ số truyền thay đổi, gây nên tải trọng động phụ, rung động và tăng thêm tiếng ồn. Những sai số trong chế tạo cũng làm xuất hiện sự tập trung tải trọng trên răng.
- Bánh răng được kiểm tra theo các yếu tố chiều dày răng, bước răng, độ đảo hướng tâm của vành răng, hình dạng thân khai của mặt răng v.v... và kiểm tra theo các chỉ tiêu tổng hợp như chính xác động học, làm việc êm, sự tiếp xúc các răng và khe hở cạnh răng khi ăn khớp.
- Cấp chính xác được chọn theo chỉ tiêu chính xác động học, làm việc êm và tiếp xúc các răng.

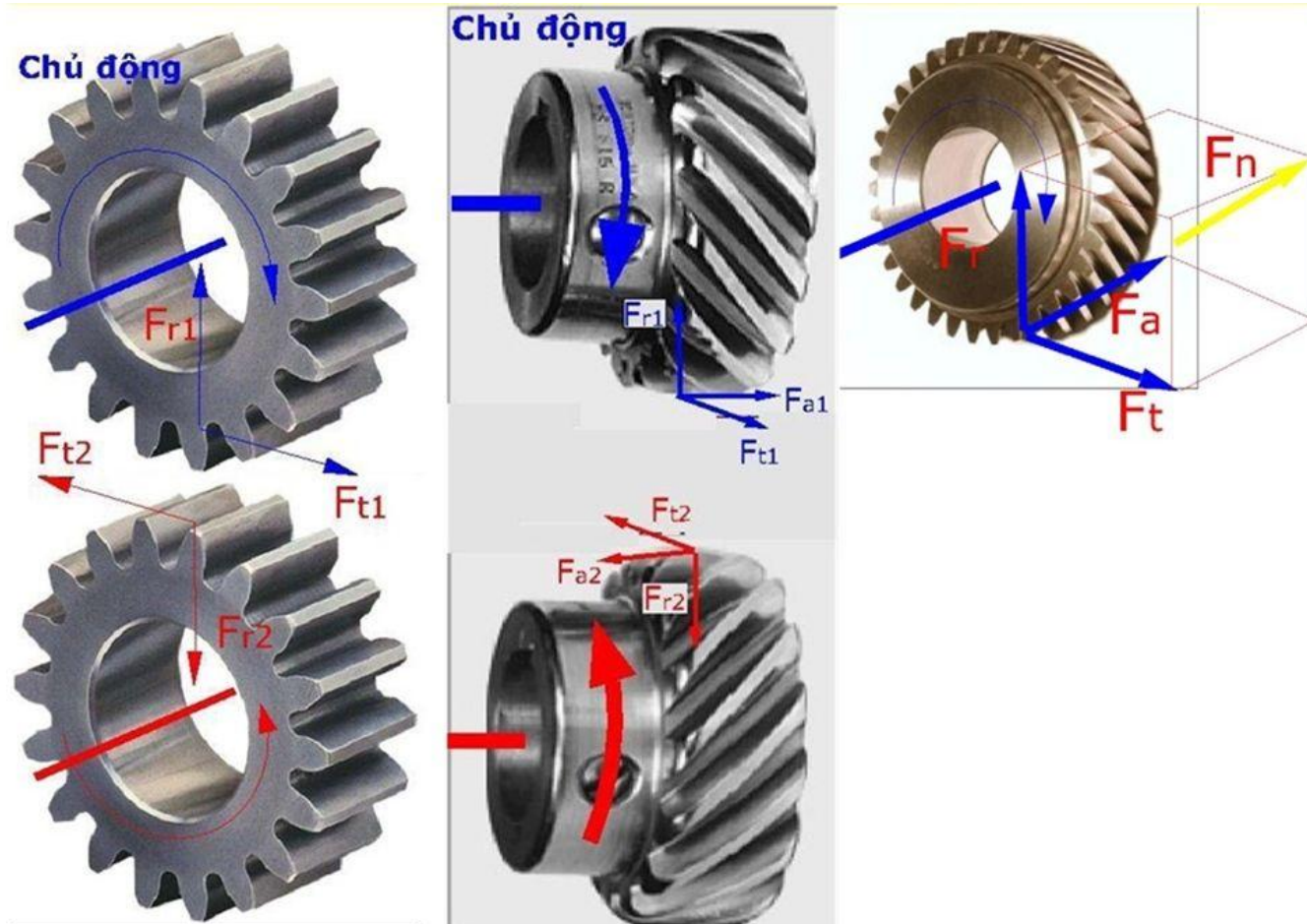


## 2. TẢI TRỌNG TRONG TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

### 2.1. Lực tác dụng lên các răng khi ăn khớp



## 2. TẢI TRỌNG TRONG TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG



## 2. TẢI TRỌNG TRONG TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

Bỏ qua lực ma sát, lực phân bố trên chiều dài răng được thay bằng lực tập trung  $\vec{F}_n$  đặt tại điểm giữa của vành răng.

$\vec{F}_n$  được phân làm ba thành phần:

- Lực vòng:  $F_t = \frac{2T}{d_\omega}$
- Lực hướng tâm:  $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{t\omega}$
- Lực dọc trục:  $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta_\omega$

T - mô men xoắn tác dụng lên bánh răng đang xét

$\alpha_{n\omega}$  - góc ăn khớp trong mặt cắt pháp tuyến

Trường hợp:  $x_2 \pm x_1 = 0 \Rightarrow \beta_\omega = \beta, d_\omega = d, \alpha_{n\omega} = \alpha_n$

Với bộ truyền bánh răng thẳng:  $\beta = 0, \alpha_{n\omega} = \alpha_{t\omega} = \alpha_\omega \Rightarrow$

$$F_t = \frac{2T}{d_\omega}$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$$

$$F_a = 0$$

## 2. TẢI TRỌNG TRONG TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

### 2.2. Sự phân bố không đều tải trọng trong bộ truyền bánh răng

\* Sự phân bố tải trọng giữa các răng: khi  $2 > \varepsilon_\alpha > 1$ , do sai số chế tạo, dẫn đến sự phân bố không đều tải trọng giữa các đôi răng ăn khớp.

Khi tính toán theo ứng suất tiếp xúc được đặc trưng bởi  $K_{H\alpha}$ , khi tính theo ứng suất uốn được đặc trưng bởi  $K_{F\alpha}$ .

- Đối với bộ truyền bánh răng trụ hoặc côn có răng thẳng lấy:  $K_{H\alpha} = 1$ ,  $K_{F\alpha} = 1$

- Đối với các bộ truyền có răng nghiêng:

$K_{H\alpha}$  - được tra theo cấp chính xác và vận tốc vòng  $v$ . Khi tính toán sơ bộ có thể lấy  $K_{H\alpha} = 1$

$K_{F\alpha}$  - được xác định theo  $\varepsilon_\beta = b_\omega \sin \beta / \pi m \leq 1$

Khi  $\varepsilon_\beta \leq 1$  lấy  $K_{F\alpha} = 1$

Khi  $\varepsilon_\beta > 1$  xác định theo biểu thức  $K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n_{cx} - 5)}{4\varepsilon_\alpha}$

(  $n_{cx}$  cấp chính xác của bộ truyền theo chỉ tiêu tiếp xúc; khi  $n_{cx} \leq 5$  lấy  $K_{F\alpha} = 1/\varepsilon_\alpha$  )

$n_{cx} \geq 9$  lấy  $K_{F\alpha} = 1$

## 2. TẢI TRỌNG TRONG TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

*Sự phân bố tải trọng theo chiều rộng vành răng (chiều dài răng)*

Nguyên nhân: do răng bị biến dạng, trục và vành răng bị biến dạng xoắn, trục bị uốn.

Khi tính toán theo độ bền tiếp xúc:

- Trước chạy mài được đặc trưng bởi hệ số  $K_{H\beta}^o = q_{\max}^o / q_m$

- Sau khi chạy mài được đặc trưng bởi  $K_{H\beta} = q_{\max} / q_m$

Trong đó:  $q_{\max}^o$  - cường độ tải trọng lớn nhất.

$q_{\max}$  - cường độ tải trọng lớn nhất sau thời gian chạy mòn.

$q_m$  - cường độ tải trọng trung bình.

Khi tính toán theo sức bền uốn được đặc trưng bởi  $K_{F\beta}$ , đại lượng này được tra bảng phụ thuộc vào hệ số  $\psi_d = b_\omega / d_{\omega 1}$

## 2. TẢI TRỌNG TRONG TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

### 2.3. Tải trọng động khi ăn khớp

Do biến dạng của răng và những sai số bước răng, profin răng, tỉ số truyền tức thời thay đổi, gây nên tải trọng động khi ăn khớp.

Khi tính theo độ bền tiếp xúc được đặc trưng bởi  $K_{Hv}$ , khi tính theo độ bền uốn được đặc trưng bởi  $K_{Fv}$ .

Với bộ truyền bánh trụ: 
$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H b_\omega d_{\omega 1}}{2T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta}} \quad \text{trong đó: } v_H = \delta_H g_o v \sqrt{a_\omega / u}$$
$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F b_\omega d_{\omega 1}}{2T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta}} \quad v_F = \delta_F g_o v \sqrt{a_\omega / u}$$

Với bộ truyền bánh răng nón được tính tương tự, chỉ thay  $d_{\omega 1} = d_1$   
và  $b_\omega = b$

## 3. CÁC DẠNG HỎNG VÀ CHỈ TIÊU TÍNH BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

### 3.1. Các dạng hỏng:

- ❖ **Gãy răng:** do ứng suất uốn gây nên, xảy ra với những bộ truyền hở.
- ❖ **Tróc vì môi bề mặt:** do ứng suất tiếp xúc, xảy ra với bộ truyền kín.
- ❖ **Mòn răng:** do ma sát.
- ❖ **Dính răng:** khi làm việc với vận tốc và công suất lớn.
- ❖ **Biến dạng dẻo bề mặt răng:** xảy ra ở những cặp bánh răng có độ rắn thấp.
- ❖ **Bong bề mặt răng:** xảy ra ở các răng được thấm Nitơ, thấm Cacbon hoặc tôi bề mặt, trong trường hợp chất lượng bề mặt không tốt và răng chịu tải trọng quá lớn.

### 3.2. Chỉ tiêu tính:

- ❖ Với những bộ truyền hở, không được bôi trơn tốt, tính theo điều kiện sức bền uốn.
- ❖ Với những bộ truyền làm việc kín, được ngâm dầu, tính theo sức bền tiếp xúc.

## 4. TÍNH TOÁN ĐỘ BỀN BỘ TRUYỀN BÁNH TRỤ

### *4.1. Tính bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo độ bền tiếp xúc.*

Ứng suất tiếp xúc được tính theo công thức: 
$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{\omega 1}} \cdot \sqrt{\frac{2 T_1 K_{H\beta} K_{Hv} (u \pm 1)}{b_{\omega} u}} \leq [\sigma_H]$$

$Z_M$ : Hệ số xét đến cơ tính của vật liệu

$Z_H$ : Hệ số xét đến hình dạng bề mặt tiếp xúc

$Z_\varepsilon$ : Hệ số xét đến tổng chiều dài tiếp xúc

$K_{H\beta}$ : Hệ số tập trung tải trọng

$K_{Hv}$ : Hệ số tải trọng động khi tính độ bền tiếp xúc.



## 4. TÍNH TOÁN ĐỘ BỀN BỘ TRUYỀN BÁNH TRỤ

### 4.2. Tính bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo độ bền uốn

Bỏ qua ảnh hưởng của lực ma sát, qua biến đổi ta có ứng suất uốn tại tiết diện nguy hiểm ở chân răng được tính theo biểu thức:

$$\sigma_F = \frac{2T_1}{b_\omega d_{\omega 1} m} Y_F \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma_F]$$

Khi kiểm tra độ bền uốn, phải kiểm tra cho cả hai bánh răng:

$$\begin{cases} \sigma_{F1} = \frac{2T_1}{b_\omega d_{\omega 1} m} Y_{F1} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_{F1}] \\ \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] \end{cases}$$

Khi thiết kế, tính mô đun theo công thức:

$$m \geq 1,43 \sqrt{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_{F1}}{Z_1^2 \psi_d [\sigma_{F1}]}}$$

## 4. TÍNH TOÁN ĐỘ BỀN BỘ TRUYỀN BÁNH TRỤ

### 4.3. Tính bộ truyền bánh răng nghiêng theo độ bền tiếp xúc

Công thức kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của bộ truyền bánh răng trụ, răng nghiêng hoặc răng chữ V có dạng:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{\omega 1}} \cdot \sqrt{\frac{2 T_1 K_{H\beta} K_{Hv} (u \pm 1)}{b_\omega u}} \leq [\sigma_H]$$

Khi thiết kế bộ truyền, có thể tính đường kính bánh răng nhỏ hoặc khoảng cách tâm hai bánh răng theo công thức:

$$d_{\omega 1} = 68 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (u \pm 1)}{\psi_d [\sigma_H]^2 u}} \quad a_\omega = 43 (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}{\psi_a [\sigma_H]^2 u^2}}$$

Sau đó tính mô đun theo công thức:

## 4. TÍNH TOÁN ĐỘ BỀN BỘ TRUYỀN BÁNH TRỤ

### 4.4. Tính răng nghiêng theo độ bền uốn

Ứng suất uốn trong răng nghiêng được xác định:

$$\begin{cases} \sigma_{F1} = \frac{2T_1 Y_\varepsilon Y_\beta Y_{F1}}{b_\omega d_{\omega 1} m} Y_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_{F1}] \\ \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] \end{cases}$$

Khi thiết kế, tính mô đun theo công thức:

$$m \geq 1,123 \sqrt{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{Z_{id1}^2 \psi_d [\sigma_F]}}$$

$\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$  - được lấy theo bánh răng nào có trị số nhỏ hơn.

## 4. TÍNH TOÁN ĐỘ BỀN BỘ TRUYỀN BÁNH TRỤ

### 4.5. Kiểm nghiệm độ bền của răng khi quá tải

Trường hợp bộ truyền bánh răng khi làm việc bị quá tải đột ngột trong thời gian ngắn, cần tiến hành kiểm nghiệm độ bền bề mặt răng và độ bền của răng

Để tránh biến dạng dư bề mặt hoặc bề mặt bị phá hỏng vì giòn cần bảo đảm điều kiện:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{1 \max} / T_1} \leq [\sigma_H]_{\max}$$

Để tránh gãy răng vì giòn hoặc biến dạng dư do uốn cần phải đảm bảo điều kiện:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F (T_{1 \max} / T_1) \leq [\sigma_F]_{\max}$$

## 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG CÔN RĂNG THẲNG

### 5.1. Khái niệm chung

- Dùng để truyền chuyển động giữa các trục cắt nhau một góc nào đó, thường là góc vuông.
- Ít dùng truyền động bánh răng côn có trục không vuông góc vì công nghệ chế tạo và lắp ghép phức tạp.
- So với truyền động bánh răng trụ, truyền động bánh răng côn có kích thước và khối lượng lớn hơn, chế tạo phức tạp hơn và lắp ghép đòi hỏi khá chính xác theo phương dọc trục.
- Tuy nhiên truyền động bánh răng côn vẫn được dùng nhiều trong các máy và khí cụ vì điều kiện bố trí cơ cấu đòi hỏi phải sử dụng bộ truyền có các trục cắt nhau.
- Truyền động bánh răng côn có các loại răng thẳng, răng nghiêng, răng cung tròn, răng cong (thường sử dụng răng thẳng và răng cung tròn).

## 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG CÔN RĂNG THẲNG

### 5.2. Các thông số hình học chủ yếu

Góc mặt côn chia (mặt côn lăn) của bánh nhỏ và của bánh lớn.

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \quad \delta_1 = \arctg(Z_1 / Z_2) = \arctg(1/u)$$

Vòng tròn chia ngoài :  $d_{e1} = m_e Z_1$      $d_{e2} = m_e Z_2$

Vòng tròn chia trung bình:  $d_1 = m Z_1$      $d_2 = m Z_2$

Tỉ số truyền:  $u = \omega_1 / \omega_2 = d_{e2} / d_{e1} = Z_2 / Z_1$

Môđun vòng ngoài (được quy chuẩn) và mô đun vòng trung bình:  $m_e, m$

Chiều dài côn ngoài:  $R_e = d_{e1} / 2 \sin \delta_1 = d_{e2} / 2 \sin \delta_2 = 0,5 m_e \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$

Bộ truyền bánh răng côn thường được dịch chỉnh đều (hệ số dịch chỉnh chọn  $x_2 = -x_1$ ) để nâng cao độ bền uốn của bánh răng côn nhỏ ( $x_1 > 0$ )

## 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG CÔN RĂNG THẲNG

### 5.3. Lực tác dụng trong bộ truyền bánh răng côn

Trong tính toán bỏ qua lực ma sát ta có các thành phần lực tiếp tuyến, lực hướng tâm và lực dọc trục tác dụng lên mỗi bánh răng được xác định như sau:

$$F_t = 2T / d; F_n = F_t / \cos\alpha$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg}\alpha \cos\delta_1$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1$$

Trong đó:  $F_{a1} = F_{r2}; F_{r1} = F_{a2}$

## 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG CÔN RĂNG THẲNG

### 5.4. Tính toán độ bền bộ truyền bánh răng côn

#### 5.4.1. Tính theo độ bền tiếp xúc

Công thức kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của bộ truyền bánh răng côn răng thẳng:

$$\sigma_H = \frac{Z_H Z_M}{d_1} \sqrt{\frac{2 T_1 \sqrt{u^2 + 1} K_{H\beta} K_{Hv}}{0,85 b u}} \leq [\sigma_H]$$

Khi thiết kế bộ truyền bánh răng côn bằng thép, đường kính vòng chia trung bình của bánh côn răng thẳng xác định theo công thức:

$$d_1 = 77 \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta} K_{Hv} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_d [\sigma_H]^2 u}}$$

Thường lấy  $\psi_d = 0,3 \div 0,6$  và phải đảm bảo điều kiện  $b \leq 10 m_e$

$$K_{be} = b / R_e \leq 0,3$$



## 5. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG CÔN RĂNG THẲNG

### 5.4.2. Tính theo độ bền uốn

Ứng suất uốn của bộ truyền bánh răng côn, răng thẳng:

$$\sigma_{F1} = 2.T_1 K_{F\beta} K_{Fv} Y_{F1} / 0,85.b d_1 m \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} (Y_2 / Y_{F1}) \leq [\sigma_{F2}]$$

### 5.4.3. Kiểm nghiệm độ bền của răng khi quá tải

Trường hợp bộ truyền bánh răng khi làm việc bị quá tải đột ngột trong thời gian ngắn, cần tiến hành kiểm nghiệm độ bền bề mặt răng và độ bền của răng. Cách tính toán kiểm nghiệm được tiến hành tương tự như đối với bộ truyền bánh răng trụ

## 6. VẬT LIỆU, NHIỆT LUYỆN BÁNH RĂNG VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP

### 6.1. Vật liệu và nhiệt luyện bánh răng

Vật liệu chế tạo bánh răng phải thoả mãn các yêu cầu về độ bền bề mặt (tránh tróc rỗ, mài mòn, dính...) và độ bền uốn.

- Bánh răng bằng vật liệu không kim loại: khối lượng nhỏ, không bị gỉ, làm việc không ồn. Nhưng độ bền không cao, kích thước tương đối lớn và giá thành chế tạo cao.

- Bánh răng bằng gang: rẻ hơn bánh răng bằng thép, được dùng trong các bộ truyền lực để đỡ chịu tải nhỏ.

- Bánh răng bằng thép: được dùng phổ biến trong các bộ truyền lực.

Tùy theo độ rắn (hoặc cách nhiệt luyện) có thể chia bánh răng thép ra làm hai nhóm chính:

- ❖ Bánh răng có độ rắn  $HB \leq 350$ : bánh răng thường hoá hoặc tôi cải thiện.
- ❖ Bánh răng có độ rắn  $HB > 350$ : bánh răng tôi, thấm than, thấm nitơ hoặc thấm xianua.

## 6. VẬT LIỆU, NHIỆT LUYỆN BÁNH RĂNG VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP

### 6.2. Ứng suất tiếp xúc cho phép

Ứng suất cho phép khi tính theo độ bền mỏi tiếp xúc:

$$[\sigma_H] = (\sigma_{H \text{ lim}} / S_H) Z_R Z_V K_L K_{xH}$$

Trong các bước tính sơ bộ có thể lấy  $Z_R Z_V K_L K_{xH} = 1$

Trong đó: - Giới hạn bền mỏi tiếp xúc  $\sigma_{H \text{ lim}} = \sigma_{H \text{ lim}}^o K_{HL}$

- Hệ số ảnh hưởng của số chu kỳ làm việc  $K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HO} / N_{HE}}$

Với bánh răng thẳng, ứng suất cho phép là giá trị nhỏ hơn trong hai giá trị.

Với bánh răng nghiêng:

$$[\sigma_H] = 0,5([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq \begin{cases} 1,25[\sigma_H]_{\text{min}} & \text{-Bánh răng trụ} \\ 1,15[\sigma_H]_{\text{min}} & \text{-Bánh răng côn} \end{cases}$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải:

$$\begin{cases} [\sigma_H]_{\text{max}} = 2,8\sigma_{cha} & \text{-Với br thường hóa, tôi cải thiện hoặc tôi thể tích} \\ [\sigma_H]_{\text{max}} = 40HRC_m & \text{-Với br tôi bề mặt, thấm C, thấm N} \end{cases}$$

## 6. VẬT LIỆU, NHIỆT LUYỆN BÁNH RĂNG VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP

### 6.3. Ứng suất uốn cho phép

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} Y_R Y_S K_{xF}$$

Giới hạn bền mỏi uốn  $\sigma_{F \text{ lim}} = \sigma_{F \text{ lim}}^o \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}$

Hệ số an toàn  $S_F$  phụ thuộc công nghệ chế tạo phôi và các yêu cầu đối với bộ truyền.

Ứng suất uốn cho phép khi quá tải:

$$\begin{cases} [\sigma_F]_{\text{max}} = 0,8\sigma_{cha} & \text{- Khi HB} \leq 350 \\ [\sigma_F]_{\text{max}} = 0,6\sigma_{ch} & \text{- Khi HB} > 350 \end{cases}$$

## 7. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

- 1- Chọn vật liệu bánh răng, phương pháp nhiệt luyện, tra cơ tính của vật liệu: giới hạn bền, giới hạn chảy, độ rắn của răng.
- 2- Xác định ứng suất cho phép.
- 3- Tính sơ bộ đường kính vòng lăn bánh nhỏ theo điều kiện về độ bền tiếp xúc (đối với bộ truyền kín, dạng hồng về trục rõ nguy hiểm hơn cả).
- 4- Tính khoảng cách trục sơ bộ theo trị số  $u$  và tỉ số truyền  $u$ . Định môđun  $m$  của bộ truyền, lấy theo tiêu chuẩn, (đối với bộ truyền bánh răng nghiêng  $m$  là môđun pháp).
- 5- Chọn sơ bộ góc nghiêng, tính số răng và tính lại góc nghiêng theo số răng đã được quy chuẩn.
- 6- Tính lại kích thước đường kính và khoảng cách trục theo số răng, môđun và góc nghiêng (đối với bộ truyền bánh răng nghiêng). Định chiều rộng vành răng và kiểm nghiệm điều kiện hệ số trùng khớp dọc.
- 7- Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc.
- 8- Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn.
- 9- Kiểm nghiệm độ bền của răng khi quá tải (trường hợp bộ truyền chịu quá tải đột ngột).
- 10- Xác định các kích thước chủ yếu của bộ truyền.

## CHƯƠNG 6:

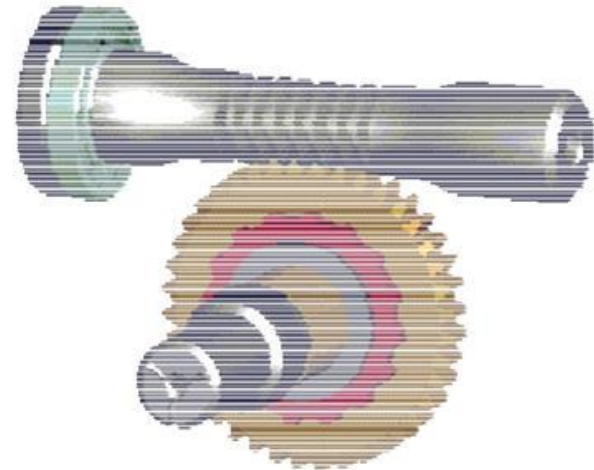
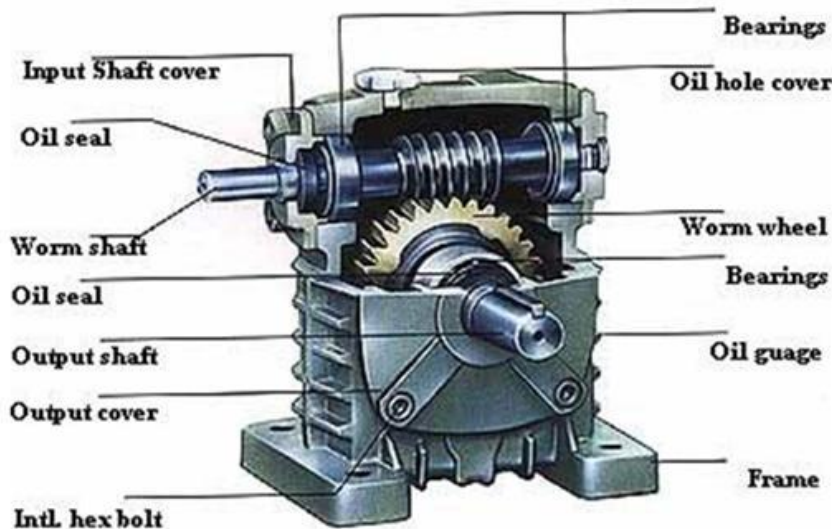
# TRUYỀN ĐỘNG TRỰC VÍT

1. Khái niệm chung
2. Cơ học truyền động trực vít
3. Tính độ bền bộ truyền trực vít
4. Vật liệu và ứng suất cho phép
5. Tính toán nhiệt, làm nguội và bôi trơn
6. Trình tự thiết kế bộ truyền trực vít

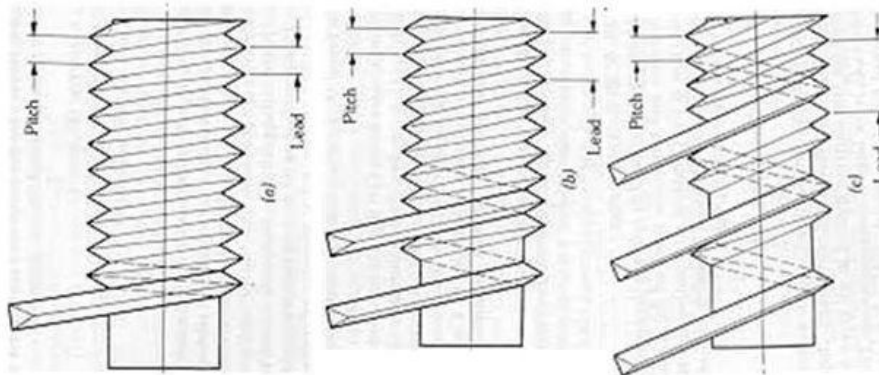
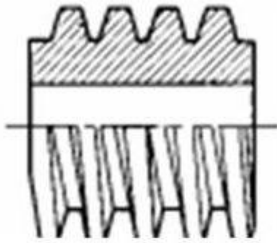
# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## 1.1. Khái niệm:

Bộ truyền trục vít gồm trục vít và bánh vít được dùng để truyền chuyển động và tải trọng giữa hai trục chéo nhau (thường góc giữa hai trục là  $90^0$ ).



# 1. KHÁI NIỆM CHUNG





# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## 1.2. Phân loại, ưu, nhược điểm

### ❖ Phân loại:

- Trục vít trụ (Hình 1a)
- Trục vít lõm (Hình 1b)
- Trục vít Acsimet (Hình 2a)

*(Có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc)*

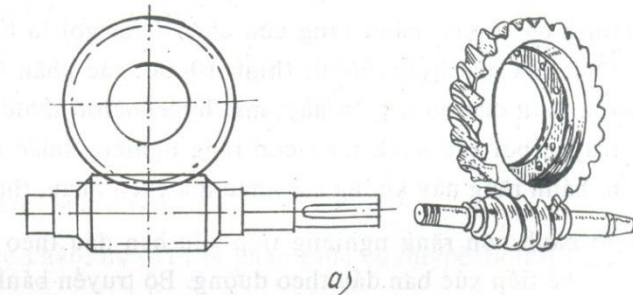
- Trục vít Convolut (Hình 2b)

*(Có cạnh ren thẳng trong mặt pháp tuyến)*

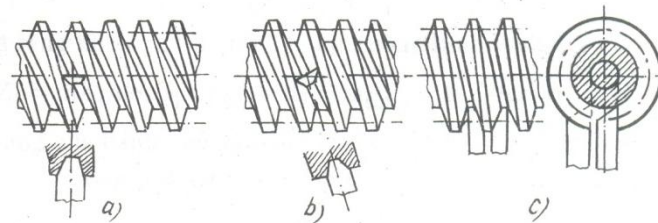
- Trục vít thân khai (Hình 2c)

*(Có cạnh ren thẳng trong mặt cắt tiếp tuyến)*

*Với mặt trụ cơ sở*



Hình 1



Hình 2

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## ❖ **Ưu điểm:**

- Tỷ số truyền lớn.
- Làm việc êm và không ồn.
- Có khả năng tự hãm.

## ❖ **Nhược điểm:**

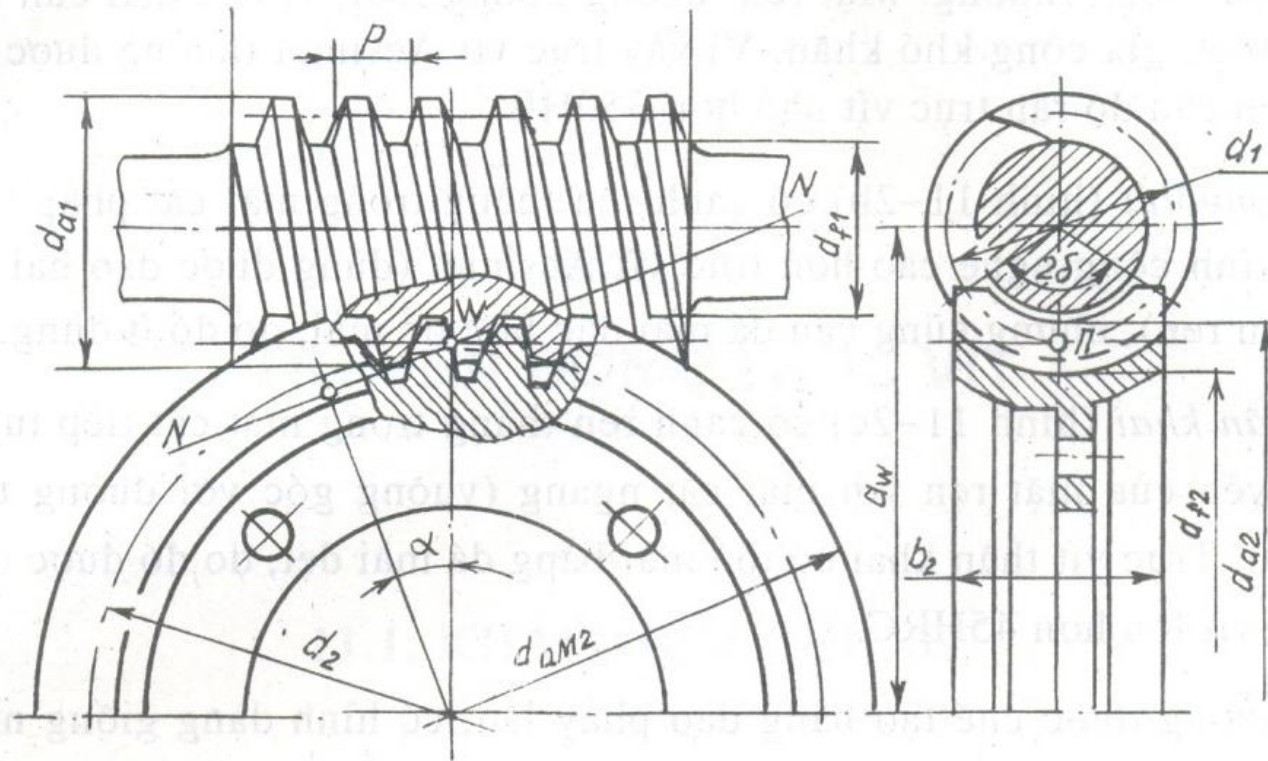
- Hiệu suất thấp, nhiệt sinh nhiều nên thường phải dùng các phương pháp làm nguội.
- Phải dùng vật liệu giảm ma sát (đồng thanh) để chế tạo bánh vít nên giá thành tương đối đắt.

### *Phạm vi sử dụng:*

- *Do hiệu suất của bộ truyền thấp nên truyền động trục vít thường chỉ sử dụng trong trường hợp công suất nhỏ hoặc trung bình (không quá 50 ÷ 60 kW).*
- *Tỷ số truyền  $u$  trong khoảng 20 ÷ 60, đôi khi có thể lên đến 100.*
- *Khi làm việc trục vít là trục dẫn động cho bánh vít.*

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## 1.2. Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền trục vít



# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

- Góc profin tiêu chuẩn  $\alpha = 20^{\circ}$ .
- Đường kính trung bình của ren:  $d_1 = q.m$   
 $m = P/\pi$  – mô đun dọc của trục vít
- hệ số đường kính  $q$ ; ứng với mỗi trị số mô đun  $m$  tiêu chuẩn chỉ quy định một trị số  $q$

Tiêu chuẩn quy định 2 dãy trị số mô đun  $m$ :

*Dãy 1*  $m = 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25.$

*Dãy 2*  $m = 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 18.$

Ưu tiên chọn trị số mô đun theo dãy 1.

Trị số đường kính  $q$  theo tiêu chuẩn (StSEV 267 - 76):

*Dãy 1*  $q = 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0.$

*Dãy 2*  $q = 7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 18,0; 22,4.$

Ưu tiên chọn  $q$  theo dãy 1, trị số  $q = 25$  ít dùng.

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

- Góc vít  $\gamma$  của đường xoắn ốc (thường trong khoảng  $5 - 20^\circ$ ) xác định theo công thức:

$$\operatorname{tg} \gamma_\omega = mZ_1 / \pi d_1 = Z_1 / q$$

Trong đó:  $Z_1 = 1; 2; 4$  là số đầu mỗi ren của trục vít.

*Số mỗi ren càng ít thì góc  $\gamma$  sẽ nhỏ, hiệu suất của bộ truyền thấp; nếu lấy  $Z_1$  lớn, kích thước bộ truyền lớn, giá thành tăng. Trong các bộ truyền công suất lớn không nên dùng trục vít có  $Z_1 = 1$  vì mất mát công suất lớn và nóng nhiều.*

- Đường kính mặt trụ lăn của trục vít:

$$d_{w1} = (q + 2x)m$$

Trong đó:  $x$  - khoảng dịch dao khi cắt bánh vít,  $-1 \leq x \leq 1$  tương ứng với lùi dao phay ra xa (dịch dao dương) hoặc dịch gần tâm phôi (dịch dao âm).

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

- Đường kính mặt trụ lăn của trục vít:

$$d_{\omega 1} = (q + 2x)m$$

Trong đó:  $x$  - khoảng dịch dao khi cắt bánh vít,  $-1 \leq x \leq 1$  tương ứng với lùi dao phay ra xa (dịch dao dương) hoặc dịch gần tâm phôi (dịch dao âm).

- Góc vít lăn:  $\operatorname{tg} \gamma_{\omega} = Z_1 / (q + 2x)$ .

- Đường kính vòng đỉnh và vòng đáy ren trục vít:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m \qquad d_{f1} = d_1 - 2h_f^* m$$

Với: - Hệ số chiều cao đầu răng:  $h_a^* = 1,0$

- Hệ số chiều cao chân răng:  $h_f^* = h_a^* + c^*$

- Hệ số khe hở hướng tâm:  $c^* = 0,2$

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

- Bánh vít có răng nghiêng với góc nghiêng  $\beta = \gamma$
- $Z_2$  : số răng bánh vít.
- Đường kính vòng lăn bánh vít bằng đường kính vòng chia:  $d_2 = mZ_2 = d_{\omega 2}$
- Đường kính vòng đỉnh và vòng đáy răng bánh vít:

$$d_{a2} = m(Z_2 + 2h_a^* + 2x)$$

$$d_{f2} = 2[a_{\omega} - m(0,5q + h_f^*)]$$

- Đường kính lớn nhất của bánh vít:  $d_{aM2} = d_2 + d_1(1 - \cos\delta) \leq d_{a2} + km$

Trong đó  $k$  - hệ số phụ thuộc  $Z_1$

- Nửa góc tiếp xúc ren trục vít với răng bánh vít:  $\delta$

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

- Khoảng cách trục:

$$a_w = 0,5m(q + Z_2 + 2x)$$

Tiêu chuẩn quy định trị số  $a_w = 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500$  mm. Tuy nhiên nếu không có yêu cầu thiết kế hộp giảm tốc trục vít tiêu chuẩn thì không cần chọn khoảng cách trục  $a_w$  tiêu chuẩn.

Với khoảng cách trục đã cho, có thể thay đổi  $m$ ,  $q$  và  $x$  để có được các tỉ số truyền khác nhau.

- Chiều dài  $b_1$  phần cắt ren của trục vít lấy theo điều kiện ăn khớp cùng một lúc được với nhiều răng của bánh vít nhất
- Chiều rộng  $b_2$  của bánh vít lấy theo điều kiện góc tiếp xúc:

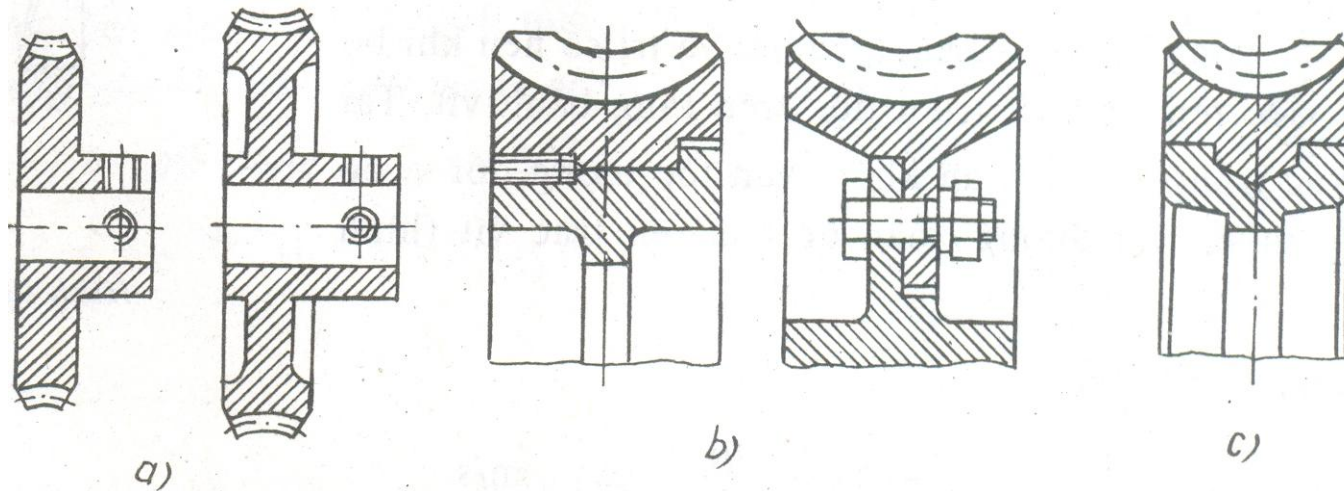
$$2\delta \approx 2b_2 / (da_1 - 0,5m)$$



## 2. TẢI TRỌNG TRONG TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

### 1.3. Kết cấu bánh vít

Trục vít thường được chế tạo liền với trục, còn bánh vít thì chế tạo riêng rồi lắp trên trục. Bánh vít có thể chế tạo liền một khối hoặc ghép lại.



## 2. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

### 2.1. Vận tốc và tỉ số truyền

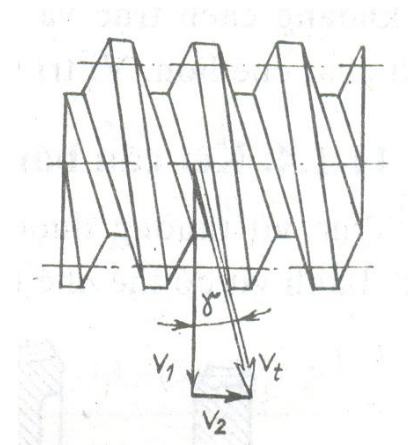
Khi trục vít quay được một vòng thì răng bánh vít tiếp xúc với một ren nào đó của trục vít, di chuyển được một khoảng bằng  $\pi m Z_1$ , nghĩa là bánh vít quay được  $\pi m Z_1 / \pi d_2$  vòng. Vậy trong 1 phút trục vít quay được  $n_1$  vòng thì bánh vít quay được:

$$n_2 = \frac{\pi m Z_1}{\pi d_2} n_1$$

Mà bước đường xoắn ốc của ren vít:  $\pi m Z_1 = \pi d_1 \operatorname{tg} \gamma$

→ Tỉ số truyền:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi d_2}{\pi m Z_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg} \gamma$$



## 2. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

- Vận tốc vòng  $v_1$  và  $v_2$  của trục vít và bánh vít được tính theo công thức:

$$v_1 = \frac{\pi d_{\omega 1} n_1}{60.1000} \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60.1000}$$

- Vận tốc tương đối  $v_t$  có phương tiếp tuyến với đường xoắn ốc của ren trục vít :

$$v_t = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_{\omega 1} n_1}{60.1000} \cdot \cos \gamma$$

Đối với bộ truyền không dịch chỉnh:

$$d_{\omega 1} = d_1 = m q$$

$$\operatorname{tg} \gamma = Z_1 / q$$

$$\cos \gamma = \frac{1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1}} = \frac{q}{\sqrt{Z_1^2 + q^2}}$$

$$\longrightarrow v_t = \frac{m n_1}{19100} \sqrt{Z_1^2 + q^2}$$

## 2. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỰC VÍT

### 2.2. Lực tác dụng trong bộ truyền trực vít


Lực pháp tuyến  $\vec{F}_n$  được phân ra ba thành phần:

- Lực tiếp tuyến:  $\vec{F}_t$
- Lực hướng tâm:  $\vec{F}_r$
- Lực dọc trục:  $\vec{F}_a$

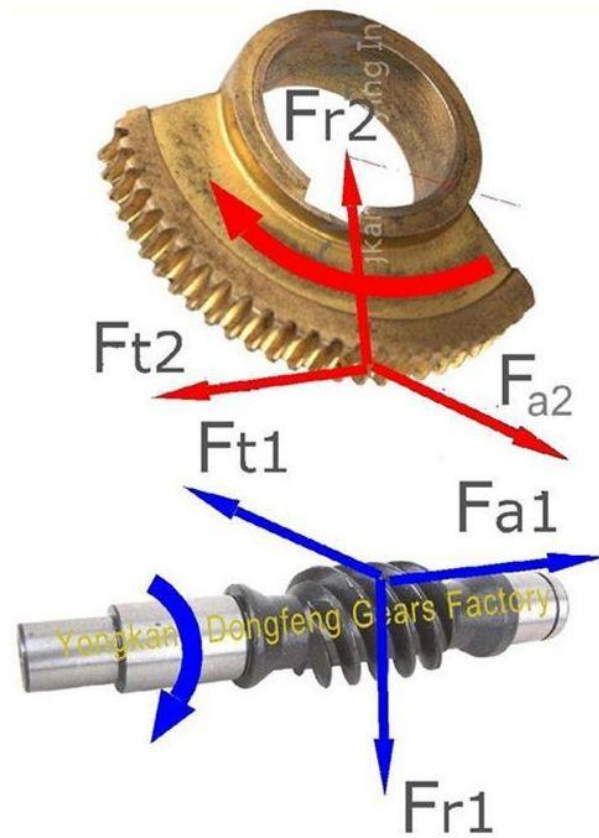
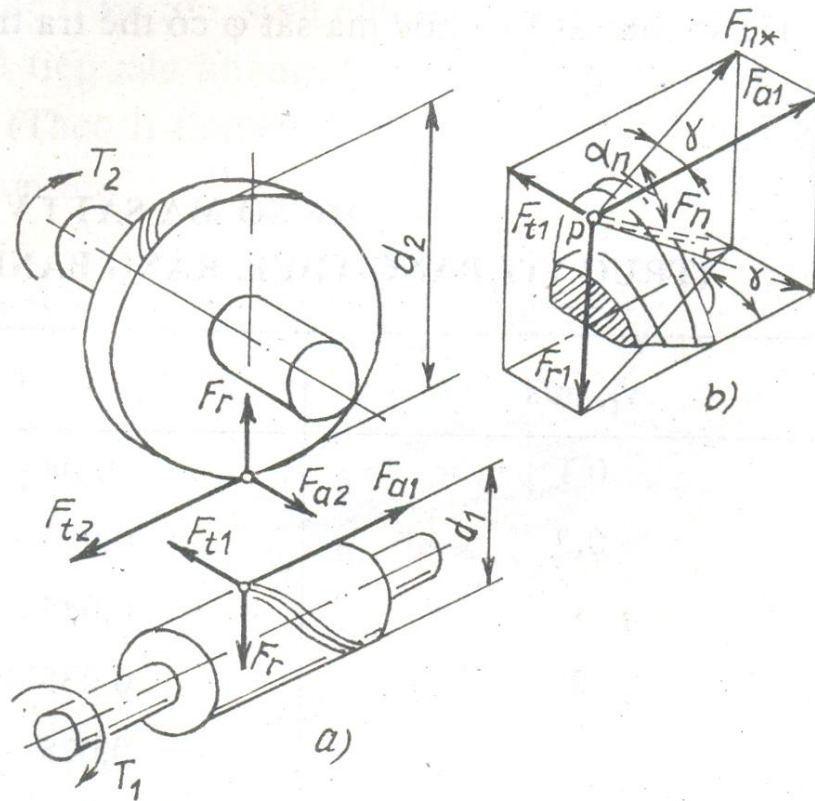
Qua biến đổi ta có biểu thức xác định giá trị của các lực:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = F_{a2} \quad F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = F_{a1} \quad F_{r1} = F_{a1} \operatorname{tg}(\gamma \pm \varphi)$$

Góc ma sát nhỏ, thường lấy gần đúng:  $\alpha_n \approx \alpha = 20^\circ$


$$F_n = F_{t2} / \cos \alpha \cos \gamma$$
$$F_r = F_n \sin \alpha = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \gamma$$

## 2. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT



## 2. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

### 2.3. Hiệu suất truyền động trục vít

- Nếu không kể đến công suất mất mát trong ổ và do khuấy dầu, hiệu suất của bộ truyền được tính theo công thức:

$$\eta_k = \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}$$

- Nếu xét đến cả mất mát công suất do khuấy dầu (khi bộ truyền được ngâm trong hộp dầu), hiệu suất được tính:

$$\eta_k = 0.95 \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)}$$

\* Từ công thức trên ta thấy, hiệu suất tăng khi tăng góc vít và giảm góc ma sát.

\* Tuy nhiên không thể tăng tùy ý, mà chỉ có thể lấy không quá  $25^\circ$  để đảm bảo kết cấu hợp lý cho bộ truyền.

## 3. TÍNH ĐỘ BỀN BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT

### 3.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính

*Các dạng hỏng như trong bộ truyền bánh răng, tuy nhiên vì bộ truyền trục vít có vận tốc trượt lớn, sinh nhiệt nhiều nên hiện tượng dính và mòn xảy ra tương đối nhiều.*

***Hiện tượng dính:*** hiện tượng dính đặc biệt nguy hiểm khi bánh vít làm bằng vật liệu tương đối rắn (đồng thanh, nhôm, sắt, gang v.v...). Đó là vì các hạt kim loại của răng bánh vít khi bị đứt ra sẽ dính chặt vào mặt ren trục vít (ren trục vít có độ rắn cao hơn), khiến mặt ren trục vít trở nên sần sùi, có tác dụng mài mòn nhanh mặt răng bánh vít.

***Mòn:*** bề mặt răng làm giảm thời hạn làm việc của bộ truyền. Hiện tượng mòn xảy ra càng nhiều khi dầu bôi trơn bị bẩn, bề mặt ren trục vít không đủ nhẵn hoặc khi đóng mở máy luôn, lúc này điều kiện bôi trơn không tốt. Răng mòn nhiều sẽ bị gãy.

***Tróc rỗ bề mặt răng:*** xảy ra chủ yếu ở các bánh vít làm bằng đồng thanh có độ bền chống dính cao.

## 3. TÍNH ĐỘ BỀN BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT

### 3.2. Tính theo độ bền tiếp xúc của bánh răng

Từ công thức Hec, biến đổi ta có:

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{d_1}} \leq [\sigma_H]$$

Đặt  $d_1 = mq$ ,  $d_2 = mZ_2$  và  $m = 2a_\omega / (Z_2 + q)$  (đối với bộ truyền không dịch chỉnh), từ đó ta có công thức xác định khoảng cách trục  $a_\omega$  của bộ truyền trục vít:

$$a_\omega \geq (Z_2 + q) \sqrt{\left( \frac{170}{Z_2 [\sigma_H]} \right)^2 \frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv}}{q}}$$

Khi thiết kế, có thể lấy sơ bộ:  $K = K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1,1 \div 1,4$



## 3. TÍNH ĐỘ BỀN BỘ TRUYỀN TRỰC VÍT

### 3.3. Tính toán độ bền uốn của răng bánh vít

- Răng bánh vít làm bằng vật liệu có độ bền thấp hơn ren trục vít, cho nên tiến hành tính theo độ bền uốn của răng bánh vít.
- Xác định ứng suất uốn trong răng bánh vít rất phức tạp, vì dạng răng thay đổi theo chiều rộng bánh vít và chân răng lại cong. Do đó coi bánh vít như bánh răng nghiêng với góc nghiêng .

Bằng phép tính gần đúng ta có ứng suất uốn của răng bánh vít có dạng:

$$\sigma_F = \frac{1,4T_2 Y_F K_{F\beta} K_{Fv}}{b_2 d_2 m_n} \leq [\sigma_F]$$

Trong đó:  $m_n = m \cos \gamma$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} \quad K_{Fv} = K_{Hv}$$

$Y_F$  - hệ số dạng răng được tra theo số răng tương đương  $Z_{td} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}$

### 3. TÍNH ĐỘ BỀN BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT

#### 3.4. Kiểm nghiệm độ bền răng bánh vít khi chịu quá tải thời gian ngắn

Để đảm bảo độ bền tiếp xúc của răng bánh vít khi bị quá tải, phải thỏa mãn điều kiện:

$$\sigma_{Hqt} = \sigma_H \sqrt{K_{qt}} \leq [\sigma_H]_{\max}$$

Điều kiện đảm bảo độ bền uốn của răng bánh vít khi bị quá tải:

$$\sigma_{Fqt} = \sigma_F \cdot K_{qt} \leq [\sigma_F]_{\max}$$

$[\sigma_H]_{\max}$  ,  $[\sigma_F]_{\max}$  - ứng suất tiếp xúc, ứng suất uốn quá tải cho phép.

$\sigma_H$  ,  $\sigma_F$  - ứng suất tiếp xúc, ứng suất uốn.

$K_{qt} = T_{2\max} / T_2$  - hệ số quá tải.

$T_{2\max}$  ,  $T_2$  - mô men xoắn quá tải lớn nhất và mô men xoắn danh nghĩa tác dụng vào bánh vít.

## 4. VẬT LIỆU VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP

### 4.1. Vật liệu

- \* Cần chọn mỗi phối hợp vật liệu làm bánh vít và trục vít sao cho có hệ số ma sát thấp, ít bị dính và lâu mòn.
- \* Vật liệu trục vít và bánh vít được chọn chủ yếu theo trị số vận tốc trượt của ren trục vít với răng bánh vít
  - Khi truyền công suất không lớn (dưới 3kW) người ta dùng trục vít Acimet hoặc Convolut không mài, thường làm bằng thép tôi cải thiện như thép 35, 45, 50XM v.v..., có độ rắn bề mặt dưới 350HM.
  - Khi truyền công suất trung bình và cao người ta dùng trục vít thân khai ăn khớp với bánh vít bằng đồng thanh. Trục vít được chế tạo bằng thép 40X, 40XH, 12XH3A, 20XH3A, 30XГCA, v.v... tôi có độ rắn bề mặt ren 45 ÷ 55HRC. Sau khi nhiệt luyện bề mặt ren trục vít được mài và đánh bóng.

## 4. VẬT LIỆU VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP

### 4.2. Ứng suất cho phép

#### 4.2.1. Ứng suất tiếp xúc cho phép

\* Bánh răng làm bằng đồng thếc ( $\sigma_b < 300\text{MPa}$ ) độ bền chống dính cao, ứng suất tiếp xúc được tính:  $[\sigma_H] = (0,75 \div 0,9)\sigma_b K_{HI}$

Trong đó:  $\sigma_b$  - giới hạn bền kéo của vật liệu, hệ số 0,75 dùng khi trục vít bằng thép không tôi, hệ số 0,9 dùng khi trục vít có độ rắn HRC > 45, được mài và đánh bóng;

- Hệ số tuổi thọ: 
$$K_{HI} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$$

- Hệ số chu kì tương đương: 
$$N_{HE} = 60 \sum_{i=1}^N (T_{2i} / T_{1i})^4 n_i t_i$$

Nếu  $N_{HE} > 2,5 \cdot 10^8$  lấy  $N_{HE} = 2,5 \cdot 10^8$

\* Với các bánh vít làm bằng đồng thanh không thếc, gang, ứng suất tiếp xúc được tra bảng, không phụ thuộc vào số chu kì ứng suất.

## 4. VẬT LIỆU VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP

### 4.2.2. Ứng suất uốn cho phép

- Đối với bánh vít bằng đồng thanh quay một chiều:  $\sigma_F = (0,25\sigma_{ch} + 0,08\sigma_b)K_{FL}$

+ Hệ số tuổi thọ:  $K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$

+ Số chu kì tương đương:  $N_{FE} = 60 \sum_{i=1}^N (T_{2i} / T_2)^9 n_i t_i$

+ Nếu  $N_{FE} < 10^6$  lấy  $N_{FE} = 10^6$

+ Nếu  $N_{FE} > 2,5 \cdot 10^8$  lấy  $N_{FE} = 2,5 \cdot 10^8$

- Với bánh vít bằng đồng thanh, quay hai chiều  $[\sigma_F] = 0,16\sigma_b K_{FL}$

- Với bánh vít bằng gang: + Quay một chiều  $[\sigma_F] = 0,12\sigma_{bu}$

Quay hai chiều  $[\sigma_F] = 0,075\sigma_{bu}$

## 4. VẬT LIỆU VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP

### 4.2.3. Ứng suất cho phép khi quá tải

Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải trong thời gian ngắn, đối với bánh vít bằng:

Đồng thanh thiếc  $[\sigma_H]_{\max} = 4\sigma_{ch}$ ;

Đồng thanh không thiếc  $[\sigma_H]_{\max} = 2\sigma_{ch}$ ;

Gang  $[\sigma_H]_{\max} = 1,5[\sigma_H]$

Ứng suất uốn cho phép khi quá tải trong thời gian ngắn, đối với bánh vít bằng:

Đồng thanh  $[\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_{ch}$ ;

Gang  $[\sigma_F]_{\max} = 0,6[\sigma_b]$

## 5. TÍNH TOÁN NHIỆT, LÀM NGUỘI VÀ BÔI TRƠN

- ❖ Nhiệt độ của dầu trong hộp giảm tốc (không được làm nguội bằng quạt v.v...) làm việc với chế độ tải liên tục hoặc thay đổi theo chu kì:

$$\theta = \frac{1000(1-\eta)\mathfrak{R}}{K_T A(1+\psi)\beta} + \theta_0 \leq [\theta]$$

- ❖ Đối với bộ truyền được làm nguội bằng quạt, nhiệt độ dầu trong hộp

$$\theta = \frac{1000(1-\eta)\mathfrak{R}}{[K_T(A-A_q)(1+\psi) + K_{Tq} \cdot A_q]\beta} + \theta_0$$

- *Tùy theo vị trí trục vít ở dưới hay bánh vít ở dưới, chỉ nên cho dầu ngập đến chân ren trục vít hoặc ngập 1/3 bán kính bánh vít (khi bánh vít ở dưới).*
- *Lượng dầu đổ vào hộp giảm tốc nên lấy khoảng 0,35 – 0,7 lít cho 1kW.*
- *Khi vận tốc vòng của trục vít  $v \geq 12$  m/s, bộ truyền được bôi trơn bằng cách phun dầu.*
- *Dùng dầu bôi trơn có độ nhớt càng cao thì càng tăng khả năng chống dính, nhưng cũng làm tăng mất mát công suất do khuấy dầu. Để tăng khả năng chống dính nên pha thêm khoảng 3% - 10% dầu thực vật hoặc mỡ động vật.*

## 6. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN TRỤC VÍT

- 1- Dự đoán vận tốc trượt, chọn vật liệu bánh vít, trục vít và cách chế tạo, phương pháp nhiệt luyện, cấp chính xác.
- 2- Xác định ứng suất cho phép.
- 3- Chọn số môđun ren  $Z_1$ , hệ số đường kính  $q$ , tính số bánh răng bánh vít  $Z_2 = iZ_1$ , chọn sơ bộ hiệu suất  $\eta$ .
- 4- Tính sơ bộ khoảng cách trục  $a_w$  và môđun.  
$$m = 2a_w / (Z_2 + q), \text{ lấy tiêu chuẩn.}$$
- 5- Kiểm nghiệm vận tốc trượt, hệ số tải trọng và hiệu suất. Nếu thấy sai nhiều so với các trị số đã chọn sơ bộ trước, cần chọn lại cho hợp lý hơn (có thể phải chọn lại cả vật liệu), rồi tính lại  $a_w$  và  $m$ , hoặc kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc.
- 6- Kiểm nghiệm ứng suất uốn của răng bánh vít.
- 7- Xác định các kích thước chính của bộ truyền.
- 8- Kiểm nghiệm độ bền của thân trục vít theo hệ số an toàn.
- 9- Tính toán nhiệt.



## CHƯƠNG 7:

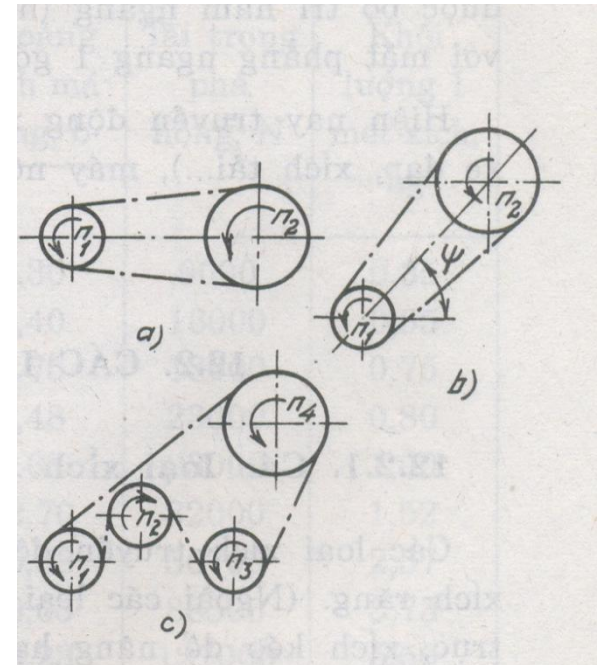
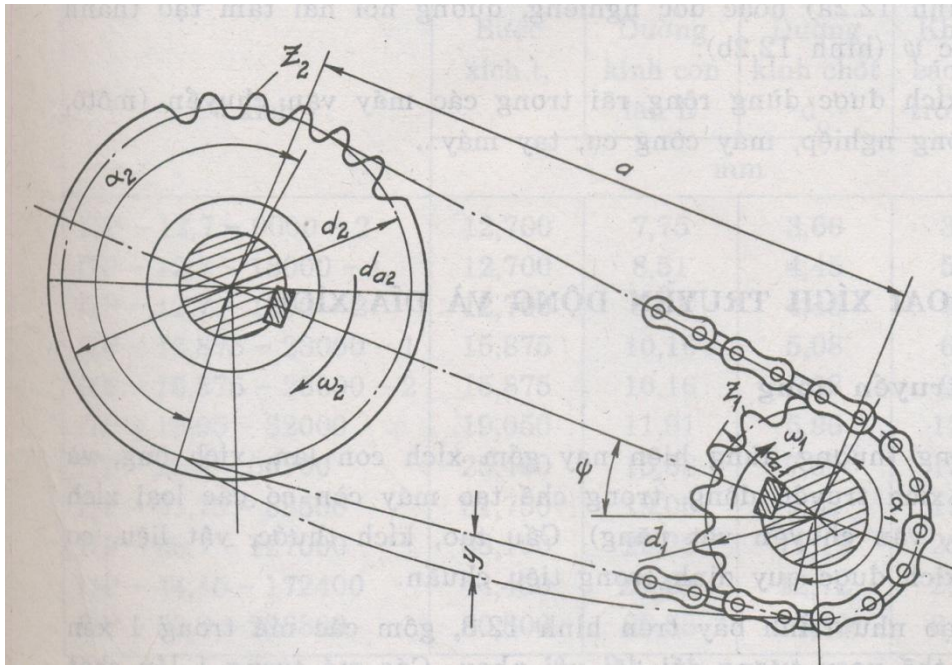
# TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

1. Khái niệm chung
2. Các loại xích truyền động và đĩa xích
3. Các thông số hình học chính
4. Cơ học truyền động xích
5. Tính truyền động xích
6. Trình tự thiết kế bộ truyền xích

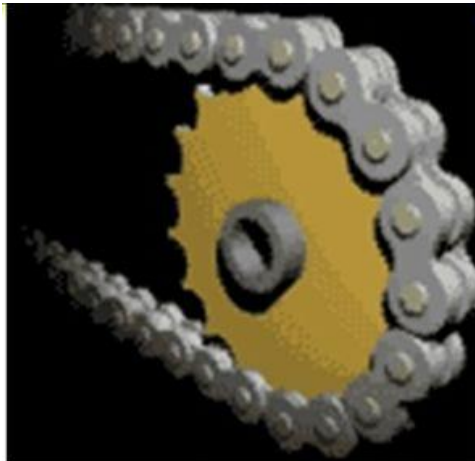
# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## 1.1. Cấu tạo chính của bộ truyền xích

Đĩa dẫn  $Z_1$ , đĩa bị dẫn  $Z_2$  và xích. Ngoài ra tùy trường hợp, có thể thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn, hộp che



# 1. KHÁI NIỆM CHUNG



# 1. KHÁI NIỆM CHUNG



# 1. KHÁI NIỆM CHUNG



# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## 1.2. Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng

### 1.2.1. Ưu điểm của truyền động xích

- Có thể truyền chuyển động giữa các trục cách nhau tương đối xa.
- So với truyền động đai, kích thước bộ truyền xích nhỏ gọn hơn, làm việc không có trượt, hiệu suất khá cao ( $\eta = 0,96 \div 0,98$ ) và lực tác dụng lên trục tương đối nhỏ.
- Có thể cùng một lúc truyền động và công suất cho nhiều trục.

### 1.2.2. Nhược điểm của truyền động xích

- Có nhiều tiếng ồn khi làm việc.
- Vận tốc tức thời của xích và đĩa bị dẫn không ổn định.
- Nhanh mòn, nhất là khi làm việc nơi nhiều bụi bẩn và bôi trơn không tốt.
- Yêu cầu chăm sóc thường xuyên (bôi trơn, điều chỉnh làm căng xích).

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## 1.2.3. Phạm vi sử dụng

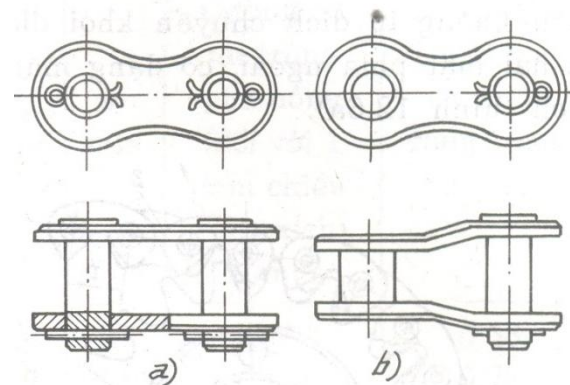
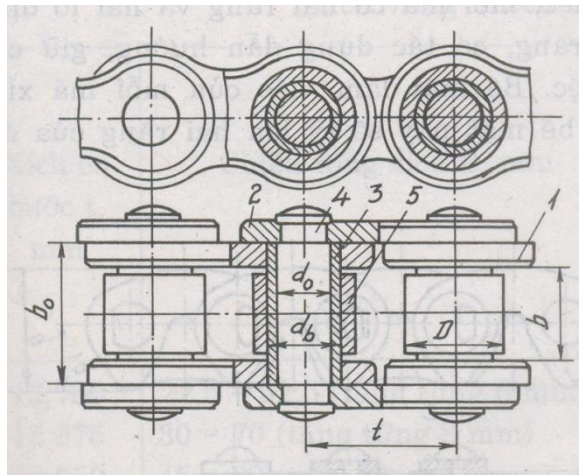
- Truyền động xích được dùng chủ yếu khi khoảng cách các trục truyền động ở mức trung bình, yêu cầu kích thước tương đối nhỏ gọn hoặc làm việc không trượt.
- Truyền động xích có thể được dùng để giảm tốc độ quay hoặc tăng tốc giữa các trục song song. Công suất truyền thường không quá 100 kW, khoảng cách trục  $a$  đến 8 m.
- Trong các bộ truyền tốc độ cao (đĩa dẫn lắp với trục động cơ), vận tốc xích  $v = 6 \div 25$  m/s, tỉ số truyền  $u \leq 3$ . Đối với các bộ truyền tốc độ chậm (truyền dẫn từ trục ra của hộp giảm tốc đến bộ phận công tác), vận tốc xích  $v = 2 \div 6$  m/s, tỉ số truyền  $u \leq 6$ ; nếu  $v \leq 6$  m/s, tỉ số truyền có thể tới  $10 \div 15$ . Bộ truyền xích có thể bố trí nằm ngang, hoặc nằm nghiêng.
- Hiện nay bộ truyền xích được dùng rộng rãi trong các máy vận chuyển (mô tô, xe đạp, xích tải . . .), máy nông nghiệp, máy công cụ, ...

## 2. CÁC LOẠI XÍCH TRUYỀN ĐỘNG VÀ ĐĨA XÍCH

### 2.1. Các loại xích truyền động

#### 2.1.1. Xích con lăn

- Các má trong 1 xen kẽ với các má ngoài 2, có thể xoay tương đối với nhau.
- Các má trong 1 được lắp chặt với ống 3, các má ngoài lắp chặt với chốt 4.
- Con lăn 5 có thể xoay tự do với ống.



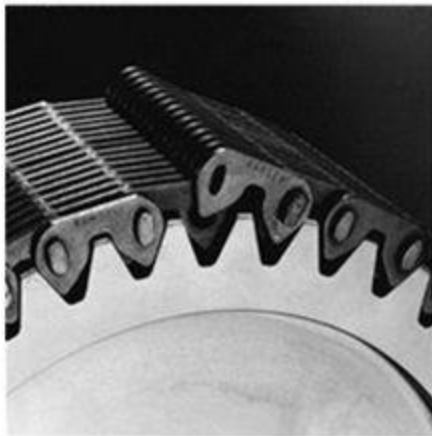


## 2. CÁC LOẠI XÍCH TRUYỀN ĐỘNG VÀ ĐĨA XÍCH

### 2.1.2. Xích ống

Cấu tạo giống như xích con lăn nhưng không có con lăn. Giá thành chế tạo rẻ hơn, khối lượng xích cũng nhỏ hơn, nhưng xích và răng đĩa chóng mòn, do đó tương đối ít dùng

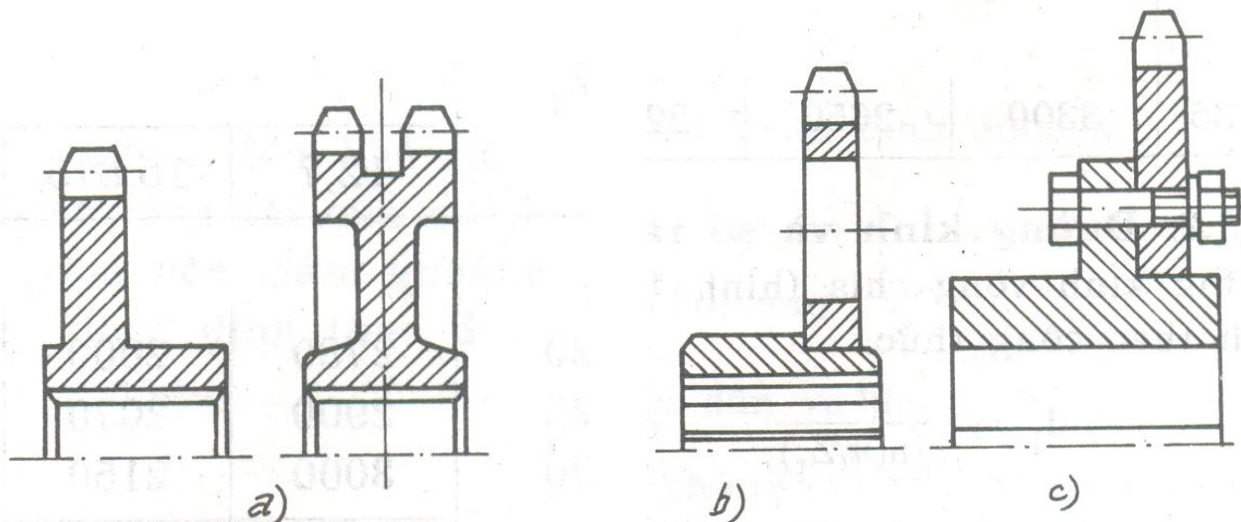
### 2.1.3. Xích răng



## 2. CÁC LOẠI XÍCH TRUYỀN ĐỘNG VÀ ĐĨA XÍCH

### 2.2. Đĩa xích

- Đĩa xích có hình dạng kết cấu tương tự như bánh răng. Hình dạng kích thước profin răng được quy định theo tiêu chuẩn.
- Đĩa xích có đường kính nhỏ được chế tạo bằng phương pháp dập. Đĩa xích đường kính trung bình và lớn thì chế tạo moayơ và vành răng riêng rồi ghép lại với nhau bằng hàn hoặc bằng bu lông.



## 2. CÁC LOẠI XÍCH TRUYỀN ĐỘNG VÀ ĐĨA XÍCH

### 2.3. Vật liệu chế tạo xích và đĩa xích

- Má xích thường được chế tạo bằng thép cán nguội, hàm lượng các bon trung bình hoặc thép hợp kim cán nguội như: thép 45, 50, 40X, 40XH v.v... tôi có độ rắn đạt  $40 \div 50$  HRC. Vật liệu làm bản lề (chốt, ống, con lăn) thường là thép 15, 20, 15X, 20X, 12XH3A v.v... thấm than rồi tôi đạt độ rắn  $50 \div 65$  HRC.
- Với những đĩa xích chịu tải trọng nhỏ, vận tốc thấp ( $v < 3$  m/s) có thể chế tạo bằng gang Cì20 hoặc gang có độ bền cao hơn và tôi. Trường hợp tải trọng và vận tốc cao hơn, đĩa xích được chế tạo bằng thép các bon hoặc thép hợp kim như thép 45, 40X, 40XH tôi hoặc thép 15, 20, 12X2 H4A v.v... thấm than và tôi với chiều sâu lớp thấm tôi  $1 \div 1,5$  mm. Độ rắn bề mặt răng  $50 \div 65$  HRC.

### 3. CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC CHÍNH

- ❖ Bước xích  $t$
- ❖ Đường kính và số răng đĩa xích

$$d_1 = \frac{t}{\sin(\pi / Z_1)} \quad d_2 = \frac{t}{\sin(\pi / Z_2)}$$

$Z_1$  và  $Z_2$  - số răng đĩa dẫn và đĩa bị dẫn.

- Số răng nhỏ nhất  $Z_{1\min} \geq 19$  khi  $v > 2$  m/s.

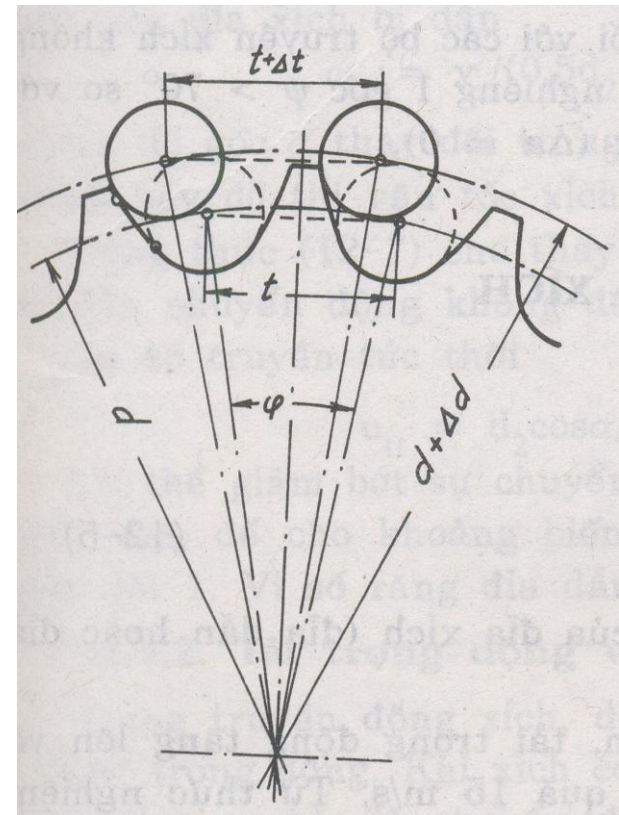
- Khi  $v < 2$  m/s có thể lấy  $Z_{1\min} = 13 \div 15$ .

- Với các bộ truyền chịu tải trọng va đập nên lấy  $Z_{1\min} \geq 23$ .

- Số răng đĩa lớn  $Z_2 = uZ_1$ ,

$Z_{2\max} \leq 100 \div 120$  với xích con lăn.

$Z_{2\max} \leq 120 \div 140$  đối với xích răng.



### 3. CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC CHÍNH

#### ❖ Khoảng cách trục $a$

*Khoảng cách trục  $a$  nhỏ nhất giữa hai trục đĩa xích được xác định theo điều kiện góc ôm trên đĩa nhỏ và hai đĩa xích không chạm nhau.*

- Góc ôm trên đĩa nhỏ được tính theo công thức:  $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ$
  - Điều kiện góc ôm trên đĩa nhỏ:  $a_{\min} \geq d_2 - d_1$
  - Điều kiện để hai đĩa xích không chạm nhau:  $a_{\min} \geq 0,5(d_{a1} + d_{a2}) + (30 \div 50)$
  - Khoảng cách trục tối đa:  $a_{\max} \leq 80t$       thường lấy  $a = (30 \div 50)t$
  - Chiều dài xích .
  - Số mắt xích được tính theo công thức:  $X \approx 0,5(Z_1 + Z_2) + \frac{2a}{t} + \frac{0,25(Z_2 - Z_1)^2 t}{4a \cdot \pi^2}$
- \*  $X$  tính được cần quy tròn theo số nguyên gần nhất và nên lấy là số chẵn để tránh dùng mắt chuyển.

### 3. CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC CHÍNH

\* Sau khi có X cần tính lại khoảng cách trục a theo công thức:

$$a = 0,25t \left[ X - 0,5(Z_1 + Z_2) + \sqrt{\left[ X - 0,5(Z_1 + Z_2) \right]^2 - 2 \left[ (Z_2 - Z_1) / \pi \right]^2} \right]$$

Để nhánh xích bị dẫn có độ chùng bình thường cần rút bớt khoảng cách trục a tính được theo một lượng  $\Delta a = (0,002 \div 0,004)a$  đối với các bộ truyền xích không điều chỉnh được khoảng cách trục. Nếu bộ truyền xích đặt nghiêng một góc  $\psi > 70^\circ$  so với phương nằm ngang thì lấy  $\Delta a = 0$ .

## 4. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

### 4.1. Vận tốc và tỉ số truyền

Vận tốc trung bình của xích:

$$v = \frac{nZt}{60.1000}$$

Trong đó:  $Z$  - số răng đĩa xích

$n$  - số vòng quay trong một phút.

$t$  - bước xích, mm.

Tỉ số truyền:

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

## 4. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

### 4.2. Tải trọng động và va đập trong truyền động xích

Trong truyền động xích, do vận tốc của xích và đĩa bị dẫn thay đổi sinh ra tải trọng động:

$$F_d \approx \frac{q_m a n_1^2 t}{180000}$$

Trong đó:  $a$  - khoảng cách giữa hai trục đĩa xích, m.

$q_m$  - khối lượng 1 mét xích, kg/m.

$n_1$  - tốc độ quay của đĩa chủ động, vg/ph.

$t$  - bước xích, mm.

- Khi tăng bước xích và tần số quay của đĩa dẫn, tải trọng động sẽ tăng lên.
- Va đập giữa bản lề xích với răng đĩa xích sinh ra khi bản lề vào khớp với những vận tốc khác nhau
- Va đập và tải trọng động ảnh hưởng lớn đến khả năng làm việc và tuổi thọ của bộ truyền xích, nhiều tiếng ồn. Vì vậy cần hạn chế số vòng quay của đĩa dẫn và không nên lấy bước xích lớn quá.



## 4. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

### 4.3. Lực tác dụng trong truyền động xích

Khi chưa làm việc bộ truyền xích chịu lực căng ban đầu do trọng lượng bản thân xích gây nên. Khi tính toán lấy:

$$F_o \approx k_y q_m a$$

Khi bộ truyền làm việc lực vòng được truyền từ răng đĩa dẫn qua các mắt xích nhánh dẫn, từ các mắt xích này lên các răng đĩa bị dẫn:

$$F_t = \frac{100\mathfrak{R}}{v} = \frac{6.10^7 \mathfrak{R}}{Znt} \quad F_t = \frac{2T}{d_1} = F_1 - F_2$$

Lực tác dụng lên trục đĩa xích được tính gần đúng theo công thức:

$$F_r = k_t F_t = \frac{k_t 6.10^7 \mathfrak{R}}{Znt}$$

## 5. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

### 5.1. Các dạng hỏng

#### 5.1.1. Mòn bản lề xích

- Do ma sát giữa chốt với ống. Bản lề bị mòn làm cho bước xích tăng lên, xích ăn khớp không chính xác. - Nếu bản lề bị mòn quá nhiều, vì xích thường xuyên bị tuột khỏi đĩa hoặc xích sẽ bị đứt.
- Để giảm hiện tượng mòn cần đảm bảo chế độ bôi trơn xích và hạn chế áp suất trong bản lề xích.

#### 5.1.2. Các phần tử xích bị hỏng do mỏi

- Do tác dụng của ứng suất thay đổi gây nên bởi tải trọng làm việc, tải trọng động hoặc va đập.
  - Mỏi dẫn đến xích bị đứt, con lăn bị rỗ hoặc vỡ.
  - Hiện tượng hỏng vì mỏi thường xảy ra đối với các bộ truyền xích chịu tải trọng lớn, vận tốc cao, làm việc trong các hộp kín (được bôi trơn tốt nên ít bị mòn).
- Ngoài ra do chất lượng chế tạo không tốt hoặc do làm việc với vận tốc  $v > 15 \text{ m/s}$ , bộ truyền chịu tải trọng và đập lớn làm cho má xích có thể bị long, con lăn bị vỡ.*

## 5. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

### 5.2. Tính bộ truyền xích con lăn

Áp suất là một trong các nhân tố chủ yếu quyết định tuổi thọ (độ bền mòn) của xích:

$$p = \frac{K.F_t}{A.K_x} \leq [p]$$

Trong đó:

$F_t$  - lực vòng.

$A = d_o.b_o$  - diện tích tính toán của bản lề xích một dãy.

$t$  - bước xích.

$K$  - hệ số điều kiện sử dụng xích.

$$K = K_d.K_a.K_o.K_{dc}.K_b$$

$[p]$  - trị số áp suất cho phép.

## 5. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

Từ công thức tính áp suất, biến đổi ta có công thức tính bước xích:

$$t \geq 2,28 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_1 K}{Z_1 K_x \sigma}} \quad \text{hoặc} \quad t \geq 600 \cdot 3 \sqrt{\frac{\mathfrak{R} K}{Z_1 n_1 K_x \sigma}}$$

Để thuận lợi cho quá trình tính toán, có thể biến đổi:

$$\mathfrak{R} = \frac{F_t \cdot v}{1000} \leq \frac{\sigma \cdot A \cdot K_x}{1000 \cdot K} \cdot \frac{Z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60 \cdot 1000}$$

$$\longrightarrow \mathfrak{R}_t = \frac{K \cdot K_z \cdot K_n \cdot \mathfrak{R}}{K_x} \leq \sigma$$

## 6. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

- 1- Chọn loại xích.
- 2- Chọn số răng đĩa nhỏ  $\Rightarrow$  tính số răng đĩa xích lớn.
- 3- Tính bước xích  $t$ . Kiểm nghiệm xem bước xích này có nhỏ hơn trị số giới hạn cho trong bảng. Nếu lớn hơn, đối với xích con lăn phải tăng số dây xích và giảm bước xích để điều kiện, còn đối với xích răng phải tăng chiều rộng xích  $B$  (để giảm bước xích  $t$ ).
- 4- Định sơ bộ khoảng cách trục  $a$  (nếu  $a$  chưa cho trước) rồi tính số mắt xích theo công thức và quy tròn theo số chẵn gần nhất. Tính chính xác khoảng cách trục  $a$  theo công thức. Để xích không quá căng, cần giảm bớt khoảng cách  $a$  đã tính một lượng.
- 5- Tính đường kính các đĩa xích.
- 6- Tính lực tác dụng lên trục.

## CHƯƠNG 8:

# TRUYỀN ĐỘNG VÍT ME – ĐAI ỐC

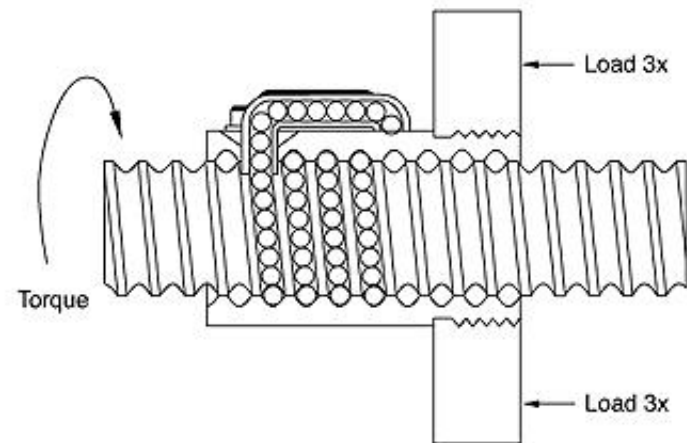
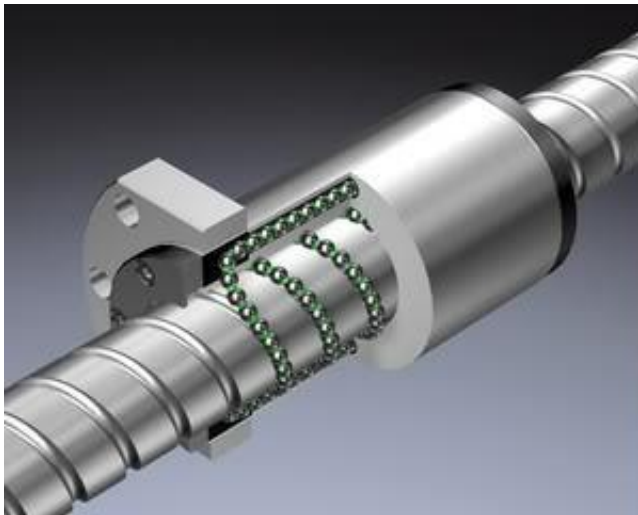
1. Khái niệm chung
2. Tính truyền động vít – đai ốc

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

2

## 1.1. Các loại truyền động Vít – đai ốc

- Truyền động Vít – đai ốc được dùng để biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến.



# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

3

- Tùy theo dạng chuyển động của vít và đai ốc có thể chia ra các loại:
  - + Vít vừa quay vừa tịnh tiến, đai ốc cố định với giá
  - + Đai ốc quay, vít tịnh tiến
  - + Vít quay, đai ốc tịnh tiến
  - + Đai ốc vừa quay vừa tịnh tiến, vít cố định
- Giữa vận tốc tịnh tiến của vít và số vòng quay trong một phút của đai ốc có liên hệ:

$$v = \frac{nZP}{60.1000} \text{ (m/s)}$$

Trong đó:    Z – số môi ren  
              P – Bước ren, mm



# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

4

## 1.2. Ưu, nhược điểm:

\* Ưu điểm:

- Cấu tạo đơn giản, thắng lực lớn, thực hiện được dịch chuyển chậm
- Kích thước nhỏ, chịu được lực lớn
- Thực hiện được các dịch chuyển chính xác cao

\* Nhược điểm:

- Hiệu suất thấp do ma sát trên ren
- Chóng mòn

**1.3. Vật liệu:** Ngoài yêu cầu về độ bền, vật liệu làm vít cần có độ bền mòn cao và dễ gia công.

Vật liệu vít: Các loại thép CT, thép 45, 50, 40X, 40XH ...

Vật liệu đai ốc: thường làm bằng đồng thanh thiếc, trường hợp tải trọng nhỏ và vận tốc thấp có thể dùng gang xám.

## 2. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG VÍT - ĐAI ỐC

### 2.1. Tính theo độ bền mòn:

Phương pháp tính theo độ bền mòn được dùng cho phần lớn các bộ truyền vít - đai ốc để xác định đường kính vít và chiều cao đai ốc. Để giảm mòn, áp suất  $p$  trên mặt ren không được vượt quá trị số cho phép  $[p]$ :

$$p = \frac{F_a}{\pi d_2 h x} \leq [p]$$

Trong đó:

- $F_a$ : lực tác dụng dọc trục
- $d_2$ : đường kính trung bình của vít
- $h$ : chiều cao làm việc của ren
- $x$ : số vòng ren của đai ốc

## 2. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG VÍT - ĐAI ỐC

6

### 2.1. Tính theo độ bền:

Đối với các vít chịu tải lớn cần kiểm tra độ bền vít đồng thời chịu nén (hoặc kéo) và xoắn cho nên phải tính ứng suất tương đương và kiểm nghiệm điều kiện:

$$\sigma_{td} = \sqrt{s^2 + 3t^2} \leq [\sigma]$$

Trong đó:  $\sigma$ : ứng suất do lực dọc trục  $F_a$  gây nên

$$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_1^2}$$

$\tau$ : ứng suất do mô men xoắn  $T$  gây nên

$$\tau = \frac{T}{W_0} = \frac{16T}{\pi d_1^3}$$

## 2. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG VÍT - ĐAI ỐC

7

### 2.1. Tính theo điều kiện ổn định:

Trường hợp vít bị nén và tương đối dài cần kiểm tra theo điều kiện ổn định (uốn dọc). Để vít không hỏng do uốn dọc, lực  $F$  phải thỏa mãn điều kiện ổn định Olev:

$$F_a = \frac{\pi^2 EJ}{S(\mu l)^2}$$

## CHƯƠNG 9:

# TRỤC

1. Khái niệm chung
2. Các dạng hỏng và vật liệu chế tạo trục
3. Tính độ bền của trục

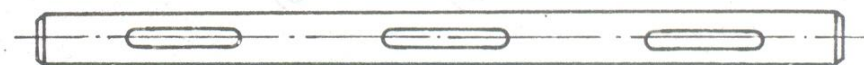
# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## 1.1 Công dụng và phân loại

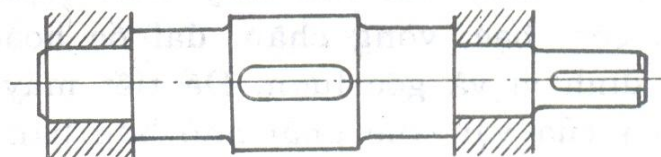
Trục dùng để đỡ các chi tiết máy quay như bánh răng, đĩa xích, ... để truyền mômen xoắn hoặc để thực hiện cả hai nhiệm vụ trên.

- Theo đặc điểm chịu tải, trục được chia ra thành hai loại: trục truyền và trục tâm.
- Theo hình dạng đường tâm trục, chia ra: trục thẳng, trục khuỷu và trục mềm.
- Theo cấu tạo chia ra: trục trơn và trục bậc, trục đặc và trục rỗng

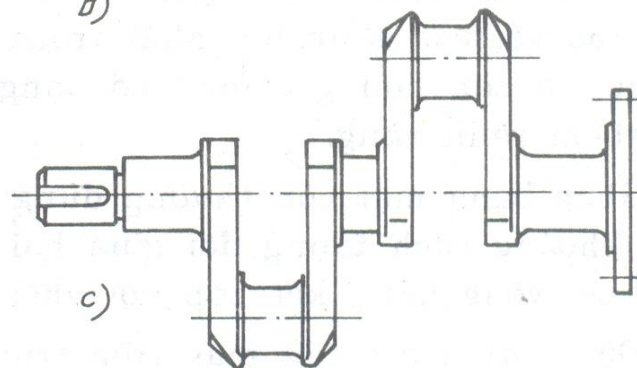
# 1. KHÁI NIỆM CHUNG



a)



b)



c)

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

## 1.2. Kết cấu của trục

- ❖ Kết cấu của trục được xác định theo trị số và tình hình phân bố lực tác dụng lên trục, cách bố trí và cố định các tiết máy lắp trên trục, phương pháp gia công và lắp ghép v.v ...
- ❖ Trục thường được chế tạo có dạng hình trụ tròn nhiều bậc để phù hợp với đặc điểm phân bố ứng suất trong trục, ứng suất thay đổi theo chiều dài trục, mặt khác giúp cho việc lắp ghép và sửa chữa thuận lợi.
- ❖ Khi cần giảm khối lượng có thể làm trục rỗng, tuy nhiên giá thành chế tạo trục rỗng khá đắt.
- ❖ Tiết máy đỡ trục được gọi là ổ trục.  
Phần trục tiếp xúc với ổ trục gọi là ngõng trục.  
Phần trục để lắp với các tiết máy được gọi là thân trục.

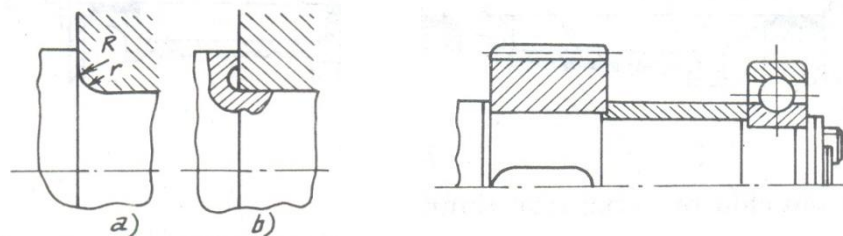


# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

- Đường kính ngõng trục và thân trục phải lấy theo trị số tiêu chuẩn để thuận tiện cho công việc chế tạo và lắp ghép. Các trị số tiêu chuẩn của đường kính (mm) ngõng trục lắp ổ lăn: 15; 17; 20; 25; 30; 35; 40; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100 .v.v..
- Các trị số tiêu chuẩn của đường kính (mm) thân trục lắp bánh răng, bánh đai, khớp nối v.v... 10; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160.
- Đối với các phần trục không lắp các tiết máy có thể lấy các trị số không tiêu chuẩn.

# 1. KHÁI NIỆM CHUNG

- ❖ Để cố định các tiết máy trên trục theo chiều trục thường dùng vai trục, gờ, mặt hình côn, bạc, vòng chặn, đai ốc hoặc lắp bằng độ dôi v.v... Để tiết máy có thể tì sát vào mặt định vị thì bán kính góc lượn  $r$  của vai trục phải nhỏ hơn bán kính góc lượn  $R$  của tiết máy. Người ta còn làm góc lượn có dạng elip hoặc làm góc lượn như hình vẽ, trên đó có thêm rãnh vòng.



- ❖ Gép bằng mặt côn thường dùng trong trường hợp tải trọng động hoặc va đập.
- ❖ Để giữ khoảng cách tương đối giữa hai tiết máy, đơn giản nhất là dùng bạc. Đai ốc, vòng hãm kết hợp với ghép bằng độ dôi thường dùng để cố định ổ lăn.
- ❖ Để cố định các tiết máy trên trục theo phương tiếp tuyến (tiết máy không xoay tương đối đối với trục) thường dùng then, then hoa hoặc ghép bằng độ dôi.

## 2. CÁC DẠNG HỎNG VÀ VẬT LIỆU TRỤC

### 2.1. Các dạng hỏng trục

*Trục bị gãy hỏng thường là do mỏi. Nguyên nhân gây trục có thể là:*

- Trục thường xuyên làm việc quá tải, do khi thiết kế không đánh giá đúng tải trọng tác dụng.
- Sự tập trung ứng suất do kết cấu gây nên (góc, rãnh then hoặc lỗ ...) hoặc do chất lượng chế tạo xấu.
- Sử dụng không đúng kỹ thuật.
- Trường hợp dùng ổ trượt, nếu tính toán và sử dụng sai, màng dầu không hình thành được, ngõng trục nóng lên nhiều, lót trục bị mòn nhanh, bị dính hoặc bị xước kết quả là trục không làm việc được nữa.
- Trục còn có thể bị hỏng do dao động ngang và dao động xoắn, do đó có những trường hợp phải kiểm nghiệm trục về dao động.

## 2. CÁC DẠNG HÔNG VÀ VẬT LIỆU TRỤC

### 2.2. Vật liệu làm trục

Vật liệu dùng để chế tạo trục cần có độ bền cao, ít nhạy tập trung ứng suất, có thể nhiệt luyện được và dễ gia công. Thép các bon và thép hợp kim là những vật liệu chủ yếu được dùng để chế tạo trục

- Những trục chịu ứng suất không lớn lắm được chế tạo bằng thép CT5 không nhiệt luyện. Nếu yêu cầu trục có khả năng tải trọng tương đối cao thì dùng thép 35, 45, 50 v.v... nhiệt luyện, trong đó có thép 45 được dùng nhiều nhất. Trường hợp chịu ứng suất lớn, làm việc trong các máy quan trọng, trục được chế tạo bằng thép 40X, 40XH, 40XH2MA, 30XГCA v.v... nhiệt luyện hoặc tôi bề mặt bằng dòng điện cao tần.

- Đối với những trục quay nhanh, lắp ổ trượt, ngõng trục cần có độ rắn cao thì dùng thép 20, 20X thấm than rồi tôi; nếu trục chịu ứng suất lớn, vận tốc rất cao thì dùng thép 12XH31, 12X2H4A, 18XГT

- Khi chế tạo trục thường dùng phôi cán hoặc phôi rèn, rất ít dùng phôi đúc.

*Lưu ý: thép hợp kim nhiệt luyện tuy có độ bền và độ rắn cao nhưng môđun đàn hồi lại hầu như không khác các loại thép các bon thông thường, nên khi tính đảm bảo điều kiện bền, kích thước trục sẽ tương đối nhỏ, không đảm bảo độ cứng. Mặt khác, thép hợp kim khá đắt và nhạy với tập trung ứng suất..*

## 3. TÍNH ĐỘ BỀN CỦA TRỤC

### 3.1. Tính sơ bộ đường kính trục

Đường kính trục được tính gần đúng theo công thức:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \sigma_{\text{ch}}}} = \sqrt[3]{\frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P}{0,2 \sigma_{\text{ch}} \cdot n}} \text{ mm}$$

Trong đó:

T- mô men xoắn trên trục (N.mm)

P- Công suất truyền (kW)

n- tốc độ quay của trục (vg/ph)

$\sigma_{\text{ch}}$  - ứng suất tiếp xúc cho phép (N/mm<sup>2</sup> )

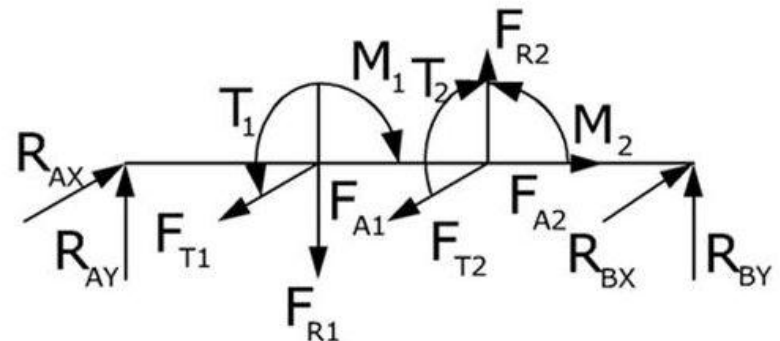
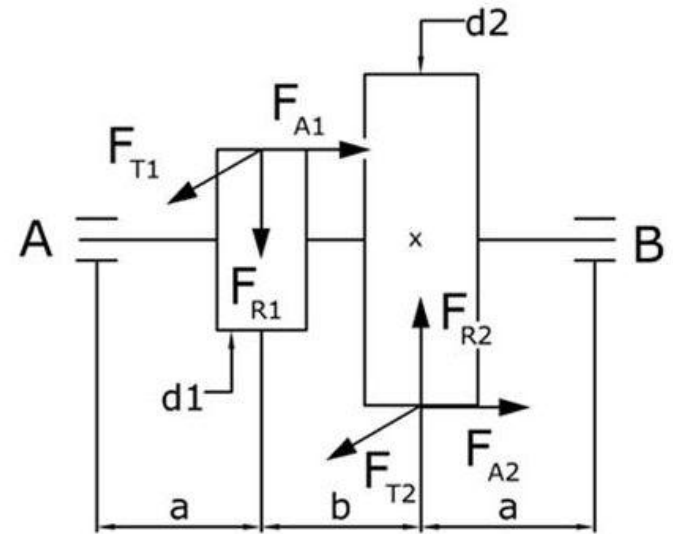
### 3. TÍNH ĐỘ BỀN CỦA TRỤC

#### 3.2. Định kết cấu trục và sơ đồ tính toán trục

- Sau khi tính được sơ bộ đường kính trục, tiến hành định kết cấu và các kích thước của trục, có xét đến các vấn đề lắp, tháo, cố định và định vị các tiết máy trên trục v.v...
- Định vị trí ổ trục và các điểm đặt lực. Trên thực tế lực phân bố trên chiều dài máy, ổ, nhưng để đơn giản ta coi như lực tập trung. Khi trục lắp trên ổ trượt, nếu chiều dài ổ không lớn lắm, phản lực được coi như đặt ở giữa ổ, nếu chiều dài ổ lớn và ổ không tự lựa thì phản lực coi như đặt cách mút trong của ổ khoảng  $1/3-1/4$  chiều dài ổ. Lực tác dụng lên bánh răng đặt tại tâm ăn khớp và coi như tập trung tại điểm giữa của chiều rộng bánh răng.

### 3. TÍNH ĐỘ BỀN CỦA TRỤC

- Phân tích lực tác dụng lên trục, tính phản lực và vẽ biểu đồ mômen uốn..
- Vẽ các biểu đồ mômen uốn (trong mặt phẳng ngang và mặt phẳng thẳng đứng) và biểu đồ mômen xoắn.



## 3. TÍNH ĐỘ BỀN CỦA TRỤC

### 3.4. Kiểm nghiệm trục theo hệ số an toàn

- ❖ Dưới tác dụng của ứng suất uốn và ứng suất xoắn trục bị hỏng vì mỏi. Do đó phải tiến hành kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi theo hệ số an toàn.
- ❖ Ứng suất uốn trong trục thay đổi theo chu kỳ đối xứng.
- ❖ Ứng suất xoắn được coi là thay đổi theo chu trình mạch động đối với các trục quay một chiều và chu trình đối xứng nếu trục quay 2 chiều.
- ❖ Tiến hành kiểm nghiệm hệ số an toàn của trục tại một số tiết diện nguy hiểm (Tiết diện có trị số mômen uốn và mômen xoắn lớn, có tập trung ứng suất lớn hoặc có đường kính tương đối nhỏ nhưng chịu mômen tương đối lớn...)



### 3. TÍNH ĐỘ BỀN CỦA TRỤC

- ❖ Tại các tiết diện trục chịu ứng suất uốn và ứng suất xoắn hệ số an toàn  $s$  phải thỏa mãn điều kiện:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] = 2 \div 3$$

Trong đó:

- Hệ số an toàn mới cho phép:  $[s] = 2 \div 3$

- Hệ số an toàn chỉ xét đến uốn:  $s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \cdot \epsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$

- Hệ số an toàn chỉ xét đến xoắn:  $s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \cdot \epsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}$

## CHƯƠNG 10:

# Ổ TRỤC

I. Ổ trượt

II. Ổ lăn

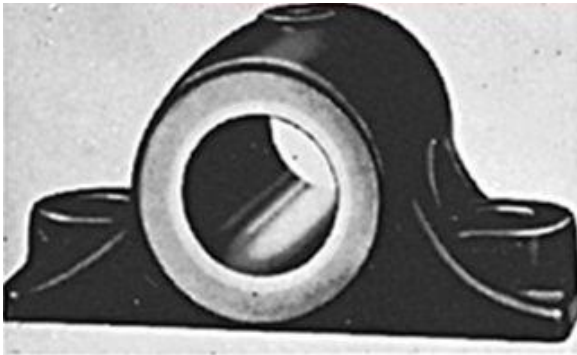
# Khái niệm chung

- ❖ Ổ trục dùng để đỡ trục quay. Ổ trục chịu tác dụng của các lực đặt trên trục và truyền các lực này vào thân máy, bệ máy.
- ❖ Theo dạng ma sát trong ổ chia ra:
  - Ổ ma sát trượt gọi là ổ trượt
  - Ổ ma sát lăn gọi là ổ lăn
- ❖ Ổ trục có thể chịu lực hướng tâm, lực dọc trục hoặc vừa chịu lực hướng tâm vừa chịu lực dọc trục. Ổ chịu được lực hướng tâm gọi là ổ đỡ, ổ chịu được lực dọc trục gọi là ổ chặn, ổ chịu được cả lực hướng tâm và lực dọc trục gọi là ổ đỡ chặn.

# I. Ổ TRƯỢT

## 1.1. Khái niệm:

### 1.1.1. Cấu tạo:



## I. Ổ TRƯỢT

- ❖ Bề mặt làm việc của ổ trượt cũng như của ngõng trục có thể là mặt trục, mặt phẳng, mặt côn hoặc mặt cầu.
- ❖ Ổ trượt chặn thường làm việc phối hợp với ổ trượt đỡ
- ❖ Ổ trượt có bề mặt côn ít dùng, chỉ dùng trong những trường hợp cần điều chỉnh khe hở do mòn ổ. Ổ cầu cũng ít dùng, dùng loại ổ này, trục có thể nghiêng tự do
- ❖ Khi trục quay, giữa ngõng trục và ổ có trượt tương đối, do đó sinh ra ma sát trượt trên bề mặt làm việc của ngõng trục và ổ.

# I. Ổ TRƯỢT

## 1.1.2. Phạm vi sử dụng ổ trượt

- ❖ Khi trục quay với vận tốc rất cao, nếu dùng ổ lăn, tuổi thọ của ổ sẽ thấp
- ❖ Khi yêu cầu phương của trục phải rất chính xác. Ổ trượt gồm ít chi tiết nên dễ chế tạo chính xác cao và có thể điều chỉnh được khe hở
- ❖ Trục có đường kính khá lớn (đường kính  $\geq 1\text{m}$ ), trong trường hợp này nếu dùng ổ lăn, chế tạo sẽ rất khó khăn
- ❖ Khi cần phải dùng ổ ghép để dễ tháo lắp
- ❖ Khi ổ phải làm việc trong những điều kiện đặc biệt (trong nước, trong các môi trường ăn mòn...), vì có thể chế tạo ổ trượt bằng các vật liệu như cao su, gỗ, chất dẻo... thích hợp với môi trường
- ❖ Khi có tải trọng va đập và dao động, ổ trượt làm việc tốt nhờ khả năng giảm chấn của màng dầu
- ❖ Trong các cơ cấu có vận tốc thấp, không quan trọng, rẻ tiền.

# I. Ô TRƯỢT

## 1.2. Ma sát và bôi trơn ổ trượt:

### 1.2.1. Các dạng ma sát trong ổ trượt:

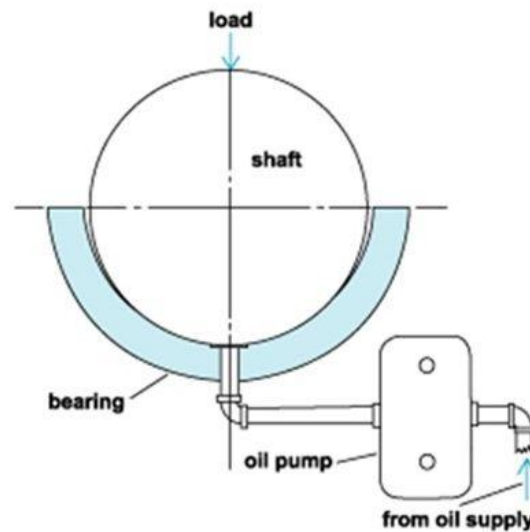
- ❖ Ma sát ướt: Ma sát ướt sinh ra khi bề mặt ngõng trục và ổ được ngăn cách bởi lớp bôi trơn, có chiều dày lớn hơn tổng số độ nhấp mô bề mặt
- ❖ Ma sát nửa ướt: Khi lớp bôi trơn không đủ ngập các nhấp mô bề mặt
- ❖ Ma sát khô: Là ma sát giữa các bề mặt tuyệt đối sạch trực tiếp tiếp xúc với nhau, hệ số ma sát khô cao hơn các hệ số ma sát khác, thường bằng  $0,4 \div 1$
- ❖ Ma sát nửa khô: Trong thực tế, dù được làm sạch rất cẩn thận, trên các bề mặt làm việc bao giờ cũng có những màng mỏng khí, hơi ẩm hoặc mỡ, hấp phụ từ môi trường xung quanh. Ma sát giữa các bề mặt có màng hấp phụ khi chúng trực tiếp tiếp xúc với nhau gọi là ma sát nửa khô.

# I. Ồ TRƯỢT

## 1.2.2. Bôi trơn ổ trượt

Ổ trượt làm việc tốt nhất khi được bôi trơn ma sát ướt, có thể dùng các phương pháp bôi trơn thủy tĩnh và bôi trơn thủy động

- ❖ Bôi trơn thủy tĩnh: bơm vào ổ dầu có áp suất cao để có thể nâng ngõng trục, phương pháp này đòi hỏi phải có thiết bị nén (tạo áp suất) và dẫn dầu rất phiền phức



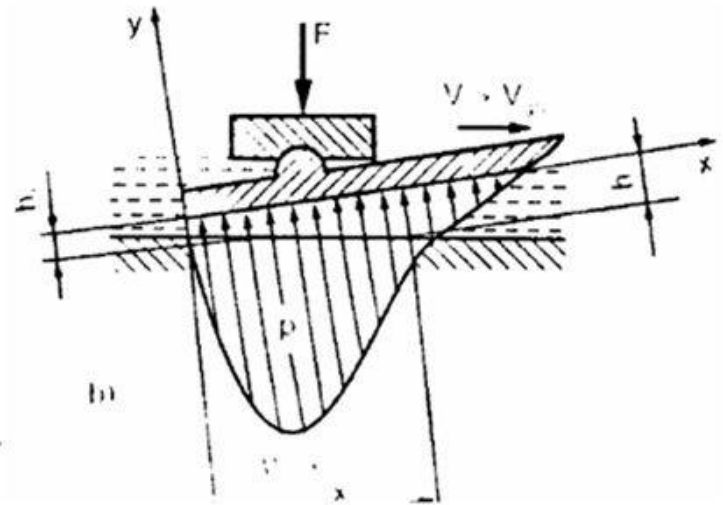


# I. Ô TRƯỢT

- ❖ Bôi trơn thủy động: tạo những điều kiện nhất định để dầu theo ngõng trục và khe hở gây nên áp suất thủy động cân bằng với tải trọng ngoài. Phương pháp bôi trơn thủy động được dùng nhiều hơn.

**Nguyên lý bôi trơn thủy động:** giả thiết có 2 tấm phẳng 1 và 2 nghiêng với nhau một góc nào đó, chuyển động với vận tốc tương đối  $v$ . Kích thước các tấm theo phương vuông góc với hình vẽ được coi như vô cùng lớn.

Lớp bôi trơn nằm giữa 2 tấm có độ nhớt động lực  $\mu$ . Khi tấm 1 chuyển động so với tấm 2 theo chiều như hình vẽ, lớp dầu dính vào bề mặt tấm bị kéo theo và nhờ có độ nhớt, các lớp dầu ở phía dưới cũng chuyển động theo. Dầu bị dồn vào phần hẹp của khe hở và bị nén lại, tạo nên áp suất (áp suất dư)



## I. Ô TRƯỢT

Sự thay đổi áp suất trong lớp dầu nằm giữa 2 tấm (gọi là chêm dầu) được xác định theo phương trình Râyônô:

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v \frac{h - h_m}{h^3}$$

Trong đó:  $h_m$ : trị số khoảng hở tại tiết diện chịu áp suất lớn nhất

$h$ : trị số khoảng hở tại tiết diện có tọa độ  $x$

Đồ thị biến thiên áp suất dư trong lớp dầu như hình vẽ trên, áp suất cực đại tại tiết diện có  $h = h_m$ , lúc này  $dp/dx = 0$

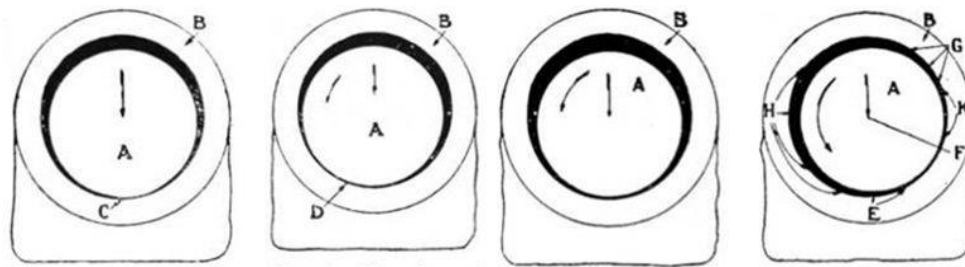
Áp suất lớp dầu tăng lên càng nhanh, nghĩa là khả năng tải của lớp dầu càng lớn để áp suất sinh ra trong lớp dầu có đủ khả năng cân bằng với tải trọng ngoài.

# I. Ổ TRƯỢT

Như vậy, điều kiện chủ yếu để tạo nên ma sát ướt bằng phương pháp bôi trơn thủy động:

- Giữa 2 bề mặt trượt phải tạo khe hở hình chêm
- Dầu phải có độ nhớt nhất định và liên tục chảy vào khe hở
- Vận tốc tương đối giữa 2 bề mặt trượt phải có phương, chiều thích hợp và trị số lớn để áp suất sinh ra trong lớp dầu có đủ khả năng cân bằng với tải trọng ngoài.

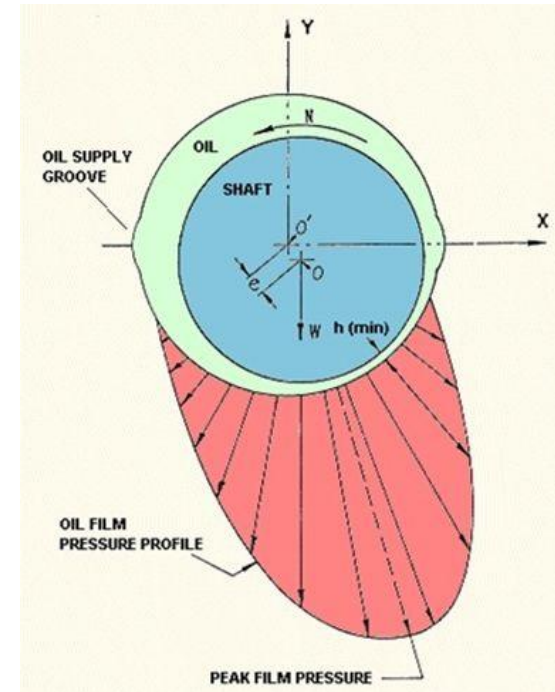
Đối với các ổ đỡ, khe hở hình chêm vốn đã được tạo sẵn bởi kết cấu (do đường kính ngõng trục nhỏ hơn đường kính ổ và tâm ngõng trục nằm lệch so với tâm ổ)



# I. Ô TRƯỢT

## 1.3. Khả năng tải của ổ đỡ

- ❖ Khả năng tải của ổ đỡ bôi trơn thủy động được xác định trên cơ sở phương trình Rây-nôn
- ❖ Khả năng tải của ổ tăng tỉ lệ thuận với độ nhớt của dầu và vận tốc quay, và giảm xuống khi tăng khe hở và chiều dày nhỏ nhất của lớp dầu. Do đó không cần tăng kích thước ổ và thay đổi vật liệu, ta vẫn có thể tăng khả năng tải của ổ bằng cách tăng độ nhớt của dầu hoặc giảm khe hở của ổ. Tuy nhiên lại làm tăng ma sát và nhiệt trong ổ.



# I. Ô TRƯỢT

## 1.4. Vật liệu bôi trơn

### 1.4.1. Dầu bôi trơn:

- ❖ Là vật liệu bôi trơn chủ yếu, dầu bôi trơn có các loại: dầu khoáng, dầu động vật, và dầu thực vật. Để tăng chất lượng bôi trơn, pha thêm dầu khoáng một ít dầu động vật hoặc dầu thực vật.
- ❖ Dầu bôi trơn có hai tính chất quan trọng nhất là độ nhớt và tính năng bôi trơn.
- ❖ Các loại dầu bôi trơn:
  - Dầu công nghiệp nhẹ: vêlôxit, vadolin, dầu phân ly
  - Dầu công nghiệp trung bình: dầu 12, 20, 30, 45 hoặc 50, dầu tuabin 22 ...
  - Dầu công nghiệp nặng: dầu xilanh 11, 24.

# I. Ô TRƯỢT

## 1.4.2. Mỡ bôi trơn và chất rắn bôi trơn

- ❖ Mỡ bôi trơn: là hỗn hợp của dầu khoáng và chất làm đặc. Mỡ bôi trơn dùng để giảm ma sát, chống ăn mòn và có tác dụng che kín. Mỡ thường được dùng ở:
  - Các ổ không được che kín hoặc khó che kín
  - Các ổ cần che rất kín
  - Các ổ khó cho dầu thường xuyên
- ❖ Chất rắn bôi trơn: chủ yếu là grafit côlôit và sibunfua mômip đen. Chúng được dùng trong các trường hợp không thể đảm bảo bôi trơn ma sát ướt một cách bình thường.

# I. Ổ TRƯỢT

## 1.5. Kết cấu ổ trượt và vật liệu lót ổ

1.51. Kết cấu ổ trượt: Gồm thân ổ, lót ổ, bộ phận cho dầu và bộ phận bảo vệ



# I. Ổ TRƯỢT

## 1.5.2. Vật liệu lót ổ:

Có vai trò rất quan trọng đối với khả năng làm việc của ổ trượt do lót ổ trực tiếp tiếp xúc với ngõng trục. Vật liệu lót ổ phải thỏa mãn được các yêu cầu sau:

- Hệ số ma sát thấp
- Có khả năng giảm mòn và chống dính
- Dẫn nhiệt tốt và hệ số nở dài thấp (để khe hở trong ổ ít bị thay đổi do nhiệt)
- Có đủ độ bền

Vật liệu lót ổ được chia thành 3 nhóm chính: vật liệu kim loại, vật liệu gốm kim loại và vật liệu phi kim.



# I. Ô TRƯỢT

## ❖ Vật liệu kim loại:

- Ba bít: Là hợp kim có thành phần chủ yếu là thiếc hoặc chì, tạo thành một nền mềm, có xen các hạt rắn antimon, đồng, niken..
- Đồng thanh: dùng khi áp suất và vận tốc cao, tải trọng thay đổi
- Hợp kim nhôm: Có hệ số ma sát khá thấp, dẫn nhiệt và chạy mòn tốt, nhưng khi làm việc với vận tốc cao thì khả năng chống xước kém, hệ số giãn nở vì nhiệt của hợp kim nhôm lớn.
- Hợp kim kẽm: hợp kim kẽm dùng lót ổ là hợp kim AM 10-5, loại này có tính giảm ma sát tương đối tốt, nguyên liệu dễ kiếm, chế tạo đơn giản và giá thành giảm
- Đồng thau: dùng khi vận tốc ngõng trục thấp (dưới 2 m/s)
- Gang xám: Dùng khi trục quay chậm, áp suất trong ổ  $p = 1 \div 2$  Mpa, tải trọng ổn định

# I. Ô TRƯỢT

- ❖ Vật liệu gốm kim loại: được chế tạo bằng cách ép và nung bột kim loại với nhiệt độ  $850 - 1100^\circ$  và áp suất  $\sim 700$  Mpa. Có nhiều lỗ rỗng, có khả năng tự bôi trơn. Gốm kim loại làm ổ trượt thường là bột đồng thanh – grafit, bột sắt và bột sắt - grafit.
- ❖ Vật liệu phi kim loại: Chất dẻo, gỗ, cao su, grafit

## 1.6. Tính ổ trượt:

1.6.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán ổ trượt: Mòn, dính, mỏi rỗ

1.6.2. Chỉ tiêu tính:

- Tính theo áp suất:  $p \leq [p]$
- Tính theo tích:  $p_v \leq [p_v]$

## I. Ô TRƯỢT

### 1.6.3. Tính ô trượt theo bôi trơn ma sát ướt:

$$h_{\min} \geq k(R_{z1} + R_{z2})$$

$h_{\min}$ : chiều dày nhỏ nhất của lớp dầu trong ổ

$k$  – hệ số xét đến ảnh hưởng của chế tạo và lắp ghép không chính xác, biến dạng đàn hồi của trục... thường lấy  $k = 1$

$R_{z1}$ ,  $R_{z2}$ : độ cao trung bình các mấp mô bề mặt ngõng trục và bề mặt lót ổ

### 1.6.4. Tính toán nhiệt:

Tính toán nhiệt dựa trên nguyên lý cân bằng nhiệt lượng sinh ra và nhiệt lượng thoát ra

$$\Omega = \Omega_1 + \Omega_2$$

$\Omega$ : nhiệt lượng sinh ra trong một đơn vị thời gian

$\Omega_1$ ,  $\Omega_2$ : nhiệt lượng thoát theo dầu và nhiệt lượng thoát qua thân ổ

# I. Ô TRƯỢT

## 1.7. Trình tự tính toán ổ trượt bôi trơn ma sát ướt

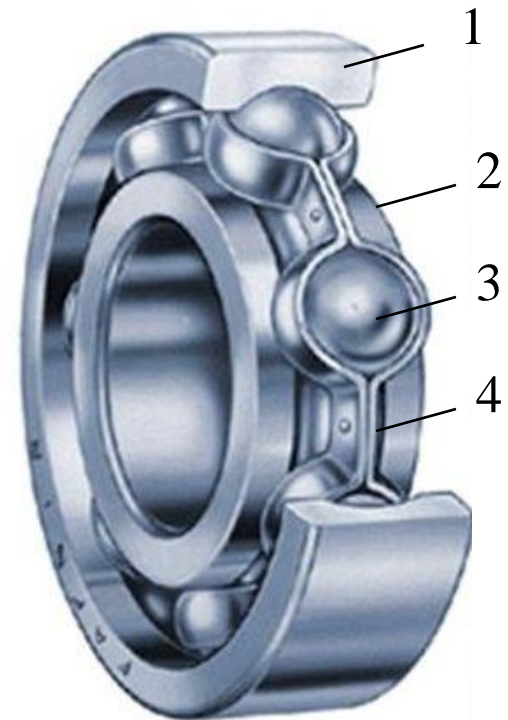
1. Định tỷ số  $l/d$ , thông thường lấy  $l/d = 0,6 \div 1$ . Tính chiều dài  $l$  của ổ và kiểm tra áp suất quy ước
2. Chọn độ hở tương đối  $\psi$ , tính  $\delta = \psi \cdot d$ . Chọn kiểu lắp và xác định trị số khe hở trung bình  $\delta_{tb}$ , chọn độ nhám bề mặt
3. Chọn loại dầu bôi trơn, nhiệt độ trung bình  $t$  và độ nhớt động lực  $\mu$  của dầu. Tra theo bảng 16.2 tùy theo loại dầu và nhiệt độ  $t$
4. Tính hệ số khả năng tải  $\Phi$  của ổ. Sau đó tính toán  $h_{min}$  theo công thức (16 - 17)
5. Kiểm nghiệm  $h$  theo công thức (16 – 16)
6. Kiểm tra về nhiệt

## II. Ô LĂN

### 1.1. Khái niệm chung

#### 1.1.1. Cấu tạo và phân loại ổ lăn

- ❖ Trong ổ lăn, tải trọng từ trục trước khi truyền đến gối trục phải qua các con lăn (bi hoặc đĩa). Nhờ có con lăn nên ma sát sinh ra trong ổ là ma sát lăn.
- ❖ Ổ lăn thường gồm 4 bộ phận: vòng ngoài 1, vòng trong 2, con lăn 3, giữa các con lăn có vòng cách 4.

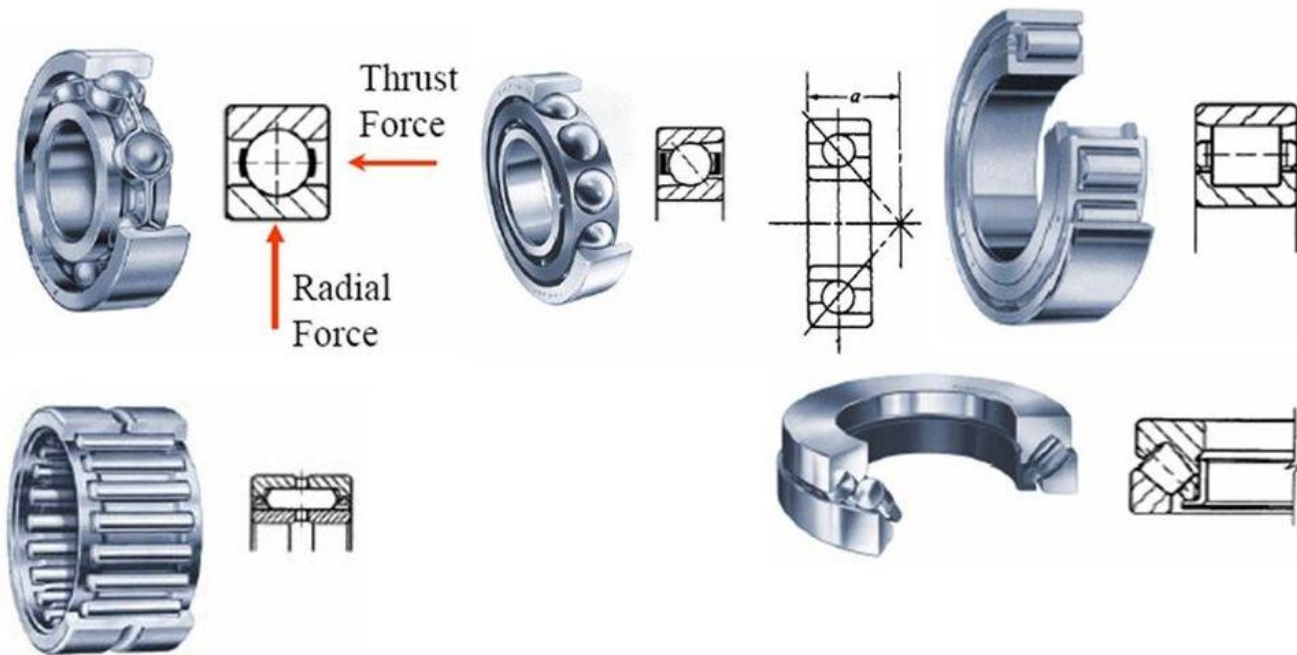


## II. Ổ LĂN

### ❖ Phân loại:

- Theo hình dáng con lăn: ổ bi và ổ đĩa

- Theo khả năng chịu lực của ổ lăn: ổ đỡ, ổ đỡ chặn, ổ chặn đỡ, ổ chặn



## II. Ổ LĂN

### 1.1.2. Ưu, nhược điểm của ổ lăn:

So với ổ trượt, ổ lăn có các ưu điểm sau:

- Hệ số ma sát nhỏ, mô men cản sinh ra khi mở máy cũng ít hơn so với ổ trượt do đó hiệu suất tăng lên và nhiệt sinh ra ít. Ngoài ra hệ số ma sát tương đối ổn định (ít chịu ảnh hưởng của vận tốc) cho nên có thể dùng ổ lăn làm việc với vận tốc rất thấp
- Chăm sóc và bôi trơn đơn giản, ít tốn vật liệu bôi trơn, có thể dùng mỡ bôi trơn
- Kích thước chiều rộng ổ lăn nhỏ hơn chiều rộng ổ trượt có cùng đường kính ngõng trục
- Mức độ tiêu chuẩn hóa và tính lắp lẫn cao, do đó thay thế thuận tiện, giá thành chế tạo tương đối thấp khi sản xuất loạt lớn

## II. Ô LĂN

Tuy nhiên, ô lăn có một số nhược điểm sau:

- Kích thước hướng kính lớn
- Lắp ghép tương đối khó khăn
- Làm việc có nhiều tiếng ồn, khả năng giảm chấn kém
- Lực quán tính tác dụng lên các con lăn khá lớn khi làm việc với vận tốc cao
- Giá thành tương đối cao nếu sản xuất với số lượng ít

*Ô lăn được dùng rất phổ biến trong nhiều loại máy: máy cắt kim loại, máy điện, ô tô, máy bay, máy kéo, máy nông nghiệp, cần trục, máy xây dựng, máy mỏ, trong hộp giảm tốc, trong các cơ cấu ...*



## II. Ổ LĂN

### 1.1.3. Độ chính xác chế tạo và vật liệu ổ lăn

- ❖ Độ chính xác của ổ lăn được đặc trưng bởi cấp chính xác kích thước các phần tử của ổ và chỉ tiêu chính xác khi quay. Ổ lăn có 5 cấp chính xác, kí hiệu 0, 6, 5, 4 và 2 theo thứ tự tăng dần chính xác.
- ❖ Vật liệu dùng để chế tạo vòng trong, vòng ngoài và con lăn thường là thép Cr có hàm lượng C khoảng  $1 \div 1,1\%$ .
  - Đối với những ổ làm việc ở nhiệt độ cao ổ được làm bằng thép chịu nhiệt. Nếu ổ làm việc trong môi trường ăn mòn thì dùng thép không gỉ. Vòng cách được chế tạo bằng vật liệu giảm ma sát như thép ít C.

## II. Ô LĂN

### 1.2. Các loại ổ lăn chính

- ❖ Ổ bi đỡ một dãy: Chủ yếu là để chịu lực hướng tâm, nhưng cũng có thể chịu lực dọc trục bằng 70% khả năng chịu lực hướng tâm
- ❖ Ổ bi đỡ lòng cầu 2 dãy: Chủ yếu dùng để chịu tải trọng hướng tâm nhưng có thể chịu thêm tải trọng dọc trục bằng 20% khả năng chịu lực hướng tâm
- ❖ Ổ đĩa ngăn đỡ một dãy: Chủ yếu để chịu lực hướng tâm. So với ổ bi đỡ một dãy cùng kích thước loại ổ này có khả năng chịu lực hướng tâm lớn hơn khoảng 70%



## II. Ô LĂN

- ❖ Ô đĩa đỡ lòng cầu hai dãy: Chủ yếu để chịu lực hướng tâm. Khả năng chịu lực hướng tâm của loại này gấp đôi so với ô bi đỡ lòng cầu 2 dãy cùng kích thước và có thể chịu lực dọc trục bằng 20 lực hướng tâm không dùng tới.
- ❖ Ô kim: Là ô có những đĩa trụ nhỏ và dài gọi là kim. Số kim nhiều gấp mấy lần so với ô đĩa trong các ô đĩa thông thường. Ô kim không có vòng cách. Ô kim chịu được lực hướng tâm rất lớn, kích thước đường kính ngoài nhỏ, giá rẻ. Nhược điểm của ô kim là hệ số ma sát tương đối lớn, không chịu được lực dọc trục, tuổi thọ thấp.
- ❖ Ô đĩa trụ xoắn đỡ: Gồm những con lăn hình trụ rỗng, bằng băng thép mỏng cuộn lại (gọi là đĩa trụ xoắn), không chịu được lực dọc trục. Nhờ đĩa trụ xoắn có tính đàn hồi cao nên ô có thể chịu tải trọng va đập, có thể làm việc bình thường khi độ nghiêng trục tới 30'. Khả năng chịu tải của loại ô này thấp hơn loại ô đĩa đỡ có con lăn đặc.



## II. Ô LĂN

- ❖ Ô bi đỡ chặn một dãy: Dùng để chịu cả lực hướng tâm lẫn lực dọc trục. Khả năng chịu lực hướng tâm của ổ này lớn hơn ổ bi đỡ một dãy khoảng  $30 \div 40\%$ . Khả năng chịu lực dọc trục của ổ phụ thuộc vào góc tiếp xúc  $\alpha$  giữa bi với vòng ngoài.
- ❖ Ô đĩa côn đỡ chặn: Có thể chịu lực cả lực hướng tâm lẫn lực dọc trục một chiều lớn.
- ❖ Ô bi chặn: Chỉ chịu được lực dọc trục và làm việc với vận tốc thấp và trung bình.



## II. Ổ LĂN

- ❖ Ký hiệu của ổ lăn: Được ghi bằng chữ và những cụm số, VD: **P6 08 3 6 09**
  - Cặp chữ số **P6** chỉ cấp chính xác của ổ (có thể chỉ ghi số 6 không cần ghi chữ P, nếu ổ có cấp chính xác 0 thì không cần ghi chữ P0 trong ký hiệu)
  - Cặp số **08** chỉ đặc điểm của ổ có 2 vòng che bụi (nếu có một vòng che bụi thì ghi 06, ổ có vai ghi 34, nếu là ổ đỡ chặn thì ghi trị số của góc tiếp xúc  $\alpha$ )
  - Số **3** chỉ loại ổ đĩa đỡ lòng cầu 2 dãy (*Ổ bi đỡ 1 dãy: 0; Ổ bi đỡ long cầu 2 dãy: 1; Ổ đĩa trụ ngắn đỡ: 2; Ổ đĩa đỡ lòng cầu 2 dãy: 3; Ổ kim hoặc ổ đĩa trụ dài: 4; Ổ đĩa trụ xoắn đỡ: 5; Ổ bi đỡ chặn: 6; Ổ đĩa côn: 7; Ổ bi chặn, ổ bi chặn đỡ: 8; Ổ đĩa chặn, ổ đĩa chặn đỡ: 9*)

## II. Ổ LĂN

- Số **6** chỉ cỡ ổ trung bình rộng (*cỡ rất nhẹ ghi số 1, cỡ nhẹ ghi số 2, cỡ trung bình ghi số 3, cỡ nặng ghi số 4, cỡ nhẹ rộng ghi số 5, nếu ổ lăn có đường kính ngoài  $D$  không tiêu chuẩn ghi số 7, chiều rộng  $B$  không tiêu chuẩn ghi số 8, nếu ổ có đường kính lỗ vòng trong  $d < 10\text{mm}$  thì ghi số 9*)
- Cặp số **09** chỉ đường kính trong của ổ  $d = 9 \times 5 = 45\text{mm}$  (*các ổ có đường kính trong  $d < 10\text{mm}$  thì ghi trị số thực của đường kính  $d$ , nếu đường kính trong bằng 10 thì ghi là 00, đường kính bằng 12mm thì ghi là 01, đường kính trong bằng 15mm thì ghi là 02, đường kính trong bằng 17mm thì ghi là 03, các ổ có đường kính  $d \geq 20\text{mm}$  thì ghi số hiệu của thép chia giá trị của đường kính cho 5, ví dụ  $d = 35\text{mm}$  thì ghi là 07*)

## II. Ồ LĂN

### 1.3. Tính toán ồ lăn:

#### 1.3.1. Các dạng hỏng chủ yếu và chỉ tiêu tính toán ồ lăn:

- ❖ Các dạng hỏng chủ yếu:
  - Biến dạng dư bề mặt làm việc
  - Tróc vì mỏi bề mặt làm việc
  - Mòn vòng và con lăn
  - Vỡ vòng cách
  - Vỡ vòng ổ và con lăn
- ❖ Tính toán ồ lăn dựa trên 2 chỉ tiêu:
  - Các ổ làm việc với vận tốc thấp (hoặc đứng yên) được tính theo khả năng tải tĩnh để tránh biến dạng dư bề mặt làm việc
  - Các ổ làm việc với vận tốc cao hoặc tương đối cao được tính theo độ bền lâu còn gọi là khả năng tải động, để tránh tróc vì mỏi.

## II. Ồ LẤN

### 1.3. Tính toán ồ lấn:

#### 1.3.2. Khả năng tải động của ồ lấn

Khi  $n \geq 10$  v/p  $\Rightarrow$  Tính ồ theo khả năng tải động

Khi  $1 \leq n < 10$  v/p  $\Rightarrow$  Chọn  $n = 10$  và tính ồ theo khả năng tải động

Khi  $n < 1$  v/p  $\Rightarrow$  Tính ồ theo khả năng tải tĩnh

❖ Phương trình đường cong mỏi:

$$\sigma_H^m N_c = \text{const}$$

$N_c$  - số chu kỳ thay đổi ứng suất;  $m$  – số mũ

- Quan hệ giữa tải trọng  $P$  và tuổi thọ  $L$ :

$$P^q L = \text{const}$$

$q$  – là số mũ, với ồ bi  $q = 3$ , với ồ đĩa  $q = 10/3$

Hoặc có thể viết dưới dạng:  $L = (C/P)^q$

$$C = PL^{1/q}$$

$C$ : hằng số, được gọi là khả năng tải động của ồ lấn



## II. Ô LĂN

### 1.3.3. Tải trọng tương đương:

- ❖ Tải trọng tương đương với ô lăn đỡ và đỡ chặn được tính theo công thức:

$$P = (XVF_r + YF_a)K_d \cdot K_t$$

- ❖ Đối với ô lăn chặn đỡ:

$$P = (XF_r + YF_a)K_d \cdot K_t$$

- ❖ Đối với ô lăn chặn:

$$P = F_a K_d \cdot K_t$$

Trong các công thức trên  $F_r$  và  $F_a$  - là tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục

$X$  và  $Y$ : hệ số tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục (Bảng 17.1 Tr101)

$V$ : hệ số phụ thuộc vòng ổ quay, nếu vòng trong quay  $V = 1$ , nếu vòng ngoài quay  $V = 1,2$ .

$K_d$ : hệ số xét đến ảnh hưởng của tải trọng động (Bảng 17.2)

$K_t$ : hệ số xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ

## II. Ô LĂN

### 1.3.4. Một vài đặc điểm trong tính toán ổ đỡ chặn

Theo bảng 17.1 thì các trị số  $X$ ,  $Y$  phụ thuộc tỉ số  $F_a/(VF_r)$

Nếu  $F_a/(VF_r) \leq e$  ta bỏ qua lực dọc trục, lấy  $X = 1$ ,  $Y = 0$ . Trường hợp  $F_a/(VF_r) > e$ , nghĩa là khi lực dọc trục tương đối lớn sẽ làm giảm tuổi thọ của ổ lăn, do đó làm tăng góc tiếp xúc, dẫn đến sự trượt các con lăn.

Trong ổ lăn đỡ chặn, tác dụng của lực hướng tâm  $F_r$  sẽ sinh ra lực dọc trục phụ  $S$ . Đối với ổ bi đỡ chặn:

$$S = eF_r$$

Đối với ổ đĩa côn:

$$S = 0,83eF_r$$

Trị số  $e$  tra theo bảng 17.1 tùy theo trị số  $iF_a/C_0$ .

## II. Ổ LĂN

Do đó phải xét đến các lực dọc trục phụ này khi tính  $F_a$  :

Điều kiện tải trọng	Lực dọc trục
$S_I \geq S_{II} ; S_a \geq 0$	$F_{aI} = S_{II} ; F_{aII} = S_I + S_a$
$S_I < S_{II} ; S_a \geq S_{II} - S_I$	$F_{aI} = S_{II} ; F_{aII} = S_I + S_a$
$S_I < S_{II} ; S_a < S_{II} - S_I$	$F_{aI} = S_{II} - S_a ; F_{aII} = S_{II}$

$S_I, S_{II}$  : các lực dọc trục phụ

### 1. 3.5. Khả năng tải tĩnh của ổ lăn:

*Điều kiện kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh:*

$$P_0 \leq C_0$$

$P_0$  : tải trọng tĩnh tương đương

$C_0$  : khả năng tải tĩnh của ổ

## II. Ô LĂN

Với ổ đỡ và ổ đỡ chặn:  $P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_r$

Với ổ chặn và chặn đỡ:  $P_0 = F_a + 2,3 F_r \operatorname{tg} \alpha$

## CHƯƠNG 11:

# KHỚP NỐI

1. Khái niệm chung
2. Nối trực chặ
3. Nối trực bù
4. Nối trực đàn hồi
5. Ly hợp
6. Ly hợp tự động

# I. KHÁI NIỆM CHUNG

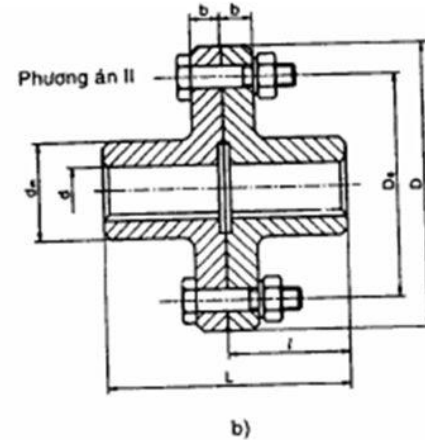
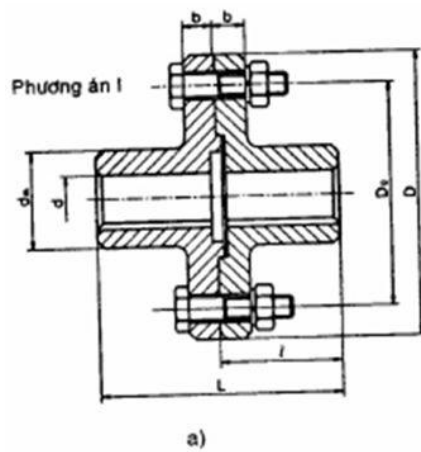
## 1.1. Phân loại khớp nối:

Khớp nối dùng để nối các trục hoặc các tiết máy quay khác lại với nhau. Ngoài ra khớp nối còn được dùng làm một số công việc khác như: đóng mở cơ cấu, giảm tải trọng động, ngăn ngừa quá tải, điều chỉnh tốc độ ...

Nối trục ống	Nối trục chặt	K h ế t r ụ c p h ợ p n ối
Nối trục đĩa		
Nối trục răng	Nối trục bù	
Nối trục xích		
Nối trục chữ thập	Nối trục di động	
Nối trục bản lề		
Nối trục vòng đàn hồi	Nối trục đàn hồi	
Nối trục đĩa hình sao		
Nối trục răng lò xo		
Nối trục vỏ đàn hồi		
Ly hợp vấu	Ly hợp ăn khớp	L y h ợ p n ối đ ộ n g
Ly hợp răng		
Ly hợp đĩa ma sát	Ly hợp ma sát	
Ly hợp côn ma sát		
Ly hợp nhiều đĩa ma sát		
Ly hợp chốt an toàn	Ly hợp an toàn	
Ly hợp vấu an toàn		
Ly hợp bi an toàn		
Ly hợp ma sát an toàn		
	Ly hợp ly tâm	
	Ly hợp 1 chiều	

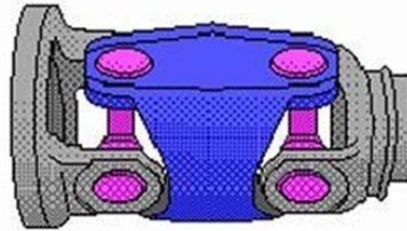
## II. NỐI TRỤC CHẶT

- ❖ Nối trục chặt dùng để nối cứng các trục có đường tâm trùng nhau và không di chuyển tương đối với nhau. Khác với các loại nối trục khác, nối trục chặt không những truyền mômen xoắn mà còn có thể truyền mômen uốn và lực dọc trục.
- ❖ Nối trục chặt bao gồm nối trục ống và nối trục đĩa



# III. NỐI TRỤC BÙ

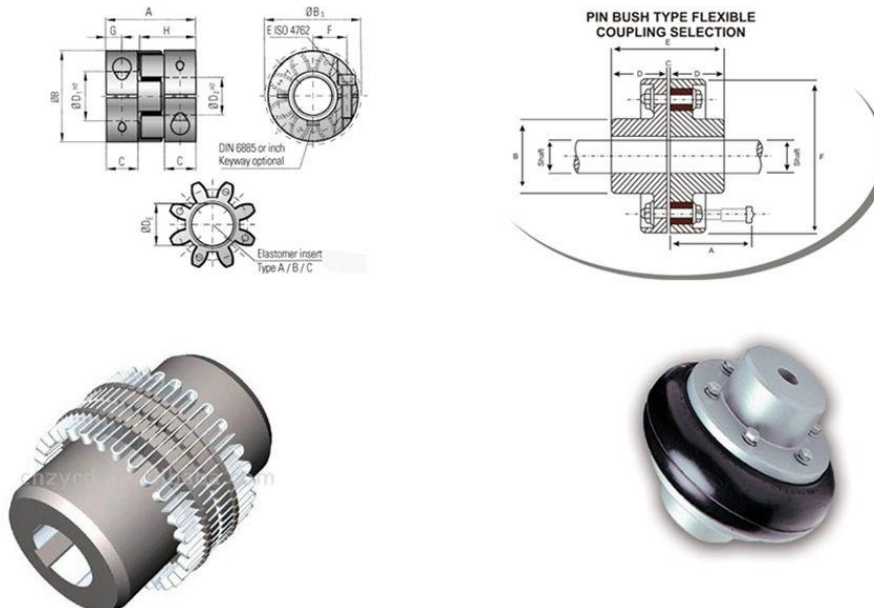
- ❖ Nối trục bù dùng để nối các trục bị nghiêng hoặc bị lệch đối với nhau một khoảng nhỏ do chế tạo, lắp ghép thiếu chính xác hoặc do trục bị biến dạng đàn hồi.
- ❖ Nối trục bù bao gồm nối trục răng, nối trục xích, nối trục chữ thập và nối trục bản lề





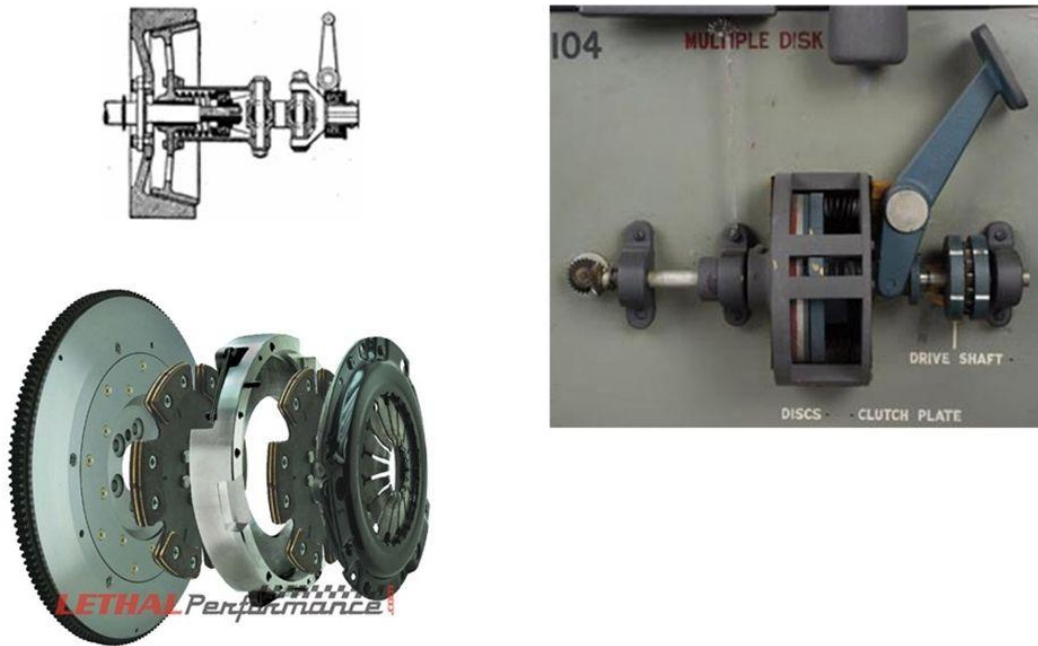
# IV. NỐI TRỤC ĐÀN HỒI

- ❖ Nối trục đàn hồi gồm 2 nửa nối trục lắp chặt với 2 trục, ở giữa có bộ phận đàn hồi nối chúng lại với nhau
- ❖ Nối trục đàn hồi bao gồm: nối trục đĩa hình sao, nối trục vòng đàn hồi, nối trục răng lò xo và nối trục vỏ đàn hồi



## 5. LY HỢP

- ❖ Ly hợp có thể nối hoặc tách các trục trong bất kỳ lúc nào
- ❖ Ly hợp gồm có ly hợp ăn khớp và ly hợp ma sát



Ly hợp côn ma sát, Ly hợp đĩa ma sát và Ly hợp nhiều đĩa ma sát

## 6. LY HỢP TỰ ĐỘNG

- ❖ Ly hợp ly tâm và ly hợp an toàn

