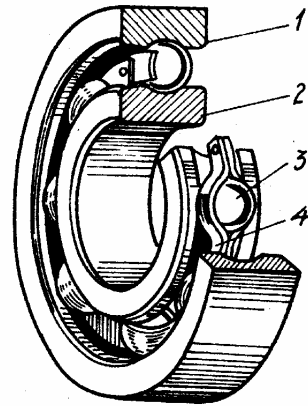
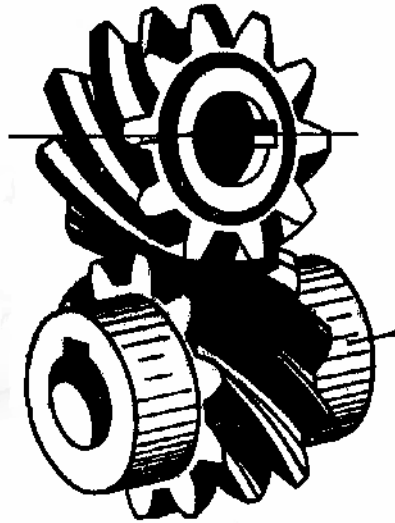


VŨ NGỌC PI - TRẦN THỌ  
NGUYỄN THỊ QUỐC DUNG - NGUYỄN THỊ HỒNG CẨM

## CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY



## Lời nói đầu

Để đáp ứng yêu cầu về giảng dạy và đào tạo tại Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp Thái nguyên, Bộ môn Nguyên lý chi tiết máy Khoa Cơ khí tiến hành biên soạn tập giáo trình “Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy”. Đây chính là tên gọi mới, ứng với những thay đổi về nội dung và yêu cầu của nó so với giáo trình “Chi tiết máy” quen thuộc trước đây.

Tập sách được biên soạn theo kế hoạch giảng dạy 120 tiết, hai học phần (trong đó có 96 tiết lý thuyết, 11 tiết hướng dẫn bài tập, 13 tiết thí nghiệm và thực hành), nhằm phối hợp với đồ án môn học tiến hành đồng thời với bài giảng lý thuyết của học phần II và chia thành 5 nội dung chính như sau:

Phần I: Những vấn đề cơ bản về thiết kế máy và chi tiết máy, do TS. Trần Thọ biên soạn.

Phần II: Truyền động cơ khí, gồm:

- Những vấn đề chung về truyền động cơ khí ;
- Truyền động bánh ma sát, do Ths. Nguyễn thị Hồng Cẩm biên soạn.
- Truyền động đai, do Ths. Nguyễn thị Hồng Cẩm biên soạn.
- Truyền động bánh răng, do Ths. Nguyễn thị Quốc Dung biên soạn.
- Truyền động trục vít - bánh vít, do Ths. Nguyễn thị Quốc Dung biên soạn.
- Truyền động xích, do Ths. Nguyễn thị Hồng Cẩm biên soạn.
- Hệ thống truyền dẫn cơ khí, do TS. Trần Thọ biên soạn.

Phần III: Các tiết máy đỡ nối, gồm:

- Trục, do Ths. Vũ Ngọc Pi biên soạn.
- Ổ lăn, do Ths. Vũ Ngọc Pi biên soạn.
- Ổ trượt, do Ths. Vũ Ngọc Pi biên soạn.
- Khớp nối, do TS. Trần Thọ biên soạn.

Phần IV: Cơ sở thiết kế tự động, do Ths. Vũ Ngọc Pi biên soạn.

Phần V: Các tiết máy ghép, gồm:

- Mối ghép then và then hoa, do Ths. Vũ Ngọc Pi biên soạn.
- Mối ghép đinh tán, do Ths. Vũ Ngọc Pi biên soạn.
- Mối ghép ren, do Ths. Vũ Ngọc Pi biên soạn.
- Mối ghép hàn, do Ths. Vũ Ngọc Pi biên soạn.
- Mối ghép có độ dôi, do TS. Trần Thọ biên soạn.

Tập sách này chỉ bao gồm các bài giảng lý thuyết của hai học phần nói trên. Các nội dung liên quan đến bài tập, thí nghiệm, thực hành và đồ án môn học được biên soạn riêng.

Chắc rằng quá trình biên soạn không tránh khỏi sai sót về nội dung cũng như hình thức. Chúng tôi rất mong nhận được các ý kiến phê bình đóng góp quý báu của bạn đọc, xin chân thành cảm ơn.

Các tác giả.

# Phần I

## NHỮNG VẤN ĐỀ CƠ BẢN VỀ THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

### Bài 1: BÀI MỞ ĐẦU

#### §1- Khái niệm và định nghĩa chi tiết máy

*Chi tiết máy* (hay *tiết máy*, viết tắt là CTM) là phần tử cấu tạo hoàn chỉnh của máy; nó được chế tạo ra không kèm theo một nguyên công lắp ráp nào. Các chi tiết máy thường được lắp ghép cố định với nhau thành *nhóm chi tiết máy*. Để thuận tiện lắp ghép, thay thế, bảo quản và sử dụng, người ta còn liên kết nhiều chi tiết máy và nhóm chi tiết máy theo một chức năng nào đó tạo thành *cụm chi tiết máy* hay *bộ phận máy, blok máy*.

Theo quan điểm sử dụng, chi tiết máy được chia thành hai nhóm:

- *Các chi tiết máy có công dụng chung*. Đó là các chi tiết máy được dùng phổ biến trong nhiều loại máy khác nhau với công dụng hoàn toàn giống nhau nếu chúng cùng một loại. Ví dụ như trục, bánh răng, bu lông, vít, đai ốc...

- *Các chi tiết máy có công dụng riêng*. Đó là các chi tiết máy chỉ được dùng trên một số máy nhất định. Ví dụ như pit tông, trục khuỷu, cam ...

#### §2- Nhiệm vụ, nội dung và tính chất môn học Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy (sau đây gọi tắt là môn học Chi tiết máy)

Chi tiết máy là môn khoa học nghiên cứu các phương pháp tính toán thiết kế hợp lý máy và chi tiết máy có công dụng chung. Nhiệm vụ của nó là trang bị cho người học những kiến thức cơ bản về cấu tạo, nguyên lý làm việc và phương pháp tính toán thiết kế các CTM có công dụng chung, tạo cơ sở vững chắc để vận dụng vào việc thiết kế, sử dụng, khai thác các loại máy và thiết bị cơ khí.

Đây là môn học vừa mang tính lý thuyết vừa mang tính thực nghiệm. Lý thuyết tính toán được xây dựng trên cơ sở những kiến thức về toán học, vật lý học, cơ học lý thuyết, nguyên lý máy, sức bền vật liệu..., và được xác minh, hoàn thiện qua thí nghiệm và thực tiễn sản xuất.

Đây cũng là môn học kỹ thuật cơ sở mang tính “bản lề” để chuyển từ kỹ thuật cơ sở sang kỹ thuật chuyên môn của các ngành cơ khí.

Nội dung môn học gồm bốn phần chính sau đây:

- Cơ sở tính toán thiết kế máy và chi tiết máy.
- Các tiết máy truyền động: bộ truyền bánh ma sát, bộ truyền đai, bộ truyền bánh răng, bộ truyền trục vít-bánh vít...
- Các tiết máy đỡ nối: trục, ổ trượt, ổ lăn, khớp nối, lò xo.
- Các tiết máy ghép: then, then hoa, đinh tán, hàn, ren, ghép có độ dôi.

Để học tốt môn học này, người học phải biết vận dụng sáng tạo lý thuyết vào thực tiễn; biết phân tích, tổng hợp, so sánh các phương án nhằm giải quyết tốt nhất các vấn đề liên quan đến thiết kế, sử dụng, khai thác máy và chi tiết máy. Yêu cầu thứ hai đối với người học là phải nâng cao tính độc lập, tự giác trong học tập, đặc biệt là trong phần làm đồ án thiết kế môn học.

#### §3- Lịch sử môn học và phương hướng phát triển

##### 1-Chi tiết máy và máy đã có từ rất sớm và không ngừng phát triển

- Hình tượng về các chi tiết máy giản đơn đã xuất hiện từ thời cổ xưa trong các dụng cụ và vũ khí, trước hết là đòn bẩy và chêm.

- Từ xa xưa loài người đã biết sử dụng cánh cung, đó là phôi thai của lò xo.

- Hơn 4000 năm trước, người ta đã dùng con lăn trong vận chuyển; dùng bánh xe, ổ, trục trong các loại xe; dùng tời, puli trong các công trình xây dựng tháp, nhà thờ.
- 550 năm trước công nguyên, ở Hy Lạp, bánh răng, trục khuỷu, pa lăng đã được sử dụng.
- Hơn 200 năm trước công nguyên, Acsimet đã sử dụng vít trong máy kéo nước.
- Hộp giảm tốc truyền động bánh răng, trục vít đã sử dụng rộng rãi ở thế kỷ thứ 3.
- Dưới thời trung cổ nhiều thành tựu khoa học kỹ thuật bị mai một. Sang thời kỳ phục hưng, khoa học kỹ thuật được khôi phục, xuất hiện thêm một số máy mới. Bánh răng trụ chéo, ổ lăn, xích, đai, cáp, vít nâng và khớp nối được dùng rất phổ biến.
- Cuối thế kỷ 18 đầu 19 máy hơi nước ra đời, mối ghép đinh tán được sử dụng rộng rãi.
- Cũng từ đó đến nay, nhiều máy mới ra đời; nhiều chi tiết máy mới xuất hiện và thay đổi nhiều lĩnh vực như hàn, tán, ren vít, truyền động bánh răng...

## **2- Lý thuyết tính toán chi tiết máy đã xuất hiện rất sớm, không ngừng phát triển và ngày càng hoàn thiện**

- Lý thuyết tính toán xác định tỷ số truyền và lực tác dụng ra đời từ thời cổ Hy Lạp.
- Thế kỷ thứ 3 đã có ghi chép về hộp giảm tốc truyền động bánh răng, trục vít.
- Thời kỳ phục hưng đã có những công trình nghiên cứu về bánh răng trụ chéo, ổ lăn, xích, bản lề, đai, cáp, vít nâng, khớp nối...
- Cuối thế kỷ 19 đầu thế kỷ 20, với sự phát triển mạnh của KHKT, lĩnh vực Cơ học tách thành nhiều ngành khoa học. Cũng từ đây Chi tiết máy trở thành môn khoa học độc lập.
- Nhiều nhà bác học nổi tiếng đã có những đóng góp xuất sắc cho khoa học Chi tiết máy như Lêôna Đờ Vanh xi, Ôle, Pêtrop, Râynoł, Misen, Vilít ...

## **3- Phương hướng phát triển**

- Công nghiệp phát triển đòi hỏi ngày càng nhiều thiết bị máy móc với trình độ tự động hoá cao, đòi hỏi khoa học chi tiết máy phải có sự phát triển đồng bộ.
- Ngoài các phương pháp tính toán kinh điển, việc ứng dụng tin học trong tính toán tối ưu và tự động hoá thiết kế chi tiết và bộ phận máy đã, đang và sẽ đóng vai trò hết sức quan trọng, nhất là trong thời đại công nghệ thông tin hiện nay.

## **§4- Giới thiệu tài liệu tham khảo**

Bạn đọc có thể tìm đọc các tài liệu tham khảo ghi ở mục Tài liệu tham khảo, trong đó chủ yếu là các tài liệu :

- 1- Nguyễn Trọng Hiệp, *Chi tiết máy*, tập I, II, NXB Đại học và Giáo dục chuyên nghiệp, 1994.
- 2- Trịnh Chất, *Cơ sở Thiết kế máy và Chi tiết máy*, Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật, 1998.
- 3- В.Н. Кудрявцев, *Детали машин*, Ленинград Машиностроение 1980.
- 4- М.Н. Иванов, *Детали машин*, Москва Издательство “Высшая школа” 1984.

## Bài 2: ĐẠI CƯƠNG VỀ THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

### §1-Khái quát các yêu cầu đối với máy và chi tiết máy

#### 1- Khả năng làm việc

Đó là khả năng của máy và chi tiết máy có thể hoàn thành các chức năng đã định. Khả năng làm việc bao gồm các chỉ tiêu: độ bền, độ cứng, độ bền mòn, độ chịu nhiệt, độ chịu dao động, tính ổn định.

Đây là yêu cầu hàng đầu và cũng là yêu cầu cơ bản của máy và chi tiết máy.

#### 2- Hiệu quả sử dụng

Máy phải có năng suất, hiệu suất cao, tiêu tốn ít năng lượng, có độ chính xác hợp lý, chi phí thấp về thiết kế, chế tạo, vận hành, sử dụng, đồng thời phải có kích thước và trọng lượng nhỏ gọn.

#### 3- Độ tin cậy cao

Độ tin cậy là tính chất của máy, bộ phận máy và chi tiết máy, thực hiện được chức năng đã định, đồng thời vẫn đảm bảo các chỉ tiêu về hiệu quả sử dụng trong suốt thời gian làm việc nào đó hoặc trong suốt quá trình thực hiện khối lượng công việc đã định .

Khi mức độ cơ khí hoá và tự động hoá càng cao thì độ tin cậy càng có ý nghĩa quan trọng. Vì rằng chỉ một cơ cấu hay một bộ phận nào đó bị hỏng thì có thể làm đình trệ hoạt động của cả dây chuyền sản xuất.

#### 4- An toàn trong sử dụng

Trong điều kiện sử dụng bình thường, máy hoặc chi tiết máy không gây tai nạn nguy hiểm cho người sử dụng hoặc không gây hư hại cho các thiết bị và các đối tượng khác xung quanh.

#### 5/ Tính công nghệ và tính kinh tế

Trên nguyên tắc đảm bảo khả năng làm việc, trong điều kiện sản xuất hiện tại, máy và chi tiết máy chế tạo ra ít tốn công sức nhất, có giá thành thấp nhất, cụ thể là:

- Kết cấu phải đơn giản, hợp lý, phù hợp với điều kiện và quy mô sản xuất,
- Có phương pháp chế tạo phù hợp lý,
- Cấp chính xác và độ nhám đúng mức...

### §2- Nội dung, đặc điểm, và trình tự thiết kế máy và chi tiết máy

#### 1- Nội dung và trình tự thiết kế máy

- 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 của máy thoả mãn các yêu cầu cho trước.
- Xác định tải trọng (lực và mômen) tác dụng lên các bộ phận máy và đặc tính thay đổi của tải trọng.

- Chọn vật liệu chế tạo các chi tiết máy.

- Tính toán động học, động lực học, xác định hình dạng, tính toán kết cấu sơ bộ của chi tiết máy, bộ phận máy để thoả mãn khả năng làm việc; kết hợp với các yêu cầu về tiêu chuẩn hoá, lắp ghép, công nghệ và các yêu cầu khác để xác định kích thước của chi tiết máy, bộ phận máy và máy.

- Lập thuyết minh máy (bao gồm hướng dẫn sử dụng, vận hành và sửa chữa máy).

#### 2- Nội dung và trình tự thiết kế chi tiết máy

Thiết kế chi tiết máy là một bộ phận của thiết kế máy. Nội dung thiết kế máy được thể hiện qua trình tự sau:

- Lập sơ đồ tính toán: vì kết cấu của chi tiết máy khá phức tạp phải được sơ đồ hoá, kể cả sơ đồ tải trọng.

- Xác định tải trọng tác dụng lên chi tiết máy.

- Chọn vật liệu thích hợp với điều kiện làm việc của chi tiết máy, dự kiến khả năng gia công, xem xét các yếu tố kinh tế liên quan.

- Tính toán các kích thước 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 ráp... xác định kết cấu cụ thể của chi tiết máy với đầy đủ các kích thước, dung sai, độ nhám bề mặt, các yêu cầu về công nghệ.

- Tính toán kiểm nghiệm theo các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc theo kết cấu thực và điều kiện làm việc cụ thể. Nếu thấy không thoả mãn các quy định thì phải thay đổi kích thước kết cấu và kiểm tra lại.

### 3- Đặc điểm tính toán thiết kế chi tiết máy

Trong thực tế việc tính toán thiết kế chi tiết máy gặp một số khó khăn: hình dạng chi tiết máy khá phức tạp, các yếu tố tải trọng không biết chính xác, khuôn khổ kích thước, trọng lượng, giá thành chế tạo phụ thuộc nhiều thông số chưa hoàn toàn xác định. Vì vậy khi tính toán thiết kế chi tiết máy cần phải quan tâm các đặc điểm sau đây:

- Vừa sử dụng công thức lý thuyết, vừa phải sử dụng các hệ số thực nghiệm thông qua các đồ thị, hình vẽ và bảng biểu.

- Tính toán xác định kích thước của chi tiết máy thường tiến hành qua hai bước: tính thiết kế và tính kiểm nghiệm, trong đó bước tính kiểm nghiệm sẽ quyết định lần cuối các thông số và kích thước cơ bản của chi tiết máy.

- Trong tính toán số ẩn số thường nhiều hơn số phương trình, do đó thường phải căn cứ vào quan hệ giữa lực và biến dạng, căn cứ vào quan hệ kết cấu hoặc kết hợp với vẽ hình để giải quyết.

- Có thể có nhiều giải pháp cho cùng một nội dung thiết kế, vì thế cần phải chọn được phương án tối ưu. Vấn đề này được giải quyết tốt khi sử dụng các chương trình tối ưu hoá và tự động hoá thiết kế chi tiết máy và thiết bị cơ khí trên máy vi tính.

## §3- Tải trọng và ứng suất

### 1- Tải trọng

#### a- Khái niệm

Tải trọng được hiểu là tác dụng bên ngoài đặt lên chi tiết máy trong quá trình làm việc. Trong thiết kế cơ khí, tải trọng là lực và mômen tác dụng lên chi tiết máy.

#### b- Phân loại

*Tải trọng làm việc*: là tải trọng thực sự tác dụng lên chi tiết máy trong quá trình làm việc.

*Theo tính chất thay đổi theo thời gian, tải trọng được chia thành:*

- *Tải trọng tĩnh*: là tải trọng có phương, chiều, trị số không thay đổi hoặc thay đổi không đáng kể theo thời gian.

- *Tải trọng thay đổi*: là tải trọng có hoặc trị số, hoặc phương chiều thay đổi theo thời gian. Đây là loại tải trọng phổ biến trong thực tế, trong đó có *tải trọng va đập* (là tải trọng đột ngột tăng mạnh rồi giảm ngay trong khoảng khắc).

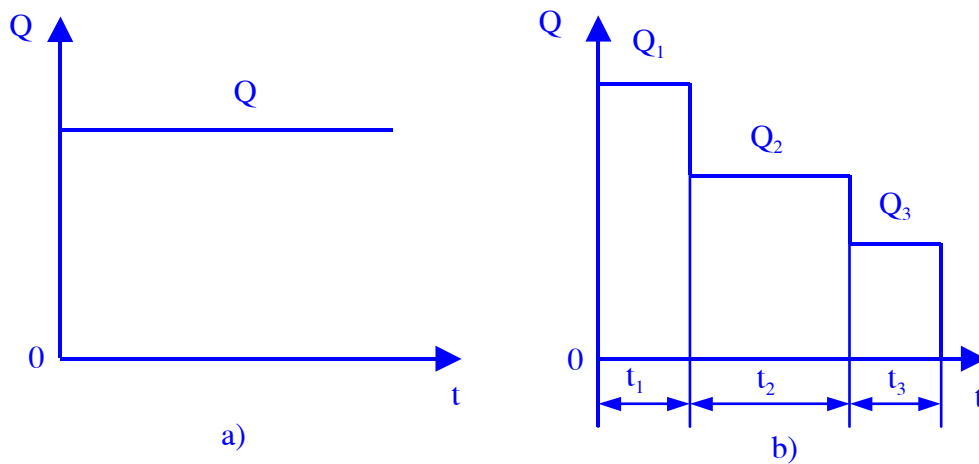
Tải trọng thường được biểu diễn dưới dạng biểu đồ  $Q(t)$ . Ví dụ hình 1.2.1a là biểu đồ tải không đổi, hình 1.2.1b là biểu đồ tải thay đổi.

*Trong tính toán thiết kế, người ta sử dụng các khái niệm tải trọng danh nghĩa, tải trọng tương đương, tải trọng tính toán:*

- *Tải trọng danh nghĩa  $Q_{dn}$* : là tải trọng chọn một trong số các tải trọng tác dụng lên máy trong chế độ làm việc thay đổi ổn định, đại diện cho chế độ tải tác dụng lên máy hoặc chi tiết máy; tải trọng lớn nhất hoặc tải trọng tác dụng lâu dài nhất thường được chọn làm tải trọng danh nghĩa.

*Ví dụ*: Chế độ tải thay đổi  $Q_i(t) = Q_1(t_1), Q_2(t_2), Q_3(t_3)$  như trên hình 1.2.1b có thể chọn  $Q_{dn} = Q_1 = Q_{max}$  hoặc  $Q_{dn} = Q_2(t_2 = t_{max})$ .

- *Tải trọng tương đương  $Q_{td}$* : là tải trọng quy ước không đổi, có tác dụng tương đương với chế độ tải đã cho theo một chỉ tiêu nào đó. Tải trọng tương đương được xác định từ tải trọng danh nghĩa thông qua hệ số tính toán.



Hình 1.2.1: Sơ đồ tải trọng

Ví dụ: Tải trọng tương đương  $Q_{td}$  khi tính theo điều kiện bền về khả năng làm việc thì

$$Q_{td} = Q_{dn} K_L$$

trong đó  $K_L$  là hệ số tuổi thọ và phụ thuộc vào đồ thị thay đổi tải trọng và việc chọn tải trọng nào làm tải trọng danh nghĩa.

- *Tải trọng tính toán  $Q_{tt}$* : là tải trọng dùng để tính toán xác định kích thước của chi tiết máy. Trị số của nó phụ thuộc vào tải trọng tương đương và hàng loạt nhân tố như sự tập trung tải trọng, tải trọng động, điều kiện vận hành... Tải trọng tính toán thường được biểu diễn dưới dạng:

$$Q_{tt} = Q_{td} K_{tt} K_d K_{dk}$$

$$Q_{tt} = Q_{dn} K_L K_{tt} K_d K_{dk}$$

trong đó:

$K_{tt}$  - hệ số tập trung tải trọng; nó phản ánh sự phân bố không đều của tải;

$K_d$  - hệ số tải trọng động; nó phản ánh mức độ động lực tác dụng lên chi tiết máy;

$K_{dk}$  - hệ số điều kiện vận hành; nó phản ánh điều kiện làm việc của chi tiết máy và phương thức truyền tải ;

Đặt :  $K = K_L K_{tt} K_d K_{dk}$  và gọi  $K$  là hệ số tải trọng, ta có:

$$Q_{tt} = K Q_{dn}$$

**Chú ý:** tải trọng danh nghĩa, tải trọng tương đương, tải trọng tính toán là các khái niệm tải trọng mang tính quy ước dùng trong tính toán và thiết kế.

## 2- Ứng suất

### a- Khái niệm, phân loại

Tải trọng tác dụng lên chi tiết gây nên ứng suất trong nó. Ứng suất là cường độ phân bố nội lực trên đơn vị diện tích.

Đơn vị đo ứng suất là MPa (đọc là mêga Pascal); Tiêu chuẩn cũ là N/mm<sup>2</sup> , đôi khi dùng kN/mm<sup>2</sup>.

Ghi chú: 1Pa = 1N/m<sup>2</sup>,

$$1\text{MPa} = 10^6\text{Pa} = 1\text{N/mm}^2.$$

Tuỳ theo điều kiện làm việc cụ thể, tải trọng tác dụng lên chi tiết máy có thể gây ra các loại ứng suất như: ứng suất kéo (nén), ứng suất uốn, ứng suất cắt, ứng suất tiếp xúc...

Theo đặc điểm phụ thuộc thời gian, ứng suất được phân thành:

- *Ứng suất không đổi* ( hay còn gọi là ứng suất tĩnh): là ứng suất mà chiều, trị số không thay đổi hoặc thay đổi không đáng kể theo thời gian. Ví dụ ứng suất trong dây cáp khi treo vật tĩnh, ứng suất trong bu lông sau khi vận chặt không chịu lực ngoài. Nói chung, loại ứng suất này ít gặp trong thực tế.

- *Ứng suất thay đổi* : là ứng suất có trị số hoặc chiều hoặc cả hai yếu tố thay đổi theo thời gian. Đây là loại ứng suất phổ biến trong các chi tiết máy.

**b- Chu trình ứng suất, các thông số đặc trưng của chu trình ứng suất, phân loại chu trình ứng suất**

Ứng suất thay đổi được đặc trưng bằng *chu trình ứng suất*. Đó là một vòng thay đổi ứng suất từ trị số ban đầu qua trị số giới hạn này sang trị số giới hạn khác rồi trở về giá trị ban đầu. Thời gian thực hiện một chu trình ứng suất gọi là *chu kỳ ứng suất*.

*Chu trình ứng suất được đặc trưng bằng 3 thông số:*

- Biên độ ứng suất  $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$ ;
- Ứng suất trung bình  $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$ ;
- Hệ số tính chất chu trình  $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ .

Chú ý: Trong các công thức trên,  $\sigma_{\max}$ ,  $\sigma_{\min}$  là giá trị đại số max, min của ứng suất.

Khi tính toán cho ứng suất tiếp, ta thay các ký hiệu  $\sigma$  bằng  $\tau$ .

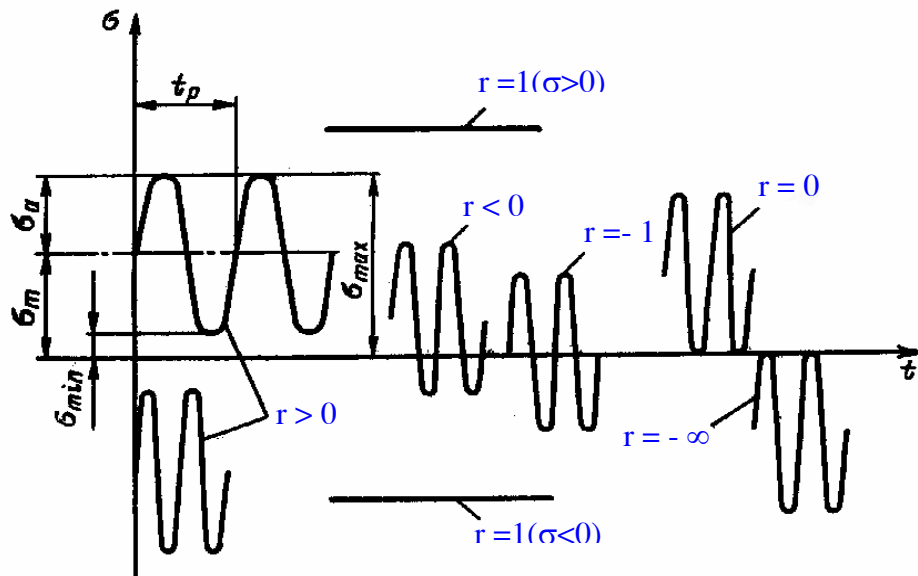
*Phân loại chu trình ứng suất:*

+*Phân theo giá trị của hệ số tính chất chu trình r (hình 1.2.2):*

- Khi  $r = -1$ : chu trình đối xứng;  
 - Khi  $r = 0$ : chu trình mạch động dương, lúc này  $\sigma_{\min} = 0$ ; khi  $r = -\infty$ : chu kỳ mạch động âm, lúc này  $\sigma_{\max} = 0$ .

- Khi  $r < 0$  và  $r \neq -1$ : chu trình không đối xứng khác dấu; khi  $r > 0$ : chu trình không đối xứng cùng dấu (âm hoặc dương).

Có thể xem chu trình mạch động là trường hợp đặc biệt của chu trình không đối xứng cùng dấu, trong đó một giới hạn của ứng suất có giá trị bằng 0.



Hình 1.2.2: Phân loại chu trình ứng suất theo hệ số tính chất chu trình

+*Phân theo tính chất thay đổi của của biên độ và ứng suất trung bình:*

- Chu trình ứng suất ổn định: Khi cả ứng suất trung bình và biên độ ứng suất đều không thay đổi theo thời gian.

- Chu trình ứng suất bất ổn định: Khi ứng suất trung bình, hoặc biên độ ứng suất, hoặc cả hai đều thay đổi theo thời gian.

Chú ý rằng, máy có thể làm việc ổn định (ở chế độ bình ổn) hoặc không ổn định (ở chế độ không bình ổn) do đó ứng suất trong chi tiết máy có thể thay đổi ổn định hoặc thay đổi bất ổn định.

### c- Ứng suất tiếp xúc

Ứng suất tiếp xúc là ứng suất sinh ra trên bề mặt tiếp xúc chung khi các chi tiết máy trực tiếp tiếp xúc nhau và có tác dụng tương hỗ đối với nhau. Cần phân biệt hai trường hợp: tiếp xúc trên diện tích tích rộng và tiếp xúc trên diện tích hẹp.

*Khi hai vật thể tiếp xúc với nhau trên diện tích tương đối rộng*, ứng suất sinh ra vuông góc với bề mặt tiếp xúc và được gọi là *ứng suất đập hoặc áp suất*.



Để đơn giản, coi áp suất phân bố đều trên bề mặt tiếp xúc. Chẳng hạn tại bản lề (hoặc ổ trượt) đường kính  $d$ , chiều dài  $l$ , chịu tải hướng kính  $F$  gây ra áp suất  $p_0$  phân bố đều trên nửa mặt trụ đối ứng với lực  $F$  (hình 1.2.3).

Từ điều kiện cân bằng lực:

$$F = 2 \int p_0 l \frac{d}{2} \cos \alpha d\alpha = p_0 l d$$

Ứng suất dập sẽ được xác định như sau:

$$\sigma_d = p_0 = \frac{F}{ld} \quad (1.2.1)$$

**Khi hai vật thể tiếp xúc với nhau trên một diện tích rất nhỏ** (khi mới bắt đầu tiếp xúc là đường - sau này gọi là *tiếp xúc đường* - như ép hai hình trụ hay hình trụ với mặt phẳng; hoặc khi mới bắt đầu là điểm - sau này gọi là *tiếp xúc điểm* - như khi ép hai hình cầu hay hình cầu với mặt phẳng). Ứng suất pháp tuyến ở vùng này phân bố theo hình parabol trong mặt cắt ngang của dải tiếp xúc;

giá trị lớn nhất của ứng suất nén này được gọi là *ứng suất tiếp xúc*, ký hiệu là  $\sigma_H$  và được xác định theo lý thuyết của Héc. Việc áp dụng các công thức của Héc đòi hỏi vật thể (tiết máy) phải thỏa mãn các điều kiện:

- Vật liệu đồng nhất và đẳng hướng.
- Vật liệu làm việc trong vùng giới hạn đàn hồi, biến dạng tuân theo định luật Húc.
- Diện tích tiếp xúc rất nhỏ so với bề mặt vật thể.
- Lực tác dụng có phương pháp tuyến chung của hai bề mặt tiếp xúc.

*Trường hợp tiếp xúc đường* (hai hình trụ tiếp xúc nhau trên hình 1.2.4a):

- Vùng tiếp xúc có dạng hình chữ nhật.
- Ứng suất tiếp xúc tính theo công thức

Héc:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho}} \quad (\text{MPa}) \quad (1.2.2)$$

Trong đó:  $Z_M$  - hằng số đàn hồi của vật liệu các vật thể tiếp xúc:

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1 E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}}$$

Với:  $E_1, E_2$  và  $\mu_1, \mu_2$  là mô đun đàn hồi và hệ số Poat xông của vật liệu hình trụ 1 và 2 (MPa);

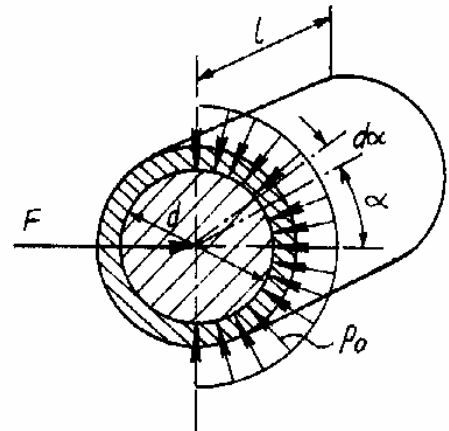
$\rho$  - bán kính cong tương đương:

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} \quad (\text{mm});$$

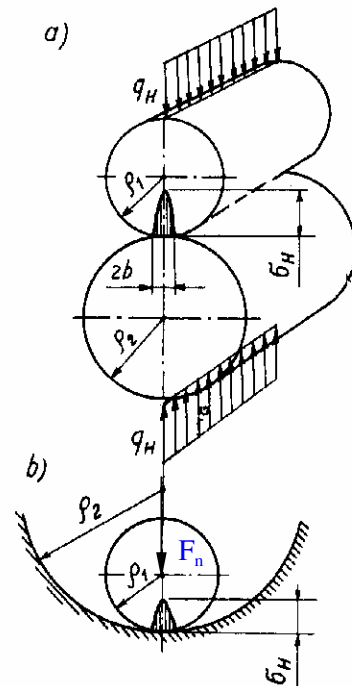
$\rho_1, \rho_2$  là bán kính cong tại đường tiếp xúc ban đầu của vật thể thứ 1 và thứ 2 (mm).

Dấu + khi tiếp xúc ngoài; dấu - khi tiếp xúc trong.

Với vật liệu là kim loại (gang, thép, đồng thanh...) hệ số Poat xông  $\mu = 0,25 \div 0,35$ , lấy trung bình  $\mu = 0,3$ , công thức (1.2.2) có dạng :



Hình 1.2.3: Sơ đồ tính ứng suất dập



Hình 1.2.4: Sơ đồ tính toán ứng suất tiếp xúc

a) Tiếp xúc đường b) Tiếp xúc điểm

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_H E}{\rho}} \quad (\text{MPa}) \quad (1.2.3)$$

với E-mô đun đàn hồi tương đương:

$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

*Trường hợp tiếp xúc điểm* (hai hình cầu tiếp xúc (hình.1.2.4b) hoặc hình cầu tiếp xúc với mặt phẳng):

- Vùng tiếp xúc có dạng hình tròn.
- Ứng suất tiếp xúc tính theo công thức Héc:

$$\sigma_H = 0,3883 \sqrt{\frac{F_n E^2}{\rho^2}} \quad (\text{MPa}) \quad (1.2.4)$$

Chú ý: Công thức (1.2.4) sử dụng khi vật liệu của hai chi tiết là kim loại.

### 3- Quan hệ giữa tải trọng và ứng suất

Trong điều kiện làm việc cụ thể của chi tiết máy, cùng một loại tải trọng tác dụng (không đổi hoặc thay đổi) có thể gây nên các loại ứng suất rất khác nhau: có thể là không đổi, có thể là thay đổi theo thời gian, có thể gây ra ứng suất trên bề mặt, có thể gây ra ứng suất bên trong chi tiết. Vì vậy phải xem xét phân tích cho từng trường hợp cụ thể.

Các yếu tố tải trọng và ứng suất có tác dụng quyết định đối với khả năng làm việc của chi tiết máy. Vì vậy đánh giá đúng tải trọng và ứng suất là vấn đề rất quan trọng trong tính toán thiết kế và sử dụng chi tiết máy và máy.

## §4- Các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của chi tiết máy

Đó là độ bền, độ cứng, độ bền mòn, độ chịu nhiệt và độ ổn định dao động.

### 1. Độ bền

#### a- Khái niệm

Độ bền là khả năng tiếp nhận tải trọng của chi tiết máy mà không bị phá hỏng (không bị biến dạng dư quá mức cho phép hoặc không bị phá hủy). Độ bền là chỉ tiêu quan trọng nhất đối với phần lớn các chi tiết máy.

Người ta phân biệt hai dạng phá hỏng: *Phá hỏng tĩnh* và *phá hỏng mỏi* liên quan đến độ bền tĩnh và độ bền mỏi. Phá hỏng tĩnh là do ứng suất làm việc vượt quá giới hạn bền tĩnh của vật liệu và thường là do quá tải đột ngột gây nên còn phá hỏng mỏi là do tác dụng lâu dài của ứng suất thay đổi có giá trị vượt quá giới hạn bền mỏi của vật liệu.

Tùy theo dạng hỏng xảy ra trong thể tích hay trên bề mặt chi tiết máy, người ta phân biệt hai loại độ bền của chi tiết máy: *độ bền thể tích* và *độ bền bề mặt*. Để tránh biến dạng dư lớn hoặc gãy hỏng, chi tiết máy cần có đủ độ bền thể tích. Để tránh phá hỏng bề mặt làm việc, chi tiết máy phải có đủ độ bền bề mặt.

Khi tính toán độ bền thể tích cũng như độ bền bề mặt, ta chú ý đến tính chất thay đổi của ứng suất sinh ra trong chi tiết máy. Nếu ứng suất là không thay đổi, ta tính theo độ bền tĩnh, nếu ứng suất là thay đổi ta tính theo độ bền mỏi.

#### b- Phương trình cơ bản

Phương pháp tính độ bền phổ biến nhất hiện nay được tiến hành theo cách so sánh ứng suất tính toán khi chi tiết máy chịu tải (ký hiệu  $\sigma$  với ứng suất pháp và  $\tau$  với ứng suất tiếp) với ứng suất cho phép ( $[\sigma]$  và  $[\tau]$ ).

Điều kiện bền được viết như sau:

$$\sigma \leq [\sigma] \quad \text{hoặc} \quad \tau \leq [\tau] \quad (1.2.4)$$

$$\text{với} \quad [\sigma] = \sigma_{\text{lim}} / s \quad \text{hoặc} \quad [\tau] = \tau_{\text{lim}} / s \quad (1.2.5)$$

Trong đó:  $\sigma_{\text{lim}}$ ,  $\tau_{\text{lim}}$  - ứng suất pháp và tiếp giới hạn, khi đạt đến trị số này vật liệu chi tiết máy bị phá hỏng.

s-hệ số an toàn.

Cũng có khi tính độ bền xuất phát từ điều kiện đảm bảo hệ số an toàn lớn hơn hoặc bằng hệ số an toàn cho phép:

$$s \geq [s] \quad (1.2.6)$$

### c- Tính độ bền thể tích

#### c.1- Trường hợp ứng suất không đổi

Tính toán theo điều kiện bền (1.2.4) với chú ý:

$\sigma_{lim}$ ,  $\tau_{lim}$  - giới hạn bền (đối với vật liệu dòn) hoặc giới hạn chảy (đối với vật liệu dẻo).

#### c.2- Trường hợp ứng suất thay đổi

##### c.2.1- Hiện tượng phá hỏng vì mỏi

Khi chi tiết máy làm việc với ứng suất thay đổi đạt tới số chu kỳ đủ lớn, nó có thể bị phá hỏng một cách đột ngột, ngay cả khi ứng suất sinh ra trong nó còn nhỏ hơn rất nhiều so với giới hạn bền tĩnh của vật liệu. Hiện tượng này thường bắt đầu từ những vết nứt rất nhỏ (vết nứt tế vi) sinh ra tại vùng chịu ứng suất lớn, theo thời gian các vết nứt này phát triển theo cả bề rộng và bề sâu, làm cho CTM bị hỏng đột ngột. Do đó vết hỏng do mỏi gây ra trên CTM thường gồm hai vùng: vùng ngoài chứa các hạt nhỏ, mịn; vùng trong chứa các hạt thô hoặc các thớ kim loại.

##### c.2.2- Đường cong mỏi - Giới hạn mỏi

**Đồ thị đường cong mỏi:** Qua nghiên cứu cho thấy giữa ứng suất phá hỏng CTM với số chu kỳ lặp lại tương ứng của ứng suất có quan hệ xác định: số chu kỳ càng nhiều thì ứng suất phá hỏng CTM càng bé và ngược lại. Bằng nhiều thí nghiệm và thống kê toán học, người ta đã thiết lập được đồ thị biểu diễn quan hệ giữa ứng suất (biên độ ứng suất hoặc ứng suất lớn nhất) và số chu kỳ ứng suất tương ứng mà mẫu thử có thể chịu được cho tới khi bị phá huỷ (hình 1.2.5). Đây là đồ thị đường cong mỏi (hay còn gọi là đường cong Vêle).

Đồ thị gồm 2 phần:

-Phần đường cong có phương trình:

$$\sigma^m \cdot N = const \quad (1.2.6)$$

Trong đó:

$\sigma$ - ứng suất phá hỏng (giới hạn mỏi ngắn hạn) của CTM;

$m$ - bậc của đường cong mỏi;

$N$ - số chu kỳ ứng suất ứng với  $\sigma$ .

-Phần đường thẳng: Khi  $\sigma$  giảm đến trị số  $\sigma_r$  thì có thể tăng  $N$  khá lớn mà mẫu thử không bị hỏng vì mỏi. Điều này tương ứng với phần đường thẳng song song với trục hoành đi qua điểm  $(\sigma_r, N_0)$  và được biểu diễn bằng phương trình:

$$\sigma_r = const. \quad (1.2.7)$$

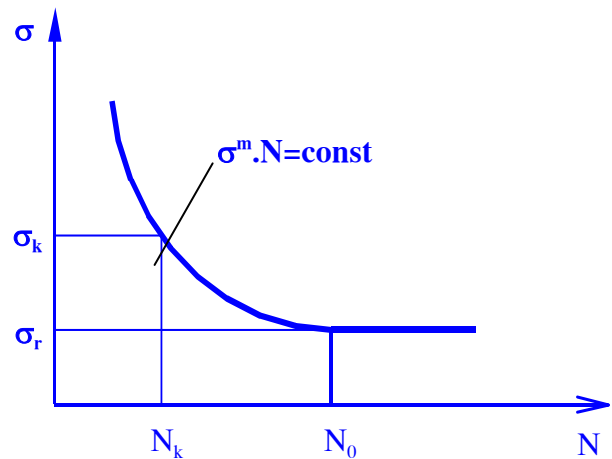
$\sigma_r$  là giới hạn mỏi dài hạn,  $N_0$  là số chu kỳ cơ sở của vật liệu, (các loại thép thông thường có  $N_0 = 10^6 - 10^8$ ).

#### Chú ý:

- Đa số kim loại màu và hợp kim của chúng không có giới hạn mỏi dài hạn, tức là đường cong mỏi không có nhánh nằm ngang. Như vậy, khi tính toán chi tiết máy làm bằng kim loại và hợp kim màu (ví dụ bánh vít), người ta dựa vào giới hạn mỏi ngắn hạn. Tuy nhiên thực nghiệm chứng tỏ rằng kim loại màu dù làm việc với ứng suất thấp vẫn bị hỏng sau khi số chu kỳ ứng suất đã khá lớn ( $N > 10^8$ ).

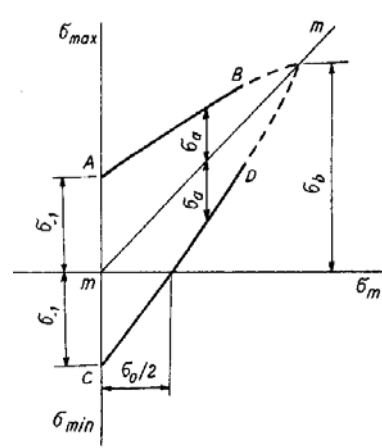
- Mỗi vật liệu ở chế độ nhiệt luyện nhất định có một độ bền mỏi nhất định.

#### Đồ thị ứng suất giới hạn



Hình 1.2.5: Đồ thị đường cong mỏi

Đồ thị đường cong mỗi Vêlê được dùng phổ biến khi tiến hành các thí nghiệm mỗi, nhưng nó không cho phép xác định các giá trị lớn nhất và nhỏ nhất của ứng suất trong chu trình ứng suất thay đổi không đối xứng. Nhưng chính hai trị số này mới xác định rõ trị số ứng suất thay đổi làm CTM hỏng hay không hỏng vì mỗi. Vì vậy, khi nghiên cứu về mỗi người ta sử dụng đồ thị biểu diễn mối quan hệ giữa ứng suất lớn nhất và nhỏ nhất so với ứng suất trung bình, và gọi là đồ thị ứng suất giới hạn. (xem hình 1.2.6). Miền nằm giữa hai nhánh AB và CD là những trị số ứng suất không làm hỏng chi tiết.



Hình 1.2.6: Đồ thị ứng suất giới hạn

### c.2.3- Các nhân tố ảnh hưởng tới giới hạn mỗi

Độ bền mỗi được xác định bằng thực nghiệm. Nhưng trong thực tế CTM có những sai khác về hình dáng, kích thước, tính chất cơ lý, đặc tính tải trọng, trạng thái ứng suất... Vì vậy khi tính toán cần kể đến các ảnh hưởng này vào giới hạn mỗi đã được xác định cho mẫu thử:

- **Ảnh hưởng của hình dáng kết cấu:** Hình dáng kết cấu có ảnh hưởng lớn đến độ bền mỗi của CTM. Dưới tác dụng của tải trọng, ở những chỗ có tiết diện thay đổi đột ngột (như vai trục, rãnh then, lỗ khoan...) có sự tập trung ứng suất làm cho ứng suất thực tế lớn hơn ứng suất danh nghĩa. Ảnh hưởng đó được kể đến bằng hệ số tập trung ứng suất:

Hệ số tập trung ứng suất lý thuyết  $\alpha_\sigma$  và  $\alpha_\tau$  xác định theo công thức:

$$\alpha_\sigma = \sigma_{\max} / \sigma, \quad \alpha_\tau = \tau_{\max} / \tau$$

Trong đó:  $\sigma_{\max}, \tau_{\max}$  - ứng suất lớn nhất sinh ra tại nơi có tiết diện thay đổi;  
 $\sigma, \tau$  - ứng suất danh nghĩa tại tiết diện đó.

Tuy nhiên việc sử dụng trực tiếp các trị số  $\alpha_\sigma$  và  $\alpha_\tau$  vào tính toán thực tế nhiều khi không thích hợp. Thí nghiệm chứng tỏ rằng do tại chỗ tập trung ứng suất xuất hiện trạng thái căng khối và do ảnh hưởng của biến dạng dẻo cho nên các đỉnh nhọn ứng suất cục bộ tùy theo điều kiện chịu tải được san bằng một phần. Ngoài ra còn có hiệu ứng tăng bền do hiện tượng cứng nguội trên lớp bề mặt khi gia công cơ cũng làm ảnh hưởng đến độ bền mỗi. Do vậy phải dùng hệ số tập trung ứng suất thực tế (nhỏ hơn so với hệ số tập trung ứng suất lý thuyết) để đánh giá sự tập trung ứng suất.

Hệ số tập trung ứng suất thực tế  $k_\sigma$  và  $k_\tau$  là tỷ số giữa giới hạn mỗi của mẫu nhẵn không có tập trung ứng suất ( $\sigma_r, \tau_r$ ) và giới hạn mỗi của CTM có hình dáng tập trung ứng suất ( $\sigma_{rc}, \tau_{rc}$ ) chế tạo cùng vật liệu và kích thước tiết diện như mẫu:

$$k_\sigma = \sigma_r / \sigma_{rc}, \quad k_\tau = \tau_r / \tau_{rc}$$

Các giá trị này cho trong các sổ tay tính toán CTM.

#### - Ảnh hưởng của kích thước tuyệt đối:

Kích thước tuyệt đối của CTM càng tăng thì giới hạn mỗi càng giảm. Vì khi kích thước tăng lên thì sự không đồng đều về cơ tính vật liệu tăng lên, CTM có thể thêm nhiều khuyết tật, đồng thời tỷ lệ giữa chiều dày lớp bề mặt được tăng bền nhờ nhiệt luyện hoặc gia công cơ so với kích thước tổng sẽ giảm xuống.

Ảnh hưởng của kích thước tuyệt đối được đặc trưng bởi hệ số ảnh hưởng kích thước  $\varepsilon$ . Đó là tỷ số giữa giới hạn mỗi của chi tiết có đường kính  $d$  và giới hạn mỗi của mẫu có đường kính  $d_0$  (thông thường  $d_0 = 7 \div 10$  mm):

$$\varepsilon_\sigma = \sigma_{rd} / \sigma_{rdo}, \quad \varepsilon_\tau = \tau_{rd} / \tau_{rdo}$$

Các hệ số này có trong các sổ tay tính toán CTM.

#### - Ảnh hưởng của công nghệ gia công bề mặt:

Lớp bề mặt của chi tiết máy sau khi gia công cắt gọt (tiện, phay, mài...) và gia công tăng bền (lăn ép, phun bi v.v...) ... có ảnh hưởng rất lớn đến giới hạn mỗi. Vì tại đó:

- Có các yếu tố tập trung ứng suất như các nhấp nhô, các vết xước sau gia công cơ hoặc phát sinh trong quá trình sử dụng;
- Có chứa những tinh thể bị phá huỷ làm giảm sức bền ở vùng bề mặt;
- Ứng suất khi chịu tải uốn, xoắn, tiếp xúc đều lớn hơn ứng suất ở lớp bên trong;
- Là nơi trực tiếp chịu ảnh hưởng của môi trường.

Để đánh giá ảnh hưởng của lớp bề mặt đến độ bền của chi tiết máy người ta dùng hệ số trạng thái bề mặt  $\beta$ , là tỉ số giữa giới hạn bền mỏi của mẫu có trạng thái bề mặt như của chi tiết máy (được mài, đánh bóng hoặc tiện ..., có gia công tăng bền hay không) với giới hạn mỏi của mẫu có bề mặt mài mà không được gia công tăng bền.

Nếu bề mặt chi tiết được tăng bền thì  $\beta > 1$ , nếu không được tăng bền thì  $\beta \leq 1$ .

#### **- Ảnh hưởng của trạng thái ứng suất:**

Tình trạng thay đổi của ứng suất (giá trị của  $\sigma_a$ ,  $\sigma_m$ ) ảnh hưởng đến giới hạn mỏi:

Biên độ ứng suất là thành phần chủ yếu gây nên phá huỷ mỏi. Tuy nhiên thực nghiệm cho thấy trị số của ứng suất trung bình cũng có ảnh hưởng đến độ bền mỏi của chi tiết máy.

Từ hình 1.2.6 ta thấy, khi ứng suất trung bình  $\sigma_m > 0$ ,  $\sigma_m$  càng lớn thì giới hạn biên độ ứng suất  $\sigma_a$  càng nhỏ, tức là khi  $\sigma_m$  tăng thì  $\sigma_a$  tuy nhỏ cũng có thể gây nên phá huỷ mỏi. Khi ứng suất trung bình  $\sigma_m = 0$ , giới hạn của biên độ ứng suất bằng giới hạn mỏi ở chu kỳ đối xứng  $\sigma_{-1}$ . Khi ứng suất trung bình  $\sigma_m < 0$ ,  $\sigma_a$  cao hơn giới hạn bền mỏi trong chu kỳ đối xứng  $\sigma_{-1}$ .

#### **c.2.4- Các biện pháp nâng cao độ bền mỏi**

Để tránh cho CTM không bị hỏng do mỏi hoặc để kéo dài tuổi thọ của nó, người ta dùng các biện pháp kết cấu và các biện pháp công nghệ.

##### **Các biện pháp kết cấu:**

Dạng hỏng do mỏi là do CTM chịu ứng suất thay đổi. Những vết nứt do mỏi thường sinh ra ở những chỗ có tập trung ứng suất. Do đó khi định kết cấu của CTM cần chú ý dùng các biện pháp làm giảm tập trung ứng suất. Cụ thể như sau:

- Bố trí các chỗ gây tập trung ứng suất ở xa các phần chịu ứng suất cao của CTM (nếu có thể được).
- Tại chỗ lượn chuyển tiếp giữa các bậc của CTM, cần tạo hình dạng hợp lý như thay chỗ lượn sắc cạnh bằng các chỗ lượn tròn có bán kính lớn nhất có thể, hoặc chỗ lượn có cung e - lip.
- Dùng rãnh để giảm tập trung ứng suất.
- Khi có rãnh then bằng, nên dùng rãnh then chế tạo bằng dao phay đĩa.
- Dùng then hoa răng thân khai thay cho then hoa răng chữ nhật.
- Đối với mối ghép bằng độ dôi phải vát mép máy hoặc tăng độ mềm của máy để áp suất giữa trục và mép máy giảm xuống, dẫn đến ứng suất trong mối ghép phân bố đều hơn v.v...

##### **Các biện pháp công nghệ:**

- Dùng các biện pháp nhiệt luyện và hoá nhiệt luyện như tôi bề mặt, thấm than, thấm nitơ v.v...
- Dùng biện pháp biến cứng nguội như lăn nén, phun bi...
- Dùng các biện pháp gia công tinh bề mặt như đánh bóng, mài nghiền v.v... để giảm độ nhám bề mặt.

#### **c.2.5- Cách tính độ bền khi chi tiết máy chịu ứng suất thay đổi ổn định**

Tính toán theo điều kiện bền (1.2.4).

Nếu CTM làm việc ở chế độ dài hạn, tức khi số chu kỳ chịu tải  $N$  lớn hơn hoặc bằng số chu kỳ cơ sở  $N_0$ , ứng suất giới hạn lấy theo giới hạn mỏi dài hạn:

$$\sigma_{lim} = \sigma_r$$

Nếu CTM làm việc ở chế độ ngắn hạn, tức  $N < N_0$  thì từ công thức (1.2.6) ta có:

$$\sigma_{rN}^m \cdot N = \sigma_r^m \cdot N_0$$

do đó giới hạn mỏi ngắn hạn ứng với số chu kỳ chịu tải  $N$  sẽ là:

$$\sigma_{rN} = \sigma_r \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$$

và ta có:  $\sigma_{lim} = \sigma_{rN} = \sigma_r \cdot K_L$

Trong đó:  $K_L = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N}}$  - hệ số tuổi thọ, kể đến ảnh hưởng của thời hạn phục vụ và chế độ tải trọng đến giới hạn mỏi.

### c.2.6- Cách tính độ bền khi chi tiết máy chịu ứng suất thay đổi bất ổn định

Giả sử CTM chịu các ứng suất thay đổi  $\sigma_1, \sigma_2 \dots$  ứng với các chu kỳ ứng suất tương ứng  $N_1', N_2' \dots$

Khi chịu ứng suất  $\sigma_1$  với chu kỳ  $N_1$  thì CTM bị phá hỏng vì mỏi, nhưng cũng với ứng suất đó, mà chỉ chịu số chu kỳ  $N_1' < N_1$  thì nó chưa bị phá hỏng vì mỏi, tuy vậy, bên trong nó đã chịu một tổn thất mỏi, ứng với tỷ suất mỏi  $N_1'/N_1 < 1$ , (nếu  $N_1'/N_1 = 1$  thì CTM bị phá hỏng vì mỏi).

Tương tự, khi chịu  $\sigma_2$  thì trong CTM có tổn thất mỏi ứng với  $N_2'/N_2 < 1 \dots$

Một cách tổng quát, khi CTM chịu các ứng suất thay đổi  $[\sigma_i]$  với các số chu kỳ tương ứng  $[N_i']$  ( $i=1, 2, \dots, n$ ):

- Tổn thất mỏi ứng với chế độ ứng suất thứ  $i$  sẽ là  $N_i'/N_i$ .

- Theo điều kiện cộng bậc nhất đơn giản các tổn thất mỏi, ta có điều kiện để CTM bị

phá hỏng vì mỏi sẽ là: 
$$\sum \frac{N_i'}{N_i} = 1 \quad (a)$$

Nhân cả tử số và mẫu số của biểu thức (a) với  $\sigma_i^m$  ta có:  $\sum \frac{\sigma_i^m N_i'}{\sigma_i^m N_i} = 1$ , nhưng vì

$\sigma_i^m N_i = \sigma_r^m N_0$ , nên:  $\sum \sigma_i^m N_i' = \sigma_r^m N_0$  (b)

Từ biểu thức (b) có thể có hai cách tính độ bền khi ứng suất thay đổi bất ổn định:

+ **Cách thứ nhất:** Có thể thay tác dụng của các ứng suất  $[\sigma_i]$  trong suốt thời gian phục vụ của chúng bằng tác dụng của ứng suất lớn nhất với chu kỳ tương đương  $N_E$ .

Vì  $\sigma_{max}^m N_E = \sigma_r^m N_0$  nên từ (b) có thể rút ra:  $\sum \sigma_i^m N_i' = \sigma_{max}^m N_E$ , do đó số chu kỳ tương đương là:

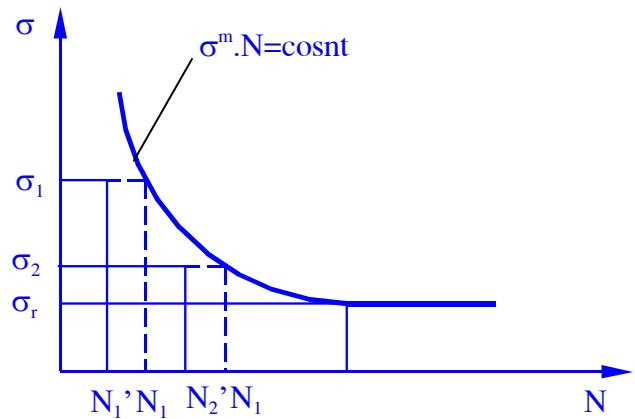
$$N_E = \sum \left( \frac{\sigma_i}{\sigma_{max}} \right)^m \cdot N_i' \quad (1.2.8)$$

và tính toán được đưa về chế độ ứng suất thay đổi ổn định, có ứng suất  $\sigma_{max}$  với số chu kỳ  $N_E$  xác định theo (1.2.8). Nếu  $N_E \geq N_0$  thì  $\sigma_{lim} = \sigma_r$ , nếu  $N_E < N_0$  thì  $\sigma_{lim} = \sigma_r \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_E}}$ .

Cách tính này thường dùng trong tính toán các bộ truyền cơ khí.

+ **Cách thứ hai:** Có thể thay tác dụng của các ứng suất  $[\sigma_i]$  trong suốt thời gian phục vụ của chúng bằng tác dụng của ứng suất tương đương nào đó ( $\sigma_{td}$ ) ứng với số chu kỳ tương đương định trước  $N_\Sigma = \sum N_i$ .

Vì  $\sigma_{td}^m N_\Sigma = \sigma_r^m N_0$ , nên từ (b) có thể rút ra:  $\sum \sigma_i^m N_i' = \sigma_{td}^m N_\Sigma$



Hình 1.2.7: Sơ đồ tính độ bền khi chi tiết máy chịu ứng suất thay đổi bất ổn định

do đó :

$$\sigma_{td} = \sqrt[m]{\frac{\sum \sigma_i^m \cdot N_i}{N_\Sigma}} \quad (1.2.9)$$

và tính toán được đưa về chế độ ứng suất thay đổi ổn định, có ứng suất  $\sigma_{td}$  xác định theo (1.2.9) với số chu kỳ  $N_\Sigma = \sum N_i$ . Nếu  $N_\Sigma \geq N_0$  thì  $\sigma_{lim} = \sigma_r$ , nếu  $N_\Sigma < N_0$  thì  $\sigma_{lim} = \sigma_r \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_\Sigma}}$ .

Cách tính này thường dùng để tính chọn ổ lăn.

**Chú ý:** Có trường hợp người ta tính toán tổn thất mỗi thông qua giá trị tải trọng  $[Q_i]$ . Lúc đó, số mũ  $m$  được thay bằng  $m'$  tùy theo quan hệ tải trọng với ứng suất. Ví dụ, tải gây ứng suất kéo, nén, uốn thì  $m' = m$ , tải gây ứng suất tiếp xúc đường thì  $m' = m/2$ .

#### d-Tính độ bền tiếp xúc

Phương trình cơ bản có dạng:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] \quad (1.2.10)$$

Trong đó:  $\sigma_H$  – ứng suất tiếp xúc sinh ra;

$[\sigma_H]$  – ứng suất tiếp xúc cho phép;

##### d.1- Khi ứng suất tiếp xúc không đổi

Tính toán theo (1.2.10) với: Ứng suất tiếp xúc tính theo công thức Héc; ứng suất tiếp xúc cho phép xác định bằng thực nghiệm theo điều kiện bền tĩnh để tránh biến dạng dẻo và gây mòn lớp bề mặt.

Tính ổ lăn chịu tải tĩnh theo cách tính này.

##### d.2- Khi ứng suất tiếp xúc thay đổi

Để có cơ sở tính độ bền khi CTM chịu ứng suất thay đổi, trước tiên phải nghiên cứu dạng tróc rỗ bề mặt vì mỏi.

##### d.2.1- Dạng hỏng tróc rỗ bề mặt vì mỏi

Xét trường hợp hai hình trụ tiếp xúc chịu tải và quay trong dầu bôi trơn (hình 1.2.8). Bánh dẫn 1 quay với vận tốc góc  $\omega_1$ , bánh bị dẫn 2 quay với vận tốc góc  $\omega_2$ . Từng điểm trên bề mặt các bánh lần lượt chịu tải và thôi tải, ứng suất tiếp xúc ở các điểm này thay đổi theo chu trình mạch động gián đoạn (hình 1.2.8d).

Ứng suất tiếp xúc thay đổi gây nên hiện tượng mỏi lớp bề mặt của chi tiết máy. Trên bề mặt sẽ sinh ra các vết nứt nhỏ. Thực nghiệm chứng tỏ rằng kèm theo chuyển động lăn còn có cả trượt. Khi bị trượt các vết nứt nhỏ không phát triển theo hướng vuông góc với bề mặt tiếp xúc mà hướng nghiêng theo chiều của lực ma sát, vì đó là hướng của bề mặt chịu ứng suất (tổng hợp) lớn nhất (hình 1.2.8a). Dầu bôi trơn sẽ chui vào các vết nứt. Trên bánh dẫn 1, dầu trong các vết nứt sẽ chảy ra ngoài khi các vết nứt này đi vào vùng tiếp xúc (vì bị ép từ chân về phía đỉnh vết nứt). Trên bánh bị dẫn 2, do bị ép và dồn từ miệng về phía chân vết nứt nên dầu không thoát ra ngoài được. Áp lực dầu sẽ thúc đẩy vết nứt phát triển và đến một lúc nào đó (sau một số chu kỳ nhất định) sẽ làm tróc ra những mảnh kim loại nhỏ. Hiện tượng này gọi là *tróc rỗ bề mặt vì mỏi*.

Tróc rỗ sẽ không xảy ra nếu trị số ứng suất tiếp xúc không vượt quá trị số ứng suất tiếp xúc cho phép.

##### d.2.2- Tính độ bền tiếp xúc

- Giới hạn mỏi bề mặt cũng tuân theo đường cong mỏi.

- Cách tính mỏi bề mặt theo ứng suất tiếp xúc cũng tương tự như tính độ bền thể tích

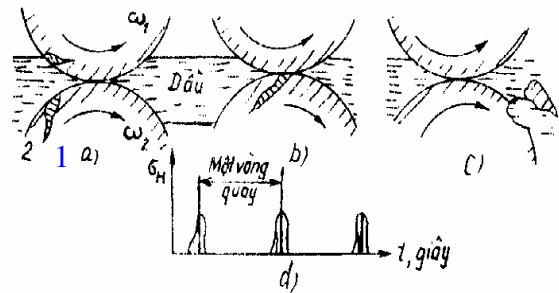
khi ứng suất thay đổi.

## 2- Độ cứng

### a- Khái niệm

Độ cứng của CTM là khả năng chống lại biến dạng đàn hồi hoặc thay đổi hình dáng của nó khi chịu tải.

Cần phân biệt độ cứng thể tích và độ cứng bề mặt.



Hình 1.2.8: Cơ chế tróc vì mỏi

- *Độ cứng thể tích* liên quan đến biến dạng của toàn bộ khối vật liệu chi tiết.
- *Độ cứng tiếp xúc* liên quan đến biến dạng của lớp bề mặt của chi tiết.

### **b- Tầm quan trọng của độ cứng**

Độ cứng là một trong những chỉ tiêu quan trọng về khả năng làm việc của CTM.

Trong nhiều trường hợp, chất lượng làm việc của máy được quyết định bởi độ cứng của CTM. Ví dụ trục chính của máy cắt kim loại không đủ độ cứng sẽ làm tăng sai số của các sản phẩm gia công. Các trục trong hộp giảm tốc không đủ độ cứng sẽ bị biến dạng quá mức cho phép, gây tập trung tải trọng trên các bánh răng, gây mòn, thậm chí làm kẹt ổ...

Cũng có khi kích thước CTM được xác định theo độ bền thì khá nhỏ, song vẫn phải lấy tăng lên nhiều để thoả mãn yêu cầu về độ cứng, chẳng hạn như thân máy cắt kim loại.

Yêu cầu về độ cứng được quyết định bởi:

- Điều kiện bền của CTM, ví dụ như tiết máy quay cân cân bằng, tiết máy chịu nén dọc trục...
- Điều kiện tiếp xúc đều giữa các CTM: các bánh răng ăn khớp với nhau, ổ trục với ổ trượt vv...
- Điều kiện công nghệ, có ý nghĩa lớn trong sản xuất hàng loạt: đường kính trục cần định theo khả năng gia công vv...
- Yêu cầu đảm bảo chất lượng làm việc của máy: ví dụ độ cứng của các CTM trong máy công cụ có ảnh hưởng rất lớn đến độ chính xác gia công.

### **c- Phương pháp tính toán độ cứng**

#### **c.1- Tính toán độ cứng thể tích**

Trong trường hợp cần phải đảm bảo CTM có đủ độ cứng thể tích cần thiết, tính toán về độ cứng nhằm giới hạn biến dạng đàn hồi của CTM trong một phạm vi cho phép. Các phương trình tính toán cơ bản là:

$$\text{- Khi chịu kéo (nén):} \quad \Delta l \leq [\Delta l] \quad (1.2.11)$$

$$\text{- Khi chịu xoắn :} \quad \varphi \leq [\varphi] \quad (1.2.12)$$

$$\text{- Khi chịu uốn:} \quad f \leq [f]; \quad \theta \leq [\theta] \quad (1.2.13)$$

Cách xác định trị số của chuyển vị khi kéo (nén)  $\Delta l$ , độ võng  $f$  và góc xoay  $\theta$  khi uốn, góc xoắn  $\varphi$  khi chịu xoắn được xác định theo các công thức của “Sức bền vật liệu”.

#### **c.2- Tính toán độ cứng tiếp xúc**

Biến dạng tiếp xúc của các vật thể nhẵn, đồng nhất, tiếp xúc ban đầu theo điểm hoặc đường được tính theo lý thuyết Héc và Bêliaép.

Biến dạng tiếp xúc của các vật thể có diện tích tiếp xúc lớn (ví dụ bàn trượt với sống máy tiện vv...) được xác định bằng thí nghiệm.

### **d- Các biện pháp nâng cao độ cứng**

Đối với độ cứng thể tích, có thể tăng độ cứng bằng cách:

- Giảm chiều dài chịu kéo (nén), chịu xoắn, chịu uốn (rút ngắn khoảng cách gối; thêm gối tựa; tránh dùng dầm công xôn);
  - Tăng tiết diện khi chịu kéo (nén), tăng mômen quán tính tiết diện khi chịu uốn, xoắn;
  - Dùng vật liệu có môđun đàn hồi lớn.
- Đối với độ cứng tiếp xúc, có thể tăng độ cứng bằng cách:
- Tăng diện tích bề mặt tiếp xúc đến mức cần thiết;
  - Dùng vật liệu có môđun đàn hồi lớn.

**Chú ý:** Khi sử dụng thép hợp kim độ bền tăng nhiều nhưng độ cứng hầu như không tăng (do môđun đàn hồi hầu như không thay đổi) nên phải chú ý kiểm tra độ cứng.

Cũng có trường hợp lại yêu cầu phải giảm độ cứng của CTM, ví dụ dùng bu lông có độ cứng thấp, giảm độ cứng của răng và vành bánh răng vv... sẽ làm tăng độ bền mỏi của chúng.

## **3- Độ bền mòn**

### **a- Khái niệm**



Độ bền mòn là khả năng chống lại sự suy giảm chiều dày lớp bề mặt tiếp xúc của CTM. Mòn là kết quả tác dụng của ứng suất tiếp xúc hoặc áp suất khi các bề mặt tiếp xúc trượt tương đối với nhau trong điều kiện không có bôi trơn ma sát ướt.

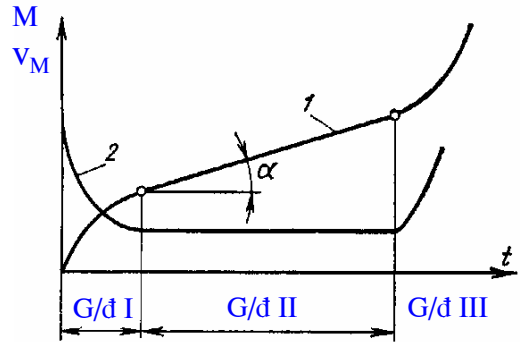
**b- Tác hại của mòn**

- Làm giảm độ chính xác của máy, đặc biệt là dụng cụ đo;
- Giảm hiệu suất của máy, đặc biệt là các thiết bị động lực với hệ thống pitt tông xi lanh;
- Giảm độ bền do chất lượng lớp bề mặt mất hiệu lực (ví dụ lớp nhiệt luyện, phun phủ, tăng bền);
- Làm tăng khe hở của các liên kết động, dẫn tới tải trọng động tăng và gây ồn;
- Mòn nhiều có thể làm mất hoàn toàn khả năng làm việc của CTM.

**b- Quá trình mòn**

Thực tiễn chứng tỏ quá trình mòn chia làm 3 giai đoạn (hình 1.2.9):

**Giai đoạn I (giai đoạn chạy rà):** sự tiếp xúc xuất hiện chủ yếu ở các điểm nhấp nhô để lại sau gia công cơ. Các điểm này sẽ bị cắt giảm chiều cao hoặc biến dạng dẻo. Giai đoạn này kết thúc khi chiều rộng các phần tiếp xúc lớn hơn chiều rộng chân các vết lõm. Giai đoạn này tạo điều kiện phân bố đều tải trọng và thường diễn ra khá ngắn so với tuổi thọ của CTM, mặt khác nó thường do con người chủ động tiến hành. Độ mòn M (đường 1) tăng nhanh và vận tốc mòn  $v_M$  (đường 2) giảm nhanh, nên trong giai đoạn này cần chú ý có chế độ tải, bôi trơn và làm mát thích hợp.



Hình 1.2.9: Quá trình mòn (G/đ- giai đoạn)

**Giai đoạn II (giai đoạn mòn ổn định):** Độ mòn tăng bậc nhất với thời gian, tốc độ mòn thấp và không đổi (đoạn nằm ngang của đường 2):  $v_M = \frac{dM}{dt} = \tan \alpha$ .

Giai đoạn này là giai đoạn làm việc của CTM. Trong giai đoạn này cần chú ý định kỳ thay dầu và bảo dưỡng máy.

**Giai đoạn III (giai đoạn mòn khốc liệt):** chi tiết máy mòn rất nhanh. Đến giai đoạn này thì tuổi thọ của CTM đã hết, cần thay thế hoặc phục hồi nó.

**d- Biện pháp giảm mài mòn**

Vì độ mòn và tốc độ mòn phụ thuộc vào nhiều yếu tố, mà chủ yếu là ứng suất tiếp xúc hoặc áp suất, vận tốc trượt, hệ số ma sát, chống mòn của vật liệu, bôi trơn. Do đó, biện pháp giảm mài mòn có thể là:

- Chọn vật liệu và phối hợp vật liệu các bề mặt đối tiếp hợp lý để giảm ma sát, thoát nhiệt và chống dính tốt.
- Chọn chế độ công nghệ gia công hợp lý, thay đổi cơ tính bề mặt như nhiệt luyện, phun phủ tăng bền, mạ...
- Vận hành máy đúng chế độ, bôi trơn và che kín tốt.

**e- Phương pháp tính toán độ bền mòn**

Tính toán độ bền mòn xuất phát từ điều kiện bảo đảm ma sát ướt, nghĩa là khi làm việc, hai bề mặt tiếp xúc luôn luôn được ngăn cách bởi một lớp chất bôi trơn.

Trường hợp không thể tạo thành ma sát ướt thì phải tính toán để giới hạn áp suất (hoặc ứng suất tiếp xúc) giữa hai bề mặt tiếp xúc đảm bảo cho CTM có đủ tuổi thọ quy định.

Giữa áp suất (hoặc ứng suất tiếp xúc) và quãng đường ma sát có quan hệ:

$$p^m \cdot s = \text{const} \tag{1.2.14}$$

trong đó: p - áp suất (hoặc ứng suất tiếp xúc);

s - quãng đường ma sát;

m - số mũ, (thông thường  $m = 1 \div 3$ ; trường hợp ma sát ướt và nửa ướt  $m \approx 3$ ; trường hợp ma sát khô, nửa khô và tải lớn  $m = 1 \div 2$ ; trường hợp có hạt mài mòn, hoặc áp suất thấp, ma sát nửa khô  $m \approx 1$ ).

Biểu thức (1.2.14) chứng tỏ nếu áp suất p càng giảm thì tuổi thọ về mòn càng tăng, đặc biệt khi trị số m càng lớn.

Có nhiều nhân tố phức tạp ảnh hưởng đến quá trình mòn, do đó hiện nay chưa xây dựng được phương pháp tính chính xác về độ bền mòn của CTM. Để hạn chế mòn thường quy ước tính theo cách kiểm nghiệm điều kiện áp suất p hoặc tích số pv tại bề mặt làm việc không được vượt quá trị số cho phép tương ứng:

$$p \leq [p] \quad (1.2.15)$$

$$pv \leq [pv] \quad (1.2.16)$$

Độ bền mòn (và cả độ bền mỏi) của CTM bị giảm đi rất nhiều nếu khi nó bị gỉ. Để tránh gỉ, có thể phủ sơn chống gỉ, mạ, phun phủ lên bề mặt chi tiết, hoặc chế tạo CTM bằng các vật liệu thích hợp. Cần đặc biệt chú ý các CTM làm việc ở chỗ ẩm ướt, có axit hoặc bazơ v.v...

#### 4- Độ chịu nhiệt

##### a- Khái niệm

Độ chịu nhiệt của CTM là khả năng làm việc bình thường của nó trong một phạm vi nhiệt độ cần thiết.

Nhiệt sinh ra thường là do ma sát trong các cơ cấu và máy, đặc biệt là ở những chỗ chi tiết tiếp xúc bị trượt nhiều, bôi trơn kém.

##### b- Tác hại của nhiệt

- Làm giảm khả năng tải của CTM;
- Làm giảm độ nhớt của dầu bôi trơn, tăng độ mòn và dễ gây dính;
- Biến dạng nhiệt gây ra cong vênh và làm giảm khe hở giữa các chi tiết ghép;
- Làm sai lệch độ chính xác của máy và dụng cụ đo.

##### c- Phương pháp tính toán về nhiệt

Tính toán nhiệt thường kiểm nghiệm theo điều kiện nhiệt độ trung bình ổn định  $t_{tb}^{\circ}$  của máy hoặc CTM không được vượt quá trị số cho phép  $[t_{tb}^{\circ}]$ :

$$t_{tb}^{\circ} \leq [t_{tb}^{\circ}] \quad (1.2.17)$$

Nhiệt độ  $[t_{tb}^{\circ}]$  được xác định bằng thực nghiệm tùy theo điều kiện làm việc cụ thể của máy và CTM hoặc xác định theo nhiệt độ cho phép của dầu bôi trơn được sử dụng.

Nhiệt độ  $t_{tb}^{\circ}$  được xác định từ phương trình cân bằng nhiệt. Nhiệt lượng sinh ra  $\Omega$  và nhiệt lượng truyền đi  $\Omega'$  trong cùng một đơn vị thời gian là bằng nhau:

$$\Omega = \Omega' \quad (1.2.18)$$

Ví dụ, với một bộ truyền làm việc trong dầu có thể tính  $\Omega$  từ công suất mất mát  $P_m$  (kW) trong 1 giờ biến thành nhiệt năng:

$$\Omega = 3600P_m \text{ (KJ/h)} = \frac{3600}{4,18} P_m \text{ (Kcal/h)} \approx 860P_m \text{ (kcal/h)} \quad (1.2.19)$$

Nhiệt lượng truyền đi  $\Omega'$  cũng trong 1 giờ:

$$\Omega' = A_t k_t (t - t_0) \quad (1.2.20)$$

Trong đó:  $A_t$  - diện tích bề mặt thoát nhiệt ra môi trường xung quanh ( $m^2$ );

$k_t$  - hệ số thoát nhiệt ( $kcal/m^2 \text{ h } ^{\circ}C$ ), thường lấy  $k_t = 7,5 \div 15$  ( $kcal/m^2 \text{ h } ^{\circ}C$ ), tùy theo tốc độ lưu thông của môi trường tỏa nhiệt;

t - nhiệt độ của dầu (thường không được quá  $75-90^{\circ}C$ );

$t_0$  - nhiệt độ của môi trường xung quanh (thường lấy  $t_0 = 20^{\circ}C$ ).

Thay (1.2.19), (1.2.20) vào phương trình (1.2.18) ta có:

$$860 P_m = A_t k_t (t - t_0) \quad (1.2.21)$$

Từ công thức (1.2.21), khi đã biết  $A_t$  có thể xác định được nhiệt độ t để kiểm nghiệm điều kiện (1.2.17), hoặc với t cho trước có thể xác định diện tích cần làm nguội  $A_t$ . Nếu

diện tích vỏ hộp truyền động có trị số nhỏ hơn  $A_1$  tìm được thì phải tăng thêm diện tích vỏ hoặc làm thêm gân, cánh tản nhiệt, hoặc dùng quạt gió vv...

Trường hợp CTM làm việc ở nhiệt độ cao, khi thiết kế cần chú ý chọn vật liệu và nhiệt luyện thích hợp.

## 5- Độ ổn định dao động

### a- Khái niệm

Độ ổn định dao động của CTM là khả năng làm việc bình thường của nó trong điều kiện cụ thể nào đó (chủ yếu là phạm vi tần số hoặc biên độ dao động cần thiết) mà không bị rung động quá mức cho phép.

Dao động thường sinh ra do các nguyên nhân như: máy làm việc có chuyển động khứ hồi, hoặc không cân bằng vật quay, hoặc CTM không đủ độ cứng, hoặc do nguồn dao động từ tải trọng ngoài.

### b- Ảnh hưởng của dao động đến khả năng làm việc của CTM

- Gây tải trọng động phụ có chu kỳ và kèm theo ứng suất thay đổi làm CTM dễ bị hỏng vì mỏi.

- Làm giảm độ chính xác của máy, làm giảm độ chính xác và độ nhẵn bề mặt của chi tiết gia công. Làm giảm tuổi thọ của máy và dụng cụ cắt.

- Gây tiếng ồn, nhất là ở bộ truyền bánh răng và ổ lăn.

### c- Phương pháp tính toán về dao động và biện pháp giảm dao động

Có thể nói dao động là yếu tố thường trực, tiềm ẩn trong quá trình sử dụng và khai thác máy và CTM. Nói chung, trừ các máy sử dụng dao động vào quá trình công nghệ ra, người ta đều tìm cách loại bỏ hoặc giảm dao động.

Biện pháp tốt nhất để khử bỏ dao động là triệt tiêu những ngoại lực gây nên dao động, như cân bằng vật quay, nhưng nói chung là không thể loại bỏ hoàn toàn.

Có thể giảm dao động bằng cách thay đổi tính chất động lực học của hệ thống như thay đổi khối lượng, mômen quán tính của hệ thống, dùng các thiết bị giảm rung. Và vì vậy việc tính toán dao động tập trung theo 2 hướng:

- Thứ nhất là xác định tần số riêng của máy để tránh cộng hưởng sao cho:

$$f \neq n [f] \quad (1.2.22)$$

trong đó:  $f$  - tần số riêng của máy;

$[f]$  - tần số dao động cưỡng bức,

$n$  - số tự nhiên (thường  $n = 1; 2; 3$ ).

- Thứ hai là xác định biên độ dao động để tránh vượt quá mức biên độ dao động cho phép:

$$a \leq [a] \quad (1.2.23)$$

trong đó:  $a$  - biên độ dao động tính toán của máy hoặc CTM;

$[a]$  - biên độ dao động cho phép.

## §5- Độ tin cậy

### 1- Khái niệm về độ tin cậy.

Độ tin cậy là khả năng sản phẩm (chi tiết máy, máy, thiết bị công trình...) thực hiện chức năng nhiệm vụ của mình và duy trì chức năng nhiệm vụ đó trong suốt thời gian đã định ứng với các điều kiện vận hành bảo dưỡng cụ thể. Như vậy, độ tin cậy và khả năng làm việc của máy và chi tiết máy liên quan chặt chẽ với nhau.

Độ tin cậy không những bao hàm nội dung chức năng nhiệm vụ mà còn mang ý nghĩa xác suất duy trì khả năng đó trong suốt thời gian quy định.

### 2- Các chỉ tiêu đánh giá độ tin cậy.

**a- Xác suất làm việc không hỏng:** Đó là xác suất không xảy ra hỏng hóc chi tiết máy hoặc máy trong thời hạn đã định.

Giả sử có  $N_C$  CTM giống nhau, làm việc trong những điều kiện như nhau, sau  $t$  giờ có  $N_{C_h}$  chi tiết bị hỏng và  $N_t = N_C - N_{C_h}$  chi tiết tốt thì xác suất làm việc không hỏng sẽ là:

$$R(t) = \frac{N_t}{N_c} = \frac{N_c - N_{ch}}{N_c} = 1 - Q(t) \quad (1.2.24)$$

trong đó:  $Q(t) = N_{ch} / N_c$  là xác suất chi tiết hỏng.

Với một hệ thống gồm  $n$  phần tử thì xác suất làm việc không hỏng  $R(t)$  của hệ thống sẽ là:

$$R(t) = R_1(t) \cdot R_2(t) \dots R_n(t) = \prod_{i=1}^n R_i(t) \quad (1.2.25)$$

Từ công thức này ta thấy:

- Độ tin cậy của hệ thống luôn luôn nhỏ hơn độ tin cậy của phần tử ít tin cậy nhất. Do đó không cho phép tồn tại trong hệ thống một phần tử yếu kém nào mà nên gồm các phần tử có độ tin cậy như nhau.

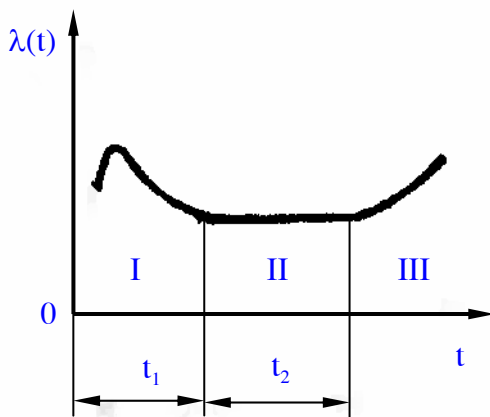
- Càng nhiều yếu tố, độ tin cậy của hệ thống càng thấp. Chẳng hạn một hệ thống có 10 phần tử có xác suất không hỏng như nhau  $R(t) = 0,96$  thì xác suất làm việc không hỏng của hệ thống là :

$$R_{10}(t) = 0,96^{10} = 0,66.$$

- Nếu có 100 phần tử thì

$$R_{100}(t) = 0,96^{100} = 0,37.$$

### b- Cường độ hỏng



Hình 1.2.10: Quan hệ giữa cường độ hỏng và thời gian

Cường độ hỏng  $\lambda(t)$  tại một thời điểm  $t$  nào đó là tỉ số giữa số hỏng hóc trong đơn vị thời gian và tổng số  $N_t$  tiết máy được sử dụng tại thời điểm đó.

Nếu trong khoảng thời gian khá nhỏ  $\Delta t$  có  $\Delta N_{th}$  chi tiết bị hỏng thì cường độ hỏng  $\lambda(t)$  tại thời điểm  $t$  là :

$$\lambda(t) = \frac{\Delta N_{th}}{N_t \Delta t} \quad (1.2.26)$$

Một cách gần đúng, có thể coi cường độ hỏng là số hỏng hóc trên một đơn vị thời gian và một đơn vị sản phẩm.

Đồ thị  $\lambda(t)$  ( hình 1.2.10 ) chia thành ba vùng ứng với 3 giai đoạn:

Vùng I: ứng với giai đoạn chạy mòn;

Vùng II: ứng với giai đoạn sử dụng bình thường;

Vùng III: ứng với giai đoạn mòn tăng cường.

### c- Tuổi thọ

Tuổi thọ của CTM là khoảng thời gian làm việc tính từ khi bắt đầu hoạt động cho tới khi đạt trạng thái tới hạn (tức là đến lúc bị hỏng cần sửa chữa phục hồi). Tuổi thọ thường tính theo thời gian hoạt động thực tế (không kể thời gian không hoạt động) của CTM.

Trong tính toán người ta còn quan tâm đến *tuổi thọ gamma phần trăm*. Đó là tuổi thọ mà CTM (đối tượng nghiên cứu) làm việc chưa đạt tới trạng thái giới hạn với xác suất  $\gamma\%$ .

Giữa  $\gamma$  và  $R(t)$  có quan hệ:

$$\gamma = 100 R(t) \quad (1.2.27)$$

Thông thường trong sản xuất hàng loạt  $\gamma = 90\%$ . Chẳng hạn tuổi thọ của 90% của một loạt ổ lăn là 8000 h, còn 10% có tuổi thọ thấp hơn.

### d- Hệ số sử dụng

Hệ số sử dụng là tỷ số giữa thời gian làm việc trong một thời kỳ hoạt động nào đó của CTM và tổng thời gian (bao gồm cả thời gian làm việc, thời gian bảo dưỡng và thời gian sửa chữa phục hồi):

$$K_s = \frac{t_{lv}}{t_h} = \frac{t_{lv}}{t_{lv} + t_b + t_p} \quad (1.2.28)$$

Hệ số sử dụng  $K_s$  thường được áp dụng cho các CTM có thể phục hồi được.

### 3- Phương hướng nâng cao độ tin cậy

- Giảm số lượng chi tiết, kết cấu đơn giản; độ tin cậy của từng chi tiết phải xấp xỉ nhau.
- Giảm cường độ chịu tải, sử dụng các loại vật liệu có cơ tính cao, dùng các biện pháp công nghệ để tăng độ bền.
- Bôi trơn bảo dưỡng tốt.
- Sử dụng các hệ thống tính định nhằm phân bố hợp lý tải trọng.
- Cần có thiết bị an toàn.
- Sử dụng nhiều các chi tiết tiêu chuẩn.

## §6- Tính công nghệ và tính kinh tế

Đây là một trong những yêu cầu cơ bản đối với máy và chi tiết máy. Để thoả mãn yêu cầu về tính công nghệ và tính kinh tế, chi tiết máy được thiết kế phải có hình dạng, kết cấu và vật liệu chế tạo chúng phù hợp với điều kiện sản xuất cụ thể, đảm bảo khối lượng và kích thước nhỏ nhất, tốn ít vật liệu. Chi tiết máy được chế tạo tốn ít công sức nhất và kết quả cuối cùng là giá thành thấp. Nói cách khác, một chi tiết máy có tính công nghệ cao một mặt phải thoả mãn các chỉ tiêu về khả năng làm việc, mặt khác trong *điều kiện sản xuất sẵn có* phải dễ chế tạo, tốn ít thời gian và nguyên vật liệu nhất.

### *Những yêu cầu chủ yếu của tính công nghệ:*

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

Để có khái niệm về tính công nghệ của một chi tiết máy, ví dụ trường hợp thiết kế trục:

- Đường kính phôi nên lấy gần sát đường kính trục để giảm khối lượng gia công.
- Số lượng các bậc trên trục càng ít càng tốt.
- Bán kính góc lượn nên lấy bằng nhau.
- Chiều dài các đoạn trục có đường kính khác nhau nên lấy bằng nhau (để có thể gia công nhiều dao đồng thời).
- Các rãnh then nên bố trí trên cùng một đường sinh.
- Chiều rộng các rãnh then nên cố gắng lấy bằng nhau.
- Giữa các bậc nên có rãnh thoát đá...

## §7- Chọn vật liệu của CTM

Chọn vật liệu là một công việc quan trọng, bởi vì chất lượng của CTM nói riêng và của cả máy nói chung phụ thuộc phần lớn vào việc chọn vật liệu có hợp lý hay không. Muốn chọn được vật liệu hợp lý, cần nắm vững các tính chất của các loại vật liệu và nắm vững các yêu cầu mà điều kiện làm việc của CTM và điều kiện chế tạo đòi hỏi đối với vật liệu.

### 1- Yêu cầu đối với vật liệu

- Thoả mãn các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của CTM như độ bền, độ cứng, độ bền mòn v.v...
- Đảm bảo các yêu cầu về khối lượng và kích thước của CTM.
- Đảm bảo các yêu cầu liên quan đến điều kiện sử dụng như tính chất chống ăn mòn, giảm ma sát, cách điện, chịu nhiệt,...
- Có tính công nghệ thích hợp với hình dáng và phương pháp gia công CTM (đúc, hàn, dập, cắt gọt, nhiệt luyện,...
- Rẻ và dễ cung ứng.

### 2- Nguyên tắc sử dụng vật liệu

Trong sử dụng vật liệu có 3 nguyên tắc cơ bản sau:

- Nguyên tắc so sánh một số phương án để chọn: chỉ trên cơ sở tiến hành so sánh một số phương án, ta mới có thể chọn vật liệu một cách hợp lý. Các chỉ tiêu để so sánh lựa chọn có thể là: giá thành thấp nhất hay khối lượng nhỏ nhất mà vẫn đảm bảo độ bền tĩnh, độ bền mỏi hoặc độ cứng v.v... đã cho. Thông thường người ta hay chú ý nhiều đến chỉ tiêu về khối lượng của chi tiết máy vì đối với nhiều loại máy, nó là nhân tố quan trọng, đặc trưng cho hiệu quả của kết cấu, hơn nữa kết hợp với giá mỗi đơn vị khối lượng, chỉ tiêu khối lượng cho ta hình dung rõ ràng về khối lượng của vật liệu và giá vật liệu của cả kết cấu. Để làm được điều đó khi chọn vật liệu và nhiệt luyện cần chú trọng phân tích quan hệ giữa ứng suất cho phép (hoặc đặc trưng cơ học) với khối lượng  $G$  của chi tiết hay cụm máy (xem thêm [1], [3]).

- Nguyên tắc chất lượng cục bộ: Chọn chất lượng tương ứng cho từng bộ phận, tránh sử dụng vật liệu quý hiếm tràn lan.

- Nguyên tắc hạn chế số chủng loại vật liệu: Vì số chủng loại vật liệu (cũng như chủng loại CTM) càng nhiều thì việc cung cấp, bảo quản, thay thế càng phức tạp.

### **3- Vật liệu thường dùng trong chế tạo máy**

#### **a- Kim loại đen**

Kim loại đen (gồm gang và thép) được dùng rộng rãi nhờ độ bền, độ cứng cao và tương đối rẻ, đồng thời có thể nâng cao cơ tính bằng yếu tố hợp kim và nhiệt luyện hoặc hoá nhiệt luyện. Nhược điểm chủ yếu của gang và thép là khối lượng riêng lớn (nặng nề), tính chống gỉ kém

#### **b- Kim loại màu và hợp kim của chúng**

Kim loại màu (đồng, chì, nhôm, thiếc,...) được dùng rộng rãi dưới dạng hợp kim màu như đồng thanh, đồng thau, babit, đũa ra ... Ưu điểm của kim loại màu và hợp kim của chúng là có khả năng giảm ma sát, giảm mài mòn, chống gỉ; một số hợp kim có khối lượng nhỏ. Nhược điểm của chúng là đắt, hiếm. Vì vậy chỉ nên dùng kim loại màu khi rất cần thiết.

#### **c- Kim loại gốm**

Đây là loại vật liệu chế tạo bằng cách ép nung và nung bột kim loại với các chất phụ gia ở áp suất cao và nhiệt độ cao. Nó có ưu điểm là độ bền cao, có cơ tính đặc biệt (như khả năng tự bôi trơn...), nhưng có kích thước còn bị hạn chế bởi điều kiện chế tạo, giá thành đắt.

#### **d- Vật liệu không kim loại**

Loại này rất đa dạng như gỗ, da, cao su, amiăng, chất dẻo,... Chúng có ưu điểm là nhẹ, dễ tạo hình, có tính cách điện, cách nhiệt, chống ăn mòn ..., nhưng có nhược điểm là dễ thay đổi cơ tính theo thời gian (lão hoá), nhiệt độ làm việc thường thấp, dễ cháy.

## **§8- Vấn đề tiêu chuẩn hoá**

### **1- Khái niệm và ý nghĩa**

Tiêu chuẩn hoá là sự quy định những tiêu chuẩn, quy cách về hình dạng, loại, kiểu, các thông số cơ bản, yêu cầu kỹ thuật, mức độ chất lượng... của sản phẩm.

Trong ngành chế tạo máy, tiêu chuẩn hoá có ý nghĩa kinh tế kỹ thuật rất quan trọng, vì:

- Tiêu chuẩn hoá hạn chế được nhiều chủng loại và kích thước của sản phẩm cùng loại cùng tên, nhờ đó có thể sử dụng các phương pháp tiên tiến nhất để chế tạo hàng loạt CTM tiêu chuẩn, giảm được sức lao động, tiết kiệm nguyên vật liệu, giảm bớt đầu tư thiết bị và cuối cùng là hạ giá thành sản phẩm.

- Tạo điều kiện nâng cao chất lượng sản phẩm, khả năng làm việc và tuổi thọ của CTM.

- Đảm bảo được tính đổi lẫn của CTM, nhờ đó tạo thuận lợi cho việc sửa chữa thay thế các CTM bị hỏng.

- Giảm được thời gian nghiên cứu, tính toán thiết kế và chế tạo.

Như vậy, tiêu chuẩn hoá là một biện pháp rất quan trọng để nâng cao các chỉ tiêu kinh tế và chất lượng của máy và được đánh giá theo mức độ tiêu chuẩn hoá:

*mức độ TCH = (số chi tiết tiêu chuẩn) / (số lượng toàn bộ chi tiết của máy). 100%*

## **2- Những đối tượng được tiêu chuẩn hoá trong chế tạo máy**

- Các vấn đề chung: các dãy số và kích thước, tốc độ quay trong một phút, độ côn, các ký hiệu và quy ước trên bản vẽ.
- Các thuật ngữ, các ký hiệu.
- Đơn vị đo lường.
- Cấp chính xác, chất lượng bề mặt CTM.
- Hình dạng, kích thước các CTM thường dùng, các tiết máy ghép, xích, đai, ổ lăn, khớp nối, lò xo, các thiết bị bôi trơn,...
- Các yếu tố cấu tạo CTM: ren, môđun và dạng sinh của bánh răng, đường kính và chiều rộng bánh đai v.v...
- Các thông số, các chỉ tiêu về chất lượng của máy, thiết bị.
- Các tài liệu thiết kế, tài liệu công nghệ.

## **3- Các tiêu chuẩn hiện hành**

Ở nước ta sử dụng 4 cấp tiêu chuẩn:

- Tiêu chuẩn nhà nước Việt nam, ký hiệu TCVN kèm theo thứ tự tiêu chuẩn và năm ban hành. Tính đến 31/12/1998, danh mục TCVN bao gồm 4440 TCVN. Ví dụ TCVN 2247-77 là tiêu chuẩn về đường kính ren và bước ren hệ mét, ban hành năm 1977.
- Tiêu chuẩn ngành, ký hiệu TCN kèm theo ngành tương ứng và nội dung.
- Tiêu chuẩn vùng (tỉnh, thành phố), ký hiệu TCV kèm theo vùng tương ứng và nội dung.
- Tiêu chuẩn cơ sở, ký hiệu TC... Đây là những quy định riêng của cơ sở sản xuất.

Trong quá trình hoà nhập với kinh tế thế giới, nhiều tiêu chuẩn thế giới và khu vực đã và đang có ảnh hưởng và có tác dụng trực tiếp vào nước ta, như trước đây tiêu chuẩn GOST của Liên xô (cũ) và tiêu chuẩn quốc tế ISO hiện nay.

## Phân II TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ

### Bài mở đầu: NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG VỀ TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ

#### 1- Sự cần thiết của việc sử dụng truyền động cơ khí

Trong các thiết bị và dây chuyền công nghệ có thể sử dụng nhiều loại truyền động khác nhau: truyền động cơ khí, truyền động điện, truyền động thủy lực và truyền động khí ép. Sở dĩ cần sử dụng các truyền động để nối động cơ với các bộ phận công tác vì:

- Tốc độ cần thiết của các bộ phận nối chung khác với tốc độ của động cơ tiêu chuẩn (thường là thấp hơn). Nếu chế tạo động cơ có tốc độ thấp, mômen lớn thì kích thước lớn, giá thành đắt.

- Nhiều khi cần truyền động từ một động cơ đến nhiều cơ cấu làm việc với các tốc độ khác nhau.

- Động cơ chuyển động quay đều nhưng bộ phận công tác cần chuyển động tịnh tiến hoặc chuyển động với một tốc độ thay đổi theo một quy luật nào đó.

- Vì điều kiện sử dụng, an toàn lao động hoặc vì khuôn khổ kích thước của máy nhiều khi không thể nối trực tiếp động cơ với bộ phận công tác của máy.

Trong các loại truyền động thì truyền động cơ khí được sử dụng nhiều hơn cả.

Truyền động cơ khí là truyền động dùng các cơ cấu để truyền cơ năng từ động cơ đến các bộ phận làm việc của máy, thông thường có biến đổi vận tốc, lực, mômen và đôi khi biến đổi cả đặc tính, quy luật chuyển động.

Truyền động cơ khí dựa trên hai nguyên lý:

- Truyền động bằng ma sát: truyền động bánh ma sát, truyền động đai.

- Truyền động ăn khớp: truyền động bánh răng, truyền động trục vít -bánh vít, truyền động xích.

#### 2- Các đại lượng tính toán thường dùng

- Công suất trục dẫn  $P_1$ , trục bị dẫn  $P_2$  (kw)

- Hiệu suất của bộ truyền:  $\eta = \frac{P_2}{P_1}$  hoặc  $\eta = 1 - \frac{P_m}{P_1}$

với  $P_m = P_1 - P_2$  là công suất mất mát của bộ truyền.

- Tốc độ quay trên trục dẫn  $n_1$  và trục bị dẫn  $n_2$  (vòng/phút);

- Tỷ số truyền  $u = \frac{n_1}{n_2}$  (quy ước u chỉ nhận giá trị dương và không xét đến chiều quay);

- Mô men xoắn  $T$  (N.mm):

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

Với:  $P_i, n_i$  là công suất, số vòng quay trên trục  $i$ .



# Bài 1: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH MA SÁT

## §1- Khái niệm chung

### 1- Khái niệm

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

### 2- Phân loại truyền động bánh ma sát

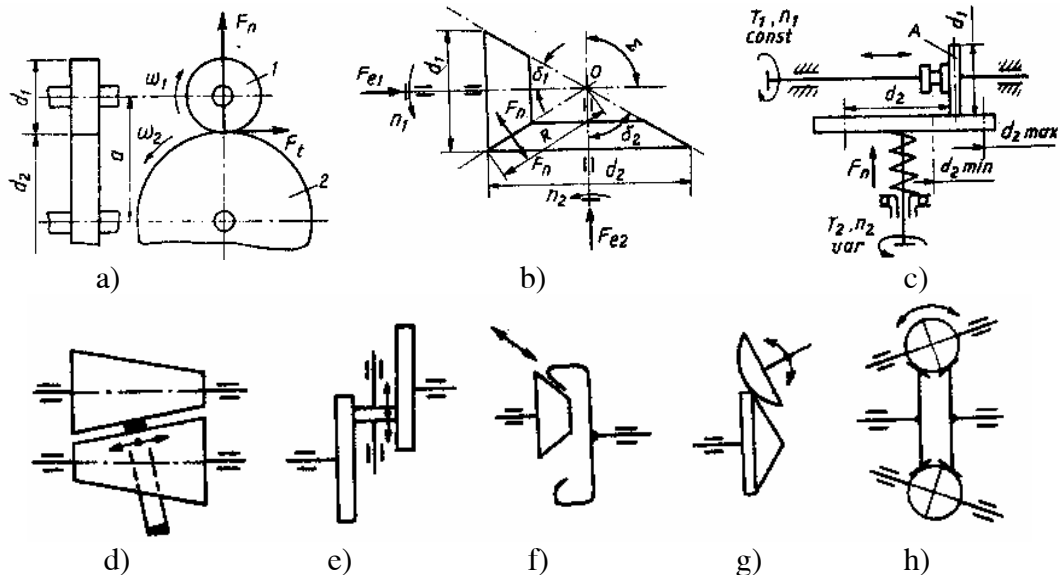
+)**Theo khả năng điều chỉnh tỷ số truyền, chia làm hai loại chính:**

*Truyền động bánh ma sát có tỷ số truyền không điều chỉnh được* ( gọi tắt là bộ truyền bánh ma sát ):

- Bộ truyền ma sát trụ: truyền động giữa hai trục song song (hình 2.1.1a);
- Bộ truyền ma sát nón: Truyền động giữa hai trục vuông góc ( hình 2.1.1b);

*Truyền động ma sát có tỷ số truyền điều chỉnh được* ( bộ biến tốc ma sát):

- Bộ biến tốc ma sát điều chỉnh trực tiếp: Không qua khâu trung gian (hình 2.1.1c, f, g);
- Bộ biến tốc ma sát điều chỉnh gián tiếp : Qua khâu trung gian (hình 2.1.1d, e, h).



Hình 2.1.1: Các loại truyền động ma sát

+)**Theo hình thức tiếp xúc, truyền động bánh ma sát được chia ra**

- Bộ truyền tiếp xúc ngoài: tâm các bánh ở về hai phía so với điểm tiếp xúc
- Bộ truyền tiếp xúc trong: tâm các bánh ở cùng một phía so với điểm tiếp xúc (hình 2.1.1f)

2.1.1f)

### 3- Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

#### a- Ưu điểm

- Có cấu tạo đơn giản;
- Làm việc êm không ồn;
- Có khả năng điều chỉnh vô cấp tốc độ.

#### b- Nhược điểm

- Lực tác dụng lên trục và ổ khá lớn do phải ép các bánh ma sát;
- Tỷ số truyền không ổn định do có trượt giữa các bánh khi làm việc;
- Khả năng tải tương đối thấp (so với truyền động bánh răng)

#### c- Phạm vi sử dụng

- Truyền động ma sát thường chỉ được dùng khi truyền công suất nhỏ hoặc trung bình (dưới 20 kW). Nếu công suất lớn, kích thước bộ truyền khá lớn và khó đảm bảo lực ép cần thiết cho bánh.

- Vận tốc của bộ truyền  $v \leq 15 \div 20$  m/s, nếu vận tốc cao quá nhiệt độ bộ truyền tăng nhiều và gây mòn nhanh

- Tỷ số truyền  $u \leq 7$ .

Truyền động ma sát được dùng trong các thiết bị rên, ép, cần trục, máy vận chuyển, các dụng cụ đo... nhưng được dùng nhiều hơn cả là các bộ biến tốc vô cấp.

## §2- Những vấn đề cơ bản của truyền động bánh ma sát

### 1- Sự trượt trong truyền động bánh ma sát

Trong truyền động bánh ma sát có thể xuất hiện ba dạng trượt sau: trượt hình học, trượt đàn hồi và trượt trơn. Trượt là nguyên nhân gây mất mát công suất và giảm hiệu suất đồng thời làm nóng và mòn bề mặt các bánh.

#### a- Trượt hình học

Sự trượt hình học xuất hiện trên chiều dài tiếp xúc chung và phụ thuộc vào dạng hình học của các bề mặt tiếp xúc.

Bản chất của trượt hình học có thể giải thích bằng ví dụ sau:

Xét bộ truyền bánh ma sát đĩa (hình 2.1.2). Các điểm thuộc đường tiếp xúc trên bánh 1 cách trục quay một khoảng không đổi, do đó khi bộ truyền làm việc vận tốc vòng của các điểm trên đường tiếp xúc thuộc bánh 1 là hằng số.

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \text{const (m/s)} \quad (2.1.1)$$

Còn trên bánh 2, khoảng cách từ các điểm thuộc đường tiếp xúc đến trục quay là thay đổi nên  $v_2$  phân bố theo quy luật bậc nhất:

$$v_2 = \frac{2\pi \cdot x \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} \neq \text{const} \quad (2.1.2)$$

Gọi  $b$  là bề rộng bánh 1. Giả sử vận tốc của bánh 1 và đĩa 2 bằng nhau tại điểm P (Điểm P được gọi là tâm lăn) nằm cách trung điểm của  $b$  một khoảng  $\Delta$ . Gọi  $k$  là khoảng cách từ  $O_2$  đến P

ta có: 
$$v_{P1} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = v_{P2} = \frac{2\pi \cdot k \cdot n_2}{60 \cdot 10^3}$$

Còn ở tất cả các điểm khác trên đường tiếp xúc đều có trượt với vận tốc

$$v_{Ti} = |v_{i1} - v_{i2}| = |v_{P1} - v_{i2}|$$

nên vận tốc trượt tại đầu mút A:

$$v_{AT} = |v_{A1} - v_{A2}| = |v_{P1} - v_{A2}| \quad (\text{vì } v_{A1} = v_{P1})$$

Mà 
$$v_{P1} = v_{P2} = \frac{2\pi k \cdot n_2}{60 \cdot 10^3}$$

$$v_{A2} = \frac{2\pi(k - \Delta - b/2)n_2}{60 \cdot 10^3}$$

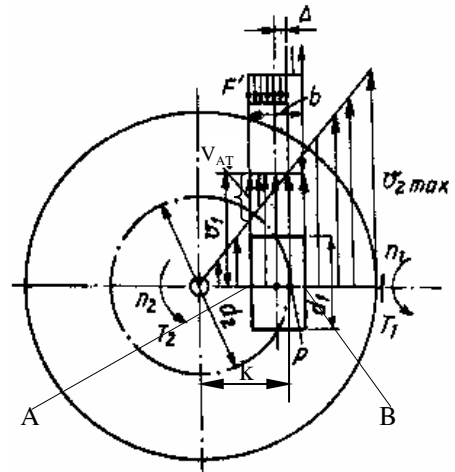
do vậy:

$$v_{AT} = \frac{2\pi \cdot k \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} - \frac{2\pi(k - \Delta - b/2)n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{2\pi(\Delta + b/2)n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{2\pi(\Delta + b/2)n_1}{60 \cdot 10^3 \cdot u} \quad (2.1.3)$$

Như vậy chiều dài tiếp xúc  $b$  càng lớn thì vận tốc trượt càng lớn.

#### Các biện pháp khắc phục trượt hình học:

- Với biến tốc ma sát mặt đĩa, bánh ma sát trụ nên chế tạo hình tang trống.
- Khi truyền động giữa hai trục song song cần đảm bảo sao cho đường tiếp xúc



Hình 2.1.2- Trượt hình học trên bề mặt ma sát đĩa

song song với các trục.

- Khi truyền động giữa các trục giao nhau, đường tiếp xúc (kéo dài) phải đi qua giao điểm của hai trục.

### b- Trượt đàn hồi

Trượt đàn hồi xảy ra do biến dạng đàn hồi khác nhau của hai bánh trên vùng tiếp xúc theo phương tiếp tuyến.

- Nguyên nhân gây trượt: Khi truyền mô men xoắn  $T_1$  với vận tốc  $\omega_1$ , các phân tử trên bề mặt bánh dẫn 1 đi vào tiếp xúc ở điểm 1 thì bị nén, ra khỏi điểm 3 thì bị dãn (hình 2.1.3). Ở bánh bị dẫn 2 thì ngược lại: các phân tử bị dãn khi đi vào điểm 1 và bị nén khi đi ra khỏi điểm 3. Sự thay đổi biến dạng từ nén sang dãn và ngược lại không bắt đầu từ điểm tiếp xúc mà từ một điểm 2 nào đó trên vùng tiếp xúc (tương ứng có thể phân góc tiếp xúc  $\alpha_{tx}$  thành góc lĩnh  $\alpha_0$  và góc trượt  $\alpha_t$ ).

- Trong vùng tiếp xúc từ điểm 2 đến điểm 3, do bị dãn bánh chủ động sẽ chuyển động nhanh hơn, ngược lại do bị nén bánh bị động sẽ chuyển động chậm hơn. Hiện tượng dãn và nén không đều gây nên sự chênh lệch vận tốc ở bánh chủ động và bị động, chính là nguyên nhân gây nên trượt đàn hồi với vận tốc trượt  $v_t = v_1 - v_2$ .

- Như vậy trượt đàn hồi xuất hiện do biến dạng đàn hồi khác nhau của hai bánh theo phương tiếp tuyến. Trong thực tế mọi vật liệu đều có tính đàn hồi và biến dạng đàn hồi do tải trọng gây nên, do đó khi làm việc truyền tải trọng bất cứ bộ truyền ma sát nào cũng có trượt đàn hồi.

### c- Trượt trơn

Khác với trượt đàn hồi, trượt trơn chỉ xuất hiện khi quá tải. Khi lực vòng cần truyền  $F_t = \frac{2T}{d}$  lớn hơn tổng lực ma sát  $F_{ms}$  trên cung tiếp xúc, lúc này cung trượt  $\alpha_t$  sẽ chiếm hết cung tiếp xúc  $\alpha_{tx}$ . Khi này bánh bị dẫn dừng lại trong khi bánh dẫn vẫn quay, gây mòn cục bộ hoặc xước bề mặt. Do đó khi thiết kế cần chọn hệ số an toàn hợp lý để tránh trượt trơn khi làm việc, mặt khác không được dùng bộ truyền bánh ma sát làm cơ cấu phòng quá tải.

## 2- Tỷ số truyền

### a- Tỷ số truyền trong truyền động ma sát

\* Truyền động bánh ma sát trụ:

Hệ số trượt  $\xi$  là tỷ số giữa vận tốc trượt và vận tốc vòng của bánh chủ động.

$$\xi = \frac{v_t}{v_1} = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 1 - \frac{d_2 n_2}{d_1 n_1} \quad (2.1.4)$$

Vậy tỷ số truyền:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} \quad (2.1.5)$$

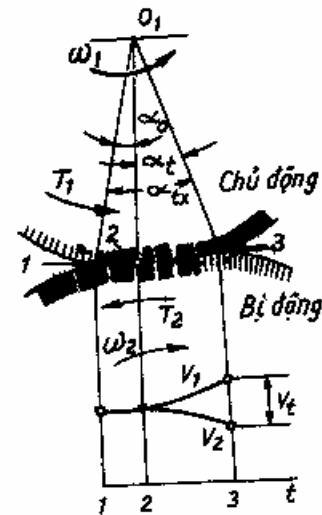
Bỏ qua sự trượt ta có:  $u \approx \frac{d_2}{d_1}$

trong đó:  $\xi = 0,01 \div 0,03$ ; cá biệt khi bộ truyền làm việc trong dầu hoặc tỷ số truyền lớn  $\xi = 0,05$ ;

$d_1, d_2$  - đường kính bánh dẫn và bánh bị dẫn của truyền động bánh ma sát trụ.

\* Truyền động bánh ma sát côn:

Theo hình 2.1.1b ta có:



Hình 2.1.3 - Trượt đàn hồi truyền động bánh ma sát

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} = \frac{\operatorname{tg} \delta_2}{(1-\xi)} \approx \operatorname{tg} \delta_2 \quad (2.1.6)$$

với:  $d_1, d_2$ - đường kính trung bình của các bánh ma sát côn dẫn và bị dẫn.

Vậy tỷ số truyền của bộ truyền ma sát không ổn định do có hiện tượng trượt

### b- Tỷ số trong biến tốc ma sát

#### b.1- Tỷ số truyền trong biến tốc ma sát trực tiếp (hình 2.1.1c):

- Khi thay đổi bán kính tiếp xúc từ  $d_{2\min}$  đến  $d_{2\max}$ , tỷ số truyền  $u$  sẽ thay đổi từ

$$u_{\min} = \frac{d_{2\min}}{d_1(1-\xi)} \text{ đến } u_{\max} = \frac{d_{2\max}}{d_1(1-\xi)}, \text{ tương ứng tốc độ bánh bị dẫn sẽ giảm từ } n_{2\max} = \frac{n_1}{u_{\min}}$$

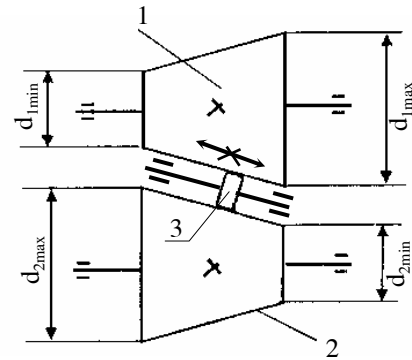
$$\text{đến } n_{2\min} = \frac{n_1}{u_{\max}}.$$

$$\text{Vậy khoảng điều chỉnh tốc độ : } D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = \frac{d_{2\max}}{d_{2\min}}$$

#### b.2- Tỷ số truyền trong biến tốc ma sát gián tiếp (hình 2.1.4)

Nhờ con lăn 3 làm trung gian nên đường kính tiếp xúc của hai bánh đều thay đổi trong khoảng  $d_{\min} \div d_{\max}$

$$\begin{aligned} u_{\min} &= \frac{d_{2\min}}{d_{1\max}(1-\xi)} \\ \Rightarrow u_{\max} &= \frac{d_{2\max}}{d_{1\min}(1-\xi)} \\ \Rightarrow n_{2\min} &= \frac{n_1}{u_{\max}} ; n_{2\max} = \frac{n_1}{u_{\min}} \end{aligned}$$



Hình 2.1.4: Sơ đồ tính tỷ số truyền trong biến tốc ma sát gián tiếp

$$\text{Vậy: } D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = \frac{d_{2\max} \cdot d_{1\max}}{d_{2\min} \cdot d_{1\min}} \quad (2.1.8)$$

$$\text{Nếu } d_{1\min} = d_{2\min} = d_{\min} \text{ và } d_{1\max} = d_{2\max} = d_{\max} \text{ thì: } D = \left( \frac{d_{\max}}{d_{\min}} \right)^2.$$

Khoảng điều chỉnh tốc độ  $D$  là một trong những đặc trưng cơ bản của bộ biến tốc. Về lý thuyết thì có thể có trường hợp  $d_{\min} = 0$  và  $D \rightarrow \infty$ . Tuy nhiên đường kính  $d$  càng nhỏ thì trượt càng tăng lên, bánh dẫn bị mòn nhiều, hiệu suất giảm thấp. Do đó trong thực tế người ta hạn chế điều chỉnh tốc độ  $D \leq 3$ .

### 3- Lực ép

#### a- Cơ sở xác định lực ép

Lực vòng  $F_t$  được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn nhờ lực ma sát  $F_{ms}$  sinh ra tại chỗ tiếp xúc. Điều kiện truyền tải  $F_{ms} \geq F_t$ . Muốn có lực  $F_{ms}$  cần tạo lực pháp tuyến  $F_n$  trên bề mặt tiếp xúc chung. Do đó phải ép hai bánh lại với nhau bằng một lực ép  $F_c$  cần thiết để

$$F_c \text{ đủ lớn sao cho } F_{ms} = f \cdot F_n \geq F_t \Rightarrow F_n \geq \frac{F_t}{f}$$

$$\text{Để đảm bảo an toàn lấy } F_n = \frac{s \cdot F_t}{f} \quad (2.1.9)$$

$$\text{Với } F_t = \frac{2T_1}{d_1} \text{ - lực vòng cần truyền;}$$

$s$ - Hệ số an toàn,  $s=1,5-2,5$ ;

$f$ - Hệ số ma sát phụ thuộc vào vật liệu và điều kiện bôi trơn.

### b- Lực ép trong truyền động bánh ma sát trụ

Theo hình vẽ 2.1.1a ta thấy lực ép  $F_c = F_n$ , do đó  $F_c = \frac{sF_1}{f}$  (2.1.10)

### c- Lực ép trong truyền động bánh ma sát nón (Xem hình 2.1.1b)

Các lực ép theo phương dọc trục  $F_{c1}$ ;  $F_{c2}$ , tại chỗ tiếp xúc sinh ra lực pháp tuyến  $F_{n1} = F_{n2} = F_n$

Phương trình cân bằng lực cho thấy:

$$F_{c1} = F_n \sin \delta_1$$

$$F_{c2} = F_n \sin \delta_2$$

Kết hợp với (2.9.1) ta có:

$$\begin{cases} F_{c1} = \frac{S.F_1 \sin \delta_1}{f} \\ F_{c2} = \frac{S.F_1 \sin \delta_2}{f} \end{cases} \quad (2.1.11)$$

Với bộ truyền giảm tốc  $\delta_2 > \delta_1$  nên  $\Rightarrow F_{c2} > F_{c1}$  do đó để tạo ra cùng một lực ma sát nên cố định bánh 2 rồi tạo lực ép tác dụng lên bánh 1 thì lực ép sẽ nhỏ hơn.

### d- Phương pháp tạo lực ép

Trong thực tế sử dụng hai phương pháp tạo lực ép sau:

- Phương pháp tạo lực ép không đổi: Lực ép  $F_c$  không đổi được hình thành nhờ các yếu tố đàn hồi khi lắp (Ví dụ: nhờ lò xo hình 2.1.1a, c) hoặc nhờ trọng lượng bản thân của các yếu tố trong hệ thống. Phương pháp này chỉ thích hợp cho bộ truyền làm việc với tải trọng không đổi.

- Phương pháp tạo lực ép tự điều chỉnh: Lực ép  $F_c$  sẽ thay đổi tỷ lệ với lực vòng cân truyền do đó sẽ nâng cao tuổi thọ, giảm tổn thất về ma sát (xem thêm [2]).

## §3- Tính độ bền bộ truyền bánh ma sát

### 1- Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

#### a- Các dạng hỏng

Dưới tác dụng của lực ép, tại vùng tiếp xúc của các bánh ma sát sinh ra ứng suất tiếp xúc. Khi các bánh chuyển động, vùng tiếp xúc thay đổi nên ứng suất tiếp xúc tại mỗi điểm trên bề mặt làm việc của bánh ma sát cũng thay đổi theo chu kỳ mạch động gián đoạn, và có thể làm bộ truyền bánh ma sát bị các dạng hỏng sau:

- *Tróc vì mỏi bề mặt làm việc*: xảy ra với các bộ truyền được bôi trơn đầy đủ.

- *Mòn*: Xảy ra với các bộ truyền không được bôi trơn hoặc bôi trơn không đầy đủ, mòn xảy ra mạnh khi bộ truyền bị trượt trơn.

- *Dính*: Xảy ra với các bộ truyền làm việc với vận tốc cao, tải trọng lớn, trọng điều kiện bôi trơn không đầy đủ dẫn đến nhiệt độ vùng tiếp xúc quá cao dẫn đến phá hỏng màng dầu bôi trơn. Dưới tác dụng của áp suất, hai bề mặt làm việc tiếp xúc trực tiếp với nhau nên khi chuyển động, các mảnh kim loại bị đứt khỏi bề mặt bánh này bám chặt lên bề mặt bánh kia gây nên hiện tượng dính.

#### b- Chỉ tiêu tính toán

Các dạng hỏng chủ yếu nói trên đều liên quan đến ứng suất tiếp xúc, vì vậy để tránh các dạng hỏng cần phải tiến hành tính toán bộ truyền theo độ bền tiếp xúc:

- Với các bộ truyền làm bằng vật liệu kim loại, điều kiện bền tiếp xúc là

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

Trong đó:  $\sigma_H$  - Ứng suất tiếp xúc sinh ra (MPa);

$[\sigma_H]$  - Ứng suất tiếp xúc cho phép (MPa).

- Với các bộ truyền làm bằng vật liệu phi kim loại, điều kiện bền tiếp xúc là:

$$q_n \leq [q_n]$$

Trong đó:  $q_n$  - Tải trọng riêng (N/mm);

$[q_n]$ : - Tải trọng riêng cho phép (N/mm).

### 3- Tính toán độ bền tiếp xúc truyền động ma sát trụ

#### a- Đối với vật liệu kim loại

Dạng tiếp xúc ban đầu là tiếp xúc đường nên ứng suất tiếp xúc được xác định theo công thức Héc:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q_n E}{\rho}} \leq [\sigma_H] \quad (*)$$

Trong đó:  $q_n$  - tải trọng riêng phân bố trên chiều dài tiếp xúc  $q_n = \frac{F_n}{b}$

$$F_n - \text{áp lực pháp tuyến. Theo (2.1.9) ta có } F_n = \frac{S.F_t}{f} = \frac{S.2T_1}{fd_1}$$

$b$  - chiều dài tiếp xúc ( mm).

$$E - \text{mô đun đàn hồi tương đương: } E = \frac{2.E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

với  $E_1, E_2$  là mô đun đàn hồi của vật liệu bánh 1 và bánh 2. Với thép  $E = 2,15.10^5$  MPa; Gang  $E = 1,2. 10^5$  Mpa.

$\rho$  - bán kính cong tương đương tại chỗ tiếp xúc (hình 2.1.1a):

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$$

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2}; \rho_2 = \frac{d_2}{2}$$

$$\Rightarrow \rho = \frac{d_1 d_2}{2(d_2 \pm d_1)}$$

Mặt khác ta có:

$$d_2 = u d_1$$

$$a = \frac{(d_2 \pm d_1)}{2} \Rightarrow d_1 = \frac{2a}{u \pm 1}; d_2 = \frac{2.a.u}{u \pm 1}$$

Vậy : 
$$\rho = \frac{au}{(u \pm 1)^2}$$

Thay giá trị tìm được vào công thức (\*) ta được:

$$\sigma_H = \frac{0,418}{a} \sqrt{\frac{sT_1 (u \pm 1)^3 E}{f.u.b}} \leq [\sigma_H] \quad (2.1.12)$$

Công thức này dùng để kiểm nghiệm sức bền tiếp xúc cho bộ truyền đã thiết kế.

Khi thiết kế bộ truyền, đặt  $\psi_{ba} = b/a$  - gọi là hệ số chiều rộng bánh ma sát ( $\psi_{ba} = 0,2 \div 0,4$ ) và biến đổi công thức trên ta được công thức thiết kế sau:

$$a \geq (u \pm 1)^3 \sqrt{\left(\frac{0,418}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{sT_1 E}{fu\psi_{ba}}} \quad (2.1.13)$$

Trong các công thức trên:

a- khoảng cách trục (mm);

u- tỉ số truyền;

s- hệ số an toàn,  $s=1,5 \div 2,5$ ;

f- hệ số ma sát.

#### b- Đối với vật liệu phi kim loại

Điều kiện kiểm nghiệm :

$$q_n = \frac{F_n}{b} = \frac{S.T_1 (u + 1)}{b.f.a} \leq [q_n] \quad (2.1.14)$$

Trong đó:  $q_n$  – tải trọng riêng (N/mm);  
[q]– tải trọng riêng cho phép (N/mm).

Khi thiết kế đặt  $\psi_{ba} = b/a$ , ta có:

$$a \geq \sqrt{\frac{S.T_1(u+1)}{[q_n]f.\psi_{ba}}} \quad (2.1.15)$$

**Chú ý:** Bộ truyền ma sát nón tính toán hoàn toàn tương tự (chỉ khác về các quan hệ hình học về kích thước - xem [1]).

## §4- Vật liệu và ứng suất cho phép

### 1- Vật liệu

#### a- Yêu cầu đối với vật liệu

Vật liệu làm bề mặt bánh ma sát phải có độ bền tiếp xúc và độ bền mỏi cao và có hệ số ma sát lớn.

#### b- Các loại vật liệu thường dùng

Thường dùng thép IIX15, 65Г tôi thể tích hoặc thép 18XГT, 12XH3A, 18X2H2BA v.v... thấm than và tôi, độ rắn bề mặt HRC  $\geq 60$ . Kích thước bộ truyền tương đối nhỏ, làm việc trong dầu, hiệu suất cao, cần phải gia công chính xác, độ nhám bề mặt nhỏ. Đôi khi còn dùng thép 40XH tôi đạt độ cứng 48÷50 HRC.

Gang được dùng trong các bộ truyền hở, làm việc khô hoặc có dầu. Các loại gang thường dùng là CЧ15-32; CЧ 18-36; CЧ 24-44; BЧ 50-1,5; BЧ 60-2 ... Đôi khi dùng bánh gang làm việc với bánh thép.

Ngoài ra còn dùng bánh ma sát thép hoặc gang làm việc với bánh ma sát tểchtôlít hoặc phíp. Bộ truyền làm việc khô, không yêu cầu cao về độ chính xác gia công. Kích thước bộ truyền tương đối lớn, hiệu suất làm việc thấp, nhưng lực tác dụng trực nhỏ hơn so với bộ truyền ma sát thép hoặc gang.

Trường hợp tải trọng nhỏ hơn còn dùng bánh ma sát gỗ hoặc bọc da, vải cao su vv... làm việc với bánh ma sát thép hoặc gang.

Bề mặt làm việc với bánh dẫn nên làm bằng vật liệu mềm hơn bánh bị dẫn để khi bị trượt trơn bánh bị dẫn ít bị mài mòn.

### 2- Ứng suất cho phép

Ứng suất cho phép phụ thuộc vào vật liệu và điều kiện làm việc của bộ truyền:

- Thép với thép có dầu bôi trơn:  $[\sigma_H] = (2,5 \div 3)HB$  (MPa);
- Thép với thép không có dầu bôi trơn:  $[\sigma_H] = (1,5 \div 2,5)HB$  (MPa);
- Gang với gang hoặc thép không có dầu bôi trơn:  $[\sigma_H] = 1,5 HB$  (MPa).

Khi làm việc với vật liệu phi kim, tải trọng riêng cho phép lấy như sau:

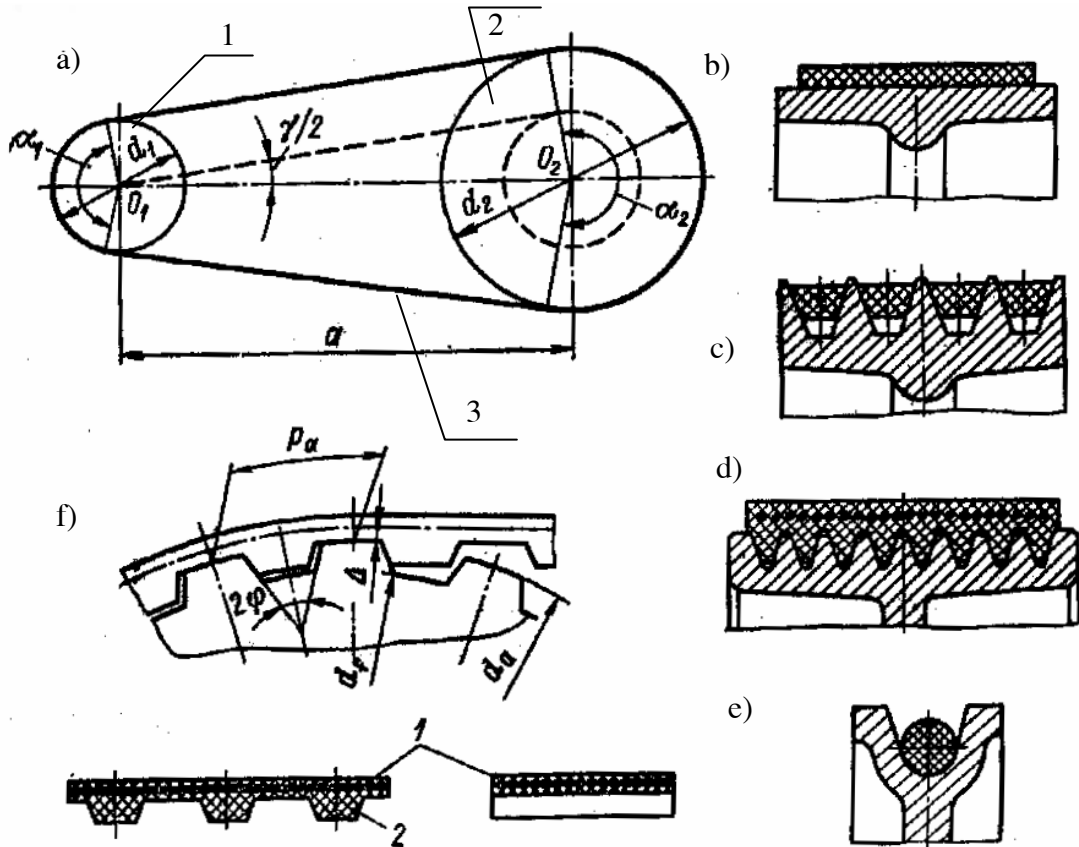
- Tểch tôlít với thép hoặc gang  $[q_n] = 50 \div 60$  N/mm; phíp với thép hoặc gang  $[q_n] = 30 \div 40$  N/mm; da với gang  $[q_n] = 15 \div 25$  N/mm; gỗ với gang  $[q_n] = 2,5- 5$  N/mm.

## Bài 2: TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

### §1- Khái niệm chung

#### 1- Khái niệm và cấu tạo

Truyền động đai thực hiện việc truyền chuyển động và công suất giữa các trục nhờ ma sát sinh ra trên bề mặt tiếp xúc giữa các dây đai với bánh đai.



Hình 2.2.1: Truyền động đai

Dạng đơn giản nhất của truyền động đai gồm: bánh đai chủ động 1; bánh đai bị động 2; dây đai 3 (hình 2.2.1a). Khi cần, dùng thêm bánh căng đai (hình 2.2.2e) nhằm tăng góc ôm trên bánh đai và giảm nhẹ thiết bị căng đai.

#### 2- Phân loại

Theo hình dáng tiết diện dây đai phân ra:

- Truyền động đai dẹt: tiết diện dây đai là hình chữ nhật, bánh đai hình trụ tròn (Hình 2.2.1a);
- Truyền động đai thang: tiết diện dây đai hình thang cân (Hình 2.2.1c);
- Truyền động đai lược: tiết diện đai hình lược (có nhiều gân dọc có tiết diện hình thang) (Hình 2.2.1d);
- Truyền động đai tròn: tiết diện đai là hình tròn (Hình 2.2.1e);
- Truyền động đai răng: truyền lực nhờ sự ăn khớp của các răng của đai với các răng trên bánh đai (Hình 2.2.1f);

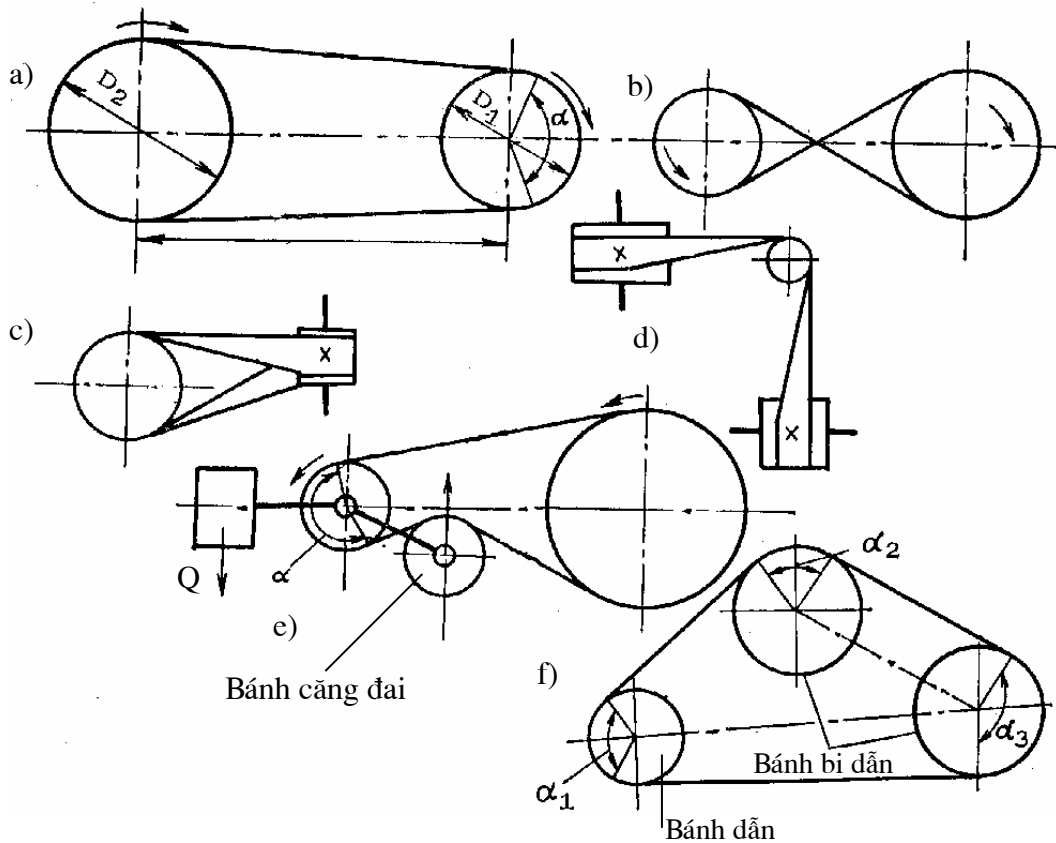
Theo vị trí tương đối và chiều quay giữa các trục mang bánh đai phân ra:

- Truyền động đai thường: Truyền động giữa hai trục song song và quay cùng chiều (Hình 2.2.1a)



- Truyền động chéo: Vòng đai bất chéo dùng để truyền động giữa hai trục song song và quay ngược chiều nhau (Hình 2.2.2b)
- Truyền động nửa chéo: Vòng đai bất nửa chéo dùng cho hai trục chéo nhau (Thường chéo nhau một góc  $90^0$  (Hình 2.2.2c)
- Truyền động góc: Dùng cho hai trục cắt nhau (thường vuông góc với nhau), khi này cần có bánh đối hướng (Hình 2.2.2d).

Trong các truyền động kể trên, truyền động đai thường dùng phổ biến hơn cả.



Hình 2.2.2: Các sơ đồ truyền động đai

### 3- Ưu nhược điểm và phạm vi ứng dụng

#### a- Ưu điểm

- Có khả năng truyền chuyển động và cơ năng giữa các trục ở xa nhau.
- Làm việc êm và không ồn.
- Giữ được an toàn cho các chi tiết máy và động cơ khi bị quá tải nhờ hiện tượng trượt trơn.
- Có thể truyền chuyển động cho nhiều trục (h.2.2.2f).
- Kết cấu đơn giản, bảo quản dễ, giá thành hạ.

#### b- Nhược điểm

- Khuôn khổ và kích thước lớn (với cùng một điều kiện làm việc, đường kính bánh đai lớn hơn đường kính bánh răng khoảng 5 lần).
- Tỷ số truyền không ổn định, hiệu suất thấp vì có trượt đàn hồi.
- Lực tác dụng lên trục và ổ lớn do phải căng đai (so với truyền động bánh răng lớn gấp  $2 \div 3$  lần).
- Tuổi thọ của đai thấp.

#### c- Phạm vi sử dụng

- Do thích hợp với vận tốc cao nên thường lắp ở đầu vào của hộp giảm tốc.
- Thường dùng khi cần truyền động trên khoảng cách trục lớn, công suất truyền dẫn không quá  $40 \div 50$  kw, vận tốc vòng  $V = 5 \div 30$  m/ s.

- Tỷ số truyền của đai dẹt  $u \leq 5$ .
- Tỷ số truyền của đai thang  $u \leq 10$ .

## §2- Kết cấu truyền động đai

### 1- Dây đai

*Yêu cầu về vật liệu dây đai* : đủ độ bền mòn, độ bền mỏi, hệ số ma sát lớn và có tính đàn hồi cao (mô đun đàn hồi thấp).

#### a- Dây đai dẹt

- Thường dùng các loại vật liệu : sợi tổng hợp , vải cao su, sợi bông, da, sợi len.
- Tiết diện đai hình chữ nhật, các kích thước tiết diện gồm chiều rộng đai  $b$ , chiều dày  $\delta$  đã được tiêu chuẩn hoá.
- Đai dẹt thường được chế tạo dưới dạng băng dài hoặc thành vòng kín. Trường hợp làm dạng băng dài, khi sử dụng được cắt lấy chiều dài cần thiết và tiến hành nối lại thành vòng kín (dán, khâu, hoặc nối bằng các chi tiết kim loại). Cần lưu ý chất lượng đầu nối có ảnh hưởng lớn đến sự làm việc của bộ truyền nhất là khi vận tốc lớn, khoảng cách trục ngắn.

*Ưu điểm của đai dẹt:*

- Dễ uốn quanh bánh đai (ứng suất uốn khi đai chạy vòng qua bánh đai nhỏ) do đó có thể giảm đường kính bánh đai.
- Lực quán tính ly tâm nhỏ (do khối lượng đai trên một phân tố chiều dài nhỏ) vì vậy có thể dùng trong trường hợp vận tốc tương đối lớn (so với đai thang).

#### b- Dây đai thang

- Tiết diện ngang hình thang cân, kích thước tiết diện và chiều dài đai đã được tiêu chuẩn hoá. Đai thang được chế tạo thành vòng liền nên làm việc ổn định và êm hơn so với đai dẹt.
- Mặt làm việc của đai là hai mặt bên, ép vào rãnh cung có tiết diện hình thang của bánh đai. Nhờ tác dụng chêm nên hệ số ma sát giữa đai và bánh đai tăng lên:

$$f' \approx \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}} > f$$

trong đó:  $\varphi$  : góc ở đỉnh tiết diện đai, thông thường  $\varphi = 40^\circ \rightarrow f' \approx 3f$ . Do vậy khả năng tải của đai thang cao hơn nhiều so với đai dẹt.

Cấu tạo của dây đai thang gồm các phần sau (hình 2.2.3): lớp sợi vải 1 hoặc lớp sợi bền 4 chịu kéo; lớp vải cao su 2 bọc quanh đai chịu mòn và lớp cao su chịu nén 3.

Nhược điểm của đai thang là chiều dày lớn nên không có lợi về phương diện uốn đai quanh bánh đai. Có sự phân bố không đều tải trọng giữa các dây đai.

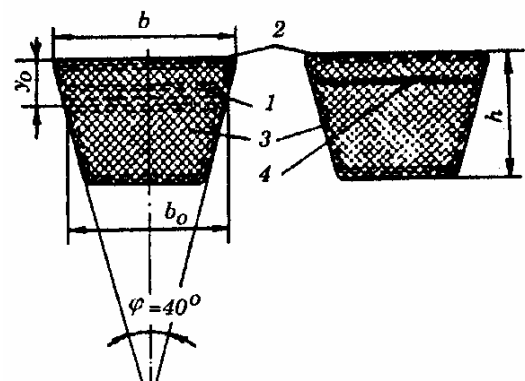
#### c- Dây đai hình lược (Hình 2.2.1d)

Tiết diện đai có phần trên dạng chữ nhật bên dưới là các “răng lược” gài vào các rãnh tương ứng của bánh đai. Lớp sợi (sợi vítkozơ, sợi thủy tinh...) là lớp chịu tải chủ yếu. Dây đai lược được chế tạo thành vòng kín với chiều dài tiêu chuẩn.

Đai lược kết hợp được tính liền khối, dễ uốn của đai dẹt, với khả năng tải lớn của đai thang (do tiếp xúc trên mặt nghiêng) vì vậy loại đai này có khả năng tải cao, đường kính bánh đai nhỏ, tỷ số truyền lớn (có thể tới 15).

#### d- Dây đai răng (Hình 2.2.1f)

Đai răng được chế tạo thành vòng kín, mặt trong có các răng hình thang phân bố đều ăn khớp với các răng trên bánh đai.



Hình 2.2.3: Cấu tạo dây đai thang

Truyền động đai răng kết hợp được các ưu điểm của truyền động đai và truyền động xích, do đó khả năng tải lớn, làm việc ít trượt (không có trượt hình học), tỷ số truyền lớn, lực căng ban đầu nhỏ, mặt khác ít ồn hơn truyền động xích (khe hở ăn khớp tương đối nhỏ) và không đòi hỏi bôi trơn. thông số quan trọng nhất của đai răng là mô đun.

## 2. Bánh đai

Kết cấu bánh đai gồm 3 phần: vành, nan hoa, moayơ. Tùy thuộc vào kích thước (đường kính bánh đai), vật liệu bánh đai (gang, hợp kim nhôm v.v...) và loại hình sản xuất các bộ phận này có thể đúc hoặc dập liền (bánh đai nguyên), có thể ghép với nhau bằng hàn (bánh đai ghép). Hình dạng của vành bánh đai phụ thuộc vào loại đai (Hình 2.2.4).

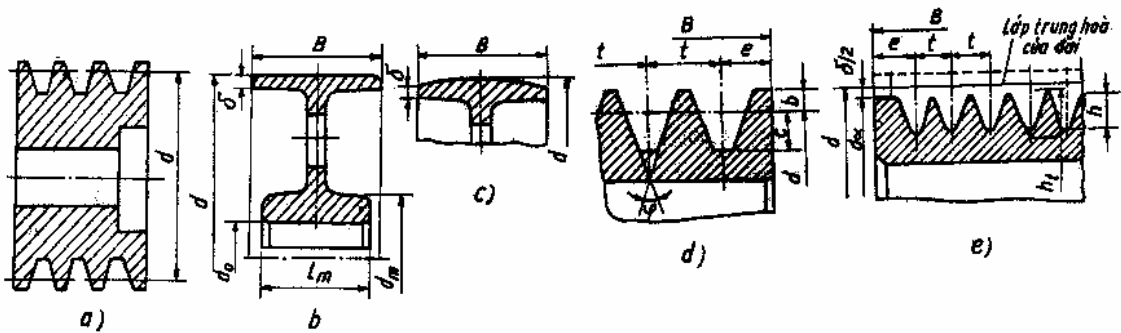
Với đai dẹt mặt ngoài bánh đai có dạng hình trụ hoặc hình tang trống (để tránh tuột đai khi làm việc). Các kích thước cơ bản gồm:

Chiều dày  $\delta = 0,005d + 3$

Chiều rộng vành  $B = 1,1b + (10 \div 15)$  mm, với  $b$  là chiều rộng đai xác định theo điều kiện bền.

Với đai thang, đai lược kích thước của rãnh bánh đai được tiêu chuẩn hoá. Góc đỉnh rãnh  $\Phi = 34 \div 40^\circ$ . Chiều rộng của bánh đai  $B = (z - 1)t + 2e$  với  $z$  - số đai hoặc số chêm;  $t, e$  - xem hình 2.2.4.

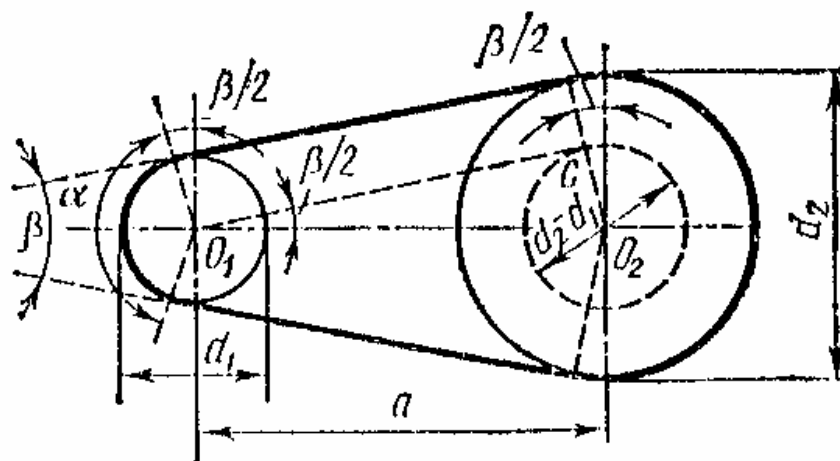
Với đai răng kích thước của các răng xác định theo tiêu chuẩn. Để tránh tuột đai, chiều rộng bánh nhỏ được lấy tăng thêm  $1,5 \div 4$  mm. Trong sản xuất loại bánh đai thường chế tạo bằng phương pháp đúc áp lực.



Hình 2.2.4: Kết cấu bánh đai

## §3- Những vấn đề cơ sở tính toán truyền động đai

### 1- Quan hệ hình học chính



Hình 2.2.5: Quan hệ hình học của đai

### a- Đường kính bánh đai $d_1, d_2$

$d_1, d_2$  là đường kính tính toán. Với đai dẹt là đường kính ngoài cùng của bánh đai; Với đai thang, đai lược là đường kính vòng tròn qua lớp trung hoà của đai.  $d_1, d_2$  đã được tiêu chuẩn hoá.

$d_1, d_2$  không nên lấy quá nhỏ để tránh cho đai không bị ứng suất uốn lớn khi đai chạy vòng qua bánh đai, cũng không nên lấy quá lớn tránh công kênh,  $d_1$  được xác định theo công thức thực nghiệm của Xavêrin:

$$\text{- Đai dẹt } d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \text{ hoặc } d_1 = (5,2 \div 6,4) \sqrt[3]{T_1} \quad (2.2.1)$$

- Đai thang:  $d_1$  được chọn theo bảng phụ thuộc tiết diện đai,  $d_2 = d_1 u (1 - \xi)$  trong đó:  $P_1, n_1, T_1$  - công suất, số vòng quay và mô men xoắn trên trục dẫn;  
 $u$  - tỉ số truyền;  
 $\xi$  - hệ số trượt.

### b- Góc ôm

Góc ôm là góc ở tâm bánh đai choán cung tiếp xúc giữa bánh đai và dây đai. Kí hiệu  $\alpha_1, \alpha_2$ . Theo hình (2.2.5) ta có:

$$\alpha_1 = \pi - \beta; \quad \alpha_2 = \pi + \beta$$

$$\text{Với } \beta \text{ nhỏ } \rightarrow \sin \beta / 2 \approx \frac{\beta}{2} \rightarrow \alpha_1 = \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (\text{rad}) \quad (2.2.2)$$

$$\alpha_2 = \pi + \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (\text{rad})$$

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

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

Nếu  $\alpha_1$  nhỏ sẽ ảnh hưởng xấu đến khả năng kéo của đai, do đó đối với đai dẹt  $\alpha_1$  cần thoả mãn điều kiện  $\alpha_1 \geq 150^\circ$ . Với đai thang  $\alpha_1$  chỉ cần thoả mãn điều kiện  $\alpha_1 \geq 120^\circ$  (do tác dụng chêm của đai với rãnh bánh đai).

### c- Chiều dài đai (Tính qua lớp trung hoà)

$$L = 2a \cos \frac{\beta}{2} + \frac{d_1}{2} \alpha_1 + \frac{d_2}{2} \alpha_2 = 2a \cos \frac{\beta}{2} + \frac{d_1}{2} (\pi - \beta) + \frac{d_2}{2} (\pi + \beta)$$

$$L = 2a \cos \frac{\beta}{2} + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) + \frac{\beta}{2} (d_2 - d_1)$$

- Thông thường  $\beta < 35^\circ$  vì vậy chỉ chú ý đến 2 số đầu của dãy khai triển sau:

$$\cos \frac{\beta}{2} \approx 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{\beta}{2} \right)^2 + \frac{1}{4} \left( \frac{\beta}{2} \right)^4 \dots$$

Do đó thay  $\cos \frac{\beta}{2} \approx 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{\beta}{2} \right)^2$  vào biểu thức tính L với chú ý  $\frac{\beta}{2} \approx \sin \beta / 2 = \frac{D_2 - D_1}{2a}$  và

biến đổi ta có:

$$L \approx 2a + \frac{\pi}{2} (d_1 + d_2) - \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{2a} = 2a + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (2.2.3)$$

Với đai thang chiều dài đai L được tiêu chuẩn hoá.

### d- Khoảng cách trục a

Khoảng cách trục a càng nhỏ thì góc ôm  $\alpha_1$  càng nhỏ ( trường hợp  $u \neq 1$  ) làm giảm khả năng tải , tần số thay đổi ứng suất trong đai sẽ tăng ảnh hưởng đến tuổi thọ vì vậy cần

phải giới hạn khoảng cách trục tối thiểu  $a_{\min}$  để đảm bảo  $\alpha_1 \geq 150^\circ$  với đai dẹt và  $\alpha_1 \geq 120^\circ$  với đai thang.

- Với đai dẹt  $a_{\min} \geq (1,5 \div 2)(d_1 + d_2)$ ; Hệ số 1,5 dùng cho bộ truyền quay nhanh. Hệ số 2 dùng cho bộ truyền vận tốc trung bình.

- Với đai thang  $a_{\min} \geq 0,55(d_1 + d_2) + h$ .

Tuy nhiên nếu khoảng cách trục quá lớn thì khuôn khổ kích thước bộ truyền công kênh và dao động ngang của đai sẽ lớn ảnh hưởng lớn đến sự làm việc (nhất là với bộ truyền đai thang, vì vậy với bộ truyền đai thang  $a_{\max} = 2(d_1 + d_2)$ )

Khi thiết kế từ khoảng cách trục  $a$  đã chọn ta xác định chiều dài  $L$  theo công thức (2.2.3) và làm tròn theo tiêu chuẩn (với đai thang). Trị số  $a$ ,  $L$  phải thỏa mãn điều kiện số vòng chạy của đai trong 1 giây  $i$  không quá lớn (do yêu cầu về tuổi thọ):

$$i = \frac{v}{L} \quad (1/s)$$

- Với đai dẹt  $i = 3 \div 5$ ;

- Với đai thang, đai lược  $i = 20 \div 30$ .

Khi cần tính khoảng cách trục  $a$  theo  $L$  ta biến đổi (2.2.3) và có:

$$a = \frac{2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} \quad (2.2.4)$$

## 2- Lực tác dụng

### a- Lực căng trên dây đai

Để tạo ra lực ma sát giữa dây đai và bánh đai cần căng đai với lực căng ban đầu  $F_0$ . Khi bộ truyền làm việc, bánh dẫn chịu tác dụng của mô men xoắn  $T_1$ , trong nhánh dẫn lực căng tăng lên thành  $F_1$  và trong nhánh bị dẫn lực sẽ giảm xuống còn  $F_2$ .

Từ điều kiện cân bằng của bánh đai khi làm việc:

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

Hiệu số  $F_1 - F_2$  chính là lực có ích và gọi là lực vòng  $F_t$

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2T_1}{d_1} \quad (2.2.5)$$

với  $d_1$ - đường kính bánh bị dẫn (mm);

Để tìm ra quan hệ giữa lực căng ban đầu  $F_0$  với các lực  $F_1$  và  $F_2$ , ta bỏ qua lực ly tâm và giả thiết vật liệu đai tuân theo định luật Húc. Vì chiều dài đai khi làm việc và khi chưa làm việc không đổi nên nếu nhánh dẫn dẫn thêm một lượng  $\Delta L$  thì nhánh bị dẫn sẽ co vào một lượng  $\Delta L$ . Gia số biến dạng  $\Delta L$  do gia số lực  $\Delta F$  gây nên vì vậy lượng tăng, giảm  $\Delta F$  trên hai nhánh là như nhau, do đó:

$$F_1 = F_0 + \Delta F$$

$$F_2 = F_0 - \Delta F$$

$$\text{do vậy: } F_1 + F_2 = 2F_0 \quad (2.2.6)$$

Từ (2.2.5) và (2.2.6) suy ra:

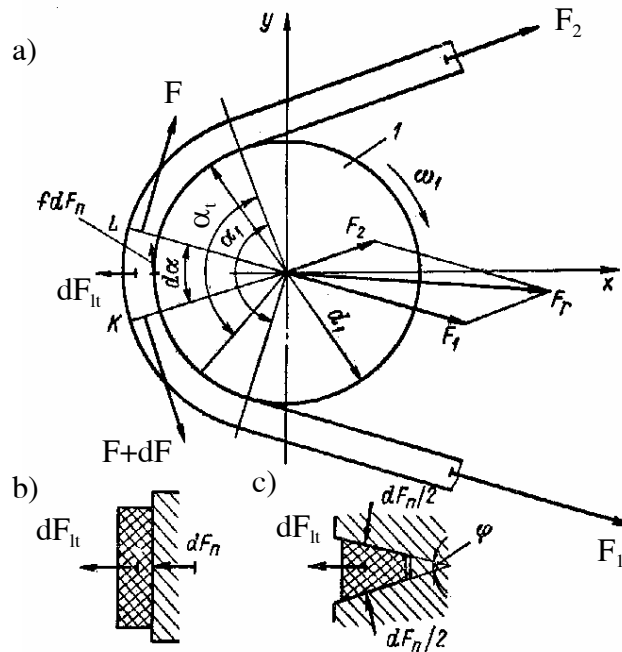
$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} \quad (2.2.7)$$

Để xác định  $F_1$  và  $F_2$  ta sử dụng kết quả bài toán của Ôle cho dây đai trượt trên mặt trụ.

Xét trường hợp đai thang. Từ điều kiện cân bằng của phần tử đai KL, xác định bởi góc ở tâm  $d\alpha$ , ta có tổng hình chiếu của các lực lên trục  $x$  và  $y$  như sau:

$$\sum x = F \sin \frac{d\alpha}{2} + (F + dF) \sin \frac{d\alpha}{2} - 2 \frac{dF_n}{2} \sin \frac{\varphi}{2} - dF_t = 0$$

$$\sum x = F \frac{d\alpha}{2} + (F + dF) \frac{d\alpha}{2} - dF_n \sin \frac{\varphi}{2} - dF_t = 0$$



Hình 2.2.6: Sơ đồ xác định lực trong truyền động đai

$$\text{hay} \quad \sum x \approx F d\alpha - dF_n \sin \frac{\varphi}{2} - dF_{tl} = 0 \quad (2.2.8)$$

$$\sum y = F \cos \frac{d\alpha}{2} - (F + dF) \cos \frac{d\alpha}{2} + f dF_n = 0$$

$$\text{hay} \quad \sum y \approx f dF_n - dF = 0 \quad (2.2.9)$$

Trong đó:  $dF_{tl}$  - lực ly tâm tác dụng lên phân tử đai KL:

$$dF_{tl} = q_m v^2 d\alpha \quad (2.2.10)$$

$$\text{Từ (2.2.9) ta có: } dF_n = \frac{dF}{f} \quad (2.2.11)$$

Thay (2.2.10) và (2.2.11) vào (2.2.8) ta có:

$$F d\alpha - \frac{dF}{f} \sin \frac{\varphi}{2} - q_m v^2 d\alpha = 0$$

Mặt khác  $f' = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}}$  - hệ số ma sát tương đương, ta có:

$$f' d\alpha = \frac{dF}{F - q_m v^2}$$

Tích phân hai vế của đẳng thức trên theo cả cung trượt  $\alpha_1$  ta có:

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F - q_m v^2} = \int_0^{\alpha_1} f' d\alpha$$

$$\text{hay: } \frac{F_1 - F_v}{F_2 - F_v} = e^{f' \alpha_1} = \lambda \quad (2.2.12)$$

trong đó:  $F_v = q_m v^2$  - lực căng phụ do lực ly tâm gây nên.

Với đai dẹt  $\varphi = 180^\circ$  (hình 2.2.6b) nên  $f' = f$ . Như vậy khả năng tải của đai dẹt khá thấp so với đai thang.

Với các bộ truyền đai có  $v \leq 10$  (m/s), có thể bỏ qua lực quán tính và công thức (2.2.12) có dạng thông thường (gọi là công thức Ole):

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha} = \lambda \quad (2.2.13)$$

Từ (2.2.5) và (2.2.12) ta có:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= \frac{\lambda}{\lambda-1} F_t + F_v \\ F_2 &= \frac{F_t}{\lambda-1} + F_v \end{aligned} \right\} \quad (2.2.14)$$

### b- Lực tác dụng lên trục bánh đai

Lực tác dụng lên trục bánh đai xác định theo công thức:

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos(180^\circ - \alpha)} \approx 2F_0 \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2.2.15)$$

với  $\alpha$  là góc ôm của dây đai với bánh đai.

### 3- Ứng suất trong dây đai

Ứng suất căng ban đầu do  $F_0$  gây nên:

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} \quad (2.2.16)$$

với A- diện tích tiết diện đai.

Để đai bền lâu, kinh nghiệm thực tế sử dụng thường lấy  $\sigma_0 = 1,2 \div 1,8$  MPa.

Khi đai làm việc, ứng suất trong nhánh dẫn  $\sigma_1$  và nhánh bị dẫn  $\sigma_2$  xác định theo:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{\lambda}{\lambda-1} \sigma_t + \sigma_v$$

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{\sigma_t}{\lambda-1} + \sigma_v$$

trong đó:  $\sigma_v = \frac{F_v}{A} = \frac{q_m v^2}{A}$  - ứng suất do lực ly tâm gây nên;

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} \text{ - ứng suất có ích.}$$

Ngoài các ứng suất trên, khi đai chạy vòng qua bánh đai 1 và 2, trong dây đai sẽ xuất hiện ứng suất uốn  $\sigma_{u1}$  và  $\sigma_{u2}$ . Các ứng suất này được xác định theo định luật Húc:

$$\sigma_u = \varepsilon \cdot E = \frac{y_{\max}}{r} E$$

trong đó:

$y_{\max}$  - khoảng cách từ thớ đai ngoài cùng đến lớp trung hoà của đai; Với đoạn đai ôm bánh đai

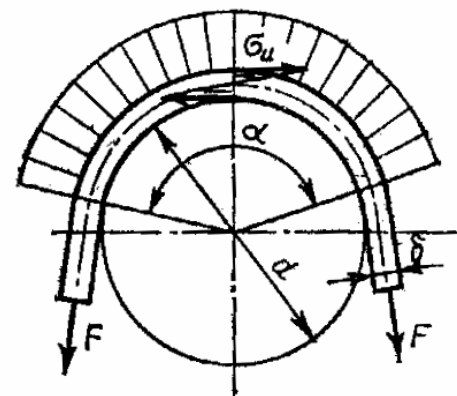
$$y_{\max} = \frac{\delta}{2};$$

r- bán kính cong của lớp trung hoà,  $r \approx \frac{d}{2}$ ;

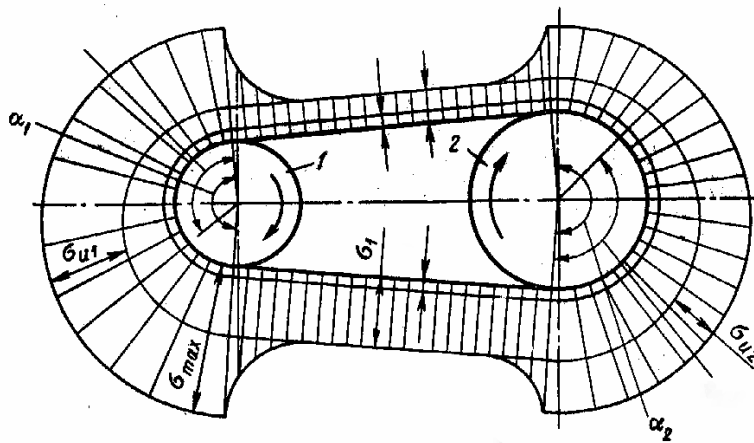
$\varepsilon$  - độ giãn dài tương đối.

$$\text{Do vậy: } \sigma_{u1} = \frac{\delta}{d_1} E; \quad \sigma_{u2} = \frac{\delta}{d_2} E.$$

Ứng suất trong dây đai lớn nhất tại điểm đai bắt đầu đi vào bánh nhỏ:



Hình 2.2.7: Sơ đồ xác định ứng suất uốn trong dây đai



Hình 2.2.8: Sự phân bố ứng suất trong dây đai

$$\sigma_{max} = \frac{\lambda}{\lambda - 1} \sigma_t + \sigma_v + \sigma_{u1} \quad (2.2.17)$$

Biểu đồ phân bố ứng suất trong dây đai trình bày trên hình 2.2.8. Khi đai làm việc mỗi phân tử đai chịu ứng suất thay đổi và ứng suất thay đổi chính là nguyên nhân gây nên sự hỏng vì mỏi của đai.

**Chú ý:** Vì lực căng ban đầu  $F_0$  có ảnh hưởng quan trọng đến tuổi thọ, khả năng kéo và hiệu suất bộ truyền. Mặt khác sau một thời gian làm việc đai thường bị dãn thêm dẫn đến làm giảm  $F_0$ , hoặc trong trường hợp khi tải  $F_t$  thay đổi cần điều chỉnh  $F_0$  cho phù hợp. Vì vậy tùy điều kiện cụ thể cần sử dụng một trong các phương pháp điều chỉnh lực căng đai sau:

- Điều chỉnh lực căng định kỳ: bánh đai được lắp trên trục động cơ điện, lực căng điều chỉnh định kỳ bằng cách dùng vít đẩy động cơ điện di trượt trên rãnh.
- Tự động điều chỉnh lực căng: Lực căng được giữ không đổi nhờ khối lượng của động cơ đặt trên tấm lắc hoặc dùng bánh căng đai (hình 2.2.2e).

#### 4- Khả năng kéo, đường cong trượt và hiệu suất

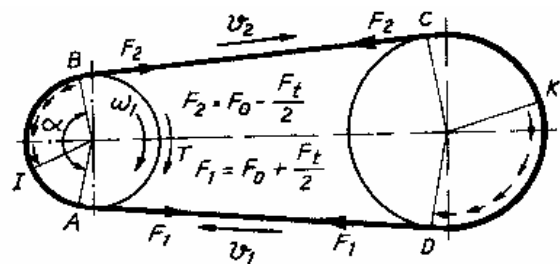
##### a- Sự trượt

Tương tự như trong bộ truyền bánh ma sát, khi truyền tải trọng giữa đai và bánh đai cũng xảy ra hiện tượng *trượt đàn hồi*.

Như đã trình bày ở trên, khi bộ truyền làm việc, lực căng trên hai nhánh là khác nhau.

Các phân tử đai chạy trên nhánh dẫn chịu lực là  $F_1$ , vòng qua bánh đai dẫn sang nhánh bị dẫn chịu lực  $F_2 < F_1$ . Do đó độ dãn dài tương đối của đai cũng giảm xuống. Kết quả là xuất hiện sự trượt đàn hồi của đai trên bánh đai, nghĩa là đai chạy chậm hơn bánh dẫn.

Khi phân tử đai chạy vòng qua bánh bị dẫn, độ dãn dài tương đối của đai tăng lên (do lực tăng từ  $F_2$  lên  $F_1$ ) và xảy ra trượt đàn hồi, đai chạy nhanh hơn bánh bị dẫn.



Hình 2.2.9: Sự trượt trong truyền động đai.

Tuy nhiên trượt không xảy ra trên toàn bộ cung ôm AB và CD mà xảy ra trên một phần các cung này: cung IB và KD (gọi là cung trượt). Tải trọng cần truyền  $F_t$  càng tăng thì các cung IB và KD càng lớn, khi  $F_t$  lớn đến một giá trị nào đó các cung trượt IB, KD chiếm hết toàn bộ các cung ôm AB và CD, trong bộ truyền xảy ra hiện tượng trượt trơn hoàn toàn, dây đai và bánh đai bị động đứng yên trong khi bánh chủ động vẫn quay.

Trượt đàn hồi làm cho vận tốc vòng trên bánh bị động giảm xuống  $v_2 < v_1$ . Đánh giá sự trượt bằng hệ số trượt  $\xi$ :



$$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$$

với  $v_1, v_2$  là vận tốc vòng của bánh 1 và 2.

### b- Khả năng kéo, đường cong trượt và đường cong hiệu suất

Khả năng kéo của bộ truyền đai được đặc trưng bởi lực vòng  $F_t$  hoặc mômen xoắn cần truyền  $T_1$ , nó phụ thuộc vào lực căng ban đầu  $F_0$  và ma sát giữa đai và bánh đai. Thật vậy, bỏ qua ảnh hưởng của lực ly tâm, từ các hệ thức (2.2.5), (2.2.6) và (2.2.13) ta có:

$$F_t = \frac{2(\lambda - 1)}{\lambda + 1} F_0 \quad (2.2.18)$$

hay  $F_t = 2\psi F_0$

trong đó:  $\psi = \frac{\lambda - 1}{\lambda + 1}$  - hệ số kéo.

Như vậy, nếu tăng lực căng ban đầu  $F_0$  thì lực vòng  $F_t$  tăng lên. Tuy nhiên điều này cũng dẫn tới là lực  $F_1 = F_0 + 0,5F_t$  cũng tăng lên và tuổi thọ của đai sẽ giảm xuống. Ngược lại, nếu lực căng ban đầu nhỏ, lực ma sát sinh ra giữa đai và bánh đai sẽ nhỏ và bộ truyền không thể truyền được lực vòng  $F_t$  lớn.

Trị số hợp lý của  $F_0$  được xác định qua nghiên cứu mối liên hệ giữa hệ số kéo  $\psi$  :

$$\psi = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_1}{2\sigma_0} \quad (2.2.19)$$

với hệ số trượt  $\xi$ . Bằng các thí nghiệm người ta thiết lập được đồ thị biểu diễn mối quan hệ  $\xi - \psi$  gọi là đường cong trượt và đồ thị biểu diễn mối quan hệ  $\eta - \psi$  gọi là đường cong hiệu suất (hình 2.2.10).

Qua đồ thị đường cong trượt và đường cong hiệu suất ta thấy:

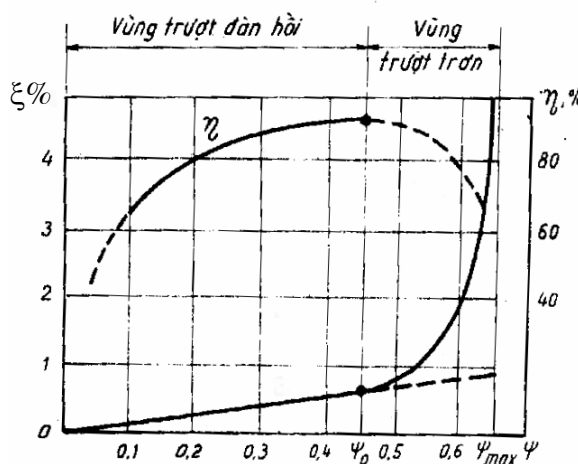
- Khi  $0 \leq \psi \leq \psi_0$  ( $\psi_0$  gọi là hệ số kéo tới hạn), nếu tăng  $\psi$  (tăng  $F_t$ ) thì hệ số trượt  $\xi$  sẽ tăng bậc nhất với  $\psi$ , hiệu suất  $\eta$  cũng tăng, trong bộ truyền chỉ xảy ra hiện tượng trượt đàn hồi.

- Nếu tiếp tục tăng  $F_t$  để  $\psi > \psi_0$  đai sẽ trượt trơn từng phần,  $\xi$  tăng nhanh,  $\eta$  giảm.

- Tiếp tục tăng  $F_t$  đến  $\psi = \psi_{max}$  đai sẽ bị trượt trơn toàn phần  $\xi \rightarrow \infty$ .

**Kết luận :**

- Khi  $\psi$  nhỏ  $\psi < \psi_0$  bộ truyền làm việc non tải,  $\eta$  nhỏ.
- Khi  $\psi$  lớn  $\psi > \psi_0$  bộ truyền làm việc quá tải, trượt nhiều ( $\xi$  lớn),  $\eta$  nhỏ.
- Khi  $\psi = \psi_0$  bộ truyền làm việc có lợi nhất:  $\eta_{max}$ ,  $\psi$  khá lớn,  $\xi$  nhỏ.



Hình 2.2.10: Đường cong trượt và đường cong hiệu suất

## §4- Tính toán truyền động đai

### 1- Chỉ tiêu tính toán

Qua nghiên cứu đường cong trượt - hiệu suất, có thể thấy rằng khi  $\psi > \psi_0$  xảy ra hiện tượng trượt trơn, tải trọng cần truyền vượt quá khả năng kéo của bộ truyền đai, đai mất khả năng làm việc. Vì vậy *tính đai theo khả năng kéo là chỉ tiêu tính toán chủ yếu của bộ truyền đai*. Điều kiện để thoả mãn chỉ tiêu này là:

$$\psi = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0} \leq \psi_0 \quad (2.2.20)$$

hay  $\sigma_t \leq 2\sigma_0\psi_0$ .

Với  $[\sigma_t]_0$  là ứng suất có ích cho phép, được xác định bằng thực nghiệm.

Mặt khác do tác dụng của ứng suất thay đổi, sau một số chu kỳ làm việc đai có thể bị hỏng do mỏi. Vì vậy, bên cạnh khả năng kéo, tuổi thọ cũng là một chỉ tiêu quan trọng.

Qua các số liệu thực nghiệm có thể định được trị số ứng suất có ích cho phép  $[\sigma_t]$  để đai có thể làm việc không bị trượt trơn (đảm bảo khả năng kéo) và lâu bền. Và khi này đai được tính toán theo điều kiện:

$$\sigma_t = \frac{F_t K_d}{A} \leq [\sigma_t] \quad (2.2.21)$$

Trong đó: A- diện tích tiết diện dây đai;

$K_d$  – hệ số tải trọng động (tra bảng);

$F_t$  – lực vòng (N);

## 2- Tính đai dẹt

Ứng suất có ích cho phép của đai dẹt:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 C_b C_\alpha C_v \quad (2.2.22)$$

trong đó:  $[\sigma_t]_0$  - ứng suất có ích cho phép của bộ truyền đai làm việc trong điều kiện thí nghiệm tiêu chuẩn: bộ truyền nằm ngang, góc ôm  $\alpha = 180^\circ$ , vận tốc vòng của đai  $v = 10$  m/s, tải trọng không có va đập (tra bảng).

$C_b$ - hệ số xét đến sự bố trí bộ truyền và cách căng đai (tra bảng);

$C_\alpha$  - hệ số xét đến ảnh hưởng của góc ôm (tra bảng);

$C_v$  – hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc (tra bảng);

A- diện tích tiết diện đai dẹt;  $A = b\delta$ ;

$F_t$  – lực vòng;  $F_t = \frac{1000P_1}{v}$  với  $P_1$  là công suất trên bánh chủ động (kW);

Như vậy, từ (2.2.21), sau khi thay A,  $F_t$ ,  $[\sigma_t]$  ta sẽ được công thức xác định chiều rộng b của đai dẹt:

$$b \geq \frac{1000P_1 K_d}{\delta v [\sigma_t]_0 C_\alpha C_v C_b} \quad (2.2.23)$$

Trị số b sau khi tính phải được lấy tròn theo tiêu chuẩn.

## 3- Tính đai thang

Gọi Z là số dây đai, khi này tổng diện tích tiết diện các dây đai A là:

$$A = Z \cdot A_1$$

với  $A_1$  là diện tích tiết diện mỗi dây đai, phụ thuộc loại đai.

Từ (2.2.21) ta có:

$$F_t \leq \frac{Z A_1}{K_d} [\sigma_t]$$

hoặc công suất trên bánh dẫn  $P_1$  sẽ là:

$$P_1 = \frac{F_t v}{1000} \leq \frac{Z A_1 [\sigma_t]}{K_d 1000} v$$

$$P_1 \leq \frac{z[P]}{K_d} \quad (2.2.24)$$

trong đó:

$$[P] = \frac{A_1 \cdot V \cdot [\sigma_t]}{1000} \quad \text{là công suất có ích cho phép thực tế, được xác định}$$

theo công thức:

$$[P] = [P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_u \cdot C_z \cdot C_1 \quad (2.2.25)$$

với:  $[P_0]$  là công suất có ích cho phép của 1 đai xác định bằng thực nghiệm ứng với đường kính xác định của bánh đai nhỏ  $d_1$  và với vận tốc  $v$  khác nhau, với điều kiện số đai  $Z=1$ , tỉ số truyền  $u=1$ , góc ôm  $\alpha_1=180^\circ$ , chiều dài đai  $l_0$ , làm việc không có va đập.

$C_\alpha$  - hệ số kể đến ảnh hưởng của góc ôm trên bánh đai nhỏ  $\alpha_1$ ;

$C_u$  - hệ số không kể đến ảnh hưởng của tỉ số truyền;

$C_z$  - Hệ số kể đến sự phân bố không đều trong;

$C_1$  - Hệ số kể đến ảnh hưởng của chiều dài đai;

Từ (2.2.24) và (2.2.25) ta có:

$$Z C_z \geq \frac{P_1 \cdot K_d}{[P]} = \frac{P_1 K_d}{[P_0] C_\alpha C_u C_1} \quad (2.2.26)$$

Từ trị số của  $Z \cdot C_z$  theo (2.2.29) ta tra bảng sẽ xác định được số dây đai  $Z$ . Số dây đai không nên lấy quá 6, vì số đai càng lớn tải trọng càng phân bố không đều cho các đai, đồng thời làm tăng chiều rộng bánh đai.

#### 4- Tính đai lược:

Gọi  $Z$  là số chêm của đai lược, diện tích tiết diện của đai là:

$$A = \frac{A_{10} \cdot Z}{10}$$

với  $A_{10}$  là diện tích đai lược có  $Z=10$  (tra bảng). Tính toán tương tự như đai thang ta có:

$$Z = \frac{10 P_1 K_d}{[P_0] C_\alpha C_u C_1} \quad (2.2.27)$$

trong đó:  $[P_0]$  - công suất có ích cho phép, được xác định bằng thực nghiệm đối với các tiết diện đai có số chêm  $Z=10$ ,  $d_1$  xác định, vận tốc  $v$  khác nhau,  $u=1$ ;  $\alpha=180^\circ$ ;  $L_0$ .

$C_\alpha$ ,  $C_u$ ,  $C_z$  - như phần đai thang;

$P_1$  - công suất trên trục dẫn (kW).

#### 5- Tính đai răng

Với đai răng, mô đun là thông số hình học cơ bản:  $m = \frac{P}{\pi}$ . Giá trị của mô đun được xác định theo công thức:

$$m \approx 35 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \quad (2.2.28)$$

- Bước đai răng  $p$ ; Với  $P_1$ ,  $n_1$  - công suất và số vòng quay trên trục dẫn.

Từ thông số mô đun  $m$  sẽ xác định các thông số còn lại của bộ truyền (tra bảng).

## Bài 3: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

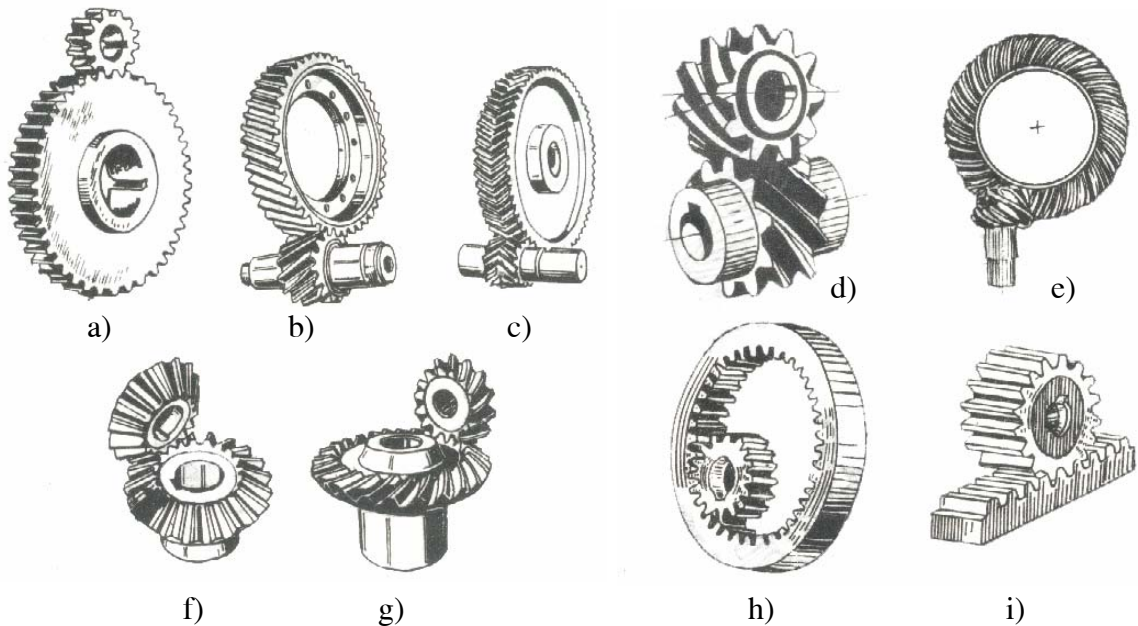
### §1- Khái niệm chung

#### 1. Khái niệm

Truyền động bánh răng thực hiện truyền chuyển động và tải trọng nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng hoặc thanh răng.

#### 2. Phân loại

Truyền động bánh răng được phân loại theo các đặc điểm về hình học và chức năng.



Hình 2.3.1 Các loại truyền động bánh răng

*Theo vị trí tương đối giữa các trục phân ra:*

- Truyền động giữa các trục song song: Truyền động bánh răng trụ răng thẳng, răng nghiêng và chữ V (hình 2.3.1a,b,c).

- Truyền động giữa các trục cắt nhau: Truyền động bánh răng côn răng thẳng, răng nghiêng và cung tròn (hình 2.3.1f,g).

- Truyền động giữa các trục chéo nhau (truyền động hypebôlôit): Truyền động bánh răng trục chéo, truyền động bánh răng côn chéo (truyền động hypôit)(hình 2.3.1d,e).

*Theo tính chất di động của các đường tâm bánh răng phân ra:*

- Truyền động bánh răng thường: đường tâm các bánh răng cố định.

- Truyền động bánh răng hành tinh: có ít nhất một đường tâm của một bánh răng di động.

*Theo phương của răng so với đường sinh phân ra:*

- Truyền động bánh răng thẳng.

- Truyền động bánh răng nghiêng, răng cong (truyền động bánh răng côn răng cong).

*Theo vị trí tâm bánh răng so với tâm ăn khớp phân ra:*

- Truyền động bánh răng ăn khớp ngoài: tâm các bánh răng ở hai phía so với tâm ăn khớp.

- Truyền động bánh răng ăn khớp trong (hình 2.3.1h): tâm các bánh ở cùng một phía so với tâm ăn khớp.

*Theo dạng profin răng phân ra:*

- Truyền động bánh răng thân khai.

- Truyền động bánh răng xyclôit.
- Truyền động bánh răng Novikov (cung tròn).

Truyền động bánh răng thân khai được sử dụng nhiều hơn cả vì vận tốc trượt nhỏ nên tổn thất do ma sát ít, hiệu suất cao; bán kính cong ở vùng tiếp xúc đủ lớn nên khả năng tải lớn đồng thời dụng cụ cắt có cạnh thẳng, dễ đảm bảo độ chính xác cao.

Phần này chỉ trình bày về bánh răng thân khai.

Theo điều kiện làm việc của bộ truyền phân ra:

- Truyền động bánh răng chịu lực: dùng để truyền công suất, kích thước xác định theo độ bền.
- Truyền động bánh răng không chịu lực: chỉ thực hiện các chức năng về động học, kích thước không cần xác định theo độ bền.

Để biến đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và ngược lại người ta dùng *truyền động bánh răng - thanh răng*.

Một số bánh răng đặc biệt như bánh răng Rút, bánh răng không tròn v.v...

### 3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

So với các kiểu truyền động khác, *truyền động bánh răng có những ưu điểm:*

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

*Nhược điểm:*

- Chế tạo phức tạp, yêu cầu độ chính xác cao.
- Gây ồn khi vận tốc lớn.

*Phạm vi sử dụng:*

Sử dụng rất rộng rãi: từ đồng hồ, khí cụ đến các máy hạng nặng.

Phạm vi sử dụng lớn về công suất, tốc độ và tỷ số truyền (V tới 200 m/s, P tới hàng chục nghìn kW, tỷ số truyền lớn hàng trăm, thậm chí hàng nghìn trong một số cấp).

## §2- Đặc điểm ăn khớp của bộ truyền bánh răng và kết cấu bánh răng

### 1. Các thông số cơ bản

#### a- Mô đun ăn khớp

Mô đun là thông số cơ bản của bộ truyền bánh răng:

$$m = \frac{p}{\pi} \quad (2.3.1)$$

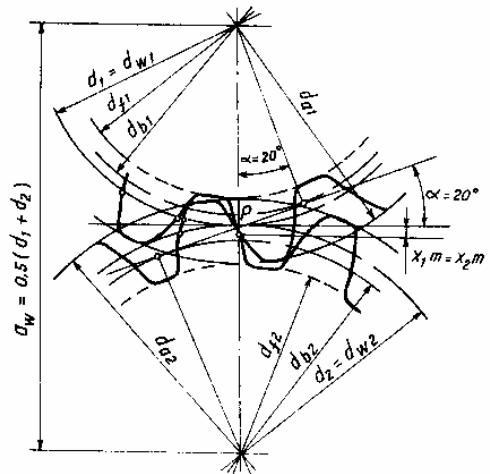
p- bước răng trên mặt trụ chia.

Điều kiện để các bánh răng thân khai ăn khớp đúng với nhau là chúng phải được cắt bằng cùng một dao. Khi này chúng sẽ có cùng mô đun (và cùng góc áp lực trên vòng chia).

Mô đun được tiêu chuẩn hoá (từ 0,05 ÷ 100mm) để hạn chế số lượng dao cắt bánh răng. Mô đun tiêu chuẩn của bánh răng trụ răng thẳng là mô đun ngang m, răng nghiêng là mô đun pháp  $m_n$ , của bánh răng côn răng thẳng là mô đun mặt mút lớn  $m_{ec}$ , của bánh răng côn răng không thẳng là mô đun pháp trung bình  $m_{nm}$ .

#### b- Số răng $Z_1, Z_2$

Có quan hệ theo biểu thức:



Hình 2.3..2. Các thông số cơ bản của bộ truyền bánh răng.

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{mZ_2}{mZ_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (2.3.2)$$

### c- Góc ăn khớp

Là góc hợp bởi đường ăn khớp và phương vận tốc tâm ăn khớp (vuông góc với  $O_1 O_2$ ).

Góc pôfin sinh:

Thanh răng dùng để tạo thành răng trên phôi gọi là thanh răng sinh. Góc pôfin của thanh răng sinh (góc pôfin sinh)  $\alpha_0$  được tiêu chuẩn:  $\alpha_0 = 20^\circ$ .

### d- Sự dịch chỉnh bánh răng và hệ số dịch dao

Dịch chỉnh bánh răng nhằm cải thiện một vài đặc tính ăn khớp, hoặc để đạt khoảng cách trục cho trước, được thực hiện bằng cách dùng đoạn thân khai khác của cùng một vòng tròn cơ sở làm cạnh răng. Bánh răng như vậy gọi là bánh răng dịch chỉnh.

Khi cắt bánh răng dịch chỉnh, đường trung bình của dao thanh răng không tiếp xúc với đường chia của bánh răng. Khoảng cách giữa đường trung bình và đường chia là  $xm$ , với  $m$  là mô đun,  $x$  gọi là hệ số dịch chỉnh.

*Trường hợp bánh răng dịch chỉnh dương:* dao lùi xa tâm phôi,  $x > 0$  (đường trung bình không cắt đường chia). Dịch chỉnh dương làm tăng chiều dày chân răng và góc ăn khớp, do đó làm tăng sức bền uốn và sức bền tiếp xúc song làm nhọn răng và giảm hệ số trùng khớp, vì thế không nên chọn  $x$  quá lớn.

*Trường hợp bánh răng dịch chỉnh âm:* Khi dao tiến gần tâm phôi,  $x < 0$  (đường trung bình cắt đường chia). Dịch chỉnh âm làm dạng răng thay đổi ngược lại.

#### Với một cặp bánh răng, ta có:

- Cặp bánh răng tiêu chuẩn: khi  $x_1 = x_2 = 0$ .
- Cặp bánh răng dịch chỉnh đều, khi  $x_1 = -x_2$ . Khi này, bánh nhỏ dịch chỉnh dương  $x_1 > 0$ , bánh lớn dịch chỉnh âm  $x_2 < 0$ . Khi dịch chỉnh đều, khoảng cách trục và góc ăn khớp  $\alpha$  đều không thay đổi.

- Cặp bánh răng dịch chỉnh góc: khi  $x_1 = x_1 + x_2 \neq 0$ . Thường  $x_1 > 0$  và  $x_2 > 0$ . Khi dịch chỉnh góc, khoảng cách trục và góc ăn khớp thay đổi (tăng lên:  $a_w > a$ ,  $\alpha_w > \alpha$ ).

### 3. Hệ số trùng khớp

Hệ số trùng khớp ngang  $\varepsilon_\alpha$  là tỉ số giữa chiều dài cung ăn khớp  $g_\alpha$  với bước răng trên vòng cơ sở này  $p_b$ :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_b} \quad \text{với } p_b \text{ - bước răng trên vòng cơ sở.}$$

#### a) Bánh răng trụ răng thẳng

Do các răng vào khớp trên suốt chiều dài răng nên muốn truyền chuyển động liên tục, trước khi một đôi răng ra khớp, đôi tiếp theo đã phải vào khớp.

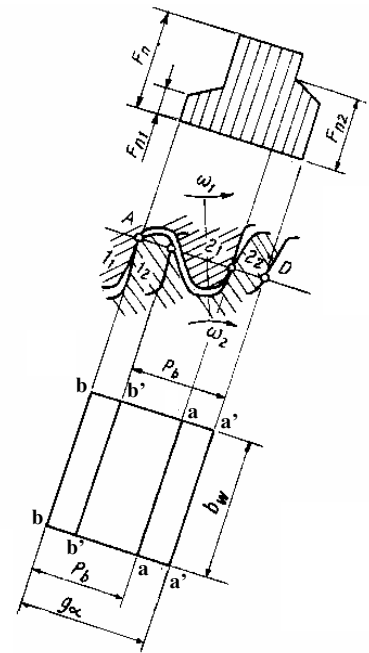
Như vậy, hệ số trùng khớp  $\varepsilon_\alpha$  phải lớn hơn 1:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_b} > 1 \rightarrow g_\alpha = \varepsilon_\alpha \cdot p_b > p_b$$

Trong quá trình làm việc, tồn tại thời điểm ăn khớp một đôi và hai đôi (hình 2.3.2):

Khi đôi răng  $aa$  đang tiếp xúc thì đôi  $bb$  cũng đang tiếp xúc (vùng ăn khớp hai đôi). Khi đôi răng  $aa$  di chuyển tới  $aa'$  thì  $bb$  di chuyển tới  $bb'$ . Trong khoảng thời gian từ khi đôi thứ nhất  $aa$  ra khớp đến khi đôi tiếp theo vào khớp, bộ truyền chỉ có một đôi  $bb$  đang ăn khớp (vùng ăn khớp một đôi).

Nếu bước cơ sở  $p_b$  và pôfin răng được chế tạo chính xác thì tải trọng do các đôi truyền đi tỉ lệ thuận với độ cứng của các đôi răng tiếp xúc. (Độ cứng của đôi



Hình 2.3.3. Bánh răng thẳng có thời điểm ăn khớp một đôi và hai đôi.

răng là tải trọng làm cho điểm tiếp xúc chuyển vị một đơn vị dài).

Trị số  $\varepsilon_\alpha$  có thể tính gần đúng:

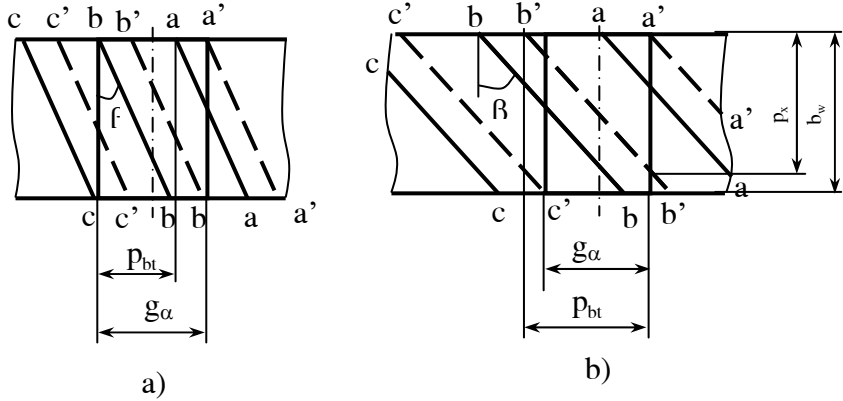
$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta \quad (2.3.3)$$

với  $\beta$  - góc nghiêng của răng (răng thẳng:  $\beta = 0$ ).

b) Bánh răng trụ răng nghiêng

Ở bánh răng nghiêng, các răng không hướng theo đường sinh mà làm với đường sinh một góc  $\beta$ .

Khác với răng thẳng, răng bánh răng nghiêng không vào tiếp xúc nhau trên toàn bộ chiều dài răng mà vào khớp dần dần, đường tiếp xúc lan dần trên chiều dài răng, đôi răng phía trước ra khớp phía sau vào khớp bấy nhiêu (hình 2.3.4a).



Hình 2.3.4: Bánh răng nghiêng luôn có ít nhất hai đôi răng ăn khớp

Bánh răng nghiêng luôn có ít nhất hai đôi răng ăn khớp kể cả khi hệ số trùng khớp ngang

$\varepsilon_\alpha$  nhỏ hơn 1 ( $\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_{bt}} < 1$ ), miễn là đảm bảo hệ số trùng khớp dọc  $\varepsilon_\beta$  lớn hơn 1 (hình 2.3.4b):

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} = \frac{b_w}{p_{bt}} \cdot \operatorname{tg} \beta = \frac{b_w}{\pi m_n} \sin \beta > 1 \quad \text{với } p_x \text{ là bước dọc, } p_n = \pi m_n \text{ là bước pháp:}$$

$$p_n = p_x \cdot \sin \beta$$

Thực tế nên lấy  $\varepsilon_\beta \geq 1,1$ .

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

Tiêu chuẩn Việt Nam qui định 12 cấp chính xác chế tạo bộ truyền bánh răng theo thứ tự có độ chính xác giảm dần từ 1 ÷ 12 (thường sử dụng cấp chính xác 6, 7, 8, 9).

Mỗi cấp được đặc trưng bởi ba chỉ tiêu:

- Mức chính xác động học.
- Mức chính xác làm việc êm.
- Mức tiếp xúc của răng.

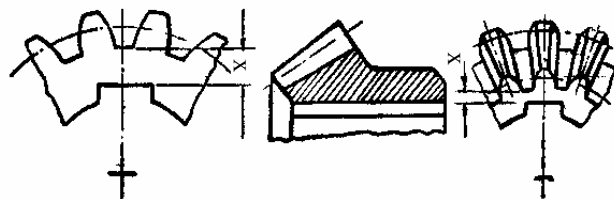
Để tránh kẹt răng, TCVN qui định 6 dạng khe hở theo thứ tự A, B, C, D, E, H có khe hở giảm dần. Mức H - khe hở bằng không.

Ngoài ra tiêu chuẩn cũng qui định dung sai về khoảng cách trục, độ nghiêng trục và các thông số khác.

Khi chọn cấp chính xác cần căn cứ vào vận tốc vòng phạm vi sử dụng của bộ truyền.

### 4. Kết cấu bánh răng

Kết cấu bánh răng phụ thuộc vào kích thước bánh răng (đường kính  $d$ ), qui mô sản xuất và phương pháp lắp với trục.



Hình 2.3.5: Kiểm tra điều kiện liên trục của bánh răng

Nếu đường kính bánh răng  $d \leq 150\text{mm}$ , bánh răng được chế tạo liền khối, không khoét lõm (hình 2.3.6a,b,c).

Nếu cần tăng độ đồng tâm hoặc vành răng quá mỏng:

$x \leq 2,5\text{m}$  đối với bánh răng trụ ( $m$  là mô đun);

$x \leq 1,6 m_{ic}$  đối với bánh răng côn ( $m_{ic}$  là mô đun mặt mút lớn)

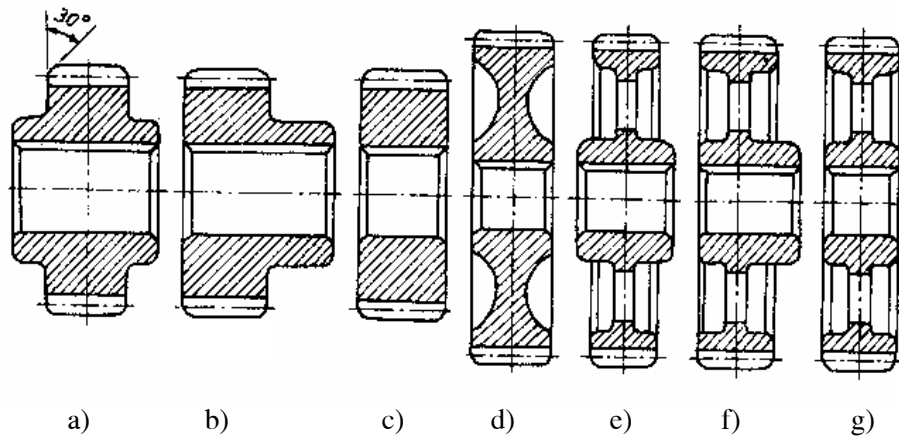
thì bánh răng được chế tạo liền trục (hình 2.3.5).

Khi đường kính bánh răng  $d \leq 600\text{mm}$ , bánh răng thường được khoét lõm để giảm khối lượng, tăng khả năng đồng đều về cơ tính khi nhiệt luyện, dễ gá kẹp và vận chuyển (hình 2.3.6 d, e, f, g).

Khi đường kính lớn:  $d > 600\text{mm}$ , để tiết kiệm thép tốt, bánh răng thường được chế tạo vành riêng bằng thép tốt rồi lắp vào lõi bằng thép thường hoặc gang. Mỗi ghép có độ dôi và bắt vít. Khi đường kính bánh răng lớn ( $> 3000\text{mm}$ ) vành răng được ghép từ các mảnh (3 ÷ 4 mảnh).

Các bánh răng nhỏ có thể chế tạo từ phôi rèn, dập, cũng có thể từ phôi đúc hoặc cán. Bánh răng lớn có thể chế tạo từ phôi đúc hoặc hàn.

Chọn mối ghép cho bánh răng trên trục được căn cứ vào tải trọng cần truyền và tần số tháo lắp.



Hình 2.3.6: Kết cấu bánh răng

### §3- Cơ sở tính toán thiết kế

#### 1. Tải trọng trong truyền động bánh răng

##### a- Lực tác dụng trên răng khi ăn khớp

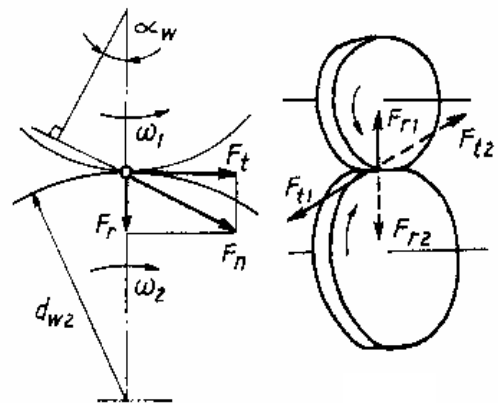
Khi làm việc tại chỗ tiếp xúc của hai răng xuất hiện lực ma sát  $F_{ms}$  và lực pháp tuyến  $q_n$  phân bố theo chiều dài tiếp xúc.

Bỏ qua ảnh hưởng của lực ma sát  $F_{ms}$  vì hệ số ma sát tại đây khá nhỏ và coi tải trọng phân bố đặt tập trung tại điểm giữa chiều rộng vành răng. Lực pháp tuyến toàn phần tác dụng giữa các răng  $F_n$  nằm trong mặt phẳng ăn khớp có phương vuông góc và hướng vào các mặt răng làm việc.

a.1) Lực tác dụng trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

Lực pháp tuyến toàn phần  $F_n$  được phân ra hai thành phần vuông góc: Lực vòng  $F_t$  và lực hướng tâm  $F_r$ :

$$\left. \begin{aligned} \vec{F}_n &= \vec{F}_t + \vec{F}_r \\ F_{t1} &= \frac{2T_1}{d_{w1}} \approx F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{w2}} \\ F_{r1} &= F_{t1} \cdot \text{tg} \alpha_w \approx F_{r2} = F_{t2} \cdot \text{tg} \alpha_w \\ F_{n1} &= \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_w} \approx F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_w} \end{aligned} \right\} (2.3.4)$$



Hình 2.3.7: Lực tác dụng trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng



với  $T_1, T_2$  là mô men xoắn trên trục dẫn và bị dẫn;  
 $d_{w1}, d_{w2}$  là đường kính vòng lăn bánh dẫn và bị dẫn;  
 $\alpha_w$  - góc ăn khớp trên vòng lăn.

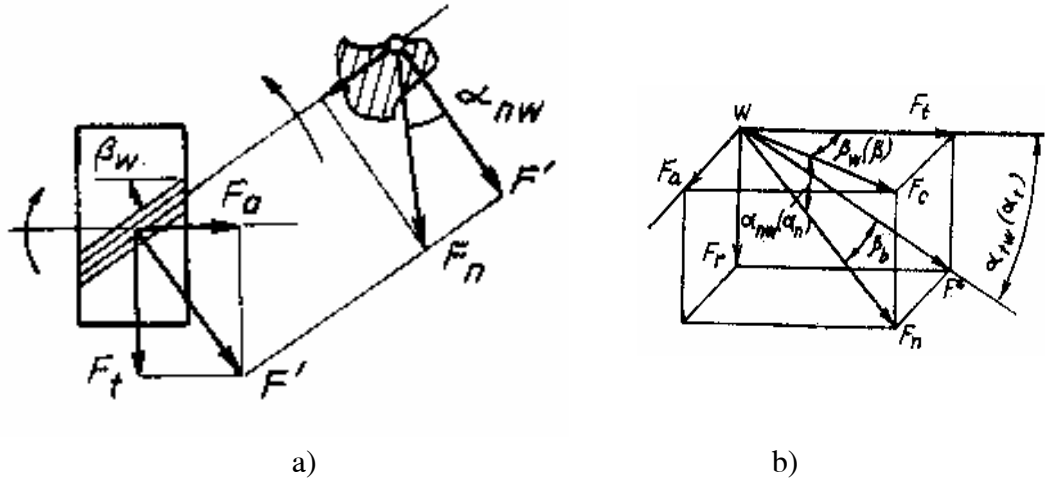
Lực vòng  $F_t$  có phương tiếp tuyến với bán kính quay, có chiều ngược chiều quay đối với bánh chủ động, cùng chiều quay với bánh bị động.

Lực hướng tâm  $F_r$  có phương hướng theo bán kính, có chiều hướng vào tâm mỗi bánh.

a.2) *Lực tác dụng trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng*

Trên hình vẽ thể hiện lực pháp tuyến  $F_n$  nằm trong mặt phẳng pháp tuyến và vuông góc với cạnh răng.

Lực  $F_n$  được phân ra ba thành phần vuông góc: Lực vòng  $F_t$ , lực hướng tâm  $F_r$  và lực dọc trục  $F_a$  (hình 2.3.8):  $\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_r + \vec{F}_a$



Hình 2.3.8. Lực tác dụng trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng.

$$\left. \begin{aligned} F_{t1} &= \frac{2T_1}{d_{w1}} \approx F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{w2}} \\ F_{r1} &= \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{nw}}{\cos \beta_w} \approx F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{nw}}{\cos \beta_w} \\ F_{a1} &= F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta_w \approx F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta_w \\ F_{n1} &= \frac{F_{t1}}{\cos \beta_w \cdot \cos \alpha_{wn}} \approx F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos \beta_w \cdot \cos \alpha_{wn}} \end{aligned} \right\} \quad (2.3.5)$$

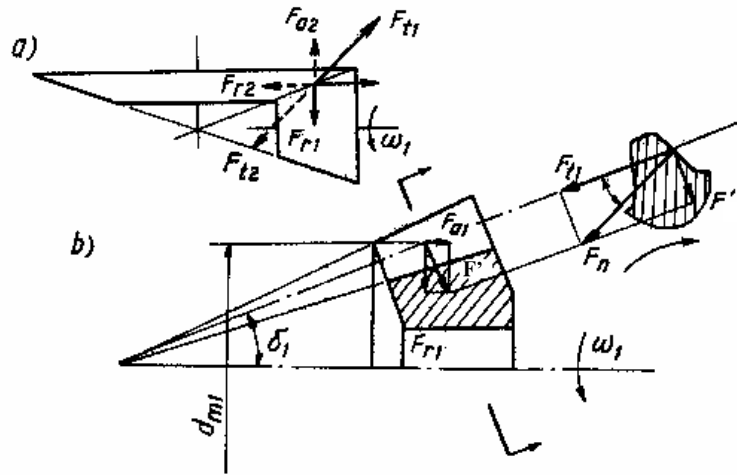
với  $\beta_w$  là góc nghiêng của răng đo trong mặt trụ lăn.  
 $\alpha_{nw}$  là góc ăn khớp trong mặt phẳng pháp tuyến.

Lực dọc trục  $F_a$  có phương song song với trục, chiều hướng vào bề mặt làm việc (mặt tiếp xúc) của răng. Mặt làm việc là mặt đi trước đối với bánh chủ động, mặt đi sau đối với bánh bị động.

a.3) *Lực tác dụng trong bộ truyền bánh răng côn*

Lực pháp tuyến  $F_n$  được phân ra ba thành phần vuông góc (hình 2.3.9):

$$\left. \begin{aligned} \vec{F}_n &= \vec{F}_t + \vec{F}_r + \vec{F}_a \\ F_{t1} &= \frac{2T_1}{d_{m1}} \approx F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}} \\ F_{r1} &= F_1' \cos \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \approx F_{a2} = F_2' \sin \delta_2 = F_{t2} \sin \delta_2 \operatorname{tg} \alpha \\ F_{a1} &= F_1' \sin \delta_1 = F_{t1} \sin \delta_1 \operatorname{tg} \alpha \approx F_{r2} = F_2' \cos \delta_2 = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 \\ F_{n1} &= \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} \approx F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha} \end{aligned} \right\} \quad (2.3.6)$$



Hình 2.3.9. Lực tác dụng trong bộ truyền bánh răng côn

với  $d_{m1}, d_{m2}$  - đường kính trung bình của bánh răng côn dẫn và bị dẫn.

Lực dọc trục  $F_a$  có phương dọc trục, chiều hướng từ mút nhỏ sang mặt mút lớn.

**b- Tải trọng riêng - Hệ số tải trọng trong truyền động bánh răng**

Tải trọng ngoài phân bố không đều trên chiều dài răng và cho các răng, đồng thời khi ăn khớp các răng còn chịu thêm tải trọng động phụ làm tải trọng riêng thực tế tăng lên so với tải trọng danh nghĩa.

$$q_H = K_H \cdot q_n = \frac{F_n K_H}{l_H} \quad (2.3.7)$$

$$q_F = K_F \cdot q_n = \frac{F_n K_F}{l_F} \quad (2.3.8)$$

$l_H, l_F$  - chiều dài tiếp xúc.

$K_H, K_F$  - hệ số tải trọng khi tính về độ bền tiếp xúc và độ bền uốn:

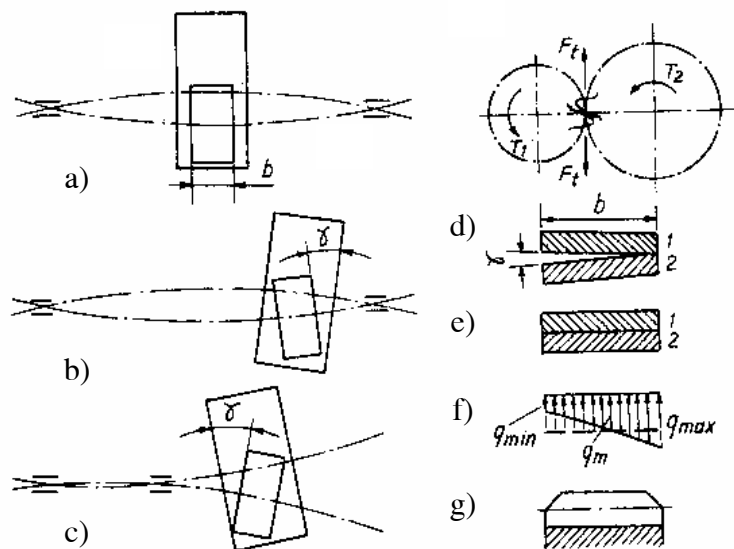
$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} \quad (2.3.9)$$

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} \quad (2.3.10)$$

*b.1- Sự phân bố không đều tải trọng trong truyền động bánh răng*

Tải trọng chỉ phân bố đều khi bộ truyền được chế tạo chính xác và trục với ổ tuyệt đối cứng. Trong thực tế, do biến dạng đàn hồi của trục, ổ, vỏ máy và bản thân bánh răng, do sai số chế tạo và lắp ráp nên khi ăn khớp các răng tiếp xúc không đều làm tải trọng phân bố không đều trên chiều rộng vành răng.

Sự phân bố tải trọng không đều phụ thuộc vào vị trí của bánh răng so với ổ, chiều rộng tương đối của vành răng (tỉ số  $\frac{b_w}{d_w}$ ), khả năng chạy mòn của răng (độ



Hình 2.3.10: Biến dạng đàn hồi làm tải trọng phân bố không đều trên chiều dài tiếp xúc.

rắn mặt răng) (hình 2.3.10a,b, c):

Nếu các răng tuyệt đối cứng, chúng chỉ tiếp xúc nhau tại mặt nút, song do biến dạng đàn hồi, các răng vẫn tiếp xúc trên toàn bộ chiều dài răng nhưng tải trọng vẫn phân bố không đều do biến dạng khác nhau của các đoạn răng (hình 2.3.10d, e, f).

Tỉ số giữa tải trọng riêng cực đại  $q_{\max}$  với tải trọng riêng trung bình  $q_m$  gọi là hệ số phân bố tải không đều trên chiều rộng vành răng  $K_{H\beta}$ :

$$K_{H\beta} = \frac{q_{\max}}{q_m} \quad (2.3.11)$$

Tương tự, khi tính về sức bền uốn, dùng hệ số phân bố tải không đều  $K_{F\beta}$ , là tỉ số giữa ứng suất uốn lớn nhất ở chân răng khi tải trọng phân bố không đều và ứng suất uốn khi tải phân bố đều.

Các biện pháp để giảm tập trung tải trọng:

- Tăng độ cứng của trục, ổ.
- Cố gắng không bố trí bánh răng công – xôn hoặc không đối xứng.
- Chế tạo răng có dạng hình trống, vát mép đầu răng (Hình 2.3.10 g).

Với bộ truyền bánh răng nghiêng luôn có từ hai đôi răng ăn khớp trở lên, do đó còn có sự phân bố tải không đều giữa các đôi răng đồng thời ăn khớp. Do sai số bước răng và phương răng, khi một cặp răng tiếp xúc, giữa cặp răng còn lại có khe hở nên khi không chịu lực, chiều dài tiếp xúc thực tế chỉ bằng một phần chiều dài tiếp xúc lý thuyết. Khi chịu lực nhờ biến dạng mà khe hở giảm song tải trọng vẫn phân bố không đều. Kể đến điều này, dùng hệ số phân bố tải không đều giữa các răng  $K_{H\alpha}$  khi tính theo độ bền tiếp xúc và  $K_{F\alpha}$  khi tính theo độ bền uốn.

#### b.2- Tải trọng động khi ăn khớp

Khi ăn khớp, điểm tiếp xúc di chuyển trên cạnh răng nên khoảng cách từ điểm tiếp xúc đến trục quay của bánh răng thay đổi, do đó độ cứng tiếp xúc của các răng thay đổi.

Do độ cứng tiếp xúc thay đổi, do sai số bước răng trên vòng cơ sở và sai số profin răng nên khi bánh dẫn quay đều, bánh bị dẫn quay không đều làm tỉ số truyền thay đổi gây tải trọng động khi ăn khớp (hình 2.3.11).

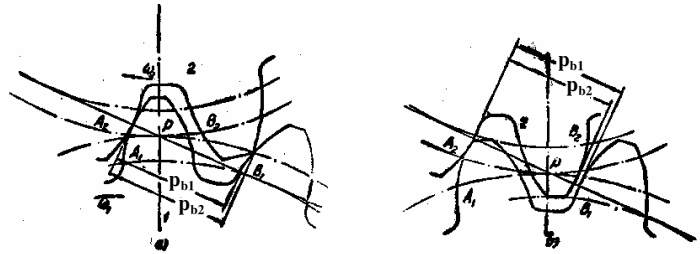
Gọi  $q_v$  là tải trọng động riêng (tải trọng trên một đơn vị dài)

$q_t$  là tải trọng riêng ngoài

$q$  là tải trọng riêng toàn phần.

$$q = q_t + q_v = q_t \left(1 + \frac{q_v}{q_t}\right) = q_t K_v$$

với  $K_v = \left(1 + \frac{q_v}{q_t}\right)$  là hệ số



Hình 2.3.11. Sai số bước răng gây tải trọng động

tải trọng động.

Khi tính bánh răng theo độ bền tiếp xúc và độ bền uốn, hệ số tải trọng động được xác định như sau:

$$K_{HV} = 1 + \frac{v_H b_w d_{w1}}{2T_1 K_{H\beta} H_{H\alpha}} \quad (2.3.12)$$

$$K_{FV} = 1 + \frac{v_F b_w d_{w1}}{2T_1 K_{F\beta} H_{F\alpha}} \quad (2.3.13)$$

Trong đó:  $v_H, v_F$  - cường độ tải trọng động.

$$v_H = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} \quad (2.3.14)$$

$$v_F = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} \quad (2.3.15)$$

$\delta_H, \delta_F$  - hệ số kể đến ảnh hưởng của loại răng (thẳng, nghiêng).  
 $g_0$  - hệ số kể đến ảnh hưởng của sai lệch bước răng (bảng).  
 $a_w, u, v$  là khoảng cách trục, tỉ số truyền và vận tốc vòng của bộ truyền.

## 2. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

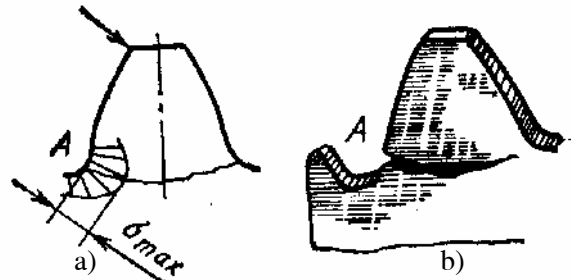
### a- Các dạng hỏng

Truyền động bánh răng có các dạng hỏng chủ yếu sau:

#### a.1- Gãy răng

Gãy răng là dạng hỏng nguy hiểm nhất do tác dụng lâu dài của ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ hoặc do quá tải.

Gãy răng làm bộ truyền mất khả năng làm việc, nhiều khi còn làm hỏng các chi tiết máy khác như trục, ổ.



Hình 2.3.12: Gãy răng

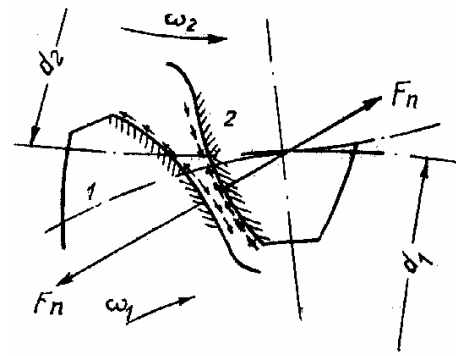
Vết gãy thường bắt đầu ở chân răng, chỗ góc lượn phía chịu kéo, là nơi tập trung ứng suất (Hình 2.3.12). Với răng nghiêng và răng chữ V, thường gãy theo tiết diện xiên vì đường tiếp xúc nằm chệch từ chân lên đỉnh răng.

Để tránh dạng hỏng này cần tính răng theo độ bền mỏi uốn, kiểm nghiệm ứng suất uốn quá tải theo điều kiện bền tĩnh. Có thể tăng sức bền uốn cho răng bằng cách: tăng mô đun đùn, dịch chỉnh bánh răng, nhiệt luyện, tăng bán kính góc lượn chân răng và nâng cao độ nhẵn góc lượn chân răng.

#### a.2- Tróc vì môi bề mặt răng:

Là dạng hỏng bề mặt chủ yếu ở những bộ truyền được bôi trơn tốt. Tróc là do tác dụng của ứng suất tiếp xúc thay đổi theo chu kỳ.

Tróc thường bắt đầu ở vùng gần tâm ăn khớp (về phía chân răng) vì tại đây ứng suất tiếp xúc  $\sigma_H$  lớn nhất do thường chỉ có một đôi ăn khớp và lực ma sát lớn. Tróc chỉ xảy ra ở phần chân răng vì tại phần này, khi ăn khớp đầu bị nén từ miệng vào trong vết nứt, bị ép lại và làm cho các vết nứt phát triển, gây ra hiện tượng tróc (hình 2.3.13).



Hình 2.3.13: Tróc răng

Tróc có hai dạng:

- Tróc nhất thời: Là tróc chỉ xuất hiện trong thời gian ngắn rồi dừng lại. Thường xảy ra ở các bộ truyền có độ rắn thấp ( $HB \leq 350$ ).

- Tróc lan: Vết tróc luôn luôn phát triển, lan khắp bề mặt chân răng, dẫn đến phá hỏng toàn bộ bề mặt chân răng.

Tróc làm mặt răng mất nhẵn, dạng răng bị méo mó, tải trọng động tăng, không hình thành được màng dầu bôi trơn, răng bị mòn và xước nhanh, bộ truyền nóng, rung và ồn.

Để tránh tróc rõ cần tính răng theo độ bền mỏi tiếp xúc, tăng độ rắn mặt răng bằng nhiệt luyện, tăng góc ăn khớp  $\alpha$  bằng dịch chỉnh góc, nâng cao độ chính xác chế tạo và độ nhẵn bề mặt răng.

#### a.3- Mòn răng

Xảy ra ở các bộ truyền bôi trơn không tốt như bộ truyền hở hoặc bộ truyền kín nhưng có hạt mài mòn rơi vào. Răng bị mòn nhiều ở đỉnh và chân răng vì tại đó vận tốc trượt lớn.

Mòn làm dạng răng thay đổi, tải trọng động tăng, tiết diện răng giảm có thể làm gãy răng.

Để giảm mòn có thể dùng các biện pháp: Nâng cao độ rắn và độ nhẵn mặt răng, giữ không cho hạt mài mòn rơi vào, giảm vận tốc trượt bằng cách dịch chỉnh, dùng dầu bôi trơn thích hợp.

#### a.4- Đỉnh răng

Thường xảy ra ở các bộ truyền chịu tải lớn, vận tốc cao. Nhất là các cặp bánh răng cùng vật liệu và không tôi bề mặt răng. Do tại chỗ tiếp xúc nhiệt độ sinh ra quá cao dẫn đến

phá huỷ màng dầu bôi trơn làm các răng tiếp xúc trực tiếp với nhau. Khi chuyển động trong điều kiện nhiệt độ và áp suất cao, những mảnh kim loại có thể bị đứt khỏi bề mặt bánh răng này bám lên bề mặt bánh răng gây dính.

Dính làm bề mặt răng bị xước, dạng răng bị hỏng.

Để tránh dính cần phối hợp cặp vật liệu thích hợp, hiệu quả nhất là dùng dầu chống dính. Ngoài ra còn có thể dùng các biện pháp giống như chống mòn.

Ngoài bốn dạng hỏng trên, trong truyền động bánh răng còn xuất hiện các dạng hỏng:

- *Biến dạng dẻo bề mặt*: xảy ra với các bánh răng bằng thép có độ rắn thấp, chịu tải nặng, vận tốc thấp.

- *Bong bề mặt răng*: xảy ra ở các bánh răng thấm các bon, thấm ni tơ hoặc tôi bề mặt khi chất lượng nhiệt luyện kém, chịu tải lớn.

### **b- Chỉ tiêu tính**

Từ các dạng hỏng trên, để bánh răng làm việc lâu dài, cần tính toán bánh răng theo các chỉ tiêu sau:

- Tính răng về độ bền tiếp xúc nhằm tránh tróc rỗ vì mỏi là chủ yếu, hạn chế mòn và dính theo điều kiện:  $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ , với  $[\sigma_H]$  là ứng suất tiếp xúc cho phép xác định từ thực nghiệm, áp dụng với các bộ truyền kín, bôi trơn đầy đủ.

- Tính răng về độ bền uốn để tránh gãy răng, xuất phát từ điều kiện:  $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ , áp dụng với các bộ truyền hở bôi trơn kém.

- Kiểm nghiệm răng về quá tải để phòng gãy giòn hoặc biến dạng dẻo bề mặt.

## **3. Vật liệu, nhiệt luyện và ứng suất cho phép**

### **a- Vật liệu và nhiệt luyện**

Yêu cầu về vật liệu chế tạo bánh răng:

- Có đủ độ bền tiếp xúc và độ bền uốn.

- Dễ gia công cắt gọt đạt độ chính xác và độ nhám cần thiết.

Các loại vật liệu:

Thường sử dụng thép, gang và chất dẻo để chế tạo bánh răng. Trong đó thép được sử dụng nhiều hơn cả.

- Thép chế tạo bánh răng được chia thành hai nhóm chính dựa theo độ rắn, công nghệ chế tạo, khả năng tải và khả năng chạy mòn:

*Nhóm I*: Vật liệu có độ rắn  $HB \leq 350$ , nhiệt luyện thường hoá hoặc tôi cải thiện.

Do độ rắn thấp nên có thể cắt răng sau tôi cải thiện, không cần dùng các nguyên công gia công tinh đất tiền (mài, mài nghiền), bánh răng có khả năng chạy mòn tốt.

Để tăng khả năng chạy mòn nên chọn:  $HB_1 = HB_2 + (30 \div 50)$ .

Vật liệu nhóm này được sử dụng rộng rãi cho các bộ truyền chịu tải nhỏ và trung bình hoặc các bộ truyền kích thước lớn khó nhiệt luyện trong sản xuất đơn chiếc và loạt nhỏ. Các vật liệu hay dùng là thép 40, 45, 40X, 40XH...

*Nhóm II*: Vật liệu có độ rắn  $HB > 350$  (thường sử dụng đơn vị HRC), nhiệt luyện tôi bề mặt, thấm các bon, ni tơ hoặc thấm xyanua, có thể đạt tới  $50 \div 60$  HRC.

Do có độ rắn cao, khó cắt răng nên thường nhiệt luyện sau khi cắt răng làm cho răng bị cong vênh, vì vậy cần phải sử dụng các nguyên công gia công tinh đất tiền như mài, mài nghiền. Đồng thời, bánh răng có khả năng chạy mòn kém nên cần nâng cao độ chính xác chế tạo, tăng độ cứng của trục, ổ và cần vít đỉnh răng.

Vật liệu nhóm này thường sử dụng cho các bộ truyền chịu tải lớn. Khi dùng vật liệu nhóm này thường chọn mác thép và độ rắn hai bánh như nhau.

- Bánh răng làm bằng thép thấm than hay dùng các vật liệu như: 18XGT, 20X, 12XH3A v.v...

- Bánh răng làm bằng thép thấm ni tơ hay dùng các vật liệu như: 38XMIOA, 35XMIOA, 30XH2MΦA v.v...

- Bánh răng làm bằng thép thấm xianua hay dùng các vật liệu như: 35X, 40X, 25XGM, 25XGT, 30XGT..

Ngoài ra còn dùng thép đúc (35JI, 45JI) để chế tạo bánh răng có kích thước lớn.

- Bánh răng bằng gang rẻ, ít bị dính, có thể làm việc khá tốt trong điều kiện ít bôi trơn song khả năng chịu va đập kém. Thường sử dụng trong các bộ truyền để đỡ chịu tải nhỏ.

- Bánh răng bằng vật liệu phi kim loại (chất dẻo, tếch tô lit...) có khối lượng nhỏ, không gỉ, làm việc êm, không ồn nhưng độ bền không cao nên kích thước tương đối lớn, giá thành chế tạo cao do đó ít dùng trong các cơ cấu truyền lực.

## **b- Ứng suất cho phép**

### *b.1- Ứng suất tiếp xúc cho phép*

Khi tính độ bền mỗi tiếp xúc, ứng suất tiếp xúc cho phép  $[\sigma_H]$  được xác định theo công thức sau:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}^0}{S_H} K_{HL} Z_R Z_V K_{xH} \quad (2.3.16)$$

$\sigma_{Hlim}^0$  - giới hạn mỏi tiếp xúc của mặt răng ứng với số chu kỳ cơ sở, phụ thuộc vào vật liệu và nhiệt luyện (giới hạn mỏi dài hạn).

$S_H$  - hệ số an toàn (sổ tay)

$Z_R$  - hệ số kể đến ảnh hưởng của độ nhám mặt răng (sổ tay).

$Z_V$  - hệ số kể đến ảnh hưởng của vận tốc vòng (sổ tay).

$K_{xH}$  - hệ số kể đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng (sổ tay).

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

$$K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \quad (2.3.17)$$

với  $m_H$  - bậc đường cong mỏi tiếp xúc:  $m_H = 6$

$N_{H0}$  - số chu kỳ cơ sở khi tính về độ bền tiếp xúc:  $N_{H0} = 30 \text{ HB}^{2.4}$  (2.3.18)

$N_{HE}$  - số chu kỳ chịu tải của răng đang xét:

Khi tải tĩnh:  $N_{HE} = 60 c \cdot n t_\Sigma$  (2.3.19)

trong đó:  $c, n, t_\Sigma$  là số lần ăn khớp của răng trong một vòng quay, số vòng quay trong một phút và tổng số giờ làm việc của bánh răng.

Khi tải thay đổi theo bậc:

$$N_{HE} = \sum \left( \frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{Hmax}} \right)^{m_H} N_i'$$

$N_i'$  - số chu kỳ chia tải ở chế độ thứ  $i$ :  $N_i' = 60 C n_i t_i$ .

$m_H$  - bậc đường cong mỏi tiếp xúc:  $m_H = 6$

$$\text{hoặc } N_{HE} = 60 c \sum \left( \frac{T_i}{T_{max}} \right)^{\frac{m_H}{2}} n_i t_i \quad (2.3.20)$$

$n_i, t_i$  - số vòng quay trong một phút và số giờ làm việc ở chế độ ứng với mô men xoắn  $T_i$ .

$T_{max}$  - mô men xoắn lớn nhất.

Nếu  $N_{HE} \geq N_{H0}$  thì lấy  $K_{HL} = 1$ .

Với bộ truyền bánh răng thẳng: ứng suất tiếp xúc cho phép lấy giá trị nhỏ hơn trong hai ứng suất:  $[\sigma_H] = \min([\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}])$ .

Với bộ truyền bánh răng nghiêng: ứng suất tiếp xúc cho phép lấy bằng giá trị trung bình cộng của hai ứng suất

$$[\sigma_H] = 0,5([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \quad (2.3.21)$$

nhưng không vượt quá  $1,25[\sigma_H]_{min}$  đối với bánh răng trụ và  $1,15[\sigma_H]_{min}$  đối với bánh răng côn.

### *b.2- Ứng suất uốn cho phép*

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}^0}{S_F} K_{FL} Y_R Y_S K_{Fc} K_{xF} \quad (2.3.22)$$

$\sigma_{F\text{lim}}^0$  - giới hạn mỏi uốn của răng ứng với số chu kỳ cơ sở.

$S_F$  - hệ số an toàn.

$Y_R$  - hệ số xét đến độ nhám mặt lượn chân răng;

$Y_S$  - hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhảy của vật liệu với tập trung ứng suất;

$K_{FC}$  - hệ số xét đến ảnh hưởng của việc đặt tải;

$K_{x_F}$  - hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng.

$K_{FL}$  - hệ số tuổi thọ, xác định theo công thức:

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \quad (2.3.23)$$

$m_F$  - bậc đường cong mỏi uốn:

$m_F = 6$  khi  $HB \leq 350$  và mặt lượn chân răng được mài.

$m_F = 9$  khi  $HB > 350$  và không mài mặt lượn chân răng.

$N_{F0}$  - số chu kỳ cơ sở về uốn:  $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$

$N_{FE}$  - số chu kỳ chịu tải:

Khi chịu tải tĩnh:  $N_{FE} = 60 c n t_{\Sigma}$

Khi chịu tải thay đổi:

$$N_{FE} = 60 c \sum \left( \frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{m_F} n_i t_i \quad (2.3.24)$$

với  $n_i, t_i$  là số vòng quay trong một phút và số giờ làm việc ứng với mô men  $T_i$ .

$T_{\max}$  - mô men xoắn lớn nhất.

Nếu  $N_{FE} \geq N_{F0}$  thì lấy  $K_{FL} = 1$ .

### b.3- Ứng suất quá tải cho phép

Ứng suất quá tải cho phép xác định phụ thuộc vào phương pháp nhiệt luyện bánh răng:

Bánh răng thường hoá hoặc tôi cải thiện ( $HB \leq 350$ ):

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \sigma_{ch}$$

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

với  $\sigma_{ch}$  là giới hạn chảy của vật liệu

Bánh răng tôi bề mặt, thấm C, N ( $HB > 350$ ):

$$[\sigma_H]_{\max} = 40 HRC_m$$

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,6 \sigma_b \quad (2.3.26)$$

với  $HRC_m$  là độ rắn mặt răng.

$\sigma_b$  - giới hạn bền của vật liệu.

## §4- Tính sức bền bộ truyền bánh răng trụ

### 1- Tính sức bền bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

#### a- Tính độ bền tiếp xúc

Tính toán nhằm đề phòng tróc rỗ vì mỏi, hạn chế mòn và dính.

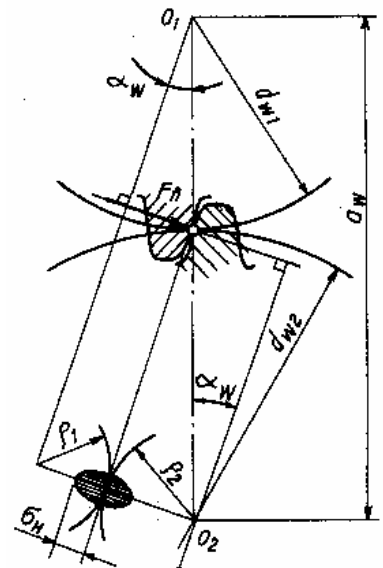
Vì tróc bắt đầu tại tâm ăn khớp và phát triển về phía chân răng nên tiến hành tính tại tâm ăn khớp. Coi sự tiếp xúc của hai răng tại tâm ăn khớp là sự tiếp xúc của hai hình trụ có bán kính cong là  $\rho_1$  và  $\rho_2$ .

Sử dụng công thức Héc, điều kiện bền có dạng:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho}} \leq [\sigma_H] \quad (2.3.27)$$

Trong đó:

$Z_M$  - hệ số kể đến cơ tính của vật liệu:



Hình 2.3.14: Sơ đồ tính độ bền tiếp xúc

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1 E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}} \quad (2.3.28)$$

với  $E_1, E_2, \mu_1, \mu_2$  là mô đun đàn hồi và hệ số Poát xông của vật liệu bánh răng 1 và 2.

Khi bánh răng bằng thép:  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{MPa}$ ,  $\mu = 0,3$  khi đó  $Z_M = 274 \text{MPa}^{1/2}$ .

$q_H$  - tải trọng riêng khi tính độ bền tiếp xúc theo công thức (2.3.12) và (2.3.4):

$$q_H = K_H q = \frac{K_H \cdot F_n}{\ell_H} = \frac{K_H F_t}{\ell_H \cos \alpha_w}$$

Trong đó:  $K_H$  là hệ số tải trọng.

$\ell_H$  - chiều dài tiếp xúc.

Vì bánh răng thẳng tồn tại thời điểm ăn khớp một đôi và 2 đôi nên chiều dài tiếp xúc  $\ell_H$  thay đổi. Lấy gần đúng theo kinh nghiệm:

$$\ell_H = \frac{b_w}{Z_\varepsilon^2}$$

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

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \quad (2.3.29)$$

$\varepsilon_\alpha$  - hệ số trùng khớp ngang, lấy theo (2.3.3):

$$\text{Vậy: } q_H = \frac{K_H \cdot F_t}{\ell_H \cos \alpha_w} = \frac{K_H F_t Z_\varepsilon^2}{b_w \cos \alpha_w} \quad (a)$$

$\rho$  là bán kính cong tương đương:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \quad \text{hay} \quad \rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$$

với  $\rho_1, \rho_2$  - bán kính cong tại điểm tính toán.

Dấu (+) khi cặp bánh răng ngoài tiếp.

Dấu (-) khi cặp bánh răng nội tiếp.

Từ hình 3-12:

$$\rho_1 = \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w; \rho_2 = \frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha_w \quad (2.3.30)$$

$$d_{w2} = u d_{w1}$$

$$\text{do đó: } \rho = \frac{u d_{w1} \sin \alpha_w}{2(u \pm 1)} \quad (b)$$

Thay (a) và (b) vào công thức Héc (2.3.27) được:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{K_H F_t Z_\varepsilon^2}{b_w \cos \alpha_w} \cdot \frac{2(u \pm 1)}{2u d_{w1} \sin \alpha_w}} \leq [\sigma_H]$$

vì  $2 \sin \alpha_w \cos \alpha_w = \sin 2\alpha_w$

$$\text{nên } \sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{K_H F_t Z_\varepsilon^2 (u \pm 1)}{b_w u d_{w1}}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}} \leq [\sigma_H] \quad (2.3.31)$$

$$\text{Đặt } Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}} \quad (2.3.32)$$

là hệ số xét đến hình dạng mặt tiếp xúc, công thức kiểm tra độ bền tiếp xúc có dạng:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{K_H F_t (u \pm 1)}{b_w d_{w1} u}} \leq [\sigma_H] \quad (2.3.33)$$



thay  $F = \frac{2T_1}{d_{w1}}$  và  $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV}$  sẽ được:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\beta} K_{HV} (u \pm 1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H] \quad (2.3.34)$$

Khi thiết kế đặt  $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$  với  $\psi_{ba}$  là hệ số chiều rộng vành răng, rồi thay  $b_w = \psi_{ba} \cdot a_w$

và  $d_{w1} = \frac{2a_w}{u \pm 1}$  vào (2.3.34) và biến đổi ta có:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}} \quad (2.3.35)$$

trong đó  $K_a$  - hệ số tính toán:  $K_a = \sqrt[3]{0,5(Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2 K_{HV}}$  (MPa<sup>1/3</sup>).

Khi bánh răng bằng thép  $Z_M=274(\text{MPa})^{1/2}$ , bánh răng không dịch chỉnh hoặc dịch chỉnh đều  $Z_H = 1,76$ ,  $\varepsilon_\alpha=1,6$  do đó  $K_a \approx 49,5 \text{ MPa}^{1/3}$ .

Trong các công thức trên:

Hệ số  $\psi_{ba}$  phụ thuộc vào trị số của tải trọng cân truyền, vị trí bánh răng so với ổ, khả năng chạy mòn và độ cứng của trục. Khi bánh răng lắp công xôn:  $\psi_{ba} = 0,2 \div 0,25$ ; Khi bánh răng không đối xứng với ổ:  $\psi_{ba} = 0,25 \div 0,4$ ; Khi bánh răng lắp đối xứng với ổ:  $\psi_{ba} = 0,3 \div 0,5$ .

$T_1$  - mô men xoắn trên trục dẫn;

$u$ - tỉ số truyền ;

$d_{w1}$ - đường kính vòng lăn bánh dẫn;

$K_{H\beta}$ - hệ số phân bố tải không đều trên chiều dài tiếp xúc;

$K_{HV}$ - hệ số tải trọng động;

$[\sigma_H]$  - ứng suất cho phép của vật liệu.

### b- Tính độ bền uốn

Tính độ bền uốn nhằm đề phòng dạng hỏng gãy răng vì mỏi. Tiết diện nguy hiểm về uốn là tiết diện chân răng.

Trong quá trình ăn khớp, điểm đặt lực di chuyển trên bề mặt làm việc của răng. Ta tính cho trường hợp lực đặt tại đỉnh răng vì mô men uốn đến chân răng là lớn nhất và coi như 1 đôi răng chịu toàn bộ tải trọng (bỏ qua sự ăn khớp đồng thời của nhiều đôi răng).

Sai số của việc di chuyển điểm đặt lực được xét đến qua hệ số  $Y_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3}$ .

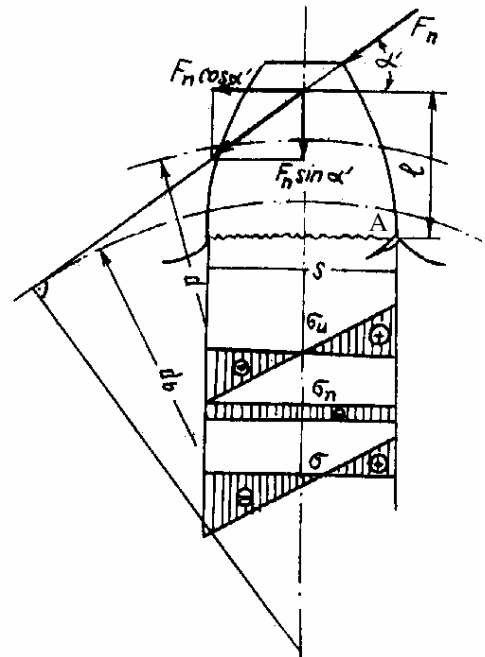
Trượt lực  $F_n$  theo đường tác dụng về trục đối xứng và phân  $F_n$  thành 2 thành phần:

-Thành phần nằm ngang  $F_n \cdot \cos \gamma'$  gây ứng suất uốn  $\sigma_F$  tại chân răng.

-Thành phần thẳng đứng  $F_n \cdot \sin \gamma'$  gây ứng suất nén trên răng. Với  $\gamma'$  là góc áp lực tại đỉnh răng.

Thực tế cho thấy vết nứt thường bắt đầu ở phía chân răng chịu kéo (điểm A) nên ta tính ứng suất tại điểm này. ứng suất danh nghĩa tại điểm A là:

$$\sigma = \sigma_u - \sigma_n = \frac{F_n \cdot \cos \gamma' \cdot h_t}{W} - \frac{F_n \cdot \sin \gamma'}{A} = F_n \left( \frac{\cos \gamma' \cdot h_t}{W} - \frac{\sin \gamma'}{A} \right) \quad (2.3.36)$$



Hình 2.3.15: Sơ đồ tính độ bền uốn

Trong đó:  $W = \frac{b_w \cdot S^2}{6}$  - mô men chống uốn của tiết diện chân răng ( $\text{mm}^3$ )

$A = b_w \cdot S$  - diện tích tiết diện chân răng ( $\text{mm}^2$ ).

$b_w$  - là chiều rộng bánh răng.

$H_t$  - cánh tay đòn của lực gây uốn, gần đúng lấy bằng chiều cao răng.

Vì  $h_t$  và  $S$  đều tỉ lệ với mô đun bánh răng  $m$  nên có thể viết:

$$h_t = e \cdot m$$

$$S = g \cdot m$$

với  $e, g$  là các hệ số tỉ lệ.

Thay  $F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}$  và xét ảnh hưởng của hệ số tải trọng  $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$  ta có:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{K_F \cdot F_t}{\cos \alpha_w} \cdot \left( \frac{e \cdot m \cdot \cos \gamma' \cdot 6}{b_w \cdot g^2 \cdot m^2} - \frac{\sin \gamma'}{b_w \cdot m \cdot g} \right) \\ &= \frac{K_F \cdot F_t}{b_w \cdot m \cdot \cos \alpha_w} \cdot \left( \frac{6 \cdot e \cdot \cos \gamma'}{g^2} - \frac{\sin \gamma'}{g} \right) \end{aligned}$$

Ứng suất uốn thực tế lớn nhất tại chân răng là (kể đến tập trung ứng suất  $\alpha_\sigma$ ):

$$\sigma_F = \alpha_\sigma \cdot \sigma = \frac{K_F \cdot F_t}{b_w \cdot m \cdot \cos \alpha_w} \cdot \frac{\alpha_\sigma}{\cos \alpha_w} \cdot \left( \frac{6 \cdot e \cdot \cos \gamma'}{g^2} - \frac{\sin \gamma'}{g} \right)$$

Đặt  $Y_F = \frac{\alpha_\sigma}{\cos \alpha_w} \cdot \left( \frac{6 \cdot e \cdot \cos \gamma'}{g^2} - \frac{\sin \gamma'}{g} \right)$  là hệ số dạng răng;  $Y_F$  không có thứ nguyên, chỉ phụ

thuộc vào hình dạng và góc lượn chân răng; kể đến ảnh hưởng của việc di chuyển điểm đặt bằng hệ số  $Y_\epsilon$  ta có:

$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot F_t \cdot Y_F \cdot Y_\epsilon}{b_w \cdot m} \leq [\sigma_F]$$

Hoặc 
$$\sigma_F = \frac{K_F \cdot 2 \cdot T_1 \cdot Y_F \cdot Y_\epsilon}{d_{w1} \cdot b_w \cdot m} \leq [\sigma_F] \quad (2.3.37)$$

Trong các công thức trên:

$\alpha_\sigma$  - hệ số tập trung ứng suất lý thuyết, xác định bằng lý thuyết đàn hồi.

$Y_F$  - hệ số dạng răng (sự phụ thuộc số răng  $z$  và hệ số dịch chỉnh  $x$ )

$F_t$  - Lực vòng (N)

Vì  $Y_{F1} \neq Y_{F2}$  (do  $Z_1 \neq Z_2$ ) mà cần tiến hành kiểm nghiệm độ bền uốn cho mỗi bánh răng.

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{F1} &= \frac{2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot T_1 \cdot Y_F \cdot Y_\epsilon}{\alpha_w \cdot b_w \cdot m} \leq [\sigma_{F1}] \\ \sigma_{F2} &= \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] \end{aligned} \right\} \quad (2.3.38)$$

Khi thiết kế theo sức bền uốn thay  $b_w = \psi_{bd} \cdot d_{w1}$  và  $d_{w1} = m \cdot Z_1$  vào công thức (2.3.38) ta có:

$$\begin{aligned} m &\geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_F \cdot Y_\epsilon}{Z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma_F]}} \\ m &\geq K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{Z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma_F]}} \end{aligned} \quad (2.3.39)$$

Trong đó  $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_w}$  - hệ số chiều rộng bánh răng.

$K_m = \sqrt[3]{2 \cdot K_{Fv} \cdot Y_\epsilon}$  - hệ số. Trung bình có thể lấy  $\epsilon_\alpha = 1,6$

$$Y_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)/3} = 0,894 \text{ và } K_{Fv} = 1,5 \text{ nên } K_m = 1,4$$

$$m \geq 1,4 \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot k_{F\beta} \cdot Y_F}{Z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma_F]}} \quad (2.3.40)$$

Khi sử dụng công thức (2.3.40) để thiết kế, cần so sánh  $\frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]}$  và  $\frac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]}$  rồi tính toán với công thức lớn hơn. Trị số của m sau khi tính phải quy chuẩn theo dãy các trị số tiêu chuẩn.

### c- Tính kiểm tra quá tải

Để tránh biến dạng dẻo lớp bề mặt hoặc gãy đòn do bộ truyền bị quá tải đột ngột trong thời gian ngắn cần kiểm tra độ bền tĩnh của bánh răng theo điều kiện:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1max}}{T_1}} \leq [\sigma_H]_{max} \quad (2.3.41)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{T_{1max}}{T_1} \leq [\sigma_F]_{max} \quad (2.3.42)$$

với  $T_1, T_{1max}$  - mô men xoắn và mô men xoắn lớn nhất trên trục dẫn.

## 2. Tính sức bền bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

### a- Đặc điểm tính toán

#### a.1- Quá trình ăn khớp êm, tải trọng động giảm

Ở bánh răng nghiêng, các răng không hướng theo đường sinh mà làm với đường sinh một góc  $\beta$ .

Mô đun tiêu chuẩn là mô đun trong mặt cắt vuông góc với đường răng  $m_n$ :

$$m_n = \frac{p_n}{\pi} \quad p_n - \text{bước răng trong mặt cắt pháp.}$$

Do các răng chịu tải và thôi tải một cách từ từ và luôn có ít nhất hai đôi răng cùng ăn khớp (xem phần 3 của §2) nên bánh răng nghiêng làm việc êm hơn, va đập và tiếng ồn giảm so với bánh răng thẳng.

#### a.2- Chiều dài tiếp xúc lớn

Gọi  $l_H$  là tổng chiều dài tiếp xúc của các đôi răng.

Khi một trong hai hệ số trùng khớp ngang  $\varepsilon_\alpha$  hoặc hệ số trùng khớp dọc  $\varepsilon_\beta$  là số nguyên, tổng chiều dài tiếp xúc  $l_H$  không thay đổi khi đường tiếp xúc di động, bởi vì chiều dài tiếp xúc của đôi răng đang ra khớp giảm bao nhiêu thì chiều dài tiếp xúc của đôi răng đang vào khớp tăng bấy nhiêu và xác định như sau:

$$l_H = \varepsilon_\alpha \frac{b_w}{\cos \beta_b}$$

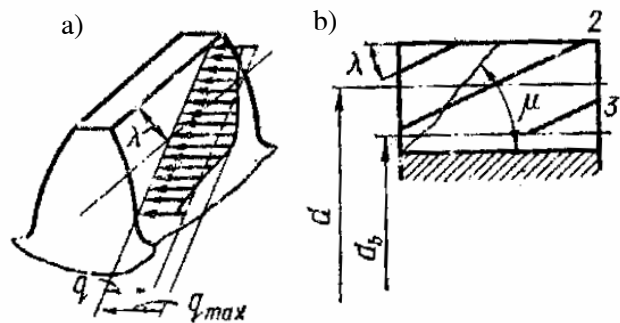
$\beta_b$  - góc nghiêng đo trên mặt trụ cơ sở.

Khi điều kiện trên không thỏa mãn, tổng chiều dài tiếp xúc  $l_H$  thay đổi theo chu kỳ và tính theo công thức:

$$l_H = K_\varepsilon \varepsilon_\alpha \frac{b_w}{\cos \beta_b} \quad (2.3.43)$$

với  $K_\varepsilon$  - hệ số thay đổi;  $K_\varepsilon = 0,9 \div 1$  với răng nghiêng;  $K_\varepsilon = 0,97 \div 1$  với răng chữ V.

#### a.3- Đường tiếp xúc nằm chéch trên mặt răng - Tải trọng phân bố không đều



Hình 2.3.16: Đường tiếp xúc của bánh răng nghiêng

Khi đôi răng nghiêng ăn khớp, đường tiếp xúc không song song với đường sinh mà nằm chệch trên bề mặt răng nên dọc theo đường tiếp xúc, tổng độ cứng của đôi răng ăn khớp thay đổi và tải trọng phân bố không đều (ngay cả khi không có các nguyên nhân gây tập trung tải trọng khác).

Do đường tiếp xúc nằm chệch nên tiết diện nguy hiểm khi bị uốn uốn không phải là tiết diện chân răng mà là tiết diện xiên, tạo với đáy răng một góc  $\mu < 90^\circ$  (hình 2.3.16).

#### a.4- Bánh răng tương đương

Khi cắt bánh răng nghiêng bằng mặt cắt pháp n-n vuông góc với đường răng, giao tuyến là một elip (hình 2.3.17) có các bán trục:

$$a = \frac{d}{2 \cos^2 \beta} ; \quad c = \frac{d}{2}$$

Profin răng nghiêng trong mặt cắt pháp rất gần với profin răng của bánh răng thẳng có bán kính vòng chia bằng bán kính cong lớn nhất của elip (tại điểm A):  $\rho_A = \frac{a^2}{c}$ .

Do vậy, khi tính toán người ta thay thế bánh răng nghiêng bằng bánh răng thẳng có bán kính vòng chia bằng bán kính cong lớn nhất của elip trong mặt cắt pháp. Bánh răng thẳng đó gọi là bánh răng thẳng tương đương của bánh răng nghiêng (còn gọi là bánh răng thay thế), có các thông số:

$$\text{Mô đun } m = m_n$$

Đường kính vòng chia

$$d_v = 2 \rho_A = 2 \frac{a^2}{c} = \frac{d}{\cos^2 \beta} \quad (2.3.44)$$

$$\text{Số răng } z_v = \frac{d_v}{m} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (2.3.45)$$

Góc nghiêng nhỏ nhất  $\beta_{\min}$  được chọn sao cho hệ số trùng khớp dọc  $\varepsilon_\beta > 1,1$ . Còn góc nghiêng lớn nhất  $\beta_{\max}$  được chọn sao cho không tạo ra lực dọc trục quá lớn. Thường  $\beta = 8 \div 20^\circ$  với răng nghiêng và  $\beta = 30 \div 40^\circ$  với răng chữ V. Nhờ góc nghiêng  $\beta$ , bánh răng nghiêng được coi như bánh răng thẳng có kích thước lớn hơn. Do đó khả năng tải của bánh răng nghiêng lớn hơn bánh răng thẳng.

### b- Tính sức bền bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

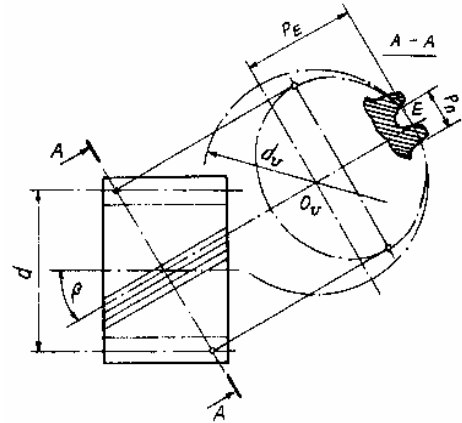
#### b.1- Tính theo sức bền tiếp xúc

Từ các đặc điểm ăn khớp của bánh răng trụ răng nghiêng và dựa trên cơ sở tính toán bánh răng trụ răng thẳng có thể suy ra công thức tính toán bánh răng nghiêng như sau:

Công thức kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc.

$$\sigma_H = Z_M Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv} (u \pm 1)}{b_\omega d_{\omega 1}^2 u}} \leq [\sigma_u] \quad (2.3.46)$$

Công thức thiết kế:



Hình 2.3.17: Bánh răng tương đương của bánh răng nghiêng

$$a_{\omega} = K_a(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}} \quad (2.3.47)$$

với  $K_a = \sqrt[3]{0,5(Z_M Z_\varepsilon Z_H)^2 K_{H\alpha} K_{HV}}$

$$K_a = 43 \text{ MPa}^{1/3}$$

Trong đó:

$Z_M$  - hệ số xét đến cơ tính của vật liệu, tính theo (2.3.28).

$Z_\varepsilon$  - hệ số xét đến tổng chiều dài tiếp xúc.

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad (2.3.48)$$

$\varepsilon_\alpha$  - hệ số trùng khớp ngang, tính theo (2.3.3).

$Z_H$  - hệ số xét đến hình dạng mặt tiếp xúc.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{t\omega}}} \quad (2.3.49)$$

$\beta_b$  - góc nghiêng của răng trên mặt trụ cơ sở:  $\beta_b = \arctg(\cos \alpha_{t\omega} \operatorname{tg} \beta)$ ;

$\alpha_{t\omega}$  - bằng góc ăn khớp đo trong mặt phẳng mặt mút;

$\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$  - hệ số chiều rộng bánh răng (xem §4.1.a);

$[\sigma_H]$  - ứng suất tiếp xúc cho phép.

#### *b.2- Tính bánh răng nghiêng theo sức bền uốn*

Từ công thức tính toán của bánh răng trụ răng thẳng, kể đến các đặc điểm của bánh răng nghiêng, có thể suy ra công thức kiểm tra độ bền uốn của bánh răng nghiêng:

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} Y_{F1} Y_\varepsilon Y_\beta}{b_\omega d_{\omega 1} m} \leq [\sigma_{F1}] \quad (2.3.50)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}]$$

Với:  $m$  - mô đun pháp của bánh răng nghiêng.

$Y_\beta$  - hệ số xét đến ảnh hưởng của góc nghiêng răng:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ}$$

$Y_\varepsilon$  - hệ số xét đến ảnh hưởng của việc thay đổi điểm đặt lực.

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} \text{ với } \varepsilon_\alpha - \text{hệ số trùng khớp ngang.}$$

Công thức thiết kế xác định mô đun pháp.

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{\psi_{bd} [\sigma_F] Z_1^2}} \quad (2.3.51)$$

Trong đó:  $K_m = \sqrt[3]{2 K_{F\alpha} K_{Fv} Y_\varepsilon Y_\beta}$

$$\frac{Y_F}{[\sigma_F]} = \max \left( \frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]} , \frac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]} \right)$$

$$\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_w} - \text{hệ số chiều rộng bánh răng.}$$

Trị số m sau khi tính được cần qui tròn theo tiêu chuẩn.

## §5- Tính toán sức bền bộ truyền bánh răng côn

### 1. Đặc điểm kết cấu tính toán

Bộ truyền bánh răng côn truyền chuyển động giữa hai trục giao nhau, góc giữa hai trục thường bằng  $90^\circ$ .

Bánh răng côn có các loại: Răng thẳng, răng nghiêng và răng cong.

Bánh răng côn răng không thẳng có khả năng tải cao hơn, làm việc êm hơn song nhạy với sai số chế tạo và lắp ráp, năng suất chế tạo thấp nên ít được sử dụng hơn răng thẳng. ở đây chỉ nghiên cứu về bộ truyền bánh răng côn răng thẳng.

Chiều rộng bánh răng côn được giới hạn bởi hai mặt côn phụ, là mặt côn có trục trùng với trục bánh răng côn, có đường sinh vuông góc với đường sinh mặt côn chia của bánh răng côn.

Các thông số cơ bản của bộ truyền bánh răng côn:

Mô đun vòng ngoài  $m_{tc}$  được tiêu chuẩn (với bánh răng côn răng không thẳng có thể dùng mô đun pháp trung bình làm tiêu chuẩn  $m_{nm}$ ).

Đường kính vòng chia ngoài  $d_c = m_{tc} z$

$$\text{Chiều dài côn ngoài: } R_c = 0,5 m_{tc} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} \quad (2.3.52)$$

Đường kính vòng chia trung bình

$$d_m = 2 (R_c - 0,5b) \sin \delta = 2 R_c \sin \delta \left( 1 - 0,5 \frac{b}{R_c} \right) = d_c (1 - 0,5 K_{bc}) \quad (2.3.53)$$

$$\text{với } K_{bc} = \frac{b}{R_c}$$

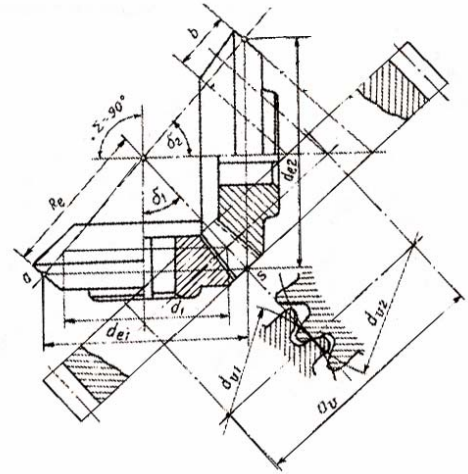
$$\text{Mô đun trung bình } m_{tm} = \frac{d_m}{Z} = m_{tc} (1 - 0,5 K_{bc})$$

$$\text{Tỉ số truyền } u = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \text{tg } \delta_2 = \frac{z_2}{z_1}$$

Các mặt côn thường có đỉnh trùng nhau, chiều cao răng giảm dần.

Profin răng bánh răng côn nằm trên những mặt côn phụ rất gần với profin răng của bánh răng trụ răng thẳng có bán kính vòng chia bằng chiều dài đường sinh mặt côn phụ. Do vậy khi tính toán người ta thay thế bánh răng côn răng thẳng bằng bánh răng trụ răng thẳng có bán kính vòng chia bằng chiều dài đường sinh mặt côn phụ trung bình. Bánh răng trụ răng thẳng này gọi là *bánh răng tương đương của bánh răng côn*.

Với bánh răng côn răng thẳng, bánh răng trụ tương đương có các thông số:



Hình 2.3.18: Bánh răng tương đương của bánh răng côn

Chiều rộng bánh răng  $b_v = b$ .

$$\text{Đường kính vòng chia } d_{vt} = \frac{d_m}{\cos \delta} = \frac{d_e(1 - 0,5K_{bc})}{\cos \delta} \quad (2.3.54)$$

$$K_{bc} = \frac{b}{R_e}$$

Mô đun  $m_v = m_{tm} = (1 - 0,5 K_{bc}) m_{te}$

Số răng  $z_{v1} = \frac{d_v}{m_v} = \frac{d_e}{\cos \delta \cdot m_{te}} = \frac{z}{\cos \delta}$

Tỉ số truyền  $u_v = \frac{Z_{v2}}{Z_{v1}} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} = u^2$

**2. Tính độ bền bộ truyền bánh răng côn** (chỉ tính cho trường hợp bánh răng côn răng thẳng)

Khi tính toán, thay bánh răng côn bằng bánh răng trụ răng thẳng tương đương với lưu ý rằng do nhay với sai số chế tạo và lắp ráp, khả năng tải của bánh răng côn chỉ bằng 0,85 khả năng tải của bánh răng trụ răng thẳng tương đương.

**a- Tính độ bền tiếp xúc**

Từ công thức kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của bánh răng trụ răng thẳng:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H (u \pm 1)}{b_w u d_{w1}}} \leq [\sigma_H]$$

Để sử dụng cho bánh răng côn cần thay thế các thông số của bánh răng tương đương:

$u_v = u^2$ ,  $d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}$ , đồng thời đưa hệ số giảm khả năng tải 0,85 vào công thức và lưu ý

bánh răng côn không dùng ăn khớp trong sẽ được:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{K_H F_t (u^2 + 1)}{b \cdot u^2 \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} \cdot 0,85}} \leq [\sigma_H]$$

Thay  $F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}$

$$\frac{1}{\cos \delta_1} = \sqrt{1 + \text{tg}^2 \delta_1} = \sqrt{1 + \left(\frac{1}{u}\right)^2} = \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}$$

công thức kiểm tra độ bền tiếp xúc của bánh răng côn có dạng:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H \sqrt{u^2 + 1}}{b \cdot u \cdot d_{m1}^2 \cdot 0,85}} \leq [\sigma_H] \quad (2.3.55)$$

với  $Z_M$  - hệ số cơ tính vật liệu, tính theo (2.3.28 )

$Z_H$  - hệ số xét đến ảnh hưởng của hình dạng mặt tiếp xúc:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}$$

$Z_\varepsilon$  - hệ số xét đến ảnh hưởng sự trùng khớp của răng.

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

$\varepsilon_\alpha$  - hệ số trùng khớp ngang, theo (2.3.3)

$K_H$  - hệ số tải trọng:  $K_H = K_{H\beta} K_{HV}$

$K_{H\beta}$  - hệ số phân bố tải không đều trên chiều rộng vành răng, tra bảng phụ  
thuộc vào tỉ số  $\frac{K_{be}u}{(2 - K_{be})}$ , sơ đồ bố trí ổ, loại ổ và độ rắn HB.

$K_{Hv}$  - Hệ số tải trọng động

$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H d_{m1} b}{2T_1 K_{H\beta} K_H} \quad \text{với } v_H = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{d_{m1}(u+1)}{u}}$$

$\delta_H$  và  $g_0$  tra bảng.

Khi thiết kế thay  $b = K_{bc} \cdot R_e$  với  $K_{bc}$  - hệ số chiều rộng vành răng.

$$d_{m1} = 2(1 - 0,5K_{bc})R_e \sin \delta_1$$

$$\sin \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \cot^2 \delta_1}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + u^2}}$$

và coi  $(1 - 0,5K_{bc})^2 \approx 1,03(1 - K_{bc})$  sẽ được công thức thiết kế chiều dài côn ngoài:

$$R_e = K_R \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{K_{bc}(1 - K_{bc})[\sigma_H]^2} \cdot u} \quad (2.3.57)$$

với  $K_R$  - hệ số tính toán  $K_R \approx 50 \text{MPa}^{1/3}$  (răng thẳng)

$$K_R \approx 43 \text{MPa}^{1/3} \text{ (răng nghiêng)}$$

$$K_{bc} = 0,25 \div 0,3 \text{ (trị số nhỏ dùng khi } u > 3).$$

$[\sigma_H]$  - ứng suất cho phép, theo (2.3.21):

#### b- Tính theo sức bền uốn

Từ công thức kiểm nghiệm độ bền uốn của bánh răng trụ răng thẳng

$$\sigma_F = \frac{K_F F_t Y_F Y_\varepsilon}{bm} \leq [\sigma_F]$$

đưa hệ số 0,85 vào để kể đến đặc điểm khả năng tải thấp hơn của bánh răng côn và

thay  $F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}$ , sẽ được công thức kiểm tra độ bền uốn của bánh răng côn.

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 K_F Y_{F1} Y_\varepsilon}{0,85 d_{m1} bm} \leq [\sigma_{F1}] \quad (2.3.58)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}]$$

Trong đó:  $m = m_{tm}$  - mô đun trung bình.

$K_F = K_{F\beta} K_{Fv}$  - hệ số tải trọng;

$$\text{Hệ số } K_{Fv} = 1 + \frac{v_F d_{m1} b}{2T_1 K_{F\beta} K_{F\alpha}}$$

$$\text{với } v_F = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{d_{m1}(u+1)}{u}}$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ};$$

$Y_{F1}, Y_{F2}$  - hệ số dạng răng tra theo số răng tương đương  $Z_V$ :

$$Z_V = \frac{Z}{\cos \delta}$$

#### c) Kiểm nghiệm răng về quá tải:

Tương tự như đối với bộ truyền bánh răng trụ, để tránh biến dạng dư lớp bề mặt hoặc gãy dòn do bộ truyền bị quá tải đột ngột cần kiểm tra theo công thức (2.3.41), (2.3.42).

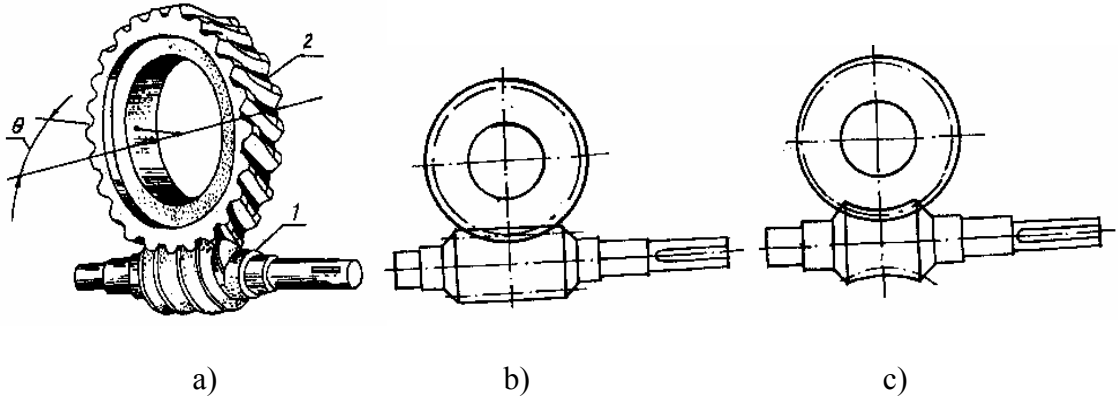


## Bài 4: TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT - BÁNH VÍT

### §1- Khái niệm chung

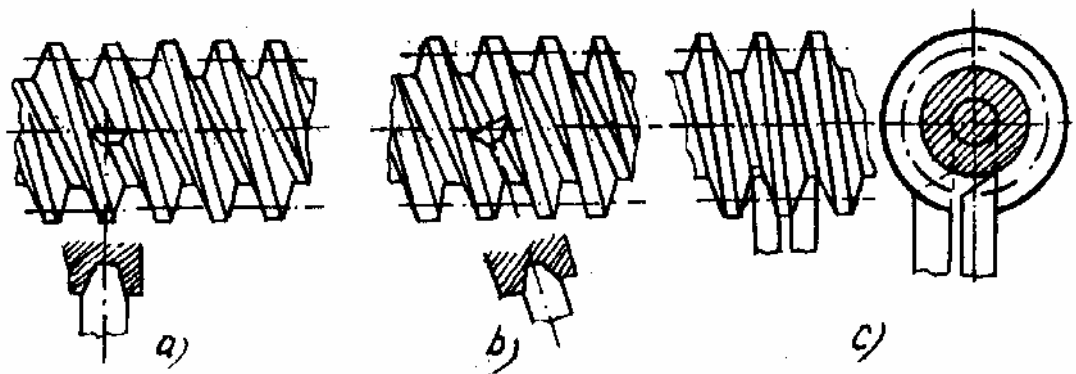
#### 1. Khái niệm

Truyền động trục vít dùng để truyền chuyển động quay giữa hai trục chéo nhau. Góc giữa hai trục thường bằng  $90^\circ$ . Thông thường trục vít là khâu dẫn động.



Hình 2.4.1: Truyền động trục vít- bánh vít

#### 2. Phân loại



Hình 2.4.2: Các loại truyền động trục vít- bánh vít

Theo biên dạng ren trục vít phân ra:

- Trục vít Ac-si-mét (hình 2.4.2a): có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc chứa đường tâm trục vít. Giao tuyến của mặt ren với mặt cắt ngang (vuông góc với trục) là đường xoắn ốc Ac-si-mét.

Trục vít ác si mét có thể gia công ren bằng phương pháp tiện, song muốn mài phải dùng đá định hình có biên dạng phức tạp nên thường sử dụng ở các bộ truyền yêu cầu có độ rắn mặt ren nhỏ hơn 350 HB và cắt ren không mài.

- Trục vít convolut (hình 2.4.2b): có cạnh ren thẳng trong mặt cắt pháp tuyến; giao tuyến của mặt ren với mặt cắt ngang là đường thân khai kéo dài. Trục vít convolut dễ gia công bằng phương pháp phay và mài (do có cạnh ren thẳng trong mặt cắt pháp tuyến).

- Trục vít thân khai (hình 2.4.2.c): có cạnh ren thẳng trong mặt cắt tiếp xúc với mặt trụ cơ sở. Giao tuyến của mặt ren với mặt cắt ngang là đường thân khai. Trục vít thân khai khi mài ren có thể dùng phương pháp mài bằng đá định hình (phải sửa đá phức tạp) hoặc có thể mài bằng đá dẹt – khi này đòi hỏi phải có máy mài trục vít chuyên dùng.

Theo dạng đường sinh của trục vít phân ra:

- Truyền động trục vít trụ (hình 2.4.1b) có đường sinh thẳng, loại này được dùng phổ biến.

- Truyền động trục vít lõm (trục vít glôbôit): Đường sinh là một cung tròn (hình 2.4.1c).

### 3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

*Ưu điểm:*

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

*Nhược điểm:*

- Hiệu suất thấp, sinh nhiệt nhiều do có trượt dọc răng.
- Cần sử dụng vật liệu giảm ma sát đất tiên (đồng thanh) để chế tạo vành bánh vít.
- Yêu cầu cao về độ chính xác lắp ghép.

*Phạm vi sử dụng:*

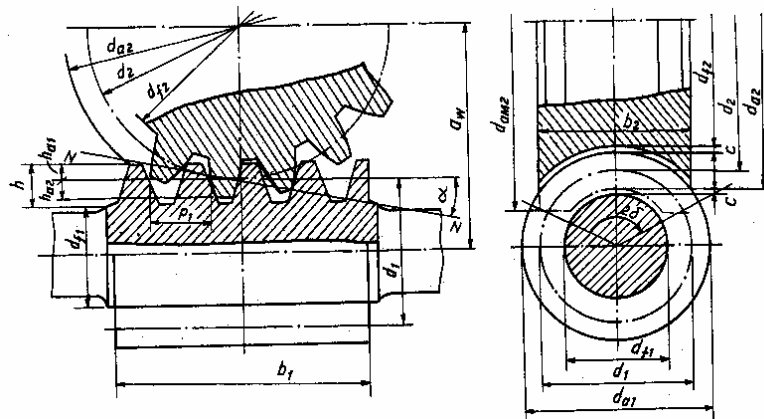
Truyền động trục vít đất và chế tạo phức tạp hơn bánh răng nên chỉ sử dụng khi cần truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau và tỷ số truyền lớn. Mặt khác do hiệu suất thấp và nguy hiểm về dính nên cũng hạn chế khả năng truyền công suất của bộ truyền này. Thường dùng để truyền công suất nhỏ và trung bình  $P \leq 50 \div 60$  kW; tỷ số truyền trong khoảng  $20 \div 60$ , đôi khi đến 100 (trong khí cụ hoặc cơ cấu phân độ:  $u \leq 300$ ).

## §2- Đặc điểm ăn khớp và kết cấu bộ truyền

### 1. Các thông số hình học

Dưới đây trình bày các thông số và quan hệ hình học chủ yếu của bộ truyền trục vít Acimet (cũng dùng cho trục vít convolut).

Bánh vít ăn khớp với trục vít Acimet có biên dạng thân khai trong tiết diện dọc trục vít.



Hình 2.4.2: Các thông số hình học của bộ truyền trục vít.

#### a) Mô đun

Mô đun dọc của trục vít bằng mô đun ngang của bánh vít.

$$m = \frac{p}{\pi} \quad p - \text{bước dọc ren trục vít.}$$

Mô đun m được tiêu chuẩn.

#### b) Hệ số đường kính q

Vì vành bánh vít lõm, khi cắt bánh vít không những phải dùng dao có cùng mô đun với trục vít mà còn có kích thước và hình dạng giống như trục vít ăn khớp với bánh vít (trừ đường kính vòng đỉnh lớn hơn để tạo khe hở hướng tâm).

Như vậy, kích thước bánh vít không những phụ thuộc vào mô đun mà còn phụ thuộc vào đường kính dao. Để hạn chế số lượng dao và sử dụng dao tiêu chuẩn, cần đưa vào hệ số đường kính q:

$$q = \frac{d_1}{m} \quad (2.4.1)$$

Các trị số  $q$  được tiêu chuẩn hoá (cho trong sổ tay).

c) Số mỗi ren trục vít  $Z_1$  và số răng bánh vít  $Z_2$

Số mỗi ren trục vít  $Z_1$  được tiêu chuẩn hoá, có các giá trị 1, 2 và 4. Khi tăng  $Z_1$  thì hiệu suất tăng song chế tạo phức tạp và kích thước bộ truyền tăng.

Khi truyền công suất lớn không nên dùng  $Z_1 = 1$  vì mất mát công suất nhiều và nóng.

Khi chọn  $Z_1$  cần lưu ý để  $Z_2 = u \cdot Z_1$  không quá nhỏ tránh cắt chân răng hoặc quá lớn làm kích thước bộ truyền công kênh và mô đun giảm gây yếu bộ truyền:  $Z_{2\min} \leq Z_2 \leq Z_{2\max}$

với  $Z_{2\min} = 26 \div 28, Z_{2\max} = 60 \div 80$

d) Bước ren  $p$  và bước xoắn vít  $p_z$ :

$$p_z = Z_1 \cdot p$$

e) Góc vít  $\gamma$

Là góc hợp bởi tiếp tuyến của đường xoắn vít trong mặt trụ chia với mặt phẳng đáy (vuông góc với trục đường xoắn vít).

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_z}{\pi d_1} = \frac{Z_1 p}{\pi d_1} = \frac{Z_1 m}{d_1} = \frac{Z_1}{q} \quad (2.4.2)$$

$\gamma$  thường lấy từ  $5 \div 20^\circ$ .

f) Chiều dài đoạn cắt ren  $b_1$  của trục vít và chiều rộng bánh vít  $b_2$

Chiều dài cắt ren  $b_1$  được xác định theo điều kiện để bánh vít có số răng đồng thời ăn khớp nhiều nhất (tra bảng).

Chiều rộng bánh vít  $b_2$  được lấy theo đường kính mặt trụ đỉnh ren trục vít (tra bảng).

g) Góc bánh vít ôm trục vít  $2\delta$

Là góc ở tâm trục vít chắn cung giới hạn bởi 2 mặt mút bánh vít và đường kính bằng  $d_{a1} - 0,5m$  với  $m$  là mô đun.

$$\operatorname{Sin} \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$$

Các thông số hình học của bánh vít thường đo trong mặt phẳng chính (mặt phẳng trung bình) là mặt phẳng vuông góc với trục bánh vít và chứa đường tâm trục vít.

h) Dịch chỉnh trong bộ truyền trục vít - bánh vít

Do trục vít được cắt có hình dạng và kích thước giống dao phay lăn khi gia công bánh vít đồng thời vì vị trí dao cắt luôn giống vị trí trục vít ăn khớp với bánh vít nên chỉ tiến hành dịch chỉnh đối với bánh vít.

Dịch chỉnh trong truyền động trục vít chủ yếu nhằm đạt khoảng cách trục cho trước.

Dịch chỉnh không làm thay đổi kích thước của trục vít (trừ đường kính vòng lăn và chiều dài phân cắt ren  $b_1$ ).

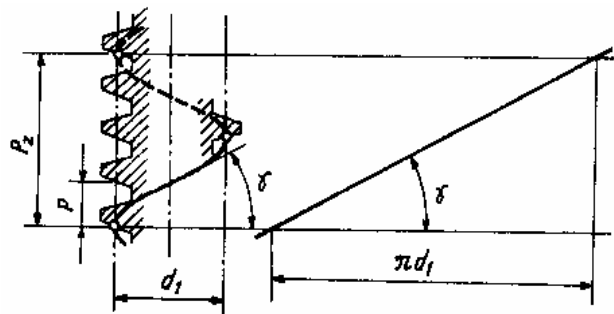
Với bánh vít, dịch chỉnh làm thay đổi kích thước của nó trừ đường kính vòng chia và vòng lăn luôn trùng nhau:  $d_2 = d_{w2} = mZ_2$

## 2. Tỷ số truyền và vận tốc

a) Tỷ số truyền

Khi trục vít quay được một vòng thì mỗi điểm trên vòng lăn bánh vít di chuyển một khoảng bằng bước xoắn vít  $p_z$  tức là bánh vít quay được  $\frac{p_z}{\pi d_2}$  vòng.

Khi trục vít quay  $n_1$  vòng, bánh vít quay được  $n_2 = n_1 \frac{p_z}{\pi d_2}$  vòng.



Hình 2.4.3: Sơ đồ xác định góc nâng, bước ren và bước xoắn vít.

$$\text{Vận tỉ số truyền: } u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi d_2}{p_z} = \frac{\pi m Z_2}{Z_1 p} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (2.4.3)$$

Từ (2.4.2) có:  $p_z = \pi d_1 \operatorname{tg} \gamma$

$$\text{Nên } u = \frac{\pi d_2}{\pi d_1 \operatorname{tg} \gamma} = \frac{d_2}{d_1 \operatorname{tg} \gamma} \quad (2.4.4)$$

Vì  $u = \frac{Z_2}{Z_1}$  mà  $Z_1$  nhỏ nên tỉ số truyền của truyền động trục vít lớn, đồng thời

$u = \frac{d_2}{d_1 \operatorname{tg} \gamma}$  hay  $d_2 = u d_1 \operatorname{tg} \gamma$ , với  $\gamma < 25^\circ$  do đó kích thước bộ truyền vẫn nhỏ gọn.

b) Vận tốc vòng và vận tốc trượt

Khác với truyền động bánh răng, vận tốc vòng  $v_1$  của trục vít và  $v_2$  của bánh vít không cùng phương (tạo thành một góc, thường là  $90^\circ$ ) và có trị số khác nhau (hình 2.4.4).

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} \quad (\text{m/s}) \quad (2.4.5)$$

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3} \quad (\text{m/s}) \quad (2.4.6)$$

$$\text{Vì } \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1 \operatorname{tg} \gamma_w}$$

$$\text{Nên } n_1 d_1 \operatorname{tg} \gamma_w = n_2 d_2$$

$$\text{hay } v_2 = v_1 \operatorname{tg} \gamma_w \quad (2.4.7)$$

Vậy, khi bộ truyền làm việc có trượt dọc theo ren trục vít (ren vít trượt dọc trên răng bánh vít):

$$v_T = \frac{v_1}{\cos \gamma_w} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3 \cos \gamma_w} \quad (2.4.8)$$

$\gamma_w$ - góc vít trên mặt trụ lăn, với bộ truyền không dịch chỉnh  $\gamma_w = \gamma$

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

$$\text{Vậy: } v_T = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} \cdot \frac{\sqrt{Z_1^2 + q^2}}{q} = \frac{\pi m n_1}{60 \cdot 10^3} \sqrt{Z_1^2 + q^2}$$

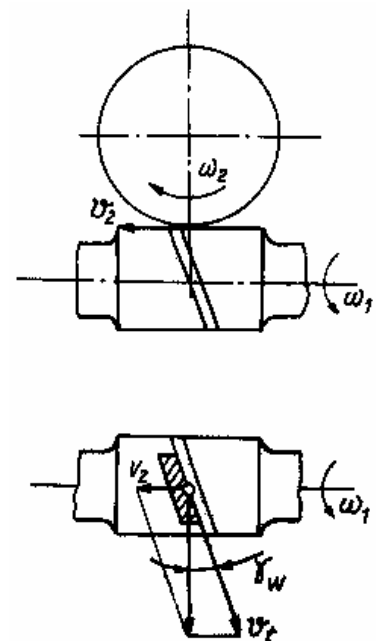
$$v_T = \frac{m n_1}{19,1 \cdot 10^3} \sqrt{Z_1^2 + q^2} \quad (2.4.9)$$

Trượt dọc răng làm mất mát công suất, tăng mòn và dính nên trong thiết kế thường lấy vận tốc trượt  $v_T$  làm căn cứ chọn vật liệu bánh vít.

### 3. Hiệu suất

Khi làm việc, bộ truyền trục vít - bánh vít bị mất mát công suất là do:

- Ma sát giữa răng bánh vít và ren trục vít.
- Ma sát trong ổ trục.
- Ma sát do khuấy dầu.



Hình 2.4.4: Hoạ đồ vận tốc của bộ truyền trục vít

Nếu chỉ kể đến mất mát công suất do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít, khi trục vít dẫn động, hiệu suất tính bằng công thức:

$$\eta_k = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 n_2}{T_1 n_1} = \frac{F_{t2} d_2 n_2}{F_{t1} d_1 n_1} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \gamma}{F_{t1}} \quad (\text{vì } d_2 n_2 = d_1 n_1 \operatorname{tg} \gamma)$$

Tương tự bánh răng nghiêng:

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$$

$$\text{Do đó: } \eta_k = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} \quad (2.4.10)$$

$\varphi'$  là góc ma sát:  $\varphi' = \operatorname{arctg} f'$  với  $f'$  - hệ số ma sát tương đương ( $\varphi'$  và  $f'$  tra bảng).

Nếu kể cả đến tổn thất công suất do khuấy dầu:

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} \quad (2.4.11)$$

Hiệu suất  $\eta$  tăng khi góc  $\gamma$  tăng và  $\varphi'$  giảm. Do  $\operatorname{tg} \gamma = \frac{Z_1}{q}$  nên  $\gamma$  tăng khi  $Z_1$  tăng,  $q$  giảm. Thực tế thường chọn  $\gamma \leq 25^\circ$  để kích thước bộ truyền không quá lớn do  $Z_1$  tăng và trục vít đủ cứng do  $q$  giảm.

Khi bánh vít chủ động, hiệu suất tính theo công thức:

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi')}{\operatorname{tg} \gamma} \quad (2.4.12)$$

Khi  $\gamma \leq \varphi$ ,  $\eta \leq 0$  bộ truyền tự hãm tức là không thể truyền chuyển động từ bánh vít sang trục vít. Tính chất này thường được sử dụng trong cơ cấu nâng. Tuy nhiên khi bộ truyền có tính tự hãm thì hiệu suất truyền động sẽ rất thấp ( $\eta < 0,5$ ) nên chỉ dùng khi cần thiết.

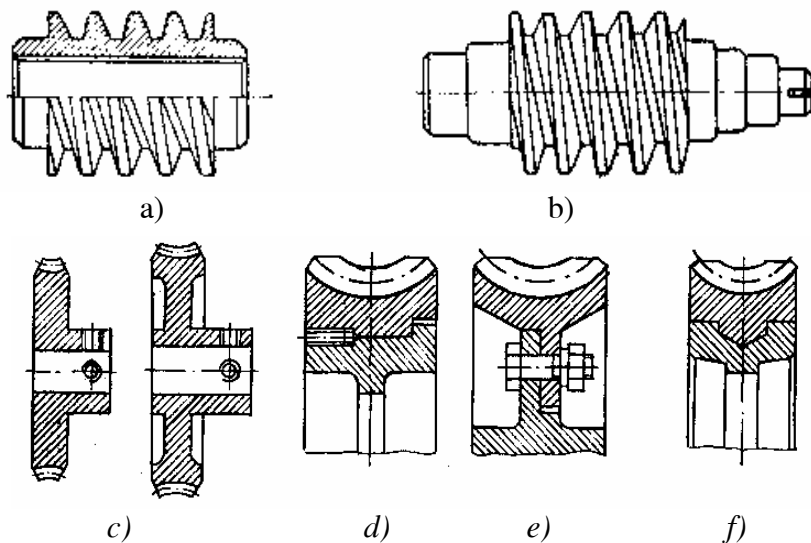
#### 4. Độ chính xác chế tạo

Giống như bộ truyền bánh răng, tiêu chuẩn qui định 12 cấp chính xác chế tạo, theo thứ tự giảm dần từ 1 ÷ 12. Chọn cấp chính xác chế tạo được căn cứ theo vận tốc trượt  $v_T$ , thường sử dụng cấp 7, 8, 9.

Tiêu chuẩn cũng qui định 6 dạng khe hở cạnh răng, giảm dần theo thứ tự A, B, C, D, E, H (H- khe hở bằng không).

Bộ truyền trục vít nhay với sai số lắp ghép nên còn có qui định chặt chẽ về dung sai khoảng cách trục và dung sai vị trí mặt phẳng trung bình của bánh vít so với trục vít.

#### 5. Kết cấu bộ truyền



Hình 2.4.5: Kết cấu trục vít và kết cấu vành bánh vít.

Trục vít thường được chế tạo liền trục, khi thiết kế cần chú ý đến việc thoát dụng cụ cắt khi gia công ren (hình 2.4.5a,b).

Bánh vít được chế tạo riêng rồi lắp lên trục. Khi đường kính bánh vít dưới 120mm có thể chế tạo bánh vít liền khối (hình 2.4.5c).

Khi đường kính lớn, để tiết kiệm kim loại màu, thường chế tạo vành bánh vít bằng vật liệu giảm ma sát rồi lắp với may ơ bánh vít bằng gang nhờ độ dôi (hình 2.4.5d) hay bu lông (hình 2.4.5e). Trong sản xuất hàng loạt thường dùng bánh vít bằng đồng thanh đúc trực tiếp lên may ơ (hình 2.4.5f).

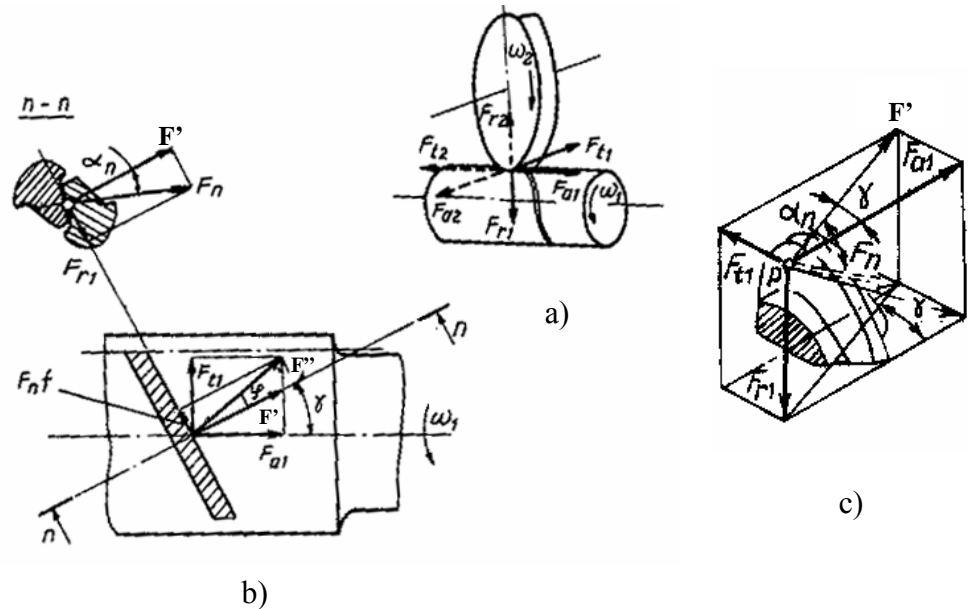
### §3- Cơ sở tính toán truyền động trục vít

#### 1. Tải trọng trong truyền động trục vít - bánh vít

##### a- Lực tác dụng khi ăn khớp

Tương tự như bộ truyền bánh răng, lực pháp tuyến phân bố trên chiều dài tiếp xúc giữa răng bánh vít và ren trục vít được qui ước đặt tập trung tại tâm ăn khớp. Lực pháp tuyến toàn phần  $F_n$  được phân ra ba thành phần vuông góc:

$$\vec{F}_n = \vec{F}_t + \vec{F}_r + \vec{F}_a$$



Hình 2.4.6: Sơ đồ xác định lực tác dụng khi ăn khớp.

Vì góc giữa hai trục bằng  $90^\circ$  nên khi trục vít dẫn động (hình 2.4.6a):

$$F_{a1} \approx F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2};$$

$$F_{a2} \approx F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1};$$

Giữa lực vòng và lực dọc trục có quan hệ (hình 2.4.6b):

$$F_{t1} = F_{a1} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$$

hay  $F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$

với  $\varphi'$  là góc ma sát.

$$F_{r1} \approx F_{r2} = F' \operatorname{tg} \alpha_n = F'' \cos \varphi' \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{F_{a1} \cos \varphi' \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos(\gamma + \varphi')}$$

$$F_{r1} \approx F_{r2} = \frac{F_{t2} \cos \varphi' \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos(\gamma + \varphi')} \quad (2.4.13)$$

$$F_{n1} \approx F_{n2} = \frac{F_{a1} \cos \varphi'}{\cos(\gamma + \varphi') \cos \alpha_n}$$

Thường góc ma sát  $\varphi' < 3^0$  nên bỏ qua ảnh hưởng của lực ma sát và coi  $\alpha_n \approx \alpha$ . Công thức tính lực trên bánh vít giống bánh răng nghiêng:

$$\left. \begin{aligned} F_{t1} \approx F_{a2} &= F_{t2} \operatorname{tg} \gamma \\ F_{a1} \approx F_{t2} &= \frac{2T_2}{d_2} \\ F_{r1} \approx F_{r2} &= F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\cos \gamma} \\ F_{n1} \approx F_{n2} &= \frac{F_{t2}}{\cos \gamma \cos \alpha} \end{aligned} \right\} \quad (2.4.14)$$

### b- Tải trọng riêng và hệ số tải trọng

Cũng như truyền động bánh răng, ở bộ truyền trục vít bánh vít tải trọng ngoài phân bố không đều trên chiều dài tiếp xúc, đồng thời khi ăn khớp, ren trục vít và răng bánh vít còn chịu thêm tải trọng động phụ làm tải trọng riêng thực tế tăng lên.

$$q_H = K_H q_n = K_H \frac{F_H}{l_H} \quad (2.4.15)$$

$$q_F = K_F q_n = K_F \frac{F_n}{l_F} \quad (2.4.16)$$

Trong đó:  $K_H, K_F$  - hệ số tính toán  $K_H = K_F = K_\beta \cdot K_V$  (2.4.17)

$l_H, l_F$  - chiều dài tiếp xúc khi tính theo độ bền tiếp xúc và uốn.

#### b.1- Sự phân bố tải trọng không đều:

Do sai số chế tạo và lắp ghép, do biến dạng đàn hồi của bộ truyền khi chịu lực, tải trọng phân bố không đều trên chiều dài tiếp xúc.

Tỉ số giữa tải trọng riêng cực đại và tải trọng riêng trung bình gọi là hệ số phân bố tải không đều trên chiều dài tiếp xúc  $K_\beta$ .

$$K_\beta = \frac{q_{\max}}{q_m} = 1 + \left( \frac{z_2}{\theta} \right)^3 \left( 1 - \frac{T_{2tb}}{T_{2\max}} \right) \quad (2.4.18)$$

Trong đó:  $\theta$  - hệ số biến dạng của trục vít, phụ thuộc  $z_1$  và  $q$  (bảng).

$T_{2tb}$  - mô men xoắn trung bình trên trục bánh vít.

$$T_{2tb} = \frac{\sum T_{2i} t_i n_{2i}}{\sum t_i n_{2i}}$$

$T_{2i}, n_{2i}, t_i$  - mô men xoắn, số vòng quay trong một phút và số giờ làm việc của bánh vít ở chế độ thứ  $i$ .

$T_{2\max}$  - mô men xoắn lớn nhất trong các mô men xoắn  $T_{2i}$ .

Khi tải trọng không đổi:  $T_{2\max} = T_{2tb}$  do đó  $K_\beta = 1$ . Điều này có thể giải thích bằng khả năng chạy mòn hoàn toàn của các bề mặt tiếp xúc làm tải trọng phân bố đều.

#### b.2- Tải trọng động khi ăn khớp

Tương tự như bộ truyền bánh răng, hệ số tải trọng động trong bộ truyền trục vít - bánh vít được tính như sau:

$$K_V = 1 + \frac{q_v}{q_t}$$

với  $q_v$  - tải trọng động riêng

$q_t$  - tải trọng riêng ngoài.

Hệ số  $K_V$  tra bảng phụ thuộc cấp chính xác và vận tốc trượt  $v_T$ .

## 2. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính

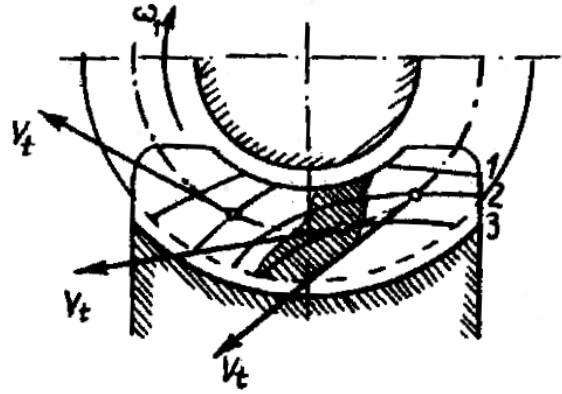
### a- Các dạng hỏng

Trong truyền động trục vít cũng xuất hiện các dạng hỏng giống như truyền động bánh răng song vì có trượt dọc răng với vận tốc trượt lớn nên mòn và dính nguy hiểm hơn.

*Dính răng:*

Đặc biệt nguy hiểm khi bánh vít làm bằng vật liệu tương đối rắn (đồng thanh không thiếc, gang...) vì khi vận tốc và tải trọng lớn, các hạt kim loại ở răng bánh vít bị đứt ra bám chặt vào mặt ren trục vít làm ren bị sần sùi, mài mòn nhanh răng bánh vít.

Khi vật liệu răng bánh vít mềm hơn, kim loại bị đứt ra sẽ quét đều lên mặt ren trục vít nên dính ít nguy hiểm hơn. Dính xảy ra mạnh nhất tại vùng gần mặt phẳng chính do tại đây, phương của vận tốc trượt gần trùng với phương của đường tiếp xúc nên khó hình thành màng dầu bôi trơn (hình 2.4.7).



Hình 2.4.7: Vị trí đường tiếp xúc giữa ren trục vít và răng bánh vít

Để phòng tránh dính cần tính răng theo sức bền tiếp xúc, dùng dầu chống dính, tăng độ nhẵn mặt ren trục vít, chọn cặp vật liệu thích hợp...

*Mòn răng:*

Thường xảy ra trên răng bánh vít. Mòn càng nhanh khi lắp ghép không chính xác, dầu lẩn cạn bản, mặt ren trục vít không đủ nhẵn và tần số đóng mở máy cao. Răng mòn nhiều sẽ gãy.

*Tróc rỗ bề mặt răng:*

Chủ yếu xảy ra ở các bánh vít có độ bền chống dính cao (đồng thanh thiếc).

### b) Chỉ tiêu tính

Từ các dạng hỏng trên, tính toán truyền động trục vít có những đặc điểm sau:

- Tuy mòn và dính nguy hiểm hơn cả nhưng cho đến nay chưa có phương pháp tính tin cậy, mặt khác các dạng hỏng này cũng liên quan đến ứng suất tiếp xúc nên vẫn tiến hành tính bộ truyền theo ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn như với truyền động bánh răng. ảnh hưởng của mòn và dính được hạn chế khi xác định ứng suất cho phép thích hợp.

- Vì bánh vít làm bằng vật liệu có cơ tính kém hơn nên tính toán độ bền được tiến hành cho răng bánh vít.

- Do vận tốc trượt lớn, sinh nhiệt nhiều nên cần tiến hành tính nhiệt cho truyền động trục vít.

- Vì đường kính thân trục vít nhỏ lại đặt trên các gối đỡ khá xa nhau nên chịu ứng suất uốn tương đối lớn, đồng thời trục vít chứa nhiều nhân tố gây tập trung ứng suất. Do đó cần kiểm tra độ bền thân trục vít theo hệ số an toàn.

Bộ truyền trục vít chủ yếu tính theo độ bền tiếp xúc, tính theo độ bền uốn chỉ là tính kiểm nghiệm. Chỉ khi số răng bánh vít lớn  $z_2 > 100$  và mô đun nhỏ hoặc bộ truyền quay tay thì tính toán theo độ bền uốn mới là tính toán chủ yếu.

## 3. Vật liệu và ứng suất cho phép

### a) Vật liệu

Vì trong bộ truyền trục vít xuất hiện vận tốc trượt lớn, điều kiện hình thành màng dầu bôi trơn không tốt nên cần phối hợp vật liệu sao cho có hệ số ma sát thấp, bền mòn và ít dính.

Do tỉ số truyền lớn, tần số chịu tải của trục vít lớn hơn nhiều so với bánh vít nên vật liệu trục vít phải có cơ tính tốt hơn bánh vít. Vì vậy, thường chọn trục vít bằng thép ăn khớp với bánh vít bằng vật liệu giảm ma sát như đồng thanh và gang.

*Vật liệu trục vít:*



Trục vít được chế tạo từ thép các bon chất lượng tốt và thép hợp kim.

- Khi tải trọng nhỏ và trung bình, dùng thép tôi cải thiện có độ cứng  $HB \leq 350$  như thép 45, 50... cắt ren không mài.

- Khi tải trọng lớn hoặc trung bình, dùng thép các bon trung bình như thép 40, 40X, 40XH... tôi bề mặt hay tôi thể tích đạt  $50 \div 55$  HRC hoặc dùng thép ít các bon như: 15X, 20X, 12XH3, 18XГТ, 20XΦ... thấm than đạt độ rắn  $58 \div 63$  HRC. Sau khi tôi hoặc thấm các bon, bề mặt ren trục vít được mài và đánh bóng.

*Vật liệu bánh vít:* bánh vít được chế tạo từ vật liệu giảm ma sát và được chia thành ba nhóm:

Nhóm 1: Đồng thanh có giới hạn bền kéo  $\sigma_{bk} \leq 300$ MPa gồm:

- Đồng thanh nhiều thiếc ( $6 \div 10\% S_n$ ) như: БрОΦ 10 - 1, БрОНΦ có tính chống dính tốt nhưng đắt, chỉ dùng khi vận tốc trượt lớn ( $v_T$  từ  $6 \div 25$  m/s).

- Đồng thanh thiếc kẽm chì (ít thiếc): Hàm lượng  $3 \div 6\% S_n$  như БрОЦС 6-3-3, БрОЦС 5-5-5 dùng khi  $v_T = 5 \div 12$ m/s.

Nhóm 2: Đồng thanh không thiếc và đồng thau, có giới hạn bền kéo  $\sigma_{bk} > 300$ MPa gồm:

- Đồng thanh nhôm sắt БрАЖ 9-4, đồng thanh nhôm sắt niken БрАЖН 10-4-4, đồng thau ЖМЦС 58-2-2... có cơ tính tốt, rẻ hơn nhóm I song tính chống dính kém nên chỉ dùng khi vận tốc trượt  $v_T < 5$ m/s (cần thiết có thể dùng khi  $v_T < 8$ m/s). Để tăng khả năng chống dính và giảm mòn, trục vít phải được mài và đánh bóng, đồng thời có độ rắn mặt ren cao ( $HRC \geq 45$ ).

Nhóm 3: Gang xám СЧ15 - 32, СЧ12 - 28

Dùng thích hợp với các bộ truyền quay chậm, chịu tải thấp, vận tốc trượt  $v_T < 2$ m/s

Như vậy, chọn vật liệu chế tạo bộ truyền phụ thuộc tải trọng, vận tốc trượt và khả năng cung cấp.

Vận tốc trượt có thể tính sơ bộ theo công thức:

$$v_{Tsb} = 8,8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[3]{P_1 n_1^2 u} \quad (\text{m/s}) \quad (2.4.19)$$

với  $P_1$ ,  $n_1$ ,  $u$  lần lượt là công suất  $P$  tính bằng kw, số vòng quay trên trục dẫn ( $v/p$ ) và tỉ số truyền.

Khi  $v_T \geq 5$ m/s nên dùng đồng thanh thiếc.

$v_T < 5$ m/s nên dùng đồng thanh không thiếc và đồng thau.

$v_T < 2$ m/s nên dùng gang để chế tạo bánh vít.

*b) ứng suất cho phép*

Việc xác định ứng suất cho phép của bộ truyền trục vít cũng giống bánh răng song cần lưu ý một số đặc điểm:

- Vì vật liệu bánh vít có cơ tính kém hơn nên khi tính toán độ bền chỉ cần xác định ứng suất cho phép đối với vật liệu bánh vít.

- Khi vật liệu bánh vít có tính chống dính kém (đồng thanh nhôm sắt, đồng thau và gang), ứng suất tiếp xúc cho phép được xác định từ điều kiện chống dính phụ thuộc vào vận tốc trượt mà không phụ thuộc vào số chu kỳ chịu tải.

- Vì đường cong mỏi uốn của các loại đồng thanh và đường cong mỏi tiếp xúc của đồng thanh thiếc có nhánh nghiêng khá dài ( $25 \cdot 10^7$  chu kỳ) mà bánh vít thường có tần số chịu tải nhỏ nên khi xác định ứng suất cho phép, phải dựa theo giới hạn mỏi ngắn hạn ( $N = 10^7$  chu kỳ với ứng suất tiếp xúc và  $N = 10^6$  chu kỳ với ứng suất uốn) chứ không dựa vào giới hạn mỏi dài hạn như bánh răng.

*b.1) Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép*

Với bánh vít làm bằng đồng thanh không thiếc, đồng thau hoặc gang, ứng suất tiếp xúc cho phép phụ thuộc vận tốc trượt (bảng).

Với bánh vít làm bằng đồng thanh thiếc, ứng suất tiếp xúc cho phép xác định theo công thức:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H0}] \cdot K_{HL} \quad (2.4.20)$$

Trong đó:  $[\sigma_{H0}]$  - ứng suất tiếp xúc cho phép ứng với  $10^7$  chu kỳ.

$$[\sigma_{H0}] = (0,75 \div 0,9)\sigma_b \quad (2.4.21)$$

với  $\sigma_b$  là giới hạn bền kéo của vật liệu, giá trị nhỏ dùng cho trục vít không tôi, giá trị lớn dùng cho trục vít thấm các bon hoặc tôi đạt độ rắn  $\geq 45$  HRC, ren mài và đánh bóng.

$K_{HL}$  - hệ số tuổi thọ.

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \quad (2.4.22)$$

$N_{HE}$  - số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương:

$$N_{HE} = 60 \sum \left( \frac{T_{2i}}{T_{2max}} \right)^4 n_{2i} t_i \quad (2.4.23)$$

$T_{2i}$ ,  $n_{2i}$ ,  $t_i$  - mô men xoắn, số vòng quay và thời gian làm việc (giờ) của bánh vít ở chế độ thứ i.

$T_{2max}$  - mô men xoắn lớn nhất trong các  $T_{2i}$ .

Nếu  $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$ , lấy  $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$  chu kỳ để tính.

b.2) ứng suất uốn cho phép

Với bánh vít làm bằng các loại đồng thanh, ứng suất uốn xác định theo điều kiện:

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F0}] \cdot K_{FL} \quad (2.3.24)$$

$[\sigma_{F0}]$  - ứng suất uốn cho phép ứng với  $10^6$  chu kỳ:

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_{F0}] &= 0,25 \sigma_b + 0,08 \sigma_{ch} && \text{khi quay một chiều.} \\ [\sigma_{F0}] &= 1,16 \sigma_b && \text{khi quay hai chiều.} \end{aligned} \right\} \quad (2.4.25)$$

với  $\sigma_b$ ,  $\sigma_{ch}$  - giới hạn bền kéo và giới hạn chảy của vật liệu.

Với trục vít được tôi hoặc thấm than đạt độ rắn  $> 45$ HRC, ren mài và đánh bóng, trị số  $[\sigma_{F0}]$  tính như trên được tăng 25%.

$K_{FL}$  - hệ số tuổi thọ.

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} \quad (2.4.26)$$

$N_{FE}$  - số chu kỳ tương đương:

$$N_{FE} = 60 \sum \left( \frac{T_{2i}}{T_{2max}} \right)^9 n_{2i} t_i \quad (2.4.27)$$

Nếu  $N_{FE} < 10^6$  lấy  $N_{FE} = 10^6$  chu kỳ.

$N_{FE} > 25 \cdot 10^7$  lấy  $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$  chu kỳ để tính.

Với bánh vít bằng gang:

$$[\sigma_F] = 0,12 \sigma_{bu} - \text{quay 1 chiều} \quad (2.4.28)$$

$$[\sigma_F] = 0,075 \sigma_{bu} - \text{quay 2 chiều} \quad (2.4.29)$$

$\sigma_{bu}$  - giới hạn bền uốn của vật liệu.

b.3) ứng suất cho phép khi quá tải

Bánh vít bằng đồng thanh thiếc.

$$[\sigma_{Hmax}] = 4 \sigma_{ch} \quad ; \quad [\sigma_F]_{max} = 0,8 \sigma_{ch} \quad (2.4.30)$$

Bánh vít bằng đồng thanh không thiếc.

$$[\sigma_{Hmax}] = 2 \sigma_{ch} \quad ; \quad [\sigma_F]_{max} = 0,8 \sigma_{ch} \quad (2.4.31)$$

Bánh vít bằng gang.

$$[\sigma_{Hmax}] = 1,5 [\sigma_H] \quad ; \quad [\sigma_F]_{max} = 0,6 \sigma_{ch} \quad (2.4.32)$$

#### §4- Tính độ bền bộ truyền trục vít

##### 1. Tính độ bền tiếp xúc

Tính tại tâm ăn khớp vì tróc rõ và dính bắt đầu từ đây. Coi sự ăn khớp của trục vít với bánh vít tương tự như sự ăn khớp của thanh răng nghiêng có cạnh thẳng ( $\rho_1 = \infty$ ) với bánh răng nghiêng có góc nghiêng  $\beta$  bằng góc nâng  $\gamma$  của ren trục vít (hình 2.4.7)

Sử dụng công thức Héc, điều kiện bền có dạng:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho}} \leq [\sigma_H]$$

Trong đó:

$Z_M$ - hệ số cơ tính của cặp vật liệu tính theo (2.3.28).

$[\sigma_H]$ - ứng suất tiếp xúc cho phép của vật liệu bánh vít.

$\rho$  - bán kính cong tương đương: 
$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$$

Vì  $\rho_1 = \infty$  nên:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_2} \rightarrow \rho = \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha \quad (a)$$

$q_H$  - tải trọng riêng tính toán, theo (2.4.14):

$$q_H = K_H q_n = \frac{K_H F_n}{l_H} \quad (b)$$

với  $F_n$  - tải trọng pháp tuyến theo (2.4.12):

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma \cos \alpha} = \frac{2T_2}{d_2 \cos \gamma \cos \alpha} \quad (c)$$

$l_H$  - chiều dài tiếp xúc. Coi bánh vít như bánh răng nghiêng có góc nghiêng là  $\gamma$ ,

theo công thức (2.3.43): 
$$l_H = K_\varepsilon \varepsilon_\alpha \frac{b}{\cos \gamma} \quad (d)$$

$K_\varepsilon$  - hệ số kể đến sự thay đổi chiều dài tiếp xúc.

Chiều dài răng bánh vít  $b$  là chiều dài cung chắn góc ôm  $2\delta$ : 
$$b = \pi d_1 \frac{2\delta}{360^\circ} \quad (e)$$

Từ (d) và (e): 
$$l_H = \frac{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha \pi d_1 2\delta}{360^\circ \cos \gamma} \quad (f)$$

Kết hợp (b), (c) và (f):

$$q_H = K_H \frac{2T_2}{d_2 \cos \gamma \cos \alpha} \cdot \frac{360^\circ \cos \gamma}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha \pi d_1 2\delta} = \frac{K_H T_2 \cdot 360^\circ}{\pi d_1 d_2 \delta K_\varepsilon \varepsilon_\alpha \cos \alpha} \quad (g)$$

Thay(a) và (g) vào công thức Héc, lấy các giá trị nhỏ nhất của  $K_\varepsilon = 0,75$ ;  $\varepsilon_\alpha = 1,8$ ;  $2\delta = 100^\circ$ ;  $\alpha = 20^\circ$  được:

$$\sigma_H = \frac{2,28 Z_M}{d_2} \sqrt{\frac{K_H T_2}{d_1}} \leq [\sigma_H] \quad (2.4.33)$$

Với vật liệu trục vít bằng thép, bánh vít bằng đồng thanh hoặc gang:

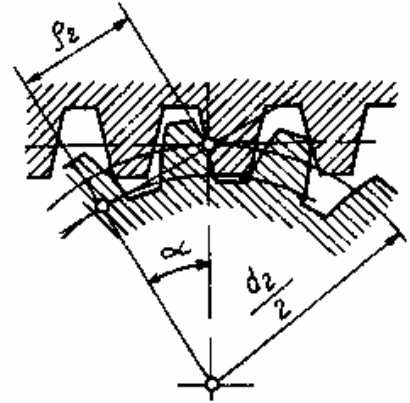
$E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ ,  $E_2 = 0,9 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ ,  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$  tính được  $Z_M = 210 \text{ (MPa)}^{1/2}$

Khi đó: 
$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{K_H T_2}{d_1}} \leq [\sigma_H]$$

Thay  $d_1 = mq$ ,  $d_2 = mZ_2$ ,  $m = \frac{2a_w}{q + Z_2}$  sẽ được công thức kiểm tra độ bền tiếp xúc

của bánh vít:

$$\sigma_H = \frac{170}{Z_2} \sqrt{\left(\frac{Z_2 + q}{a_w}\right)^3 \frac{K_H T_2}{q}} \leq [\sigma_H] \quad (2.4.34)$$



Hình 2.4.7: Sơ đồ tính độ bền tiếp xúc

Khi thiết kế, thay  $a_w = \frac{m(z_2 + q)}{2}$  vào (2.4.34) và biến đổi ta có:

$$m \geq 61,4 \sqrt{\frac{K_H T_2}{q z_2^2 [\sigma_H]^2}} \quad (\text{mm}) \quad (2.4.35)$$

với  $T_2$  - mô men xoắn trên trục bánh vít:  $T_2 = u T_1 \eta$ .

Trị số của  $m$  sau khi tính theo (2.4.35) phải quy tròn theo dãy tiêu chuẩn.

## 2. Tính độ bền uốn

Tính ứng suất uốn ở chân răng bánh vít rất phức tạp vì dạng răng thay đổi theo chiều rộng bánh vít và chân răng lại cong.

Gần đúng coi bánh vít như bánh răng nghiêng có góc nghiêng là  $\gamma$  và sử dụng kết quả tính ứng suất uốn của bánh răng nghiêng cho bánh vít, có kể đến các đặc điểm ăn khớp của bánh vít.

Từ công thức tính ứng suất uốn của bánh răng nghiêng:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\varepsilon Y_\beta}{b m} \leq [\sigma_F]$$

Sử dụng cho bánh vít với:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2}; \quad Y_\beta = 1 - \frac{\gamma}{140^\circ} = 1 - \frac{10}{140} = 0,93; \quad Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0,75 \cdot 1,8} = 0,74$$

(lấy gần đúng  $\gamma = 10^\circ$ ,  $K_\varepsilon = 0,75$ ,  $\varepsilon_\alpha = 1,8$ )

Vì mô đun trong công thức trên là mô đun pháp  $m_n$  tiêu chuẩn của bánh răng nghiêng, ta chuyển về mô đun tiêu chuẩn của bánh vít là mô đun ngang:  $m_n = m \cos \gamma$  ( $\gamma=10^\circ$ ).

Công thức kiểm nghiệm độ bền uốn của răng bánh vít:

$$\sigma_F = \frac{1,4 T_2 K_F Y_F}{b_2 m d_2} \leq [\sigma_F] \quad (2.4.36)$$

với  $T_2$  - mô men xoắn trên trục bánh vít.

$b_2, d_2$  - chiều rộng và đường kính vòng chia của bánh vít.

$K_F$  - hệ số tải trọng, tính theo (2.4.18).

$Y_F$  - hệ số dạng răng của bánh vít, kể đến đặc điểm chân răng cong, tra theo

$$\text{số răng tương đương: } Z_{2v} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}$$

$[\sigma_F]$  - ứng suất uốn cho phép.

## 3. Kiểm nghiệm độ bền răng bánh vít khi quá tải:

Tính toán nhằm tránh biến dạng dư hoặc dính bề mặt răng hay gãy do quá tải.

Công thức kiểm nghiệm có dạng:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{qt}} \leq [\sigma_H]_{\max} \quad (2.4.37)$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{qt} \leq [\sigma_F]_{\max} \quad (2.4.38)$$

$$K_{qt} - \text{hệ số quá tải: } K_{qt} = \frac{T_{2 \max}}{T_2}$$

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

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

## 4. Tính nhiệt cho truyền động trục vít

Do tổn thất công suất trong truyền động trục vít lớn, nhiệt sinh ra nhiều nên bộ truyền có thể làm việc không ổn định hoặc hư hỏng.

Cần tính nhiệt cho bộ truyền theo điều kiện:

$$t_d \leq [t_d]$$

$[t_d]$  - nhiệt độ cho phép của dầu, thường  $[t_d] = 70 \div 90^\circ\text{C}$

$t_d$  - nhiệt độ của dầu trong hộp, xác định từ điều kiện cân bằng giữa nhiệt lượng sinh ra và nhiệt lượng toả ra môi trường xung quanh:

$$Q_s = Q_t$$

$Q_s$  - nhiệt lượng sinh ra trong một giờ (w).

$$Q_s = 1000 P_m = 1000 P_1(1 - \eta) \quad (a)$$

$Q_t$  - nhiệt lượng toả đi qua vách hộp (w).

$$Q_t = K_t A (t_d - t_0) (1 + \psi) \quad (b)$$

với  $P_1$  - công suất trên trục vít (kw)

$$\eta - \text{hiệu suất truyền động} \quad \eta = \frac{P_2}{P_1}$$

$K_t$  - hệ số toả nhiệt:  $K_t = 8 \div 17,5 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

$A$  - diện tích tản nhiệt ( $\text{m}^2$ ). Nếu có gân gờ, tăng diện tích lên  $10 \div 20\%$ .

$\psi$  - hệ số xét đến sự thoát nhiệt qua đáy hộp:  $\psi = 0,25$

$t_0$  - nhiệt độ môi trường (không khí). Thường  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ .

Từ điều kiện cân bằng  $Q_s = Q_t$ , xác định được nhiệt độ làm việc của dầu phải thoả mãn:

$$t_d = \frac{1000P_1(1-\eta)}{K_t A(1+\psi)\beta} + t_0 \leq [t_1] \quad (2.4.39)$$

$\beta$  - hệ số xét đến sự giảm nhiệt sinh ra trong một đơn vị thời gian do làm việc ngắt quãng hoặc tải trọng làm việc giảm so với tải trọng danh nghĩa  $P_1$ .

$$\beta = \frac{t_{ck}}{\sum \frac{P_i t_i}{P_1}} \quad (2.4.40)$$

$t_{ck}$  - thời gian một chu kỳ tải trọng

$P_i, t_i$  - công suất và thời gian làm việc ở chế độ tải thứ  $i$ .

Nếu điều kiện (2.4.39) không thoả mãn, cần dùng các biện pháp làm nguội nhân tạo như: làm gân, gờ, lắp quạt gió, lắp hệ thống dẫn nước làm mát, hệ thống phun dầu... Trường hợp bộ truyền làm mát bằng quạt, nhiệt độ làm việc của dầu xác định như sau:

$$t_d = \frac{1000P_1(1-\eta)}{[K_t(A-A_q)(1+\psi) + K_{tq}A_q]\beta} + t_0 \quad (2.4.41)$$

với  $A_q$  - diện tích thoát nhiệt được quạt.

$K_{tq}$  - hệ số toả nhiệt của bề mặt có quạt.

Trong thiết kế thường chọn nhiệt độ làm việc cho phép của dầu rồi xác định diện tích thoát nhiệt cần thiết:

$$A \geq \frac{1000P_1(1-\eta)}{K_t(1+\psi)\beta([t_d] - t_0)} \quad (2.4.42)$$

$$\text{hoặc } A \geq \frac{1000P_1(1-\eta)}{[K_t(1+\psi)(1-K_q) + K_{tq}K_q](t_d - t_0)\beta} \quad (2.4.43)$$

$$\text{với } K_q = \frac{A_q}{A}$$

$K_q = 0$  khi không dùng quạt.

$K_q = 0,3$  khi dùng quạt.

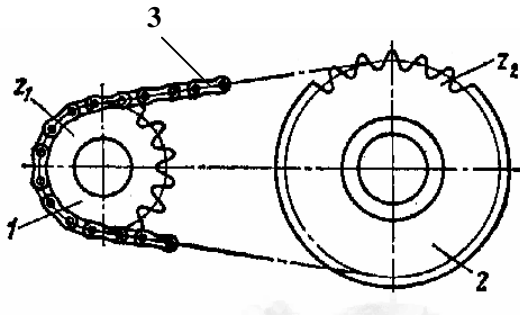
## Bài 5: TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

### §1- Khái niệm chung

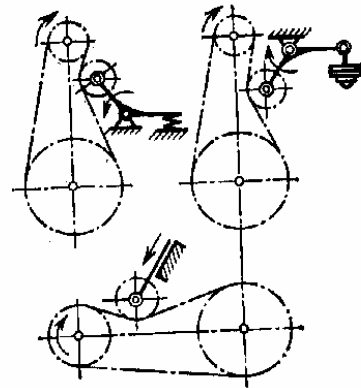
#### 1- Khái niệm

Xích là một chuỗi các mắt xích nối với nhau bằng khớp bản lề. Bộ truyền xích truyền chuyển động và tải trọng nhờ sự ăn khớp của các mắt xích với các răng đĩa xích.

Cấu tạo chính của bộ truyền xích gồm đĩa dẫn 1, đĩa bị dẫn 2 và xích 3 (hình 2.5.1). Ngoài ra bộ truyền xích có thể có bộ phận căng xích (hình 2.5.2), bộ phận bôi trơn, che kín.



Hình 2.5.1: Cấu tạo truyền động xích



Hình 2.5.2: Bộ truyền xích có bánh căng

#### 2- Phân loại

Theo công dụng có thể phân ra.

- Xích trục, xích kéo: dùng để vận chuyển, nâng hạ các vật nặng.
- Xích truyền động: dùng để truyền chuyển động giữa các trục. Xích truyền động có các loại: xích ống, xích ống con lăn, xích răng.

Trong phạm vi giáo trình chỉ trình bày về xích truyền động; xích trục và xích kéo được trình bày trong các giáo trình chuyên ngành.

#### 3- Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

##### a- Ưu điểm

- Có thể truyền chuyển động giữa các trục cách nhau tương đối lớn ( $a_{\max} = 8\text{m}$ ).
- Khuôn khổ kích thước nhỏ hơn so với truyền động đai.
- Không có hiện tượng trượt (trượt đàn hồi, trượt trơn) như truyền động đai.
- Có thể cùng một lúc truyền chuyển động cho nhiều trục.
- Lực tác dụng lên trục nhỏ hơn truyền động đai vì không cần căng xích với lực căng ban đầu.

##### b- Nhược điểm

- Do có sự va đập khi vào khớp nên có nhiều tiếng ồn khi làm việc, vì vậy không thích hợp với vận tốc cao.
- Đòi hỏi chế tạo, lắp ráp chính xác hơn so với truyền động đai. Yêu cầu chăm sóc và bảo quản thường xuyên (bôi trơn, điều chỉnh làm căng xích).
- Vận tốc và tỷ số truyền tức thời không ổn định.
- Chóng mòn khớp bản lề, nhất là khi bôi trơn không tốt và làm việc nơi bụi bẩn.

##### c- Phạm vi sử dụng

- Truyền động với khoảng cách trục trung bình và yêu cầu kích thước nhỏ gọn, làm việc không có trượt.
- Thích hợp với vận tốc thấp, thường lắp ở đầu ra của các hộp giảm tốc.
- Công suất truyền dẫn  $P \leq 120\text{kw}$ ; khoảng cách trục lớn nhất  $a_{\max} = 8\text{m}$ .
- Vận tốc thông thường:  $V \leq 15\text{m/s}$ , đôi khi có thể tới  $35\text{m/s}$ ;

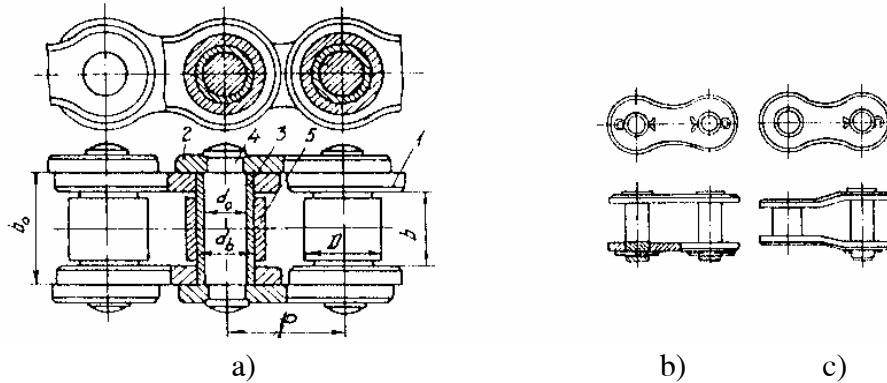
- Tỷ số truyền:  $u = 2 \div 5$ .

## §2- Các loại xích truyền động và đĩa xích

### 1- Các loại xích truyền động

#### a- Xích ống con lăn

Các mắt xích được tạo thành từ các má xích xếp xen kẽ nhau. Các má ngoài 2 lắp chặt với chốt bản lề 4, các má trong 1 lắp chặt với ống 3. Ống 3 lắp có khe hở với chốt 4 do đó chúng có thể xoay tương đối với nhau tạo thành khớp bản lề. Phía ngoài ống 3 lồng con lăn 5 (có thể xoay tự do). Con lăn 5 lăn trên răng đĩa. Nhờ có con lăn nên khi xích ăn khớp với răng đĩa, một phần ma sát trượt trên răng được thay thế bằng ma sát lăn, do đó giảm mòn cho răng đĩa xích.



Hình 2.5.3: Cấu tạo của dây xích ống con lăn

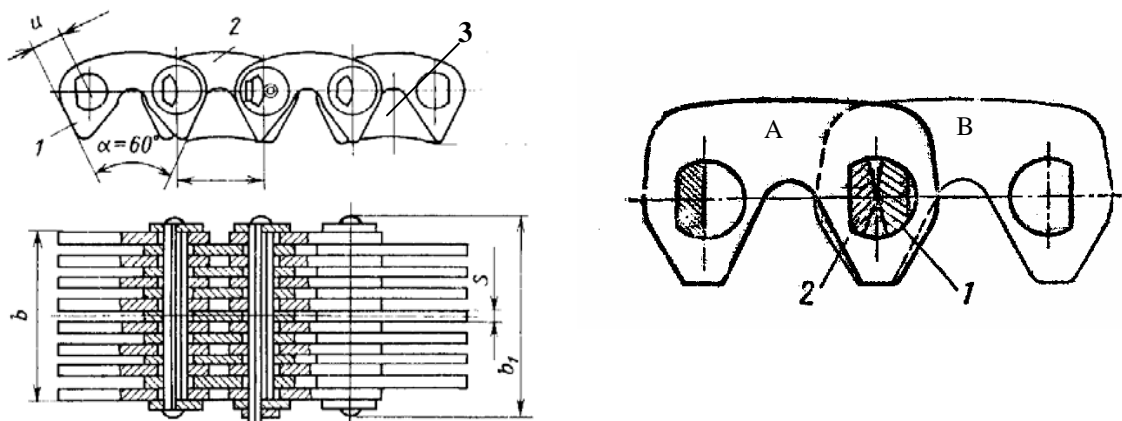
Để nối hai mắt cuối của xích lại với nhau thành vòng kín, thường dùng chốt chết. Nên cố gắng dùng số mắt xích là chẵn để tránh dùng mắt xích chuyển (hình 2.5.3c) (mắt xích này sẽ bị yếu do chịu thêm ứng suất uốn).

Bước xích  $p$  là thông số quan trọng nhất của truyền động xích (là khoảng cách của hai tâm chốt bản lề sát nhau).

#### b- Xích ống

Kết cấu hoàn toàn giống như xích ống con lăn, chỉ khác là không có con lăn do vậy khối lượng và giá thành rẻ hơn xích ống con lăn cùng cỡ, tuy vậy bản lề và răng đĩa mòn nhanh hơn. Vì vậy chỉ dùng xích ống trong các bộ truyền không quan trọng hoặc cần khối lượng nhỏ, làm việc với vận tốc thấp ( $v \leq 1 \text{ m/s}$ ).

#### c- Xích răng



Hình 2.5.4: Cấu tạo của xích răng

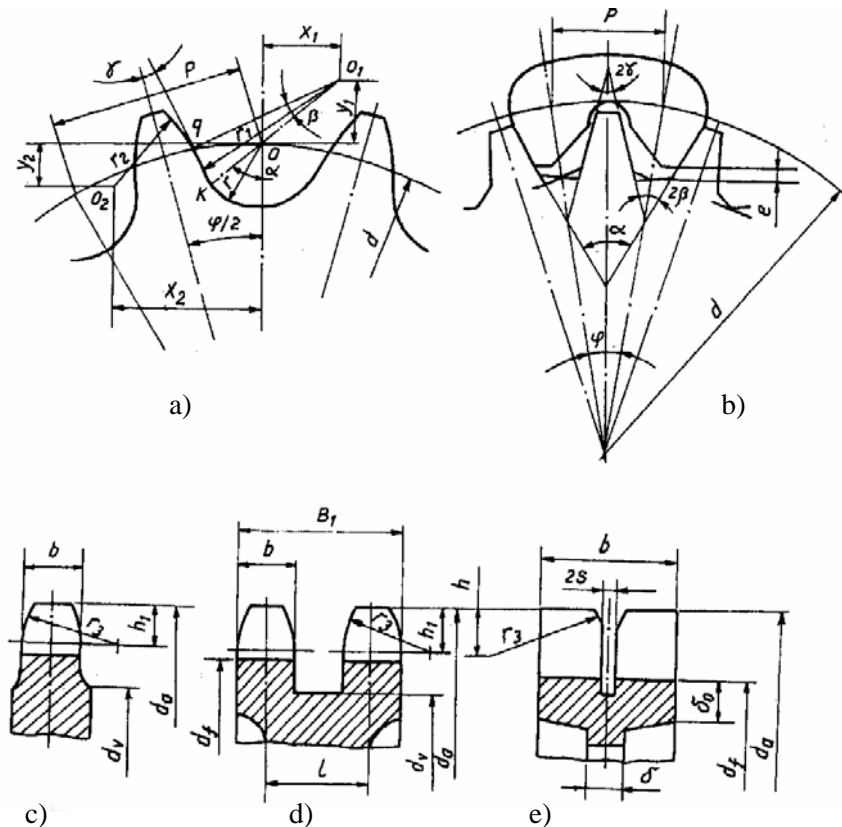
Gồm các má xích 1 xếp xen kẽ và nối với nhau bằng bản lề (xem hình 2.5.4). Các mặt cạnh của má xích hợp với nhau góc  $\alpha = 60^\circ$  sẽ tiếp xúc với mặt bên của hai răng đĩa

xích 2. Để dẫn hướng cho dây xích, dùng các má 3 không có răng đặt hai bên hoặc chính giữa chiều rộng xích. Các má này nằm trong rãnh s trên đĩa xích khi ăn khớp.

Chiều rộng b của xích là thông số quan trọng được xác định theo độ lớn tải trọng. Có thể thay đổi b bằng cách thay đổi số lượng má xích. Chốt bản lề gồm hai chốt nhỏ tiết diện hình quạt (xem hình 2.5.4). Mỗi chốt nhỏ gắn cố định với một nhóm má xích. Chốt 1 gắn với các má A, chốt 2 gắn với các má B. Khi các má xích xoay tương đối với nhau, các chốt nhỏ này sẽ lăn không trượt với nhau, do đó bản lề đỡ bị mòn.

## 2- Đĩa xích.

Về cấu tạo, đĩa xích khác với bánh răng ở phần vành răng. Kích thước và dạng profin răng phụ thuộc vào loại xích (Theo TCVN 1785- 76 và TCVN 1789- 76).



Hình 2.5.5: Cấu tạo của đĩa xích

- Với đĩa xích ống con lăn và xích ống, biên dạng răng gồm các cung lồi bán kính \$r\_1\$, đoạn thẳng chuyển tiếp và cung lõm bán kính \$r\_2\$ (hình 2.5.5a). Hai mặt mút của răng là các cung lõm có bán kính \$r\_3\$ (hình 2.5.5c, d).

- Với xích răng: biên dạng răng có hình thang (h.2.5.5b).

- Khi xích ăn khớp với răng đĩa, tâm các bản lề nằm trên vòng tròn chia của đĩa xích

(trường hợp xích chưa mòn) có đường kính  $d = \frac{P}{\sin \frac{\varphi}{2}}$  với  $\varphi = \frac{2\pi}{Z}$ ; p là bước xích; Z

là số răng đĩa xích.

## §3- Cơ sở tính toán thiết kế truyền động xích

### 1- Tải trọng tác dụng trong bộ truyền

#### a- Lực căng trên các nhánh xích

Khi chưa làm việc, trọng lượng bản thân xích gây nên lực căng ban đầu.

$$F_0 \approx K_f q_m \text{ ag} \quad (2.5.2)$$



Trong đó:  $a$  - chiều dài đoạn xích tự do (lấy gần đúng bằng khoảng cách trục  $a$ ).  
 $g$  - gia tốc trọng trường ( $g=9,81$  m/s<sup>2</sup>).

$K_r$  - hệ số phụ thuộc vào góc nghiêng của bộ truyền so với phương ngang (tra bảng).

Khi truyền tải trọng:

$F_1$  - Lực căng trong nhánh dẫn.

$F_2$  - Lực căng trong nhánh bị dẫn

(hình 2.5.6).

Từ điều kiện cân bằng đĩa xích ta có:

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

$$F_1 = F_2 + \frac{2T_1}{d_1} \quad (2.5.3)$$

Với:  $F_t$  - lực vòng;

$T_1$  - mô men xoắn trên đĩa xích dẫn.

Tương tự như bộ truyền đai, khi xích chạy vòng qua đĩa sẽ xuất hiện lực căng phụ với trị số là:

$$F_v = q_m v^2$$

Trong đó:  $q_m$  - khối lượng của 1 mét xích (kg/m);

$v$  - vận tốc của xích (m/s).

Như vậy khi làm việc lực tác dụng trên các nhánh xích sẽ là:

$$F_2 = F_o + F_v ; F_1 = F_t + F_2 = F_o + F_t + F_v \quad (2.5.4)$$

### b- Lực tác dụng lên trục

Lực tác dụng lên trục đĩa xích do lực vòng  $F_t$  và trọng lượng xích gây nên được tính gần đúng theo công thức:

$$F_r = K_x \cdot F_t = \frac{K_x \cdot 6 \cdot 10^7 \cdot P_1}{Z \cdot n \cdot p} \quad (2.5.5)$$

$K_x$  - hệ số kể đến tác dụng của trọng lượng; Khi đường nối tâm các trục tạo với mặt phẳng nằm ngang một góc  $\varphi \leq 40^\circ$  thì  $K_x = 1,15$ ; Khi  $\varphi > 40^\circ$  thì  $K_x = 1,05$ .

## 2- Vận tốc và tỷ số truyền

### a- Vận tốc và tỷ số truyền trung bình

- Vận tốc trung bình của xích bằng vận tốc vòng trung bình trên hai đĩa xích.

$$v_x = v_1 = v_2 = \frac{Z_1 \cdot p \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{Z_2 \cdot p \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} \quad (2.5.6)$$

Trong đó:  $Z_1, Z_2$  - số răng đĩa xích dẫn và bị dẫn;

$p$  - bước xích (mm);

$n_1, n_2$  - số vòng quay của đĩa dẫn và bị dẫn (v/ph).

$v_x$  càng lớn thì xích càng chóng mòn (vì quãng đường ma sát trong một đơn vị thời gian tăng), tải trọng động tăng. Do đó phải hạn chế  $v_x \leq 15$  m/s.

- Tỷ số truyền trung bình.

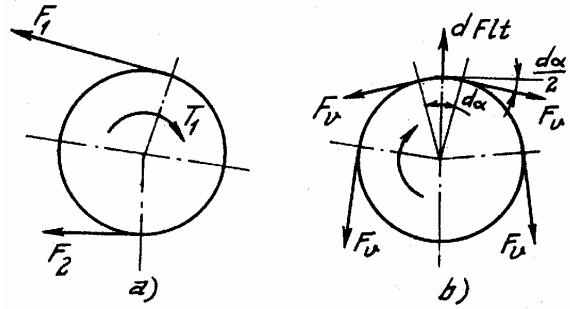
Từ phương trình (2.5.6) ta có:

$$Z_1 \cdot p \cdot n_1 = Z_2 \cdot p \cdot n_2$$

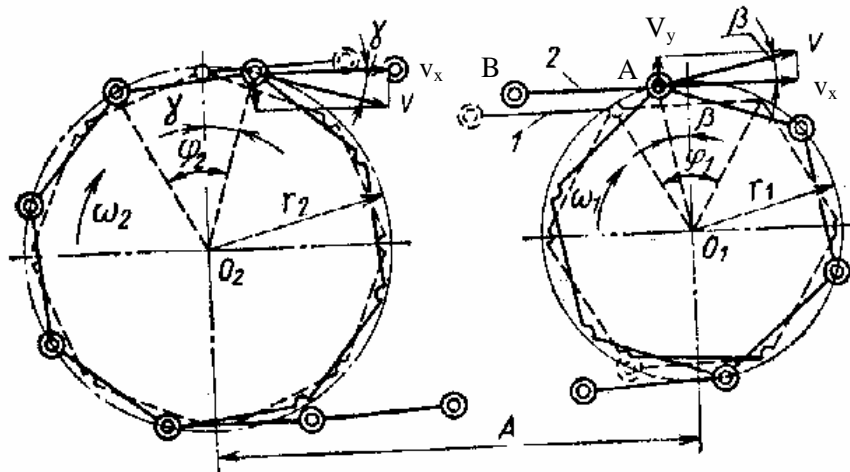
$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (2.5.7)$$

### b- Vận tốc và tỷ số truyền tức thời

Trong thực tế vận tốc của xích, đĩa bị dẫn và tỷ số truyền thay đổi liên tục theo thời gian do trong quá trình ăn khớp các mắt xích phân bố trên đĩa xích theo hình đa giác đều.



Hình 2.5.6: Sơ đồ tính lực căng của xích



Hình 2.5.6: Hoạ đồ vận tốc của bản lề xích

Thật vậy, hãy khảo sát sự ăn khớp của xích với các răng đĩa chủ động và bị động như trên hình 2.5.6:

- Xét trên đĩa dẫn: Mắt xích AB đang vào khớp. Bản lề A đang chuyển động cùng với đĩa xích do đó vận tốc của bản lề A bằng vận tốc vòng của đĩa xích tại điểm trùng với tâm bản lề:  $\vec{v}_A = \vec{v}_{1A}$

$$\Rightarrow v_A = \omega_1 r_1; \quad r_1 - \text{bán kính vòng tròn chia của đĩa xích.}$$

$$\text{Mặt khác: } \vec{v}_A = \vec{v}_x + \vec{v}_y.$$

$\vec{v}_x$  có phương dọc theo dây xích,  $\vec{v}_y$  có phương vuông góc với dây xích. Như vậy chỉ có  $\vec{v}_x$  có tác dụng kéo xích chuyển động, nên vận tốc của dây xích là:

$$v_x = v_A \cos \beta = \omega_1 r_1 \cos \beta \quad (2.5.8)$$

Từ phương trình (2.5.8) ta thấy mặc dù đĩa xích dẫn quay đều ( $\omega_1 = \text{const}$ ) nhưng vì góc  $\beta$  thay đổi liên tục từ  $-\frac{\varphi_1}{2} \div \frac{\varphi_1}{2}$  (từ  $-\frac{\pi}{Z_1} \div \frac{\pi}{Z_1}$ ), ta có  $v_x \neq \text{const}$ , dây xích chuyển động không đều.

- Tương tự ở đĩa xích bị dẫn:

$$v = \frac{V_x}{\cos \gamma} = \frac{\omega_1 r_1 \cos \beta}{\cos \gamma}$$

$$\omega_2 = \frac{v}{r_2} = \frac{\omega_1 r_1 \cos \beta}{r_2 \cos \gamma} \quad (2.5.9)$$

với  $\gamma$  thay đổi từ  $-\frac{\pi}{Z_2}$  đến  $\frac{\pi}{Z_2}$ .

Vì cả  $\beta$  và  $\gamma$  đều thay đổi nên mặc dù đĩa xích dẫn quay đều thì đĩa bị dẫn vẫn quay không đều ( $\omega_2$  thay đổi liên tục).

Tỷ số truyền tức thời:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\omega_1}{\frac{\omega_1 r_1 \cos \beta}{r_2 \cos \gamma}} = \frac{r_2 \cos \gamma}{r_1 \cos \beta} \quad (2.5.10)$$

Do  $\gamma$  và  $\beta$  thay đổi không cùng qui luật với các giá trị giới hạn khác nhau nên tỷ số truyền tức thời  $u$  thay đổi liên tục.

Từ các công thức trên ta thấy số răng của đĩa xích càng nhỏ thì khoảng biến đổi của  $\theta$  ( $-\frac{\pi}{Z_1}$  đến  $\frac{\pi}{Z_1}$ ) và  $\gamma$  ( $-\frac{\pi}{Z_2}$  đến  $\frac{\pi}{Z_2}$ ) càng lớn do đó vận tốc của xích, đĩa bị dẫn, tỷ số truyền biến do động càng mạnh. Chính vì vậy cần phải hạn chế số răng tối thiểu của đĩa xích.

### 3- Số răng đĩa xích.

Số răng đĩa xích phải thỏa mãn điều kiện  $Z_{\min} \leq Z \leq Z_{\max}$ .

#### a- Số răng tối thiểu $Z_{\min}$

Cần phải hạn chế số răng tối thiểu  $Z_{\min}$  vì:

- Số răng đĩa xích càng nhỏ thì xích càng chóng mòn do góc xoay tương đối của bản lề xích khi xích vào khớp và ra khớp  $\varphi = \frac{2\pi}{Z}$  càng lớn.

- Số răng càng ít thì vận tốc và tỷ số truyền dao động càng lớn, tải trọng động và va đập tăng.

Số răng tối thiểu  $Z_{\min}$  được chọn theo kinh nghiệm.

- Với xích ống và xích ống con lăn.

+ Khi  $V < 2\text{m/S}$  lấy  $Z_{\min} = 13 \div 15$ .

+ Khi  $V \geq 2\text{m/S}$  lấy  $Z_{\min} = 19$ ;

+ Nếu chịu tải va đập lấy  $Z_{\min} = 23$ .

- Với xích răng  $Z_{\min}$  chọn tăng 20÷30% so với các trị số trên.

- Số răng đĩa xích dẫn  $Z_1$  xác định theo tỉ số truyền  $u$ , nhưng phải thỏa mãn điều kiện  $Z_1 \geq Z_{\min}$ .

#### b- Số răng tối đa $Z_{\max}$

Số răng tối đa bị hạn chế bởi độ tăng bước xích do bản lề bị mòn sau một thời gian làm việc. Khi bản lề bị mòn bước xích  $p$  tăng lên một lượng  $\Delta p$  do đó bắt buộc xích phải tiếp xúc với đoạn profin phía ngoài của răng đĩa, nghĩa là vòng tròn đi qua tâm các con lăn sẽ có đường kính:

$$d' = \frac{p'}{\sin \frac{\pi}{Z}} = \frac{p + \Delta p}{\sin \frac{\pi}{Z}} = d + \frac{\Delta p}{\sin \frac{\pi}{Z}} = d + \Delta d \quad (2.5.11)$$

Vậy nếu  $Z$  càng lớn thì  $d'$  càng lớn, nghĩa là với cùng một lượng mòn làm tăng bước xích  $\Delta p$  như nhau thì xích ăn khớp càng xa tâm đĩa nên càng dễ tuột.

Số răng tối đa  $Z_{\max}$  được xác định theo kinh nghiệm như sau:

- Với xích ống, xích ống con lăn:  $Z_{\max} = 100 \div 120$

- Với xích răng  $Z_{\max} = 120 \div 140$

Số răng đĩa xích bị dẫn  $Z_2 = u \cdot Z_1$  nhưng phải thỏa mãn điều kiện  $Z_2 \leq Z_{\max}$ .

Số răng đĩa xích nên chọn là số lẻ vì với số mắt xích chẵn, các bản lề và răng đĩa sẽ mòn đều hơn.

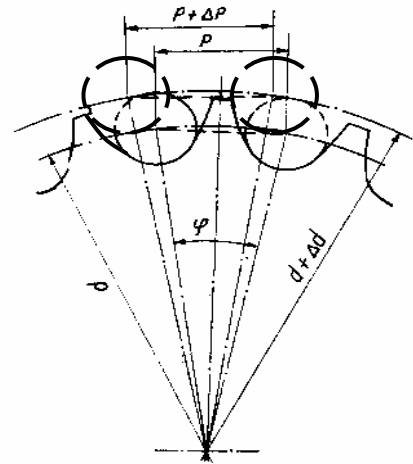
### 4- Khoảng cách trục và số mắt xích

#### a- Khoảng cách trục

- Khoảng cách trục  $a$  có ảnh hưởng đến khả năng làm việc của bộ truyền xích. Nếu  $a$  nhỏ, số mắt xích ít, số lần va đập của mỗi mắt xích vào răng đĩa sẽ lớn, tuổi thọ giảm. Ngoài ra góc ôm của xích nhỏ  $\alpha_1$  càng giảm nếu giảm khoảng cách trục  $a$ . Vì vậy khoảng cách trục nhỏ nhất  $a_{\min}$  được xác định theo hai điều kiện góc ôm trên đĩa nhỏ  $\alpha_1 \geq 120^\circ$  và hai đĩa xích không chạm nhau:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} \geq 120^\circ \rightarrow a_{\min} \geq d_2 - d_1$$

Để hai đĩa xích không chạm nhau:



Hình 2.5.7 Số răng tối đa và hiện tượng tuột xích

$$a_{\min} \geq \frac{d_{a2} - d_{a1}}{2} + (30 \div 50) \text{ mm}$$

- Khoảng cách trục a càng lớn thì số mắt xích x sẽ càng nhiều, do đó với độ tăng bước xích  $\Delta p$  tương đối nhỏ cũng làm cho xích dài thêm nhiều, xích càng chóng bị chùng. Do vậy cần hạn chế  $a_{\max} \leq 80p$ .

- Theo kinh nghiệm khoảng cách trục nên lấy  $a = (30 \div 50)p$ .

#### a- Số mắt xích

Khi biết khoảng cách trục a, ta có thể tìm được chiều dài xích L (theo công thức như đã xác định với bộ truyền đai).

$$L = 2a + 0,5 \pi (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

Gọi x là số mắt xích, thay  $L = xp$ ;  $\pi d = Z.p$  ta có:

$$x = \frac{L}{p} = 0,5 (Z_1 + Z_2) + \frac{2a}{p} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4} \frac{p}{\pi^2 a} \quad (2.5.12)$$

Số mắt xích sau khi tính được qui tròn đến số chẵn gần nhất để tránh phải dùng mắt chuyển. Sau đó tính chính xác khoảng cách trục a.

$$a = 0,25p \left\{ x - 0,5 (Z_1 + Z_2) + \sqrt{[x - 0,5(Z_1 + Z_2)]^2 - 2(Z_2 - Z_1)^2 / \pi^2} \right\} \quad (2.5.13)$$

Với bộ truyền có đường nối tâm hai đĩa xích tạo với mặt phẳng nằm ngang một góc  $\Psi \leq 70^\circ$  nên giảm a một lượng  $\Delta a = 0,002 \div 0,004$  để xích không bị căng, làm tăng độ mòn của xích.

## §4- Tính thiết kế bộ truyền xích

### 1- Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

Trong bộ truyền xích có thể xảy ra các dạng hỏng sau:

- *Mòn bản lề xích:*

Là dạng hỏng thường gặp nhất vì khi chịu tải, bề mặt tiếp xúc của bản lề (ở xích con lăn là mặt tiếp xúc giữa chốt và ống) chịu áp suất lớn lại có sự xoay tương đối khi vào và ra khớp với răng đĩa trong điều kiện bôi trơn ma sát ướt không thể hình thành dù rằng bộ truyền được bôi trơn liên tục. Bản lề bị mòn làm bước xích tăng lên, xích ăn khớp xa tâm đĩa cuối cùng có thể bị đứt (do mòn làm yếu các mắt xích). Để giảm mòn cần bôi trơn xích và hạn chế áp suất trong bản lề xích.

- *Rỗ hoặc vỡ con lăn:*

Do tác dụng của ứng suất thay đổi và va đập, thường chỉ xảy ra với những bộ truyền chịu tải trọng lớn, vận tốc cao, làm việc trong hộp kín, được bôi trơn đầy đủ.

- *Xích bị đứt:*

Do bị quá tải khi mở máy hoặc do tải trọng va đập lớn gây nên.

- Do mỏi: dưới tác dụng của ứng suất thay đổi.

- *Mòn răng đĩa:*

Trong các dạng hỏng trên đây thì mòn bản lề là dạng hỏng nguy hiểm hơn cả và là nguyên nhân chủ yếu làm mất khả năng làm việc của bộ truyền xích. Vì vậy chỉ tiêu tính toán cơ bản của bộ truyền xích là tính về độ bền mòn, xuất phát từ điều kiện: áp suất sinh ra trong bản lề không được vượt quá giá trị cho phép.

Ngoài ra với các bộ truyền xích làm việc với tải trọng mở máy lớn hoặc thường xuyên chịu tải trọng va đập, cần tiến hành kiểm nghiệm về quá tải.

### 2- Tính xích về độ bền mòn.

Để đảm bảo cho xích làm việc ổn định, không bị mòn quá một giá trị cho phép trước thời hạn quy định, áp suất sinh ra trong bản lề của xích con lăn phải thoả mãn điều kiện:

$$P_o = \frac{F_v \cdot K}{A} \leq [P_o] \quad (2.5.14)$$

Trong đó:  $F_t$  - Lực vòng cần truyền (N)

$A$  - diện tích mặt tựa bản lề (diện tích hình chóp của bề mặt tiếp xúc giữa chốt và ống lên mặt phẳng thẳng góc với phương tác dụng của lực vòng  $F_t$ )  $\text{mm}^2$ .

$[p_o]$  - áp suất cho phép (MPa), xác định bằng thực nghiệm: bộ truyền một dãy; số răng  $Z_{o1}=25$ ; khoảng cách trục  $a=(30\div 50)p$ ; bộ truyền đặt nằm ngang; tải trọng tĩnh; bôi trơn nhỏ giọt; ứng với số vòng quay  $n_{o1}$  và các bước xích  $p$  khác nhau. Các bộ truyền đó gọi là bộ truyền cơ sở. Vì điều kiện làm việc thực tế khác với điều kiện thí nghiệm nên phải đưa vào công thức tính toán hệ số sử dụng  $K$ .

$$K = K_d \cdot K_a \cdot K_v \cdot K_{dc} \cdot K_{bt} \cdot K_c$$

Trong đó:  $K_d$  - hệ số tải trọng động.

$K_a$  - hệ số kể đến ảnh hưởng của khoảng cách trục.

$K_o$  - hệ số kể đến ảnh hưởng của cách bố trí bộ truyền.

$K_{dc}$  - hệ số kể đến khả năng điều chỉnh lực căng xích.

$K_{bt}$  - hệ số kể đến ảnh hưởng của điều kiện bôi trơn.

$K_c$  - hệ số kể đến chế độ làm việc liên tục.

Trị số của các hệ số trên đây cho trong sổ tay ứng với bộ truyền xích một dãy, số răng đĩa nhỏ  $Z_{o1} = 25$  và số vòng quay  $n_{o1}$ .

Biến đổi công thức (2.5.14) có: 
$$F_t \leq \frac{[P_o].A}{K}$$

Nhân cả hai vế của bất phương trình với  $\frac{V}{1000}$ .

$$\frac{F_t.V}{1000} \leq \frac{[P_o].A}{K.1000} \cdot V$$

$$P_t \leq \frac{[P_o].A}{1000.K} \cdot \frac{Z_1.p.n_1}{60.10^3}$$

$$P \leq \frac{[P_o].A.Z_{o1}.p.n_{o1}}{6.10^7} \cdot \frac{1}{K} \cdot \frac{Z_1}{Z_{o1}} \cdot \frac{n_1}{n_{o1}} \quad (2.5.15)$$

Trong đó:  $P_t$  - công suất truyền dẫn (kw).

$Z_1, n_1$  - số răng, số vòng quay của đĩa dẫn.

$Z_{o1}, n_{o1}$  - số răng, số vòng quay của phía dẫn bộ truyền cơ sở ( $Z_{o1} = 25$ ).

Đồng thời ta thấy  $\frac{[P_o].A.Z_{o1}.p.n_{o1}}{6.10^7} = [P_o]$  chính là công suất cho phép xác định bằng thực nghiệm ứng với các điều kiện như khi xác định áp suất cho phép  $[p_o]$ .

Đặt:  $K_z = \frac{Z_{o1}}{Z_1}$  - gọi là hệ số số răng đĩa dẫn.

$K_n = \frac{n_{o1}}{n_1}$  - gọi là hệ số số vòng quay đĩa dẫn.

Từ (2.5.15) có thể viết:  $P_t \cdot K \cdot K_z \cdot K_n \leq [P_o]$

Đặt:  $P_t = P_t \cdot K \cdot K_z \cdot K_n$  - gọi là công suất tính toán (kw).

Ta có: 
$$P_t \leq [P_o] \quad (2.5.16)$$

Khi thiết kế, trước hết xác định các hệ số  $K, K_z, K_n$ , tính  $P_t$  rồi tra bảng chọn xích có bước xích thỏa mãn điều kiện (2.5.16). Trong trường hợp muốn giảm bước xích  $P$  để giảm va đập và giảm đường kính các đĩa xích có thể dùng xích nhiều dãy, khi đó điều kiện chọn bước xích  $P$  sẽ là:

$$P_t = \frac{P_t.K.K_z.K_n}{K_d} \leq [P_o] \quad (2.5.17)$$

Với:  $K_d$  - hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các dãy; Khi số dãy xích là 1; 2; 3; 4 thì  $K_d = 1; 1,7; 2,5; 3$ .

### 3- Kiểm nghiệm xích về quá tải

Để đảm bảo cho xích không bị phá huỷ do quá tải, hệ số an toàn S phải thoả mãn điều kiện

$$S = \frac{Q}{(K_t F_t + F_o + F_v)} \geq [S] \quad (2.5.18)$$

Trong đó: Q - tải trọng phá hỏng (tra bảng phụ thuộc loại xích và bước xích).

$K_t$  - hệ số tải trọng (tra bảng phụ thuộc vào chế độ làm việc).

$F_o$  - lực căng ban đầu.

$F_t$  - lực vòng.

$F_v$  - lực căng phụ.

[S] - hệ số an toàn cho phép (tra bảng phụ thuộc loại xích và số vòng quay, bước xích).

## Bài 6: HỆ THỐNG TRUYỀN DẪN CƠ KHÍ

### §1- Khái niệm chung

Để tạo thành máy (hoặc thiết bị cơ khí), các chi tiết máy và bộ phận máy phải được liên kết động và liên kết cố định với nhau. Các liên kết này được xác định theo sơ đồ động của máy cùng với các yêu cầu về kết cấu và công nghệ, đồng thời tạo ra các bộ phận máy.

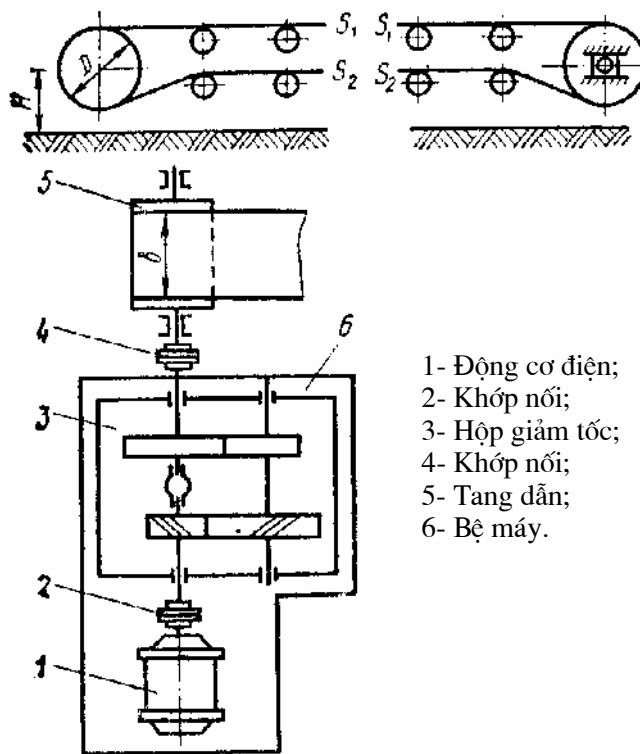
Bộ phận máy làm cầu nối giữa động cơ (bộ phận dẫn động) với bộ phận làm việc (cơ cấu chấp hành) chính là bộ phận truyền động (với đặc trưng tiêu biểu là hộp giảm tốc (hình 2.6.1), hộp tốc độ (hình 2.6.2), hộp biến tốc v.v.... Khi chúng nối gián tiếp hoặc trực tiếp với động cơ điện sẽ tạo thành hệ truyền dẫn cơ khí (hoặc gọi là hệ dẫn động cơ khí). Hệ thống như vậy được sử dụng rất rộng rãi trong thực tiễn.

Hệ dẫn động băng tải như trên hình 2.6.1 là một ví dụ. Trong hệ thống đó, hộp giảm tốc (viết tắt là HGT) 3 có thể là hộp bánh răng, hoặc là hộp trục vít... Để nối động cơ với HGT và nối HGT với bộ phận làm việc có thể dùng khớp nối (hình 2.6.1) hoặc sử dụng các bộ truyền cơ khí như bộ truyền đai, bộ truyền xích (hình 2.6.2)... Trong nhiều trường hợp, người ta cũng có thể lắp trực tiếp động cơ với hộp giảm tốc tạo thành hệ thống *động cơ-hộp giảm tốc* (xem [2]).

### §2- Giới thiệu hộp giảm tốc

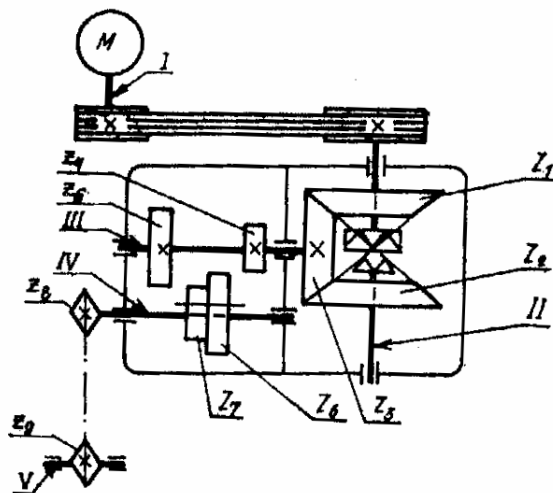
Hộp giảm tốc là cơ cấu truyền động bằng ăn khớp trực tiếp có tỷ số truyền không đổi và dùng để giảm vận tốc góc và dùng để tăng mômen xoắn. (Một loại cơ cấu tương tự nhưng được dùng để tăng vận tốc góc, giảm mômen xoắn gọi là hộp tăng tốc).

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



- 1- Động cơ điện;
- 2- Khớp nối;
- 3- Hộp giảm tốc;
- 4- Khớp nối;
- 5- Tang dẫn;
- 6- Bộ máy.

Hình 2.6.1: Hệ thống dẫn động băng tải



Hình 2.6.2: Hệ thống dẫn động cơ khí dùng hộp tốc độ có ly hợp đảo chiều

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

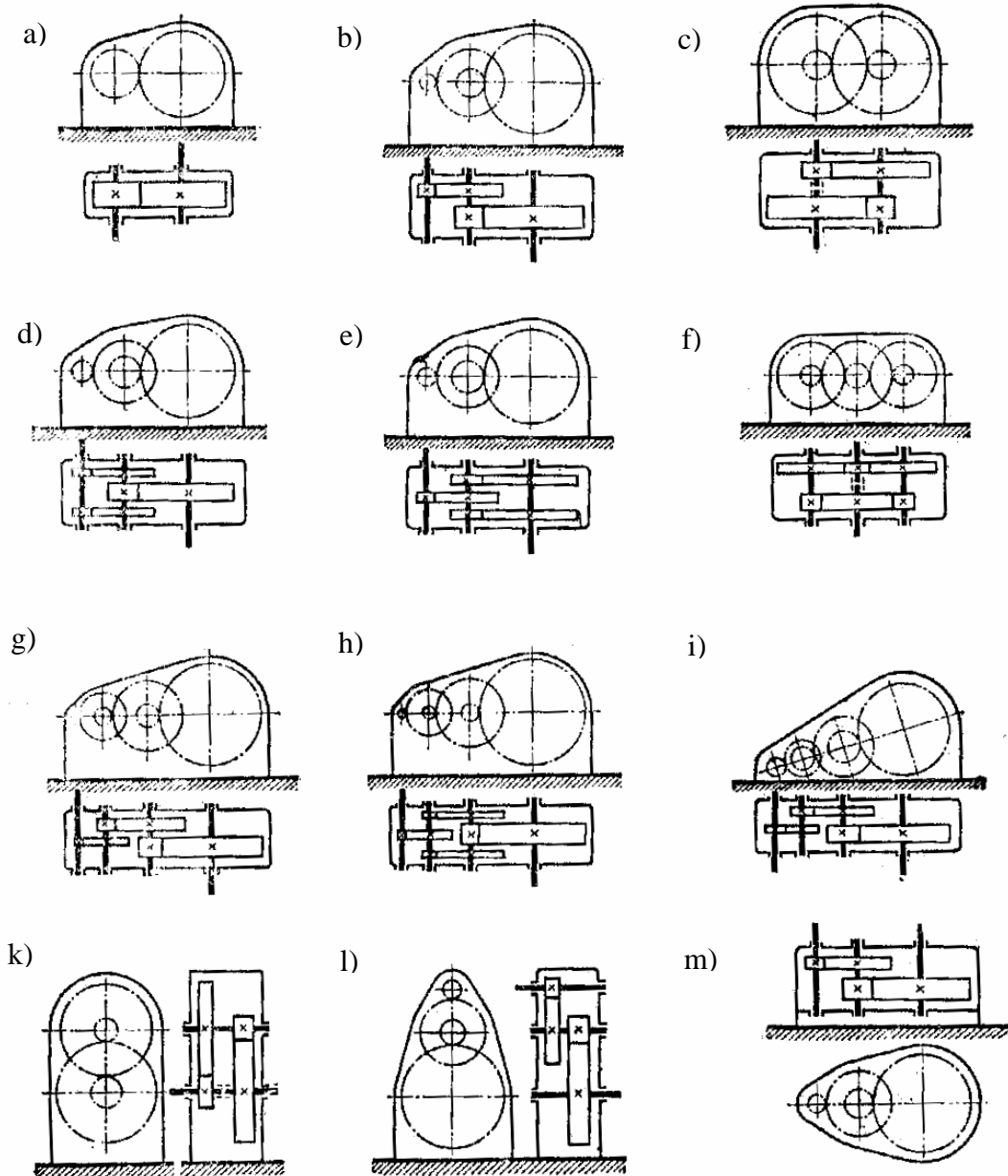
Sau đây chỉ trình bày sơ lược một số loại HGT thường dùng.

**1- HGT bánh răng trụ** (sơ đồ như trên hình 2.6.3)

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

*HGT bánh răng trụ một cấp* (hình 2.6.3a): thường dùng khi  $u \leq 7 \div 8$ .

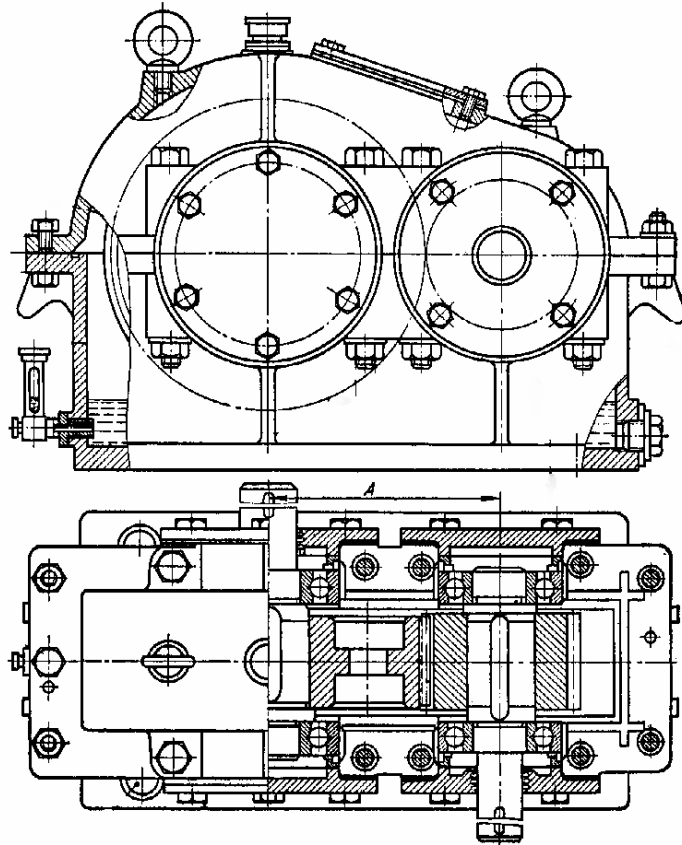
*HGT bánh răng trụ hai cấp* (hình 2.6.3b, c, d, e): dùng rất phổ biến khi  $u = 8 \div 40$ . Loại HGT này thường được bố trí theo 3 sơ đồ sau đây:



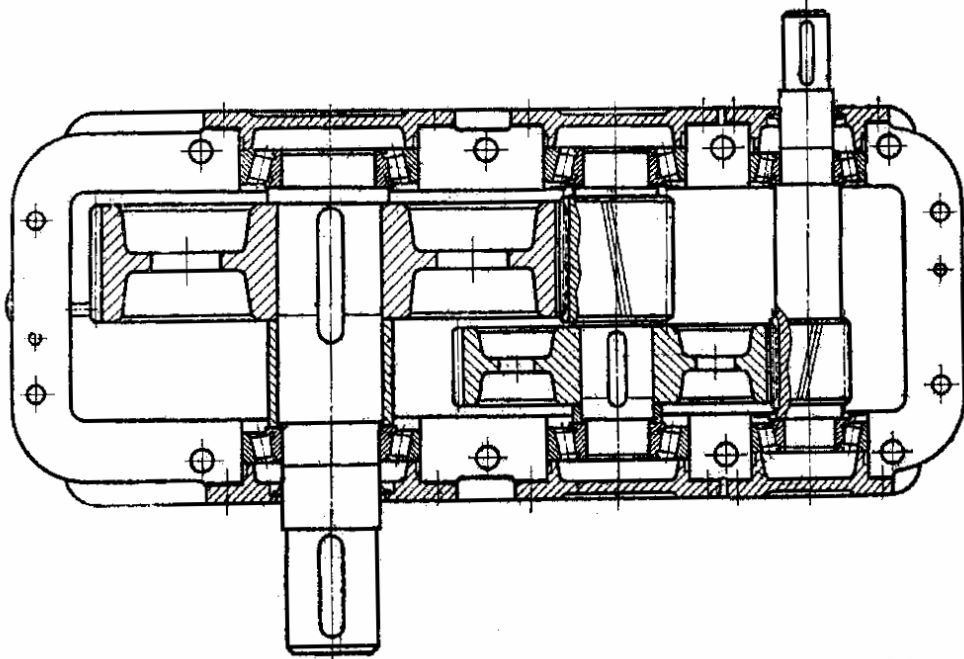
Hình 2.6.3: Sơ đồ HGT bánh răng trụ thông dụng

- a) một cấp; b) hai cấp khai triển; c) hai cấp đồng trục; d) hai cấp phân đôi cấp nhanh;  
 e) hai cấp phân đôi cấp chậm; f) hai cấp đồng trục phân nhánh; g) ba cấp khai triển; h) ba cấp phân đôi;  
 i) ba cấp khai triển mặt phân hộp nghiêng; k) hai cấp đồng trục hai mặt phân hộp;  
 l) hai cấp đặt đứng; m) hai cấp trục đặt đứng.





Hình 2.6.4: HGT bánh răng trụ một cấp

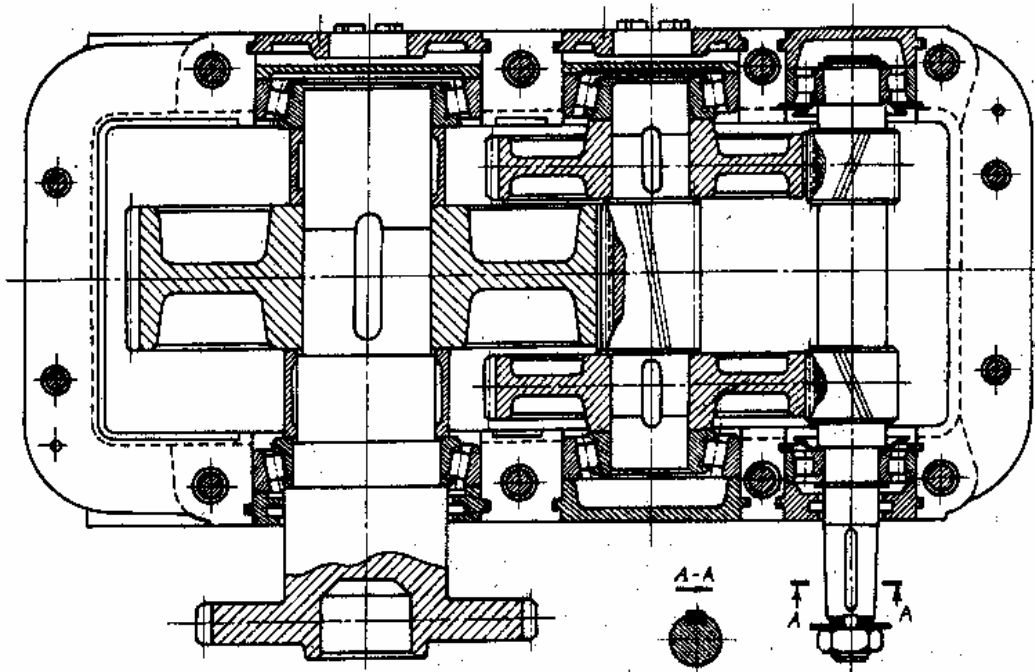


Hình 2.6.5: HGT bánh răng trụ hai cấp khai triển

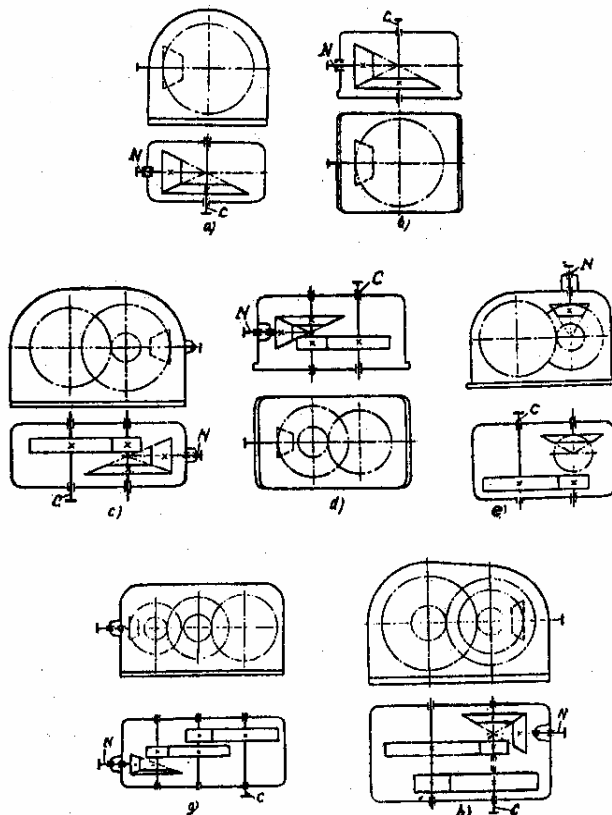
- Sơ đồ khai triển (hình 2.6.3b; hình 2.6.5): HGT này đơn giản nhất, nhưng có nhược điểm là các bánh răng bố trí không đối xứng với các ổ, tải trọng phân bố không đều.
- Sơ đồ phân đôi (hình 2.6.3d, e): trong đó kiểu cấp nhanh phân đôi hay dùng hơn (hình 2.6.6).
- Sơ đồ đồng trục (hình 2.6.3c, k, l): đường tâm của trục vào và trục ra trùng nhau, nhờ đó có thể giảm bớt chiều dài của HGT, góp phần làm nhỏ gọn kích thước của máy.

Nhưng nó kèm theo các nhược điểm như, kết cấu gối đỡ phức tạp, thường phải tăng cường độ cứng cho trục trung gian, các bánh lớn khó nhúng dầu như nhau.

**c- HGT bánh răng trụ 3 cấp** (hình 2.6-3h, i, k) được sử dụng khi  $u = 37 \div 250$  và có thể bố trí theo sơ đồ khi triển (hình 2.6-3h) hoặc phân đôi ở cấp trung gian (hình 2.6-3i).



Hình 2.6.5: HGT bánh răng trụ 3 cấp nhanh phân đôi



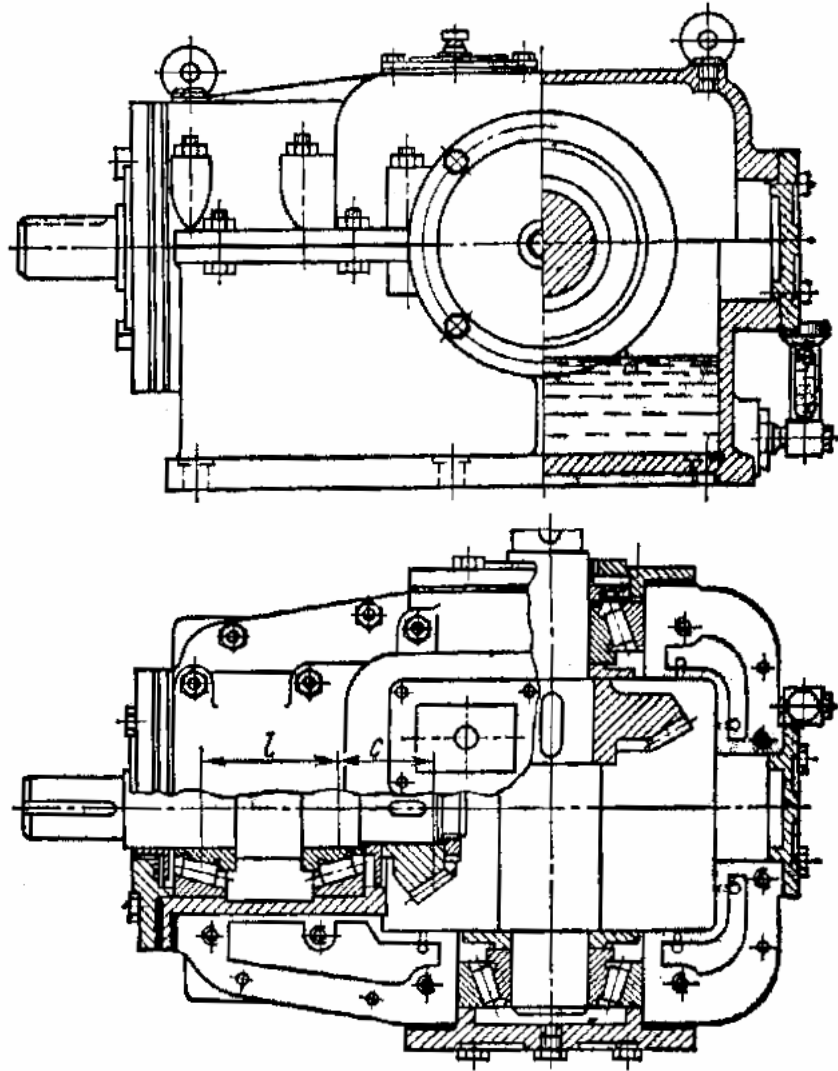
Hình 2.6.6: Sơ đồ HGT bánh răng côn và côn trụ

## 2- HGT bánh răng côn và côn trụ

**a- HGT bánh răng côn** (hình 2.6.6a, b): truyền chuyển động và mômen xoắn giữa hai trục giao nhau (góc giữa hai trục thường là  $90^\circ$  trên mặt phẳng nằm ngang). Loại hộp này thường truyền với tỉ số truyền  $u \leq 3$  khi răng thẳng, với  $u \leq 6$  khi răng nghiêng hoặc răng cung tròn.

**b- HGT bánh răng côn – trụ hai cấp** (hình 2.6.6c, d, e) với  $u = 6,3 \div 40$ , hoặc 3 cấp (hình 2.6-5g, h) với  $u = 25 \div 75$ . HGT bánh răng côn và côn-trụ có nhược điểm cơ bản là giá thành chế tạo đắt, lắp ghép điều chỉnh khó, khối lượng kích thước lớn hơn so với HGT bánh răng trụ cùng công suất truyền.

Trên hình 2.6.7 là kết cấu của HGT bánh răng côn.



Hình 2.6.7: HGT bánh răng côn

### 3- HGT trục vít

HGT trục vít (sơ đồ hình 2.6.8) được dùng để truyền chuyển động và mômen xoắn giữa các trục chéo nhau.

Trên hình 2.6.8a, b, c, d là sơ đồ của các HGT trục vít một cấp, hình 2.6.8e, f, g lần lượt là sơ đồ HGT bánh răng-trục vít, HGT trục vít-bánh răng và HGT trục vít hai cấp.

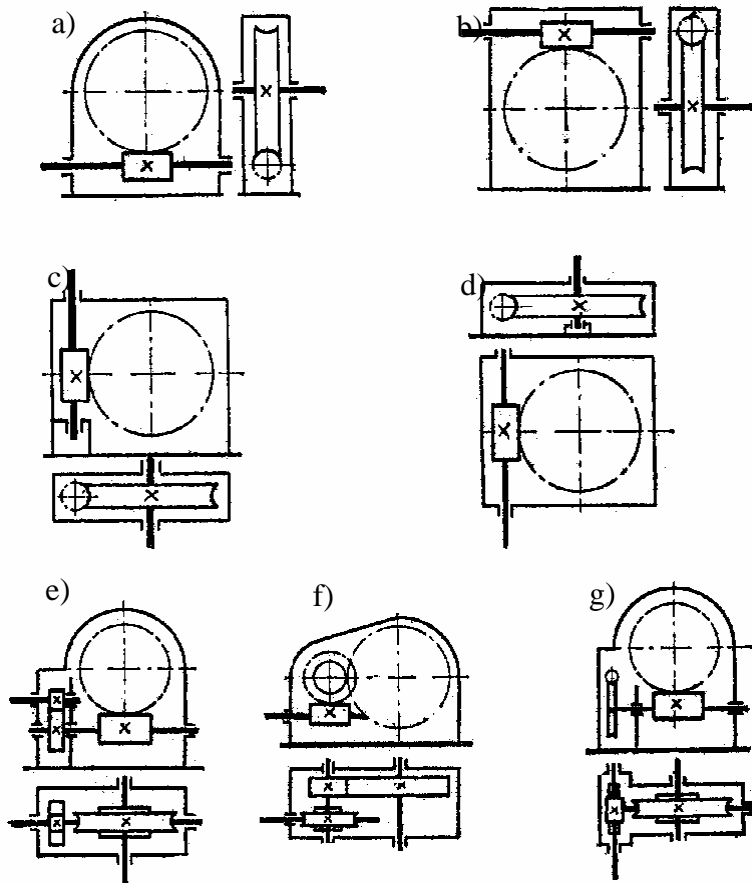
#### a-HGT trục vít một cấp

Dùng khi tỷ số truyền  $u = 6,5 \div 80$ . Trong đó, hộp có trục vít đặt dưới (hình 2.6.8a) được dùng khi vận tốc  $v = 4 \div 5$  m/s, bôi trơn vùng ăn khớp bằng cách ngâm trục vít trong dầu. Hộp có trục vít đặt trên (hình 2.6.8b) được dùng khi vận tốc  $v > 5$  m/s, bôi trơn vùng ăn khớp bằng cách ngâm bánh vít trong dầu và phải có thiết bị riêng để bôi trơn ổ trục vít. Loại hộp có sơ đồ như hình 2.6.8c, d ít dùng. Trên hình 2.6.9 là kết cấu của HGT trục vít một cấp.

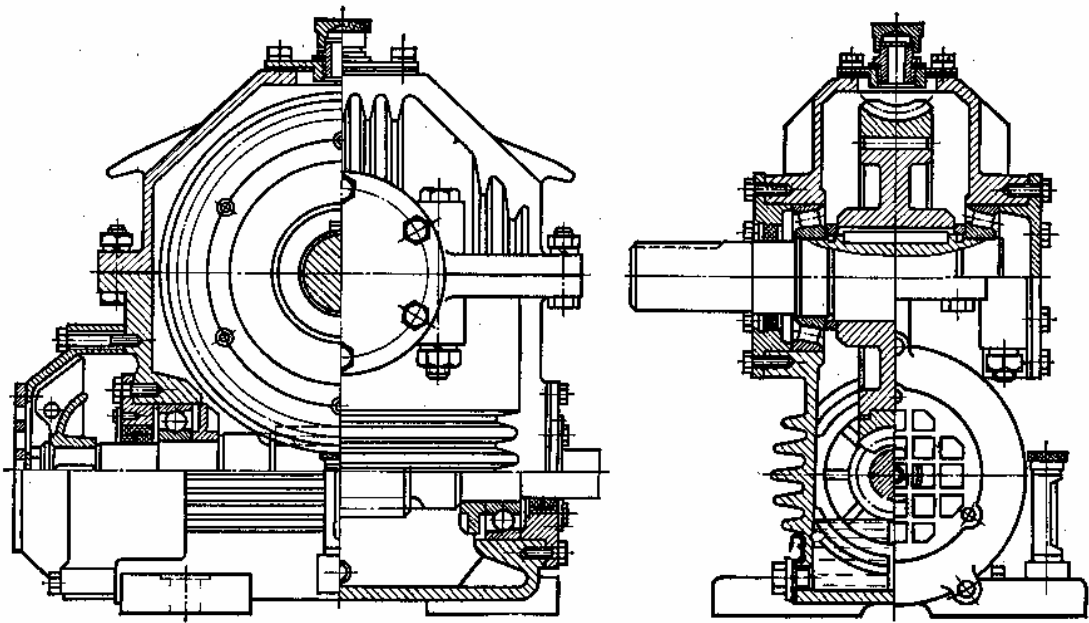
#### b- HGT bánh răng- trục vít và HGT trục vít-bánh răng

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

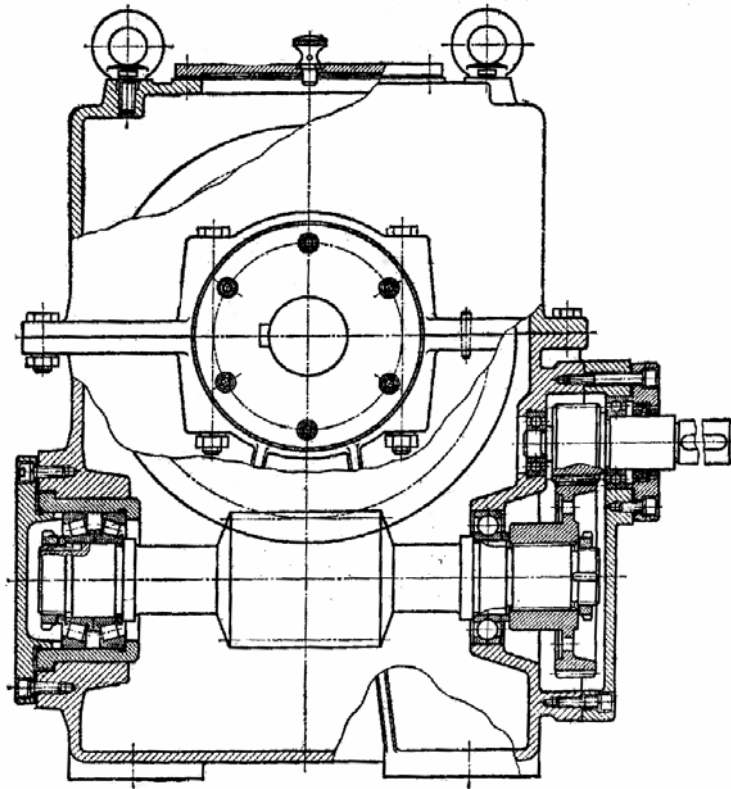
Trên hình 2.6.10 là kết cấu của HGT bánh răng - trục vít.



*Hình 2.6.8: Hộp giảm tốc trực vít một cấp*



*Hình 2.6.9: Kết cấu HGT trực vít một cấp*



Hình 2.6.10: Kết cấu HGT bánh răng trục vít

### c- HGT trục vít hai cấp

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

## §3- Các vấn đề chung về thiết kế hệ dẫn động cơ khí

### 1- Nội dung thiết kế

Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí bao gồm các nội dung thể hiện qua các bước sau:

- Lựa chọn phương án bố trí hệ dẫn động.
- Tính chọn động cơ và phân phối tỷ số truyền, xác định các thông số chủ yếu trên các trục.
  - Tính toán thiết kế các bộ truyền ngoài hộp.
  - Tính toán thiết kế HGT, bao gồm các nội dung sau:
    - + Tính toán thiết kế các bộ truyền trong hộp;
    - + Tính toán thiết kế trục;
    - + Tính chọn ổ lăn;
    - + Tính chọn then, then hoa;
    - + Tính toán thiết kế vỏ hộp, kể cả thiết bị bôi trơn, làm kín ...
  - Tính toán thiết kế bộ phận đỡ nối.
  - Tính toán thiết kế bộ máy,
  - Hoàn chỉnh và lập các hồ sơ liên quan.

**Chú ý:** - Trong thực tế, để đơn giản cho việc thiết kế có thể tính chọn HGT theo tiêu chuẩn.

- Trong một số trường hợp cần phải tính toán cả thiết bị phanh hãm, thiết bị phòng quá tải v.v...

### 2- Phương pháp thiết kế

Trong quá trình thiết kế máy, người thiết kế cần cân nhắc và giải quyết tốt các vấn đề sau:

*Tuân thủ các nguyên tắc chung:*

- Thực hiện đúng nhiệm vụ thiết kế, các số liệu đề ra phải được tuân theo triệt để.

- Kết cấu cần có sự hài hoà về kích thước của các bộ phận máy và chi tiết máy ứng, về hệ số an toàn, tuổi thọ và độ tin cậy làm việc.
- Sử dụng rộng rãi các tiêu chuẩn đã ban hành.
- Thực hiện thống nhất hoá trong thiết kế.

*Lưu ý các đặc điểm tính toán thiết kế máy và CTM (xem phần 1).*

*Vận dụng tốt các giải pháp:*

- Bố trí các đơn vị lắp, đảm bảo các kích thước nhỏ gọn, tháo lắp thuận tiện, điều chỉnh và chăm sóc bảo dưỡng đơn giản, thuận tiện.
- Chọn vật liệu, chọn phối, chọn công nghệ gia công cơ và phương pháp nhiệt luyện, tăng bền phù hợp.
- Lựa chọn đúng các kiểu lắp, dung sai, cấp chính xác, cấp độ nhám bề mặt của CTM.
- Bôi trơn tốt các bề mặt làm việc cần giảm ma sát (ổ, cơ cấu dẫn hướng, ăn khớp bánh răng và trục vít...).

## **2-Tài liệu thiết kế**

Các hồ sơ liên quan đến quá trình tính toán thiết kế máy được gọi là tài liệu thiết kế, và bao gồm các nội dung sau đây:

- Bản vẽ (bản vẽ chi tiết, cụm chi tiết, bản vẽ lắp...);
- Bảng kê;
- Bản thuyết minh;
- Điều kiện kỹ thuật;
- Các tài liệu hướng dẫn sử dụng, sửa chữa, bảo dưỡng máy ...

# Phần III CÁC TIẾT MÁY ĐỠ NỐI

## Bài 1: TRỤC

### §1- Khái niệm chung

#### 1- Công dụng

Trục là một chi tiết máy dùng để đỡ các tiết máy quay, để truyền mômen xoắn hoặc để thực hiện đồng thời cả hai nhiệm vụ trên.

#### 2- Phân loại

Theo đặc điểm chịu tải phân ra:

- Trục tâm: chỉ dùng để đỡ các CTM và chỉ chịu mômen uốn. Ví dụ như trục tàu hoả, trục trước hoặc sau xe đạp v.v... Trục tâm có thể quay (trục tàu hoả) hoặc không quay (trục trước hoặc sau xe đạp).

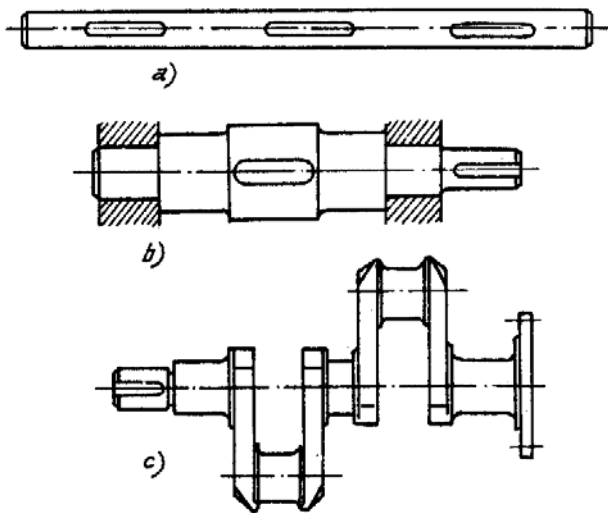
- Trục truyền: vừa để đỡ các chi tiết máy quay, vừa để truyền mômen xoắn. Ví dụ trục giữa xe đạp, trục trong các hộp giảm tốc ...

Theo dạng đường tâm trục phân ra:

- Trục thẳng: đường tâm trục là đường thẳng (h3.1.1a, b);

- Trục khuỷu: đường tâm trục là đường gãy khúc (h3.1.1c);

- Trục mềm: đường tâm trục là một đường thay đổi.



Hình 3.1.1: Các loại trục

Theo cấu tạo trục phân ra: trục trơn, trục bậc, trục đặc, trục rỗng.

Trục là một chi tiết phức tạp về công nghệ và kết cấu. Trục làm việc tốt hay xấu có ảnh hưởng trực tiếp đến sự làm việc của các chi tiết máy lắp trên nó hoặc của cả máy. Khi thiết kế trục cần phải chú ý đồng thời đến các vấn đề về kết cấu, độ bền, độ cứng, dao động công nghệ chế tạo, nhiệt luyện ...

### §2. Kết cấu trục

Kết cấu trục được xác định theo trị số và tình hình phân bố lực tác dụng trên trục, cách bố trí và cố định các chi tiết máy lắp trên trục, phương pháp gia công và lắp ghép v.v...

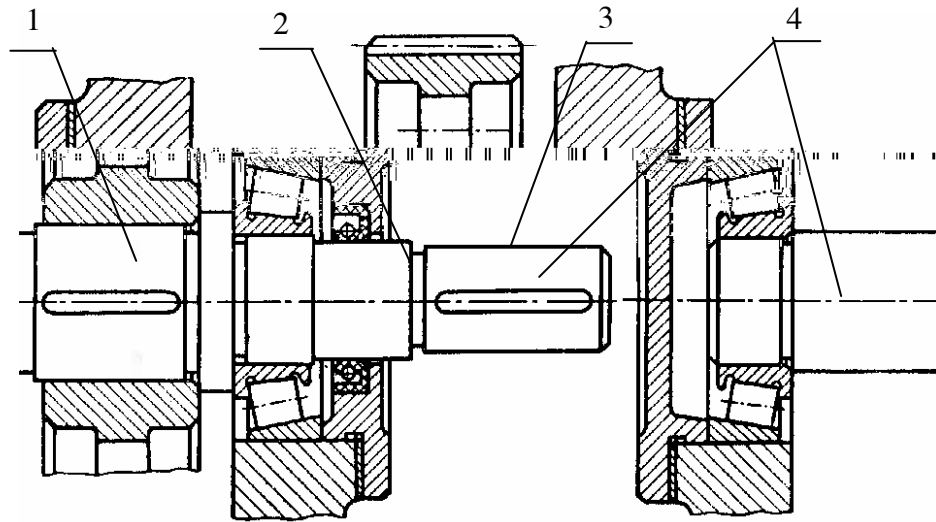
#### 1- Kết cấu trục

**Ngõng trục** (1) là đoạn trục để lắp với ổ (ổ trượt hay ổ lăn). Đường kính ngõng trục phải lấy theo trị số tiêu chuẩn. Các ngõng trục lắp với ổ trượt yêu cầu cao về độ bóng và độ cứng bề mặt. Ngõng trục lắp với ổ lăn thường có dạng hình trụ, ngõng trục lắp với ổ trượt đỡ có dạng hình trụ hoặc hình côn (để điều chỉnh ổ khi mòn).

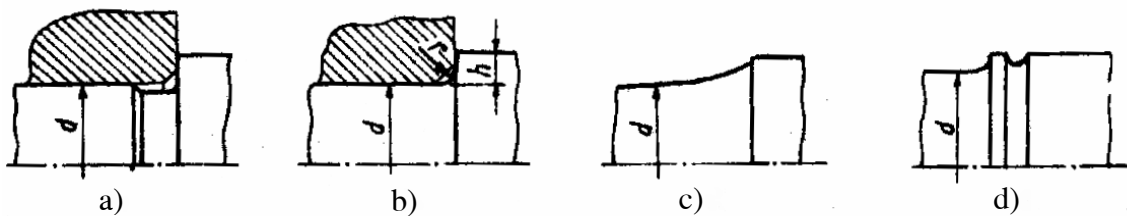
**Thân trục** (2) là đoạn trục để lắp với các chi tiết máy quay như bánh răng, bánh đai, đĩa xích v.v... Vì có lắp ghép với các chi tiết máy quan trọng nên thân trục cần phải chế tạo với độ bóng và độ chính xác cao. Các trị số đường kính thân trục cũng phải theo trị số tiêu chuẩn.

**Đoạn trục chuyển tiếp** (3) là phần trục nằm giữa hai bậc trục. Chúng có thể là đoạn rãnh thoát đá mài (h3.1.3a), là mặt lượn với bán kính  $r$  không đổi (h3.1.3b) hoặc thay đổi (h3.1.3c) hoặc có thể là rãnh giảm tải (h3.1.3d).

**Phần cố định các chi tiết máy lắp trên trục (4) Cố định theo phương dọc trục:** dùng vai trục, gờ trục, mặt côn, vòng chặn, đai ốc hoặc lắp bằng độ dôi v.v... Cố định theo phương tiếp tuyến có thể dùng then, then hoa hoặc lắp bằng độ dôi.



Hình 3.1.2: Kết cấu trục



Hình 3.1.3: Đoạn chuyển tiếp của trục

- Cố định theo phương tiếp tuyến: dùng then, then hoa, chốt hoặc lắp bằng độ dôi v.v...

## 2- Các biện pháp nâng cao sức bền mỏi cho trục

### a- Các biện pháp kết cấu

Vì trục chịu ứng suất thay đổi nên thường bị hỏng do mỏi. Những vết nứt do mỏi thường sinh ra ở những chỗ có tập trung ứng suất. Do đó khi định kết cấu cho trục cần chú ý dùng các biện pháp làm giảm tập trung ứng suất.

*Có thể giảm tập trung ứng suất bằng các biện pháp sau:*

- Tại chỗ chuyển tiếp của các đoạn trục có đường kính khác nhau sử dụng góc lượn (h.3.1.3b); nên dùng góc lượn có bán kính  $r$  lớn nhất có thể được, hoặc góc lượn hình e-lip (h.3.1.3c).

- Dùng rãnh để giảm tập trung ứng suất (h.3.1.3d).

- Khi có rãnh then, nên dùng rãnh then chế tạo bằng dao phay đĩa.

- Dùng then hoa răng thân khai thay cho then hoa răng chữ nhật.

- Đối với mối ghép bằng độ dôi phải vát mép mayơ hoặc tăng độ mềm của mayơ để áp suất giữa trục và mép mayơ giảm xuống, dẫn đến ứng suất trong mối ghép phân bố đều hơn.

### b- Các biện pháp công nghệ

- Dùng các biện pháp nhiệt luyện và hoá nhiệt luyện như tôi bề mặt, thấm than, thấm nitơ...

- Dùng biện pháp biến cứng nguội như lăn nén, phun bi...

- Dùng các biện pháp gia công tinh bề mặt như đánh bóng, mài nghiền v.v... để giảm độ nhám bề mặt.



### §3- Cơ sở tính toán thiết kế trục

#### 1- Tải trọng tác dụng lên trục

Tải trọng chủ yếu tác dụng lên trục gồm mômen xoắn và các lực tác dụng khi ăn khớp trong bộ truyền bánh răng, trục vít - bánh vít; các lực tác dụng lên trục do lực căng đai, căng xích gây nên; lực lệch tâm do sự không đồng trục khi lắp hai nửa khớp nối. Trọng lượng của bản thân trục và trọng lượng của các chi tiết lắp trên trục chỉ tính đến ở các cơ cấu tải nặng, dùng vô lăng, còn lực ma sát trong ổ được bỏ qua.

Các lực tác dụng khi ăn khớp, các lực tác dụng lên trục do lực căng xích, căng đai gây nên được xác định trong phần truyền động cơ khí.

Nếu trên trục lắp khớp nối thì khi sử dụng nối trục di động, do tồn tại sự không đồng tâm của các trục được nối, tải trọng phụ  $F_x$  sẽ xuất hiện và truyền đến trục. Gần đúng có thể lấy  $F_x = (0,2-0,3) F_t$ , với  $F_t$ - lực vòng trên nối trục. Chiều của lực  $F_x$  này có thể bất kỳ tùy thuộc vào sai số ngẫu nhiên khi lắp ghép nối trục, nhưng nên chọn sao cho chiều của  $F_x$  làm tăng ứng suất và biến dạng do các lực từ chi tiết khác gây nên trên các tiết diện của trục.

Mômen xoắn cùng các lực tập trung từ các bộ truyền và khớp nối tác dụng lên trục, truyền qua gối đỡ đến bộ máy. Như vậy tại các ổ trục sẽ xuất hiện các phản lực đảm bảo cho trục làm việc ở trạng thái cân bằng. Các phản lực này được coi như đặt ở chính giữa ổ lăn hoặc đặt cách mép trong của ổ trượt một khoảng bằng 0,3 đến 0,4 lần chiều dài ổ.

#### 2- Ứng suất trên các tiết diện của trục

Dưới tác dụng của mômen uốn và mômen xoắn trong các tiết diện của trục sẽ xuất hiện ứng suất uốn và ứng suất xoắn có đặc tính thay đổi khác nhau. Nếu bỏ qua ứng suất kéo hoặc nén do lực dọc trục sinh ra, ứng suất uốn của trục quay (một hoặc hai chiều) coi như thay đổi theo chu trình đối xứng, do đó ứng suất trung bình và biên độ ứng suất ở tiết diện.

$$\sigma_{mj} = 0 ; \sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = M_j / W_j$$

Còn ứng suất xoắn được coi là thay đổi theo chu kỳ mạch động khi trục quay một chiều:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{\max j}}{2} = \frac{T_j}{2W_{oj}}$$

và thay đổi theo chu kỳ đối xứng khi trục quay hai chiều:

$$\tau_{mj} = 0; \tau_{aj} = \tau_{\max j} = \frac{T_j}{W_{oj}}$$

Trong đó:

$W_j$  và  $W_o$  - mômen cản uốn và cản xoắn của tiết diện trục thứ  $j$  ;  
với trục tiết diện tròn đường kính  $d_j$ .

$$W_j = \frac{Kd_j^3}{32} \text{ và } W_o = \frac{Kd_j^3}{16}$$

$M_j = \sqrt{M_{xj}^2 + M_{yj}^2}$  - mômen uốn tổng, với  $M_{xj}$  và  $M_{yj}$  là mô men uốn trong mặt phẳng  $zox$  và  $zoy$ .

Do tác dụng lâu dài của ứng suất uốn và ứng suất xoắn thay đổi có chu kỳ, trục có thể bị hỏng vì mỏi, vì vậy ứng suất uốn và ứng suất xoắn có tác dụng quyết định đến khả năng làm việc của trục.

#### 3- Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

##### a- Các dạng hỏng

- *Trục bị gãy*: trục bị gãy có thể là do mỏi hoặc do quá tải, trong đó gãy do mỏi là dạng hỏng chủ yếu. Nguyên nhân trục bị gãy do mỏi có thể là do trục làm việc quá tải thường xuyên; do không đánh giá đặc điểm và trị số của tải trọng; do không đánh giá đúng

ảnh hưởng của sự tập trung ứng suất do kết cấu gây nên; do gia công cơ và nhiệt luyện kém.

- *Trục không đủ độ cứng*: làm ảnh hưởng xấu đến chất lượng làm việc của các tiết máy có liên quan. Trục bị võng nhiều làm thay đổi khe hở giữa ngông trục và ổ trục, đồng thời phá hỏng sự tiếp xúc chính xác giữa các chi tiết máy quay. Trục chính của máy cắt kim loại không đủ độ cứng uốn sẽ ảnh hưởng đến độ chính xác và độ nhẵn bề mặt của các vật gia công.

- *Hỏng bề mặt ngông trục*: chỉ xảy ra với bề mặt ngông trục lắp ổ trượt mà chất lượng nhiệt luyện kém.

- *Trục bị dao động nhiều*: xảy ra với các trục quay nhanh mà các chi tiết lắp trên trục bị lệch tâm; hoặc do hệ thống kém cứng vững. Dao động lớn gây tải trọng động phụ chu kỳ có thể làm gãy trục do cộng hưởng.

#### **b- Chỉ tiêu tính**

- Vì trục bị gãy vì mỏi là dạng hỏng chủ yếu của trục, do đó độ bền mỏi là chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của trục và tính trục về độ bền mỏi có ý nghĩa quyết định trong tính toán thiết kế trục.

Bên cạnh tính trục về độ bền mỏi, cần tính kiểm nghiệm trục về độ cứng, kiểm nghiệm trục về quá tải.

Với các trục quay nhanh, cần tính toán trục về dao động.

#### **4- Vật liệu trục**

Vật liệu trục cần có độ bền cao, ít nhạy với tập trung ứng suất, có thể nhiệt luyện và dễ gia công. Thép các bon và thép hợp kim thường được sử dụng để chế tạo trục. Khi trục chịu ứng suất không lớn, có thể dùng thép CT5 không nhiệt luyện để chế tạo trục. Với các trục chịu tải lớn hơn dùng thép 35, 45, 50 ... nhiệt luyện, trong đó thép 45 dùng nhiều hơn cả.

Trường hợp chịu tải lớn, dùng trong các máy quan trọng, trục được chế tạo bằng thép hợp kim như 40X, 40XH, 40XHMA, ... tôi cải thiện hoặc tôi cao tần. Với các trục lắp ổ trượt, ngông trục cần có độ rắn cao, trục thường chế tạo bằng thép 20, 20X, 12XH3A, 18XIT ... thấm than và tôi.

**Chú ý:** Thép hợp kim đắt và nhạy với tập trung ứng suất nên ít dùng. Mặt khác thép hợp kim có độ bền cao nhưng độ cứng của nó hầu như không cao hơn thép các bon vì mô đun đàn hồi của nó không cao hơn của thép các bon, do vậy chỉ khi yêu cầu kích thước nhỏ gọn mà vẫn đảm bảo đủ độ cứng hoặc yêu cầu cùng kích thước mà trục đòi hỏi có hệ số an toàn bền cao mới dùng thép hợp kim.

### **§4- Tính trục về độ bền**

#### **1- Tính trục về độ bền mỏi**

Tính trục về độ bền mỏi thường tiến hành qua 3 bước: tính sơ bộ, tính gần đúng và tính chính xác (tính kiểm nghiệm trục theo hệ số an toàn bền s).

##### **a- Tính sơ bộ trục**

Mục đích của bước tính sơ bộ nhằm xác định đường kính sơ bộ của trục, để từ đó sơ bộ chọn ổ để xác định kích thước chiều rộng ổ, từ đó xác định kích thước chiều dài trục, phục vụ cho bước tính gần đúng trục.

Có hai phương pháp tính sơ bộ:

- **Tính theo kinh nghiệm:** Tính theo phương pháp này nhanh chóng, đơn giản nhưng kém chính xác. Để tính, người ta dựa vào các công thức kinh nghiệm như :

$$d_v = (0,8 \div 1,2)d_{dc}$$

trong đó:  $d_v$  - đường kính đầu trục vào của hộp giảm tốc;

$d_{dc}$  - đường kính trục động cơ điện.

hoặc:

$$d_{bd} = (0,3 \div 0,35)a_w$$

trong đó:  $d_{bd}$  - đường kính trục bị dẫn;

$a_w$  - khoảng cách trục của bộ truyền bánh răng.

**- Tính sơ bộ đường kính trục theo mômen xoắn:**

Sở dĩ tính theo mômen xoắn vì lúc này chiều dài trục chưa xác định, do đó chưa tìm được mômen uốn.

Dưới tác dụng của mômen xoắn  $T = \frac{9,55 \cdot 10^6 P}{n}$ , trong trục sinh ra ứng suất xoắn

$$\tau = \frac{T}{W_o} \approx \frac{T}{0,2d^3}$$

Trong đó:  $W_o$  - mômen chống xoắn của trục ( $\text{mm}^3$ );

$d$  - đường kính trục (mm).

Theo điều kiện bền :

$$\tau = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau] \text{ (MPa)}$$

Do đó đường kính trục sẽ là:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} \text{ (mm)} \quad (3.1.1)$$

Trong đó:  $T$  – mô men xoắn tác dụng lên trục (Tmm);

$[\tau]$  - ứng suất xoắn cho phép (MPa) (đã được lấy giảm đi để kể đến ảnh hưởng của mô men uốn); với trục làm bằng thép CT5, 45, 40X:  $[\tau] = 23 \div 35$  MPa; Khi tính lại tiết diện nguy hiểm  $[\tau] = 12 \div 20$  MPa.

**b- Tính gân đúng trục**

Mục đích của bước tính này là tiến hành định sơ bộ kết cấu và các kích thước của trục, có xét đến vấn đề lắp, tháo, cố định và định vị các tiết máy lắp trên trục...

Tính gân đúng trục thường tiến hành qua các bước sau:

- Sơ đồ hoá trục, coi trục quay như một dầm tĩnh chịu tải;

- Phân tích lực tác dụng lên trục, tính phản lực tại các gối và vẽ biểu đồ mô men uốn và mô men xoắn.

- Tính đường kính trục tại các tiết diện nguy hiểm: Vì trục chịu trạng thái ứng suất phức tạp, nên ứng suất tương đương có thể xác định theo thuyết bền thứ tư (thuyết bền thế năng biến dạng lớn nhất):

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

với  $\sigma$  - ứng suất pháp do mô men uốn gây nên:

$$\sigma = \frac{M_u}{W} = \frac{\sqrt{M_{nx}^2 + M_{ny}^2}}{0,1d^3}$$

trong đó:  $M_{ux}$ ,  $M_{uy}$  - mô men uốn trong mặt phẳng ngang và mặt phẳng đứng tại tiết diện cần tính đường kính  $d$ .

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

$$\tau = \frac{T}{W_o} \approx \frac{T}{0,2d^3}$$

do đó:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\frac{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}{(0,1d^3)^2} + 3 \frac{T^2}{(0,2d^3)^2}}$$

$$\sigma_{td} = \sqrt{\frac{M_{ux}^2 + M_{uy}^2 + 0,75T^2}{0,1d^3}} \leq [\sigma]$$

Từ công thức trên ta rút ra được:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2 + 0,75T^2}}{0,1[\sigma]}} \quad (\text{mm}) \quad (3.1.2)$$

$$\text{Với trục rỗng: } d \geq \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2 + 0,75T^2}}{0,1[\sigma] \cdot (1 - \beta^4)}} \quad (\text{mm}) \quad (3.1.3)$$

trong đó:  $\beta = \frac{d_0}{d}$  với  $d_0$  là đường kính lỗ rỗng của trục.

**Chú ý:** Để tính toán đơn giản, ta không xét đến sự khác nhau về tính chất chu kỳ ứng suất uốn và chu kỳ ứng suất xoắn (xem §3.2).

### c- Tính chính xác trục (tính kiểm nghiệm trục theo hệ số an toàn bền S)

Ở các bước tính trước, ta chưa đánh giá đến ảnh hưởng của các nhân tố đến giới hạn mỏi của trục như hình dáng kết cấu, kích thước tuyệt đối, trạng thái ứng suất v.v... Để trục không bị hỏng vì mỏi, sau khi có kết cấu sơ bộ của trục, cần tiến hành kiểm nghiệm hệ số an toàn của trục tại một số tiết diện nguy hiểm (tiết diện có mô men uốn và mô men xoắn lớn, có tập trung ứng suất lớn hoặc có đường kính tương đối nhỏ nhưng chịu mô men tương đối lớn...) theo điều kiện:

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] \quad (3.1.4)$$

trong công thức trên:

[s]- hệ số an toàn cho phép; thường  $[s] = 1,5 \div 2,5$ ; khi cần tăng độ cứng lấy  $[s] = 2,5 - 3$  và khi này có thể không cần tính độ cứng cho trục.

$s_\sigma, s_\tau$  - hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất uốn và xoắn:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (3.1.5)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (3.1.6)$$

Trong đó:

$\sigma_{-1}, \tau_{-1}$  - giới hạn mỏi uốn và xoắn trong chu trình đối xứng của mẫu nhẵn đường kính  $7 \div 10$  mm; có thể tra trong các tài liệu hoặc lấy gần đúng theo các công thức:

$$\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,45) \sigma_b$$

$$\tau_{-1} = (0,23 \div 0,28) \sigma_b$$

$\sigma_a, \tau_a$  - biên độ ứng suất uốn và xoắn trong tiết diện trục;

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}$$

$\sigma_m, \tau_m$  - ứng suất trung bình pháp và tiếp;

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \quad \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$$

Đối với trục quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng nên:

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \sigma_{\max} = M_u/W$$

Khi trục quay một chiều, ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động nên:

$$\tau_m = \tau_a = \tau_{\max}/2 = T/(2W_0)$$

Khi trục quay hai chiều, ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ đối xứng nên:

$$\tau_m = 0; \quad \tau_a = \tau_{\max} = T/W_0;$$

với  $W, W_0$  - mô men cản uốn và mô men cản xoắn của tiết diện trục.

$\psi_\sigma, \psi_\tau$  - hệ số kể đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình pháp và tiếp đến độ bền mỏi (tra bảng);

$K_{\sigma d}$ ,  $K_{\tau d}$  - các hệ số, xác định theo công thức sau:

$$K_{\sigma d} = \frac{K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma} + K_x - 1}{K_y}$$

$$K_{\tau d} = \frac{K_{\tau} / \varepsilon_{\tau} + K_x - 1}{K_y}$$

trong đó:

$K_x$  - hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, phụ thuộc vào phương pháp gia công và độ nhẵn bề mặt (tra bảng);

$K_y$  - hệ số tăng bền bề mặt (tra bảng); khi không tăng bền thì  $K_y = 1$ ;

$\varepsilon_{\sigma}$ ,  $\varepsilon_{\tau}$  - hệ số kích thước, kể đến ảnh hưởng của kích thước tiết diện trục đến giới hạn mỏi (tra bảng);

$K_{\sigma}$ ,  $K_{\tau}$  - hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và xoắn, phụ thuộc vào hình dáng gây tập trung ứng suất (tra bảng).

Trường hợp  $s$  nhỏ hơn hệ số an toàn bền cho phép, phải tăng đường kính trục hoặc chọn lại vật liệu trục có độ bền cao hơn so với vật liệu đã chọn hoặc có thể áp dụng các biện pháp nâng cao sức bền mỏi cho trục. Mặt khác nếu  $s$  quá lớn thì cần giảm bớt đường kính trục hoặc chọn vật liệu có giới hạn bền thấp hơn, nếu độ cứng của trục cho phép.

## 2- Tính trục về độ bền tĩnh

Khi bị quá tải đột ngột (lúc mở máy, hãm máy...), trục có thể bị biến dạng dẻo hoặc bị gãy, vì vậy, sau khi tính trục theo độ bền mỏi cần kiểm nghiệm trục theo độ bền tĩnh. Công thức kiểm tra là:

$$\sigma_{\tau d} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_x^2} \leq [\sigma]_{\max} \quad (3.1.7)$$

trong đó:

$$\sigma_u = \frac{M_{qt}}{W} ; \tau_x = \frac{T_{qt}}{W_0}$$

với:  $M_{qt}$ ,  $T_{qt}$  - mô men uốn quá tải và mô men xoắn quá tải tại tiết diện nguy hiểm;

$[\sigma]_{\max} \approx 0,8\sigma_{ch}$  - ứng suất cho phép khi quá tải.

## §5- Tính trục về độ cứng

### 1- Tính độ cứng uốn

Nếu không đủ độ cứng uốn, trục bị biến dạng uốn lớn sẽ ảnh hưởng đến sự làm việc của trục và của các tiết máy lắp trên trục. Ví dụ, nếu trục lắp bánh răng không đủ độ cứng, bánh răng sẽ ăn khớp lệch làm tải trọng phân bố không đều. Góc xoay của trục tại chỗ lắp ổ trục quá lớn làm ngồng và ổ trục mòn không đều, sinh nhiệt nhiều...

Vì vậy, khi thiết kế trục cần hạn chế biến dạng của trục - tức đảm bảo độ cứng uốn cho trục. Điều kiện trục đảm bảo độ cứng uốn là:

$$y \leq [y] ; \theta \leq [\theta] \quad (5.1.8)$$

Trong đó:

$[y]$  - độ võng cho phép (tra bảng);

$[\theta]$  - góc xoay cho phép (tra bảng);

Độ võng, góc xoay được xác định theo các phương pháp của “Sức bền vật liệu” (Phép nhân biểu đồ Veresaghin). Trường hợp các dầm đơn giản và có tiết diện không đổi, có thể sử dụng các công thức cho trong bảng để tính.

### 2- Tính độ cứng xoắn

Biến dạng xoắn của trục ảnh hưởng đến độ chính xác làm việc của các cơ cấu và máy. Như, với trục bánh răng hoặc trục then hoa, nếu không đủ độ cứng xoắn sẽ làm tăng sự phân bố không đều tải trọng trên các răng. Trong một số máy, nếu trục không đủ độ cứng xoắn, sẽ sinh ra dao động xoắn rất nguy hiểm...

Góc xoắn của trục trơn, tiết diện tròn được xác định theo công thức:

$$\varphi = \frac{T.l}{G.J_0} \leq [\varphi] \text{ (rad)} \quad (5.1.9)$$

$$\varphi = \frac{57T.l}{G.J_0} \leq [\varphi] \text{ (độ)} \quad (5.1.10)$$

Trong đó:

G- mô đun đàn hồi trượt (MPa), với thép có thể lấy  $G = 8.10^4 \text{MPa}$ ;

$J_0$ - mô men quán tính độ cực, với trục tiết diện tròn, đường kính  $d$  thì  $J_0 = 0,1d^4(\text{mm}^4)$ ;

l- chiều dài đoạn trục chịu xoắn (mm);

T- mô men xoắn (Nmm);

$[\varphi]$ - góc xoắn cho phép (tra bảng).

Như vậy có thể thấy, với các máy thông dụng, góc xoắn cho phép khá lớn, tức độ cứng xoắn không giữ vai trò quan trọng, vì vậy có thể không cần kiểm nghiệm về độ cứng xoắn.

**Chú ý:** trường hợp trục không đủ độ cứng, cần áp dụng các biện pháp tăng độ cứng cho trục (xem bài 2 phần I).

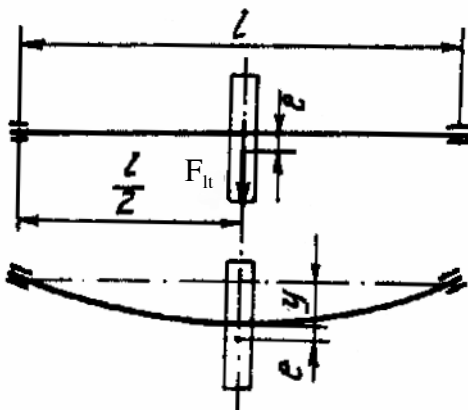
### §6- Tính toán dao động của trục

Khi trục làm việc, dao động của trục xuất hiện do sự thay đổi có chu kỳ của tải trọng, sự mất cân bằng của các vật quay, sự phân bố không đều của tải trọng trong vùng tiếp xúc giữa trục và các chi tiết lắp với nó.

Dao động mạnh có thể làm hỏng trục hoặc các tiết máy lắp trên nó. Nếu tần số dao động của tải trọng tác dụng lên trục bằng hoặc gần bằng tần số dao động riêng của trục hoặc của hệ thống trục thì biên độ dao động của trục và các tiết lắp máy trên trục sẽ tăng lên, dẫn đến hiện tượng cộng hưởng.

Trục có thể bị dao động ngang, dao động dọc và dao động xoắn. Trong thực tế thường chú ý đến dao động ngang và dao động xoắn vì tần số riêng của dao động ngang và dao động xoắn tương đối thấp.

Đối với phần lớn các trục quay nhanh, lực kích thích chủ yếu là lực sinh ra do thiếu cân bằng của các tiết máy quay. Khi tần số tác dụng của lực này bằng hoặc là bội số của tần số riêng của dao động ngang của trục thì xảy ra hiện tượng cộng hưởng. Vận tốc của trục khi xảy ra hiện tượng cộng hưởng gọi là vận tốc tới hạn. Để tránh hiện tượng cộng hưởng, thường cho trục làm việc thấp hơn hoặc cao hơn vận tốc tới hạn.



Hình 3.1.4: Sơ đồ tính dao động ngang của trục

Tính toán dao động của trục là vấn đề khá phức tạp. Dưới đây chỉ trình bày một trường hợp tính toán đơn giản về dao động ngang của trục do lực ly tâm gây nên.

Giả sử có một trục, trên đó lắp đĩa có khối lượng  $m$ , đặt ở khoảng cách giữa hai ổ trục và lệch tâm với trục một khoảng bằng  $e$ . Dưới tác dụng của lực ly tâm  $F_{lt}$ , trục bị võng đi một khoảng  $y$  (h.3.1.4), ta có:

$$F_{lt} = m\omega^2 (y + e) \quad (3.1.11)$$

Coi trục như một dầm đặt trên hai gối tựa

do:

$$y = F_{lt} \cdot l^3 / (48EJ) \quad (3.1.12)$$

Trong đó: l- khoảng cách giữa hai gối;

J- mô men quán tính của tiết diện trục. Từ công thức (3.1.12) có thể viết:

$$F_{lt} = C \cdot y \quad (3.1.13)$$

Với  $C = 48EJ/l^3$  - là lực gây nên độ võng bằng một đơn vị.

Do đó ta có:  $m(y + e) \cdot \omega^2 = C \cdot y$

$$\text{hoặc } y = \frac{e}{\frac{C}{m\omega^2} - 1} \quad (3.1.14)$$

Từ (3.1.14) ta thấy khi tăng vận tốc góc  $\omega$  của trục, độ võng  $y$  tăng lên và khi  $\omega = \sqrt{\frac{C}{m}}$  thì  $y \rightarrow \infty$ , nghĩa là ở vận tốc này trục sẽ bị phá hỏng. Vận tốc góc  $\omega = \sqrt{\frac{C}{m}}$  là vận

tốc góc tới hạn của trục, ký hiệu là  $\omega_{th}$ :  $\omega_{th} = \sqrt{\frac{C}{m}}$

Số vòng quay tới hạn của trục  $n_{th}$  được xác định theo công thức:

$$n_{th} = \frac{60}{2\pi} \omega_{th} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{m}} \quad (3.1.15)$$

Gọi  $y_t = G/C$  là độ võng tĩnh do trọng lượng  $G = mg$  gây nên ( $g = 9810 \text{ mm/s}^2$  - gia tốc trọng trường), ta có thể viết:

$$C = G/y_t = mg/y_t$$

Thay vào công thức (3.1.15):

$$n_{th} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{y_t}} \approx 950 \sqrt{\frac{1}{y_t}} \text{ (vg/ph)} \quad (3.1.16)$$

Theo tính toán, khi  $\omega = \omega_{th}$  thì  $y \rightarrow \infty$ , trục sẽ bị gãy, nhưng thực ra do có những lực giảm dao động như lực ma sát trong, lực cản môi trường xung quanh... cho nên trục không bị hỏng ngay tức khắc. Vì vậy có thể tăng tốc độ rất nhanh cho vận tốc góc  $\omega$  của trục vượt qua  $\omega_{th}$  và trục sẽ làm ổn định. Khi  $\omega \rightarrow \infty$  thì  $y \rightarrow -e$ , trục không bị võng nữa.

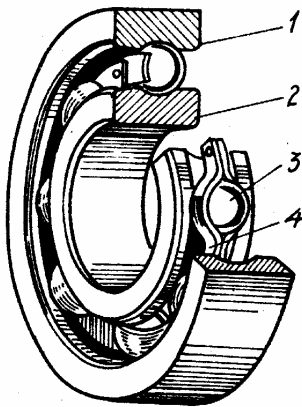
Có thể dùng các biện pháp sau đây để tránh cộng hưởng:

- Thay đổi kích thước trục
- Thay đổi vận tốc góc của trục
- Thay đổi mô men quán tính
- Lắp các thiết bị giảm chấn.

## Bài 2: Ổ LĂN

### §1- Khái niệm chung

#### 1- Cấu tạo



Hình 3.2.1: Ổ lăn

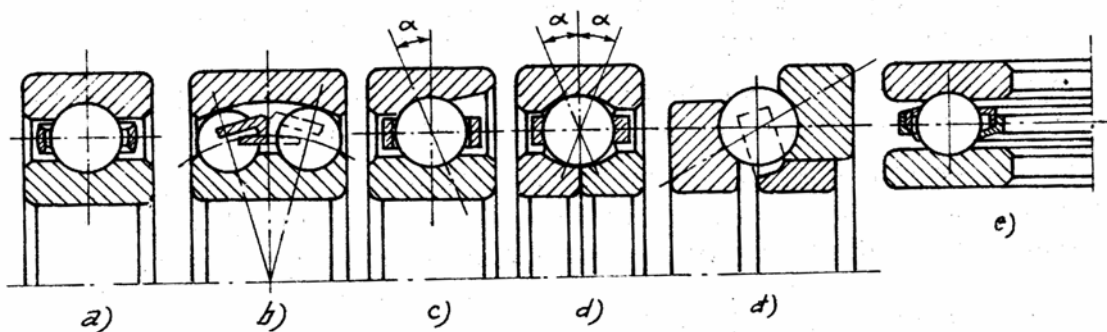
Ổ lăn là loại ổ mà tải trọng truyền từ trục đến các gối trục phải qua các con lăn. Nhờ có con lăn nên ma sát trong ổ là ma sát lăn.

Ổ lăn (h.3.2.1) gồm vòng ngoài 1, vòng trong 2, con lăn 3 và vòng cách 4. Vòng trong và vòng ngoài thường có rãnh để dẫn hướng cho con lăn và để giảm ứng suất. Vòng trong lắp với ngõng trục, vòng ngoài lắp với gối trục (vỏ máy, thân máy). Thường thì vòng trong quay cùng với trục, còn vòng ngoài thì đứng yên, nhưng cũng có khi vòng ngoài quay cùng với gối trục còn vòng trong đứng yên cùng với trục.

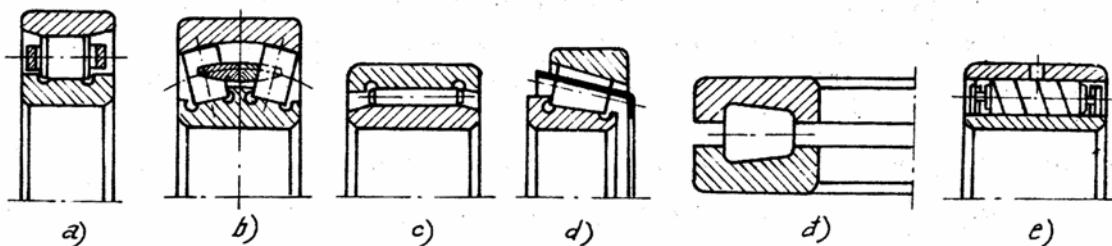
Con lăn có thể là bi hoặc đĩa, lăn trên rãnh lăn. Vòng cách có tác dụng ngăn cách các con lăn không cho chúng tiếp xúc với nhau.

#### 2- Phân loại

Theo hình dáng con lăn phân ra: ổ bi và ổ đĩa. Ổ kim là biến thể của ổ đĩa trụ dài.



Hình 3.2.2: Các loại ổ bi

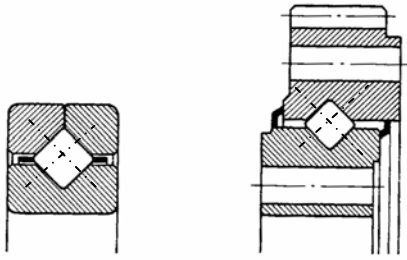


Hình 3.2.3: Các loại ổ đĩa

Theo khả năng chịu tải trọng phân ra:

- Ổ đỡ: chịu lực hướng tâm là chủ yếu (h.3.2.2a,b và h.3.2.3a,b,c,e)
- Ổ chặn: chỉ chịu được lực dọc trục (h.3.2.e và h.3.2.3đ)
- Ổ đỡ chặn: chịu được đồng thời cả lực hướng tâm và lực dọc trục (h.3.2.2c,d và h.3.2.3d);
- Ổ chặn đỡ: chịu lực dọc trục đồng thời chịu được một ít lực hướng tâm.





Hình 3.2.4: ổ lăn đặc biệt

**Theo số dây con lăn phân ra:** ổ một dây, hai dây, bốn dây.

**Theo cỡ đường kính ngoài và chiều rộng ổ lăn** (với cùng đường kính trong) chia ra: ổ đặc biệt nhẹ, nhẹ, nhẹ rộng, trung bình, trung bình rộng, nặng.

**Theo khả năng tự lựa của ổ:** ổ tự lựa và ổ không tự lựa. ổ lăn tự lựa có mặt trong của vòng ngoài là mặt cầu, nhờ đó góc nghiêng của vòng trong và vòng ngoài có thể tới  $2\div 3^\circ$ .

**Ổ lăn đặc biệt:** ổ đĩa trụ đặt chéo nhau (h.3.2.4).

### 3- Ưu nhược điểm của ổ lăn

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

- Hệ số ma sát nhỏ, khoảng  $0,0012\div 0,0035$  đối với ổ bi và  $0,002\div 0,006$  đối với ổ đĩa.
- Chăm sóc và bôi trơn đơn giản, tốn ít vật liệu bôi trơn.
- Kích thước chiều rộng ổ lăn nhỏ hơn chiều rộng ổ trượt có cùng đường kính ổ trục.
- Mức độ tiêu chuẩn hoá và tính lắp lẫn cao, do đó thuận tiện cho việc sửa chữa và thay thế; giá thành chế tạo tương đối thấp khi chế tạo loạt lớn.

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

- Kích thước hướng kính lớn.
- Diện tích tiếp xúc nhỏ nên ứng suất tiếp xúc lớn.
- Khi làm việc với vận tốc cao có nhiều tiếng ồn; chịu va đập kém.
- Đôi khi không thuận tiện cho lắp ghép.
- Giá thành tương đối cao nếu sản xuất đơn chiếc.

### 4- Các loại ổ lăn thường dùng

**Ổ bi đỡ một dây** (h.3.2.2a): chủ yếu là để chịu lực hướng tâm, nhưng cũng có thể chịu lực dọc trục bằng 70% lực hướng tâm không dùng đến (lực hướng tâm không dùng đến là hiệu giữa lực hướng tâm cho phép với lực hướng tâm thực tế). ổ bi đỡ một dây có thể làm việc bình thường khi trục nghiêng một góc nghiêng nhỏ, không quá  $15' \div 20'$ .

**Ổ bi đỡ lòng cầu hai dây** (h.3.2.2b): chủ yếu chịu tải trọng hướng tâm, nhưng có thể chịu thêm tải trọng dọc trục bằng 20% khả năng chịu lực hướng tâm không dùng đến. ổ có thể làm việc bình thường khi trục nghiêng một góc nghiêng tới  $2\div 3^\circ$ .

**Ổ đĩa trụ ngắn đỡ một dây** (h.3.2.3a): chủ yếu để chịu lực hướng tâm. So với ổ bi đỡ một dây cùng kích thước loại ổ này có khả năng chịu lực hướng tâm lớn hơn khoảng 70%, đồng thời chịu va đập tốt hơn. Tuy nhiên một số kiểu ổ đĩa trụ ngắn đỡ không chịu được lực dọc trục (h.3.2.3a) và cũng không cho phép nghiêng trục.

**Ổ đĩa đỡ lòng cầu hai dây** (h.3.2.3b): chủ yếu để chịu lực hướng tâm, khả năng chịu lực hướng tâm của loại này gấp hai lần so với ổ bi đỡ lòng cầu hai dây cùng kích thước và có thể chịu được lực dọc trục bằng 20% lực hướng tâm không dùng tới.

**Ổ kim** (h.3.2.3c): là ổ mà con lăn là những đĩa trụ nhỏ và dài - gọi là kim. Số kim nhiều gấp mấy lần so với số đĩa trong các ổ đĩa thông thường. Ổ kim hay dùng ở những chỗ cần hạn chế kích thước hướng kính.

**Ổ đĩa trụ xoắn đỡ** (h.3.2.3e): là ổ mà con lăn là hình trụ rỗng, bằng băng thép mỏng cuốn lại (gọi là đĩa trụ xoắn), ổ này không chịu được lực dọc trục. Nhờ đĩa trụ xoắn có tính đàn hồi cao nên ổ chịu tải trọng và đập tốt, có thể làm việc bình thường khi trục nghiêng tới  $30'$ .

**Ổ bi đỡ chặn một dây** (h.3.2.2c): chịu được cả lực hướng tâm và lực dọc trục. Khả năng chịu lực hướng tâm của ổ này lớn hơn ổ bi đỡ một dây khoảng  $30\div 40\%$ . Khả năng chịu lực dọc trục phụ thuộc vào góc tiếp xúc giữa bi với vòng ngoài - góc tiếp xúc càng lớn thì khả năng chịu lực càng lớn.

**Ổ đĩa côn đỡ chặn** (h.3.2.3d): có thể chịu cả lực hướng tâm lẫn lực dọc trục lớn. Ổ đĩa côn đỡ chặn có thể chịu được lực hướng tâm bằng 170% so với ổ bi đỡ một dãy cùng kích thước. Loại này được dùng nhiều trong chế tạo máy vì tháo lắp đơn giản, điều chỉnh khe hở và bù lượng mòn thuận tiện.

### 5- Vật liệu ổ lăn

Vật liệu để chế tạo các vòng ổ và con lăn thường là thép vòng bi (thép crôm có hàm lượng các bon 1÷1,1%) như IIIX15CF, IIIX15CF, IIIX20CF. Ngoài ra người ta còn dùng thép hợp kim ít các bon như 18 XGT, 20X2H4A v.v... thấm than và tôi. Khi nhiệt độ làm việc dưới 100°C đĩa và vòng ổ có độ rắn 60 ÷ 64 HRC, bi và vòng ổ có độ rắn 62 ÷ 66 HRC.

Với các ổ làm việc ở nhiệt độ cao (đến 500°C) ổ được làm bằng thép chịu nhiệt như 8X4B9Φ2-III, 8X4M4B2Φ1-III.

Với ổ làm việc trong môi trường ăn mòn thì dùng thép không gỉ như 95 X18, 11X18M.

Vòng cách của ổ làm bằng vật liệu giảm ma sát. Tùy theo vận tốc của ổ mà vật liệu của vòng cách có thể là thép ít các bon, tếch tólít, hợp kim nhôm, đồng thau, đồng thanh và một số loại nhựa đặc biệt có pha sợi thủy tinh (xếp theo thứ tự vận tốc tăng dần).

### 6- Ký hiệu ổ lăn

Theo TCVN 3776-83, ổ lăn được ký hiệu như sau:

- Hai số đầu tính từ bên phải sang chỉ đường kính trong của ổ. Với những ổ có đường kính trong từ 20 đến 495mm các số này bằng 1/5 đường kính trong. Với những ổ có đường kính trong từ 10 đến 20 mm thì ký hiệu như sau: d = 10 ký hiệu 00; d = 12 ký hiệu 01; d = 15 ký hiệu 02; d = 17 ký hiệu 03.

- Chữ số thứ 3 từ phải sang chỉ cỡ ổ: 8, 9 - siêu nhẹ; 1, 7 - đặc biệt nhẹ; 2, 5 - siêu nhẹ; 3, 6 - cỡ trung; 4 - cỡ nặng.

- Chữ số thứ 4 từ phải sang chỉ loại ổ: 0- ổ bi đỡ một dãy; 1- ổ bi đỡ lòng cầu hai dãy; 2- ổ đĩa trụ ngắn đỡ; 3- ổ đĩa đỡ lòng cầu hai dãy; 4- ổ kim; 5- ổ đĩa trụ xoắn; 6- ổ bi đỡ chặn; 7- ổ đĩa côn; 8- ổ bi chặn; chặn - đỡ; 9 ổ đĩa chặn, ổ đĩa chặn - đỡ.

### 7- Cấp chính xác ổ lăn

Độ chính xác ổ lăn được đặc trưng bởi độ chính xác của các kích thước (dung sai chế tạo) của các phần tử ổ và độ chính xác khi quay (độ đảo hướng kính, độ đảo dọc trục...). Theo TCVN 4175- 85 ổ lăn có 5 cấp chính xác, ký hiệu là 0, 6, 5, 4 và 2 theo thứ tự chính xác tăng dần. Trong các hộp giảm tốc, hộp tốc độ, trong các máy nông nghiệp, máy xây dựng, ô tô, máy kéo và các kết cấu thường dùng trong ngành cơ khí, thường dùng ổ lăn cấp chính xác bình thường (cấp chính xác 0).

Ổ lăn có cấp chính xác cao hơn chỉ được dùng trong các trục có yêu cầu chính xác cao khi quay, như trục chính của máy cắt kim loại, trục trong các dụng cụ đo...

Số liệu dưới đây cho biết trị số lớn nhất của độ đảo hướng kính của vòng trong của ổ đường kính 50÷80 mm và giá thành tương đối của 5 cấp chính xác ổ lăn:

Cấp chính xác	0	6	5	4	2
Độ đảo hướng kính μm	20	10	5	3	2,5
Giá thành tương đối	1	1,3	2	4	10

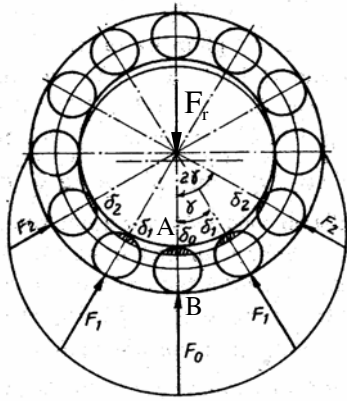
## §2- Cơ sở tính toán lựa chọn ổ lăn

### 1- Sự phân bố lực trên các con lăn

Lực hướng tâm  $F_r$  từ trục truyền tới vòng trong và phân bố không đều trên các con lăn. Dưới tác dụng của  $F_r$  chỉ có các con lăn nằm trong miền chịu tải choán cung không quá 180° mới chịu lực. Con lăn chịu lực lớn nhất nằm trong mặt phẳng tác dụng của lực  $F_r$ .

Bài toán về phân bố lực giữa các con lăn là bài toán siêu tĩnh. Để đơn giản, giả thiết rằng các con lăn bố trí đối xứng với mặt phẳng tác dụng của lực  $F_r$ . Theo điều kiện cân bằng của lực (h.3.2.5) ta có:

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma \quad (3.2.1)$$



H.3.2.5: Sự phân bố lực trên các con lăn trong ổ

trong đó:  $n \leq \frac{z}{4}$ , với z là số con lăn;

$F_i$  – lực tác dụng lên con lăn thứ i ( $i=1 \div n$ ).

Giả thiết dưới tác dụng của lực  $F_r$  các vòng ổ không bị uốn và không có khe hở hướng tâm. Do tác dụng của lực  $F_r$  vòng ổ và con lăn bị biến dạng chỗ tiếp xúc, vòng trong của ổ di chuyển theo phương của lực  $F_r$  một lượng  $\delta_0$ . Biến dạng của con lăn chịu lực  $F_{max}$  là  $\delta_0$  và biến dạng của con lăn chịu lực  $F_i$  (biến dạng theo phương  $F_i$ ) là  $\delta_i$  ( $i=1 \div n$ ). Gần đúng có thể viết:  $\delta_i = \delta_0 \cos^3 i\gamma$  với  $\gamma = \frac{2\pi}{z}$ .

Theo lý thuyết biến dạng tiếp xúc, quan hệ giữa biến dạng và lực gây nên biến dạng:

$$\delta_i = C.F_i^j$$

trong đó: C- hệ số phụ thuộc bán kính cong ở điểm tiếp xúc và mô đun đàn hồi;

j- số mũ; j = 2/3 đối với ổ bi và j = 1 đối với ổ đĩa.

Như vậy đối với ổ bi ta có:

$$\begin{aligned} F_0 &= (\delta_0/C)^{3/2} \\ F_i &= (\delta_i/C)^{3/2} = (\delta_0/C)^{3/2} \cdot \cos^{3/2} i\gamma = F_0 \cos^{3/2} i\gamma \end{aligned} \quad (3.2.2)$$

Thay  $F_i$  theo (3.2.2) vào (3.2.1) được:

$$F_i = F_0 \left( 1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma \right)$$

Do đó tải trọng tác dụng lên viên bi chịu lực lớn nhất là:

$$F_0 = \frac{F_r}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma} = \frac{k.F_r}{z} \quad (3.2.3)$$

với: 
$$k = \frac{z}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma}$$

Với các ổ bi có z = 10-20 thì k = 4,38; 4,37; 4,36, do đó lấy trung bình là 4,37 nên  $F_0 = \frac{4,37 F_r}{z}$ . Kể đến ảnh hưởng của khe hở hướng tâm và sai số chế tạo, khi này số con lăn

chịu lực ít hơn, do đó lấy k = 5 và:

$$F_0 = \frac{5 F_r}{z} \quad (3.2.4)$$

Tương tự, đối với ổ đĩa đỡ:

$$F_0 = \frac{4,6 F_r}{z} \quad (3.2.5)$$

Các loại ổ khác cũng tính toán tương tự.

Trong ổ bi chặn, lực tác dụng lên mỗi viên bi:

$$F_0 = \frac{F_a}{0,8z} \quad (3.2.6)$$

trong đó  $F_a$  - lực dọc trục tác dụng lên ổ; z - số bi và 0,8 là hệ số xét đến sự phân bố lực không đều giữa các bi (do chế tạo không chính xác).

## 2- Ứng suất tiếp xúc trong ổ lăn

Ứng suất tiếp xúc sinh ra giữa con lăn với vòng trong và vòng ngoài ổ.

Dưới tác dụng của các lực  $F_i$  khác nhau, tại những chỗ tiếp xúc giữa con lăn với vòng trong và vòng ngoài, ứng suất tiếp xúc tính theo công thức Héc sẽ khác nhau. Trường hợp ổ bi, tại điểm A và điểm B (h.3.2.5) cùng chịu lực lớn nhất  $F_o$ , khi này ứng suất tiếp xúc là:

$$\sigma_H = 0,388 \sqrt[3]{\frac{F_o E^2}{\rho^2}}, \text{ với } \rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2} \text{ bán kính cong tương đương.}$$

Vì  $\rho_A$  lấy dấu + (tiếp xúc ngoài) và  $\rho_B$  lấy dấu - (tiếp xúc trong) nên  $\rho_A < \rho_B$ , do đó  $\sigma_{HA} > \sigma_{HB}$ . Như vậy ứng suất tiếp xúc có trị số lớn nhất tại điểm A trên vòng trong và nằm trên phương tác dụng của lực  $F_r$ .

Trường hợp ổ đĩa cũng tính tương tự (theo công thức Héc khi tiếp xúc đường).

Các công thức xác định ứng suất tiếp xúc cho mỗi loại ổ được trình bày trong các sách về ổ lăn. Ta không chú ý đến các công thức này vì tính toán chọn ổ lăn không dựa vào ứng suất mà căn cứ vào tải trọng tác dụng lên ổ.

Khi ổ lăn làm việc, mỗi điểm trên bề mặt các vòng và con lăn sẽ đi vào vùng tiếp xúc, chịu tải tăng dần rồi thoát tải khi đi ra khỏi vùng tiếp xúc. Do đó ứng suất tiếp xúc thay đổi theo chu kỳ mạch động gián đoạn; tần số thay đổi của nó phụ thuộc vào vòng nào quay. Khi vòng trong quay, cứ sau mỗi vòng quay, mỗi điểm trên vòng trong sẽ chịu ứng suất tiếp xúc lớn nhất một lần. Còn khi vòng ngoài quay, vòng trong cố định, thì điểm chịu ứng suất tiếp xúc lớn nhất (điểm A) không di chuyển, vì vậy cứ mỗi lần con lăn vào tiếp xúc với điểm đó, vòng trong lại chịu ứng suất tiếp xúc lớn nhất một lần.

Như vậy, khi vòng ngoài quay, số chu kỳ chịu tải của điểm nguy hiểm sẽ tăng lên rất nhiều và làm cho ổ lăn chóng hỏng vì mỏi hơn. Vì vậy, khi xác định khả năng tải của ổ lăn, phải kể đến ảnh hưởng của vòng nào quay.

### 3- Động học và động lực học ổ lăn

#### a- Động học ổ lăn

##### + Chuyển động của con lăn và vòng cách:

Trên hình 3.2.6 là hoạ đồ vận tốc khi vòng trong của ổ quay. Vận tốc vòng trong  $v_1$  và vận tốc tâm viên bi  $v_0$  bằng:

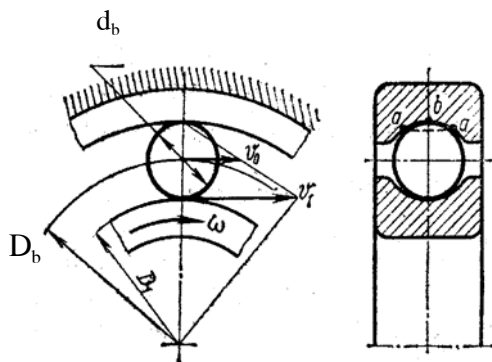
$$v_1 = \frac{\omega D_1}{2}; \quad v_0 = \frac{v_1}{2}$$

Vận tốc góc của viên bi đối với trục quay của nó:

$$\omega_b = \frac{2(v_1 - v_0)}{d_b} = \frac{\omega D_1}{2d_b} \quad (3.2.7)$$

Vận tốc góc của viên bi đối với đường tâm của trục bằng vận tốc góc của vòng cách:

$$\omega_c = \frac{2v_0}{D_b} = \frac{\omega D_1}{2(D_1 + d_b)} \approx 0,5 \omega \quad (3.2.8)$$



Hình 3.2.6: Động học ổ lăn

Như vậy vòng cách quay cùng chiều với trục và có vận tốc góc xấp xỉ bằng một nửa vận tốc góc của trục.

Từ công thức (3.2.8) ta thấy, vận tốc góc của vòng cách phụ thuộc vào kích thước của viên bi. Do đó nếu các viên bi không đều nhau do chế tạo kém chính xác, thì những viên bi có đường kính lớn sẽ chuyển động chậm hơn những viên có đường kính nhỏ, làm xuất hiện áp lực và lực ma sát tương đối giữa vòng cách và các viên bi, làm tăng độ mòn của các viên bi và vòng cách và có thể dẫn

đến võ vòng cách. Điều này chứng tỏ tầm quan trọng của việc chế tạo chính xác các chi tiết của ổ lăn.

Trong ổ bi, bi tiếp xúc với các vòng ổ theo một cung nào đó, như trên h.3.2.6, bi tiếp xúc với vòng ngoài tại a và b. Vận tốc của các điểm a và b khi bi lăn là khác nhau; nếu cho rằng tại b không trượt thì trượt sẽ xảy ra ở a và như vậy thì trong ổ bi ngoài ma sát lăn còn có ma sát trượt. Trong khi đó, ở ổ đĩa trụ, do các điểm tiếp xúc cùng cách đều đường tâm con lăn nên chỉ có ma sát lăn, do đó ma sát và mòn trong ổ đĩa nhỏ hơn so với ổ bi.

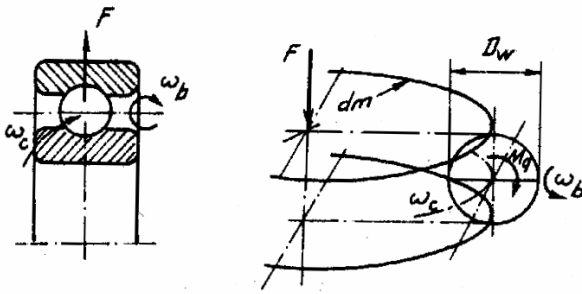
### b- Động lực học ổ lăn

Khi ổ lăn quay, mỗi con lăn bị ép vào vòng ngoài bởi lực li tâm (h.3.2.7). Lực ly tâm được xác định theo công thức:

$$F_{lt} = \frac{m\omega_c^2 D_b}{2}$$

(3.2.9)

với m - khối lượng của bi hoặc đĩa.



Hình 3.2.7: Động lực học ổ lăn

Lực ly tâm làm giảm ứng suất cho điểm nguy hiểm trên vòng trong, nên có thể coi nó không ảnh hưởng đến khả năng làm việc của ổ lăn. Tuy nhiên khi số vòng quay n tăng lên, ảnh hưởng của lực ly tâm tăng lên, đặc biệt là nó dễ làm kẹt bi và tăng mòn vòng cách đối với các ổ chặn quay nhanh.

Ngoài lực ly tâm, đối với ổ chặn, bi còn chịu tác dụng của mô men con quay (do phương trục quay của bi thay đổi trong không gian, hình 3.2.7).

$$M_q = I\omega_b\omega_c \quad (3.2.10)$$

trong đó: I- mô men quán tính của bi đối với trục của nó;

$\omega_b, \omega_c$  - vận tốc góc của bi và của vòng cách.

Dưới tác dụng của mô men con quay, bi có thể bị quay theo phương vuông góc với phương lăn (phương của rãnh lăn). Bi bị quay do  $M_q$  sẽ làm tăng mất mát công suất và mòn.

Trong ổ đỡ chặn mô men con quay có trị số:

$$M_q = I\omega_b\omega_c \sin \alpha \quad (3.2.11)$$

trong đó  $\alpha$  - góc tiếp xúc (hình 3.2.2c).

Trong ổ đỡ, phương của trục quay của bi hoặc đĩa không thay đổi, do đó không có tác dụng của mô men con quay.

Như vậy, các nhân tố động lực học có ảnh hưởng xấu đối với ổ đỡ chặn và ổ chặn. Do vậy số vòng quay tối hạn của ổ chặn nhỏ hơn ổ đỡ chặn và ổ đỡ.

## 4- Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

### a- Các dạng hỏng

- **Tróc vì mỏi bề mặt làm việc:** do ứng suất tiếp xúc thay đổi khi quay. Khi số chu kỳ thay đổi ứng suất đạt tới trị số đủ lớn, trên bề mặt tiếp xúc (của rãnh lăn hoặc con lăn) sinh ra những vết nứt rồi phát triển thành tróc. Tróc thường bắt đầu trên rãnh lăn của vòng chịu ứng suất lớn nhất - phần lớn là vòng trong, riêng ổ lồng cầu là vòng ngoài. Trên con lăn, tróc xảy ra tại những chỗ vật liệu có cơ tính thấp nhất.

Tróc là dạng hỏng chủ yếu trong các ổ làm việc với vận tốc cao, tải trọng lớn, che kín và bôi trơn tốt.

- **Biến dạng dư bề mặt làm việc:** do chịu tải trọng va đập hoặc tải trọng tĩnh quá lớn khi ổ không quay hoặc quay rất chậm (n nhỏ hơn 1 vòng/phút).

- **Mòn vòng ổ và con lăn:** xảy ra với các ổ làm việc ở những nơi bụi bẩn, bôi trơn không tốt.

- **Vỡ vòng cách:** do lực ly tâm và tác dụng của con lăn gây nên; hay xảy ra đối với các ổ quay nhanh.

- **Vỡ vòng ổ và con lăn:** xảy ra khi ổ bị quá tải do va đập, chấn động hoặc do lắp ghép không chính xác (làm cho vòng bị lệch, con lăn bị kẹt). Nếu sử dụng đúng kỹ thuật, dạng hỏng này không xảy ra.

#### **b- Chỉ tiêu tính toán**

Hiện nay tính toán ổ lăn dựa theo hai chỉ tiêu:

- Các ổ làm việc với vận tốc thấp ( $n < 10\text{v/ph}$ ) 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 ( $n \geq 10\text{v/ph}$ ) được tính theo độ bền lâu hay còn gọi là tính theo khả năng tải động, để tránh tróc vì mỏi.

Các ổ làm việc với số vòng quay  $1 < n < 10\text{ v/ph}$  thì lấy  $n=10\text{ v/ph}$  và tính ổ theo khả năng tải động.

Các ổ làm việc với vận tốc cao, cần kiểm tra số vòng quay của ổ theo điều kiện  $n \leq n_{gh}$ ;  $n_{gh}$  - số vòng quay giới hạn của ổ (cho trong sổ tay).

### **5- Khả năng tải của ổ lăn**

#### **a- Khả năng tải động của ổ lăn**

Dưới tác dụng của ứng suất tiếp xúc thay đổi, ổ bị hỏng chủ yếu do mỏi bề mặt tiếp xúc. Cơ sở để xuất phát tính ổ lăn theo độ bền lâu là phương trình đường cong mỏi tiếp xúc:

$$\sigma_H^{m_H} N = \text{const}$$

với:  $N$  - số chu kỳ ứng suất;  $m_H$  - số mũ.

Nếu thay số chu kỳ chịu tải  $N$  bằng tuổi thọ  $L$  tính bằng triệu vòng quay, phương trình trên trở thành:

$$\sigma_H^{m_H} L = \text{const} \quad (3.2.12)$$

hoặc nếu thay ứng suất tiếp xúc bằng tải trọng  $Q$ , thì (3.2.12) trở thành:

$$Q^m L = \text{const} \quad (3.2.13)$$

Trên cơ sở thực nghiệm có thể xác định tải trọng không đổi ứng với tuổi thọ  $L = 1$  triệu vòng quay. Tải trọng đó gọi là khả năng tải động  $C$  của ổ lăn:

$$Q^m L = C^m$$

hoặc 
$$C = QL^{1/m} \quad (3.2.14)$$

trong đó:  $Q$  - tải trọng quy ước (xác định ở phần sau);

$m = 3$  với ổ bi và  $m = 10/3$  với ổ đĩa.

*Vậy khả năng tải động là tải trọng tĩnh do ổ tiếp nhận mà không ít hơn 90% số ổ cùng loại lấy làm thí nghiệm, chưa xuất hiện dấu hiệu tróc vì mỏi. Trị số của khả năng tải động  $C$  tra bảng theo loại ổ và kích thước ổ.*

Như vậy, khả năng tải động  $C$  của ổ lăn được xác định với tuổi thọ 90%, nghĩa là 90% số ổ lăn chọn theo trị số  $C$  ở bảng sẽ có tuổi thọ đạt yêu cầu, còn 10% số ổ có thể bị hỏng trước thời hạn dự định.

#### **b- Khả năng tải tĩnh của ổ lăn**

Từ công thức (3.2.14) ta thấy, tải trọng  $Q$  có thể tăng lên vô hạn nếu giảm tuổi thọ  $L$  của ổ xuống rất thấp. Trên thực tế thì tải trọng  $Q$  bị giới hạn bởi khả năng tải tĩnh của ổ.

Khả năng tải tĩnh  $C_0$  của ổ là tải trọng tĩnh gây nên biến dạng dư tổng cộng của con lăn và đường lăn bằng 0,0001 đường kính con lăn tại vùng tiếp xúc chịu tải lớn nhất. Lúc này ứng suất tiếp xúc sinh ra tại đây vào khoảng 3000 MPa đối với ổ bi và 5000 MPa với ổ đĩa.

Trị số của khả năng tải tĩnh  $C_0$  được tra bảng theo loại ổ và kích thước ổ.

Khả năng tải tĩnh được dùng để chọn ổ lăn làm việc với tần số quay thấp ( $n < 10\text{v/ph}$ ), đồng thời còn để kiểm nghiệm ổ lăn đã được chọn theo khả năng tải động.

### **§3- Tính toán ổ lăn**

#### **1- Tính ổ lăn theo khả năng tải động**

Khả năng tải động tính toán của ổ lăn  $C_d$  được xác định theo công thức:

$$C_d = QL^{1/m} \leq C_b \quad (3.2.15)$$

trong đó: Q - tải trọng làm việc quy ước (kN);

L - tuổi thọ cần thiết (triệu vòng);

m = 3 với ổ bi và m = 10/3 với ổ đĩa.

Trường hợp tuổi thọ tính bằng giờ, ký hiệu  $L_h$ , thì:

$$L = 60 \cdot 10^{-6} nL_h \quad (3.2.16)$$

Như vậy, muốn xác định khả năng tải động tính toán cần xác định Q. Tùy theo loại ổ, tải trọng quy ước được tính theo các công thức sau:

+ Với ổ bi đỡ, ổ bi đỡ chặn và ổ đĩa côn:

$$Q = (XVF_r + YF_a) K_d K_t \quad (3.2.17)$$

+ Với ổ chặn đỡ:

$$Q = (XF_r + YF_a) K_d K_t \quad (3.2.18)$$

+ Với ổ chặn:

$$Q = F_a K_d K_t \quad (3.2.19)$$

+ Với ổ đĩa trụ ngắn đỡ:

$$Q = VF_r K_d K_t \quad (3.2.20)$$

Trong các công thức trên:

V - hệ số ảnh hưởng của vòng nào khi quay, khi vòng trong quay  $V = 1$ ; khi vòng ngoài quay  $V = 1,2$ .

$K_d$  - hệ số xét đến ảnh hưởng của đặc tính tải trọng (tra bảng);

$K_t$  - hệ số xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ (tra bảng);

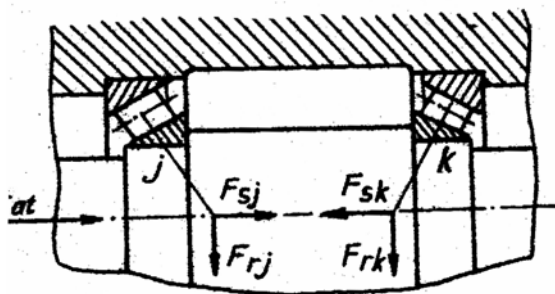
X, Y - hệ số tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục (tra bảng);

$F_r$  - lực hướng tâm tác dụng lên ổ, kN;

$F_a$  - lực dọc trục, tùy thuộc loại ổ, kN.

#### a- Xác định lực dọc trục $F_a$

Đối với ổ bi đỡ, ổ bi đỡ lồng cầu hai dãy và ổ đĩa đỡ lồng cầu hai dãy,  $F_a$  là tổng lực dọc trục ngoài (lực ăn khớp của các bộ truyền) tác dụng lên trục và truyền đến ổ.



Hình 3. 2.8: Sơ đồ xác định lực dọc trục tác dụng lên ổ

$F_a$  - tải trọng dọc trục tác dụng lên ổ;

$C_o$  - khả năng tải tĩnh của ổ, tra bảng tùy thuộc loại ổ sơ bộ chọn.

Lực dọc trục  $F_s$  trên một ổ sẽ tác dụng lên trục và qua trục tác dụng lên ổ kia. Vì vậy, với ổ đỡ chặn, lực dọc trục  $F_a$  được tính như sau:

Gọi  $\sum F_{zj}$  là tổng lực dọc trục tác động vào ổ đang xét j, bao gồm tổng lực dọc trục ngoài  $F_{at}$  và lực dọc trục phụ  $F_{sk}$  từ ổ kia (h.3.2.8), ta có:

$$\sum F_{zj} = F_{sk} \pm F_{at}$$

Dấu + khi  $F_{at}$  cùng chiều với  $F_{sk}$  và ngược lại (hoặc: lực dọc trục, kể cả lực dọc trục phụ, tác dụng lên ổ mang dấu + nếu làm giảm khe hở cho ổ và ngược lại).

Nếu  $F_{sj}$  của ổ đang tính j thỏa mãn điều kiện  $F_{sj} \geq \sum F_{zj}$  thì đối với ổ đang tính  $F_{aj} = F_{sj}$ ; ngược lại nếu  $F_{sj} < \sum F_{zj}$  thì  $F_{aj} = \sum F_{zj}$ ; Tức là  $F_{aj} = \text{Max}(F_{sj}, \sum F_{zj})$ .

**Chú ý:** với ổ loại 36000 ( $\alpha = 12^\circ$ ), vì  $e$  phụ thuộc lực dọc trục tác dụng lên ổ  $F_a$  nhưng  $F_a$  lại chưa biết (đang cần tính); vì vậy, tiến hành tính như sau:

+ Tính sơ bộ  $e$  theo công thức:

$$e = 0,574 \left( \frac{F_r}{C_0} \right)^{0,215} \quad (3.2.23)$$

nếu  $e < 0,3$  thì lấy  $e = 0,3$ ;

+ Dùng  $e$  vừa xác định để tính các lực  $F_{aj}$  cho ổ thứ  $j$ ;

+ Dùng  $F_{aj}$  để tính  $i.F_{aj} / C_0$  rồi tra  $e$  chính xác theo bảng; với  $i$  là số dãy con lăn.

**b- Xác định các hệ số X, Y**

Các hệ số X, Y được tra bảng theo tỉ số  $F_a / (V.F_r)$  và  $e$ .

**c- Chú ý**

Với sơ đồ dùng gối kép (hình 3.2.9a,b):

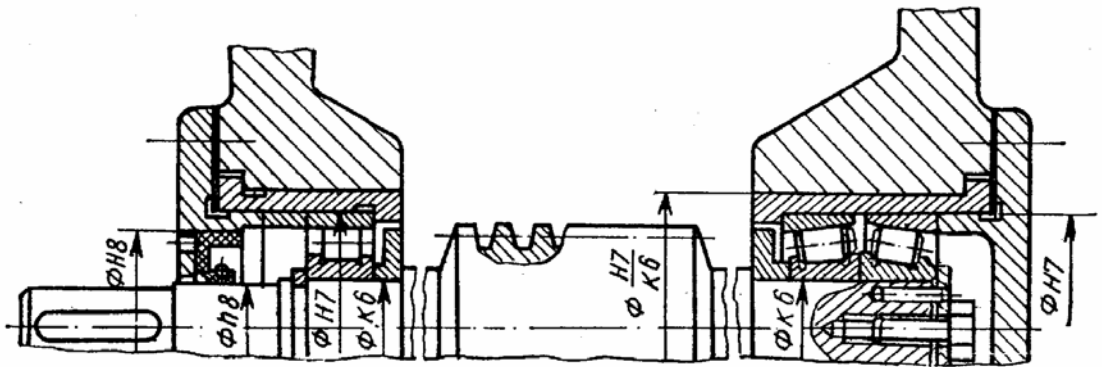
- Ổ tỳ động (ổ bi đỡ; ổ đĩa trụ ngắn đỡ kiểu 2000 ...) chỉ chịu lực hướng tâm (lực dọc trục tác dụng lên ổ bằng 0).

- Ổ của gối kép (gối cố định) gồm 2 ổ bi đỡ chặn (h.3.2.9b) hoặc 2 ổ đĩa côn (h.3.2.9.a); chúng có thể bố trí theo sơ đồ thuận (còn gọi là sơ đồ chữ O) (h.3.2.9a) hoặc sơ đồ ngược (còn gọi là sơ đồ chữ X) (h.3.2.9b).

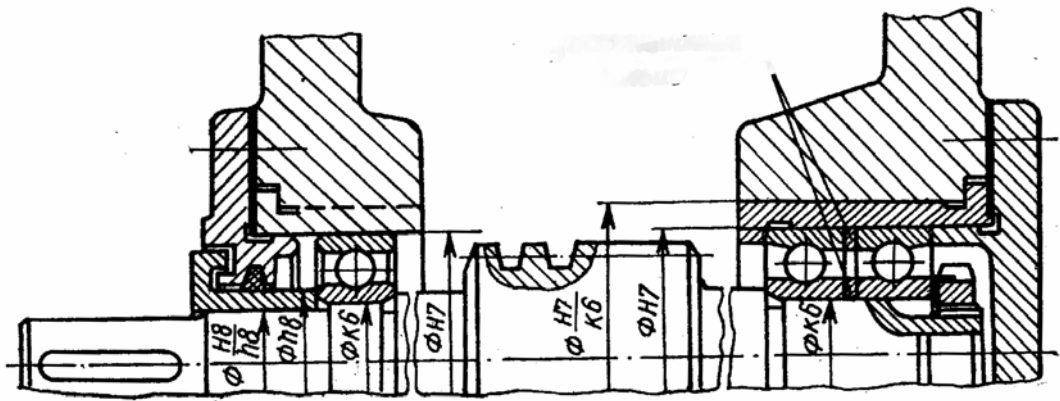
- Việc tính ổ kép theo khả năng tải động hoặc tải tĩnh được tiến hành như đối với ổ 2 dãy. Khi tính toán cần chú ý:

+ Tải trọng dọc trục tác dụng lên ổ chỉ có tải trọng ngoài (bỏ qua lực dọc trục phụ).

+ Khả năng tải động trong bảng của ổ kép được tra trong các bảng trong các sổ tay vòng bi, hoặc xác định như sau:



Hình 3.2.9a: Kết cấu ổ kép theo sơ đồ thuận



Hình 3.2.9b: Kết cấu ổ kép theo sơ đồ ngược



$$\text{Với ổ bi: } C_b = 2^{7/10} C_{b1} \approx 1,6C_{b1} \quad (3.2.24)$$

$$\text{Với ổ dũa: } C_b = 2^{7/9} C_{b1} \approx 1,7C_{b1} \quad (3.2.25)$$

trong đó  $C_{b1}$ - khả năng tải động của ổ một dãy cùng loại.

- Khả năng tải tĩnh trong bảng của ổ kép được tra trong các bảng trong các sổ tay vòng bi, hoặc xác định như sau:

$$C_0 = 2C_{01} \quad (3.2.26)$$

trong đó  $C_{01}$  - khả năng tải tĩnh của ổ một dãy cùng loại.

### c- Trường hợp ổ lăn chịu tải thay đổi

Khi này tải trọng quy ước  $Q$  được thay bằng tải trọng tương đương  $Q_E$ :

$$Q_E = \sqrt[m]{\frac{\sum Q_i^m L_i}{\sum L_i}} \quad (3.2.27)$$

trong đó:  $m = 3$  với ổ bi,  $m = 10/3$  với ổ dũa;

$Q_i$  - tải trọng quy ước khi chịu tải trọng tĩnh ở chế độ thứ  $i$ , tính theo công thức (3.2.17) đến (3.2.20) tùy thuộc loại ổ;

$L_i$  - số triệu vòng quay ở chế độ thứ  $i$ ; nếu tuổi thọ tính bằng giờ  $L_{hi}$  thì:

$$L_i = 60 \cdot 10^6 n L_{hi} \quad (3.2.28)$$

### 2- Tính ổ lăn theo khả năng tải tĩnh

Với các ổ lăn không quay hoặc quay với số vòng quay rất nhỏ ( $n < 1$  v/ph), như ổ chặn của cần trục, móc treo, kích, thiết bị ép v.v..., ổ lăn được chọn theo khả năng tải tĩnh để tránh biến dạng dư quá trị số cho phép theo điều kiện:

$$Q_t \leq C_0 \quad (3.2.29)$$

trong đó:  $C_0$  - khả năng tải tĩnh, kN - tra bảng trong sổ tay.

$Q_t$  - tải trọng quy ước, xác định như sau:

+ Với ổ đỡ và đỡ chặn:

$$Q_t = X_o F_r + Y_o F_a \quad (3.2.30)$$

nhưng nếu  $Q_t < F_r$  thì  $Q_t = F_r$ .

+ Với ổ chặn và chặn đỡ:

$$Q_t = F_a + 2,3 F_r \operatorname{tg} \alpha \quad (3.2.31)$$

nhưng khi  $\alpha = 90^\circ$  thì  $Q_t = F_a$ .

Trong đó:  $X_o, Y_o$  - hệ số tải trọng hướng tâm và dọc trục tĩnh (tra bảng);

$F_a$  - lực dọc trục (xác định như phần trên).

## Bài 3: Ổ TRƯỢT

### §1- Khái niệm chung

#### 1- Định nghĩa

Ổ trượt là loại ổ mà ma sát sinh ra trong ổ là ma sát trượt.

#### 2- Phân loại

- Theo hình dáng bề mặt ngõng trục phân ra ổ trượt có ngõng hình trụ (h.3.3.1a), hình côn (h.3.3.1c), hình cầu (h.3.3.1d). Ổ trượt có ngõng trục hình côn thường dùng khi cần điều chỉnh khe hở của ổ khi mòn.

- Theo khả năng chịu lực phân ra ổ trượt đỡ, ổ trượt chặn và đỡ chặn. Ổ trượt đỡ chỉ chịu lực hướng tâm, ổ trượt chặn chỉ chịu lực dọc trục, còn ổ trượt đỡ chặn chịu được cả lực hướng tâm và lực dọc trục.

- Theo cấu tạo phân ra ổ trượt nguyên, ổ trượt ghép.

- Theo phương pháp bôi trơn phân ra ổ trượt bôi trơn thủy tĩnh, bôi trơn thủy động.

#### 3- Ưu nhược điểm và phạm

##### vi sử dụng

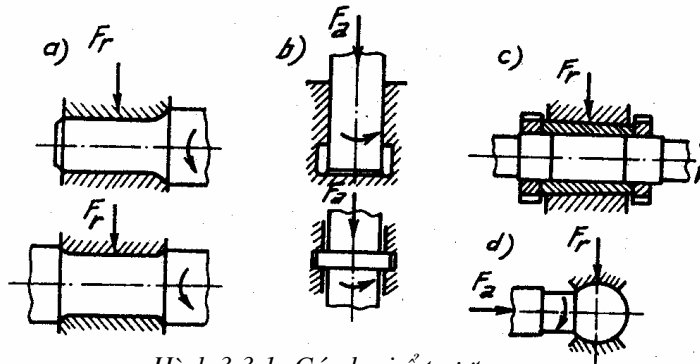
##### Ưu điểm:

- Khi vận tốc lớn thì làm việc có tuổi thọ và độ tin cậy cao hơn ổ lăn.

- Chịu được tải va đập và chấn động nhờ khả năng giảm chấn của màng dầu bôi trơn.

- Kích thước hướng kính tương đối nhỏ.

- Làm việc êm.



Hình 3.3.1: Các loại ổ trượt

##### Nhược điểm:

- Yêu cầu chăm sóc, bảo dưỡng thường xuyên, chi phí về dầu bôi trơn lớn.
- Tổn thất về ma sát lớn khi mở máy, dừng máy và khi bôi trơn không tốt.
- Kích thước dọc trục tương đối lớn.
- Dùng vật liệu giảm ma sát đắt tiền.

##### Phạm vi sử dụng:

Hiện nay trong ngành chế tạo máy ổ trượt ít dùng hơn so với ổ lăn. Tuy nhiên trong một số trường hợp dưới đây, dùng ổ trượt có nhiều ưu việt hơn:

- Khi trục quay với vận tốc rất cao, nếu dùng ổ lăn tuổi thọ của ổ sẽ thấp.

- Trong các máy chính xác, khi yêu cầu phương của trục rất chính xác, dùng ổ trượt sẽ tốt hơn do nó ít chi tiết nên dễ chế tạo chính xác cao và có thể điều chỉnh được khe hở.

- Khi ngõng trục có đường kính khá lớn, không có ổ lăn tiêu chuẩn thì dùng ổ trượt sẽ hạ được giá thành.

- Khi ổ cần làm việc trong các môi trường đặc biệt (axit, kiềm v.v...), dùng ổ trượt làm bằng các vật liệu đặc biệt.

- Trong các cơ cấu vận tốc thấp, không quan trọng, dùng ổ trượt rẻ tiền.

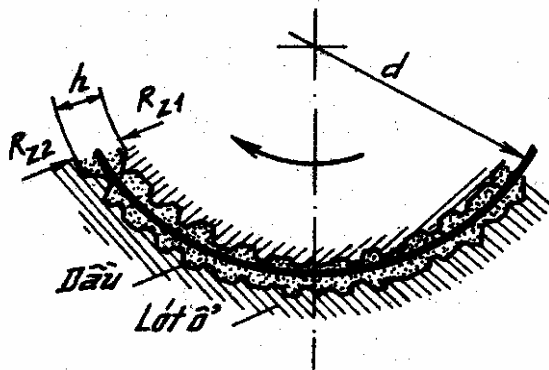
- Khi cần phải dùng ổ ghép để dễ tháo lắp (như ở trục khuỷu).

### §2- Ma sát và bôi trơn ổ trượt

#### 1- Các dạng ma sát trong ổ trượt

Tùy theo điều kiện bôi trơn giữa hai bề mặt tiếp xúc, có thể có các dạng ma sát: ướt, nửa ướt, nửa khô và khô.

**Ma sát ướt:** là ma sát sinh ra khi bề mặt ngõng trục và lót ổ được ngăn cách bởi lớp dầu bôi trơn, có chiều dày lớn hơn tổng chiều cao các nhấp nhô bề mặt (h.3.3.2).



Hình 3.3.2: Điều kiện bôi trơn ma sát ướt

$$h > R_{z1} + R_{z2} \quad (3.3.1)$$

Nhờ có lớp dầu ngăn cách, ngỗng trục và lót ổ không trực tiếp tiếp xúc với nhau nên chúng không bị mòn. Hệ số ma sát ướt khoảng 0,001÷0,008.

*Ma sát nửa ướt:* Khi điều kiện (3.3.1) không được thoả mãn, nghĩa là lớp bôi trơn không đủ ngập hết các nhấp nhô bề mặt, thì có ma sát nửa ướt.

Hệ số ma sát nửa ướt không những phụ thuộc vào chất lượng dầu bôi trơn mà còn phụ thuộc vào vật liệu bề

mặt ngỗng trục và lót ổ. Trị số của nó từ 0,01÷0,1.

*Ma sát khô và nửa khô:* Ma sát khô là ma sát sinh ra trên hai bề mặt sạch lý tưởng khi chúng trượt trên nhau. Hệ số ma sát khô bằng 0,4÷1.

Trong thực tế không có bề mặt sạch lý tưởng, vì trên các bề mặt làm việc bao giờ cũng có các màng mỏng khí, hơi ẩm hoặc mỡ, hấp phụ từ môi trường xung quanh. Ma sát trên các bề mặt có màng hấp phụ khi chúng trực tiếp tiếp xúc với nhau, gọi là *ma sát nửa khô*. Hệ số ma sát nửa khô vào khoảng 0,1÷0,3.

Khi làm việc với ma sát nửa khô, các bề mặt làm việc bị mòn nhanh, do đó trong ngành chế tạo máy – cũng như trong ổ trượt chỉ cho phép làm việc với ma sát ướt hoặc đôi khi nửa ướt.

## 2- Các phương pháp bôi trơn ma sát ướt

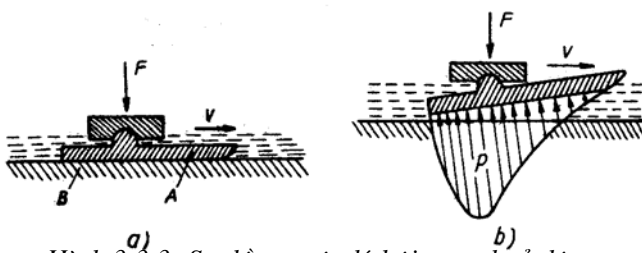
Để thực hiện bôi trơn ma sát ướt, có thể dùng các phương pháp sau:

*Bôi trơn thuỷ tĩnh:* Bơm dầu vào ổ với áp suất cao đủ để có thể nâng ngỗng trục lên, tạo chế độ bôi trơn ma sát ướt. Phương pháp này định tâm trục chính xác, làm việc ổn định nhưng đòi hỏi phải có thiết bị thuỷ lực công kênh, tốn kém.

*Bôi trơn thuỷ động:* Tạo những quan hệ thích hợp giữa kết cấu ổ, chất bôi trơn và tốc độ quay của trục để khi trục quay, dầu sẽ cuốn vào khe hở, bị nén và sinh ra áp suất để nâng ngỗng trục lên. Phương pháp này đơn giản nhưng định tâm trục không chính xác (so với bôi trơn thuỷ tĩnh) và chỉ thực hiện được với những ổ có số vòng quay nhất định; mặt khác khi mở và đóng máy không đảm bảo bôi trơn ma sát ướt.

## §3. Cơ sở tính toán ổ trượt

### 1- Nguyên lý bôi trơn thuỷ động



Hình 3.3.3: Sơ đồ nguyên lý bôi trơn thuỷ động

Xét hai tấm phẳng A và B ngâm trong dầu và chịu một lực F (h.3.3.3). Tấm A chuyển động với vận tốc v so với tấm B. Nếu v nhỏ (h.3.3.3a) thì tấm A sẽ ép dầu ra khỏi tấm B và hai tấm trực tiếp tiếp xúc nhau; chế độ ma sát lúc này là ma sát nửa ướt.

Khi vận tốc v tăng lên đủ lớn (h.3.3.3b), tấm A sẽ được nâng lên

trong dầu tạo nên khe hở hình chêm. Nhờ có độ nhớt, các lớp dầu sẽ liên tục chuyển động cùng tấm A, bị dồn vào phần hẹp của khe hở, bị nén lại và do đó tạo nên áp suất dư, cân bằng với tải trọng F. Lúc này chuyển động được thực hiện trong chế độ bôi trơn ma sát ướt và áp suất thuỷ động hình thành trong khe hở hình chêm được xác định theo phương trình Rây-nôn:

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v \frac{h - h_m}{h^3} \quad (3.3.2)$$

trong đó:  $h, h_m$  - trị số khoảng hở tại tiết diện có áp suất  $p$  và  $p_{max}$ ;

$\mu$  - độ nhớt động lực của dầu.

Đồ thị biến thiên của áp suất thủy động (áp suất dư) trong lớp dầu được biểu diễn trên hình (h.3.3.3b).

Như vậy, điều kiện để hình thành chế độ bôi trơn ma sát ướt bằng phương pháp bôi trơn thủy động là:

- Giữa hai mặt trượt phải có khe hở hình chêm.
- Dầu phải có độ nhớt nhất định và phải liên tục chảy vào khe hở hình chêm;
- Vận tốc tương đối giữa hai mặt trượt phải có chiều thích hợp và có trị số đủ lớn để đảm bảo áp suất sinh ra thắng được tải trọng ngoài.

## 2- Khả năng tải của ổ trượt đỡ bôi trơn thủy động

Khả năng tải của ổ trượt đỡ bôi trơn thủy động được xác định trên cơ sở phương trình Raynôn (3.3.2). Sơ đồ tính toán trên hình (h.3.3.4).

Giả sử ngông trục chịu tải trọng  $F_r$ , khi chưa quay ngông trục trực tiếp tiếp xúc với lót ổ. Vì đường kính ngông trục nhỏ hơn đường kính lót ổ nên giữa ngông trục và lót ổ có khe hở và tâm của ngông trục và lót ổ lệch nhau. Khi quay, ngông trục cuốn dầu vào khoảng hẹp dần giữa ngông trục và lót ổ làm dầu bị ép và có áp suất lớn. Khi trục quay với vận tốc đủ lớn, ngông trục được nâng hẳng lên: tải trọng  $F_r$  được cân bằng với áp lực sinh ra trong dầu. ổ trượt lúc này làm việc ở chế độ bôi trơn ma sát ướt.

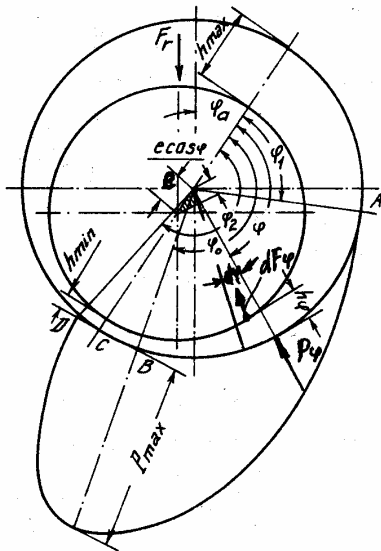
Để tính toán sử dụng các ký hiệu sau:

$\delta = D - d$  - độ hở đường kính;

$\psi = \frac{D - d}{d} = \frac{\delta}{d}$  - độ hở tương đối;

$D$  - đường kính lót ổ;

$d$  - đường kính ngông trục.



Hình 3.3.4: Sơ đồ tính khả năng tải của ổ trượt đỡ bôi trơn thủy động

Vị trí của ngông trục trong ổ được đặc trưng bởi độ lệch tâm tuyệt đối  $e$  và độ lệch tâm tương đối  $\chi$  :

$$\chi = \frac{e}{\delta/2} = \frac{2e}{\delta}$$

Chiều dày nhỏ nhất của lớp dầu:

$$h_{min} = \frac{\delta}{2} - e = \frac{\delta}{2} (1 - \chi) \quad (3.3.3)$$

Chiều dày của lớp dầu tại tiết diện ứng với góc  $\varphi$ ;

$$h = \frac{\delta}{2} + e \cos \varphi = \frac{\delta}{2} (1 + \chi \cos \varphi)$$

Chiều dày của lớp dầu tại tiết diện ứng với góc  $\varphi_0$ , có  $p = p_{max}$  ;

$$h_{\varphi_0} = \frac{\delta}{2} (1 + \chi \cos \varphi_0)$$

Để tiện tính toán, ta dùng hệ tọa độ cực. Viết lại phương trình (3.3.2) theo hệ tọa độ cực, với  $h = h_\varphi$  và  $h_m = h_{\varphi_0}$  rồi biến đổi ta có:

$$\begin{aligned} dp &= 6 \mu \frac{\omega}{\psi^2} \cdot \frac{(1 + \chi \cos \varphi) - (1 - \chi \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi \\ &= 6 \mu \frac{\omega}{\psi^2} \cdot \frac{\chi (\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi \end{aligned}$$

trong đó:  $\omega = \frac{v}{d/2} = \frac{\pi \cdot n}{30}$  - vận tốc góc của ngõng trục (n- số vòng quay trong một phút).

Áp suất  $p_\varphi$  tại tiết diện ứng với góc  $\varphi$ .

$$p_\varphi = \int_{\varphi_1}^{\varphi} dp = \frac{6\mu\omega}{\psi^2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\chi(\cos\varphi - \cos\varphi_0)}{(1 + \chi \cos\varphi)^3} d\varphi$$

Xét một phân tử dầu ứng với góc  $d\varphi$ , chạy suốt chiều rộng  $l$  của ổ, áp lực tổng cộng tác dụng lên phân tử là:

$$dF_\varphi = 0,5 \cdot p_\varphi \cdot l \cdot d\varphi$$

Khả năng tải của dầu, là tải trọng hướng tâm  $F_r$  mà lớp dầu có thể chịu được, được xác định bằng tích phân hình chiếu của áp suất  $p_\varphi$  lên phương của tải trọng ngoài (miền tích phân là miền có áp suất thuỷ động choán cung từ  $\varphi_1$  đến  $\varphi_2$  và có chiều dài  $l$  của ổ).

$$F_r = \int_{\varphi_1}^{\varphi} dF_\varphi \cdot \cos[\pi - (\varphi_a + \varphi)] = \int_{\varphi_1}^{\varphi} dF_\varphi [-\cos(\varphi_a + \varphi)]$$

$$F_r = \frac{ld}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} p_\varphi [-\cos(\varphi_a + \varphi)] d\varphi = \frac{\mu\omega}{\psi^2} ld\phi \quad (3.3.4)$$

với:

$$\phi = 3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\chi(\cos\varphi - \cos\varphi_0)}{(1 + \chi \cos\varphi)^3} d\varphi [-\cos(\varphi_a + \varphi)] d\varphi$$

$\phi$  là hàm số của vị trí ngõng trục trong ổ, gọi là hệ số khả năng tải của ổ. Hệ số khả năng tải  $\phi$  không có thứ nguyên, tìm được bằng phương pháp tích phân đồ thị (được cho bằng đồ thị hoặc bảng trong sổ tay).

Khi xây dựng phương trình Rây-nôn, người ta giả thiết chiều dài của ổ là vô hạn, nên dầu không chảy ra hai đầu ổ. Trên thực tế, chiều dài của ổ có hạn, do đó phải xét đến điều này.

Từ công thức (3.3.4) có thể viết:

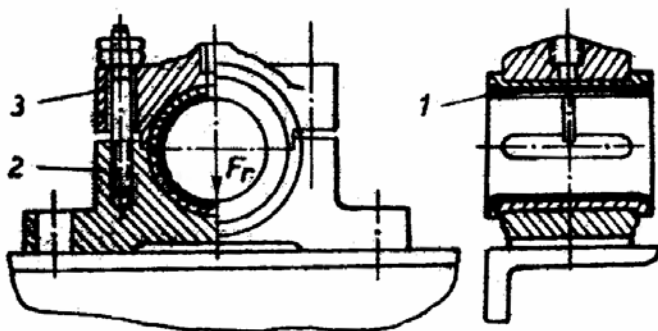
$$\phi = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} \quad (3.3.5)$$

Trong đó:  $p = \frac{F_r}{ld}$  - áp suất quy ước, MPa ;

$\mu$  - độ nhớt động lực của dầu, N/mm<sup>2</sup>.

### 3- Kết cấu ổ trượt

#### a- Kết cấu ổ trượt đỡ



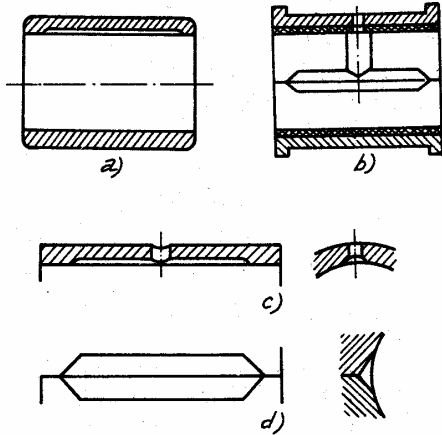
Hình 3.3.5: Kết cấu ổ trượt đỡ

được ghép lại bằng các bulông hoặc các vít cấy.

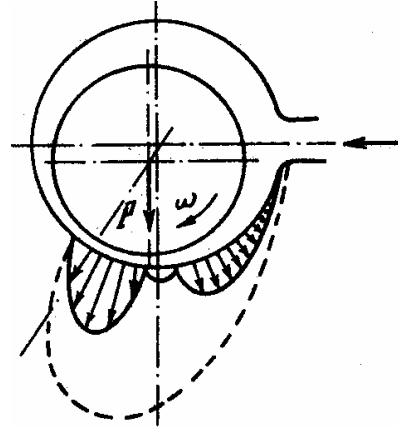
Ổ trượt thường gồm ba bộ phận chính: thân ổ, lót ổ, rãnh dẫn và giữ dầu bôi trơn.

- Thân ổ 2, 3 (h.3.3.5): có thể làm liền với khung máy hoặc làm riêng bằng đúc và hàn và ghép vào thân máy. Kết cấu nguyên khối đơn giản và cho độ cứng vững cao, nhưng khó bù lượng mòn và khó tháo lắp trực. Kết cấu hai nửa khắc phục được các nhược điểm của kết cấu nguyên; các nửa thường

- *Lót ổ 1* (h.3.3.5): lót ổ có thể làm nguyên hoặc ghép. Bề mặt tiếp xúc với ổ trục phải làm bằng vật liệu có hệ số ma sát thấp, thường là kim loại màu đắt tiền và hiếm. Để tiết kiệm kim loại màu người ta dùng lót ổ hoặc chỉ tráng một lớp mỏng vật liệu giảm ma sát lên bề mặt cốt lót bằng gang và thép. Lót ổ có thể làm nguyên, có dạng ống tròn hoặc làm ghép hai (h.3.3.6b), 3 hoặc 5 mảnh.



Hình 3.3.6: Rãnh dẫn và giữ dầu

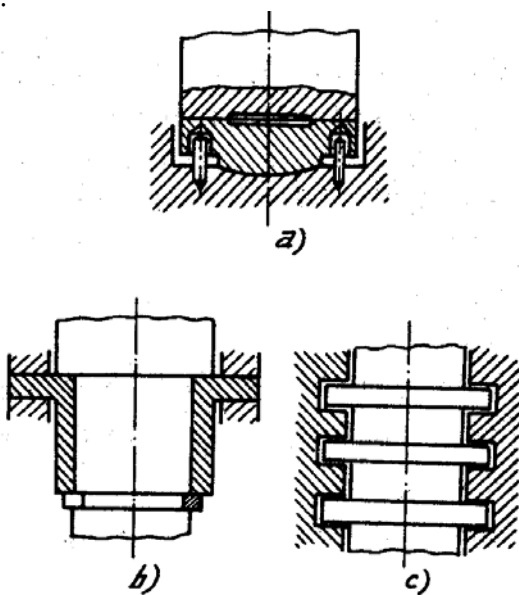


Hình 3.3.7: Rãnh dầu không hợp lý

- Rãnh dẫn và giữ dầu; có tác dụng phân bố đều dầu bôi trơn vào trong ổ. Rãnh dầu có thể làm dọc theo chiều trục, vòng theo chu vi; thường dùng rãnh dọc trục (h.3.3.6c). Chiều dài rãnh không kéo ra tận đầu ngoài ổ để khỏi chảy dầu; chiều dài rãnh thường được lấy bằng 0,8 chiều dài của ổ.

Đối với các ổ trượt bôi trơn ma sát ướt, rãnh dầu phải ở ngoài vùng có áp suất thủy động, nếu không khả năng tải của dầu sẽ giảm (h.3.3.7).

Tỷ số  $l/d$  giữa chiều dài ổ và đường kính ổ trục được chọn theo điều kiện làm việc cụ thể của trục. Khi cần hạn chế kích thước dọc trục hoặc nếu ổ có khe hở nhỏ, làm việc với vận tốc lớn thì lấy  $l/d$  nhỏ. Nếu  $l/d$  lớn sẽ giảm áp suất trên bề mặt làm việc, tăng khả năng tải nhưng không thích nghi với trục kém cứng vững. Nếu  $l/d$  nhỏ quá, dầu dễ bị chảy ra mép, làm giảm khả năng tải của ổ. Thường lấy  $l/d = 0,6 \div 1$ ; nếu  $l/d > 1$  thì ổ phải tự lựa.



Hình 3.3.8: Kết cấu ổ trượt chặn

- Điều chỉnh khe hở hoặc bù lượng mòn là yêu cầu quan trọng đối với ổ trượt. Có thể điều chỉnh khe hở của các ổ ghép bằng cách bỏ bớt các tấm đệm giữa hai nửa lót ổ và giữa nắp ổ và đế ổ.

#### b- Sơ lược kết cấu ổ trượt chặn

Trong ổ trượt chặn, mặt tựa thường có dạng hình vành khăn. Hình 3.3.8 trình bày một kiểu ổ trượt chặn đơn giản, có một mặt tựa, chịu lực dọc trục theo một chiều.

Trong ổ trượt chặn 2 chiều, thường lắp chặt một đĩa có hai mặt tựa (h.3.3.8b) tùy theo chiều tác dụng của lực, một trong mặt tựa sẽ làm việc.

Trường hợp lực dọc trục lớn, dùng ổ có nhiều gờ (h.3.3.8c) để tăng bề mặt tựa.

Để bôi trơn ổ trượt chặn, cần phải chế tạo các khe hở hình chêm; trên hình vành khăn

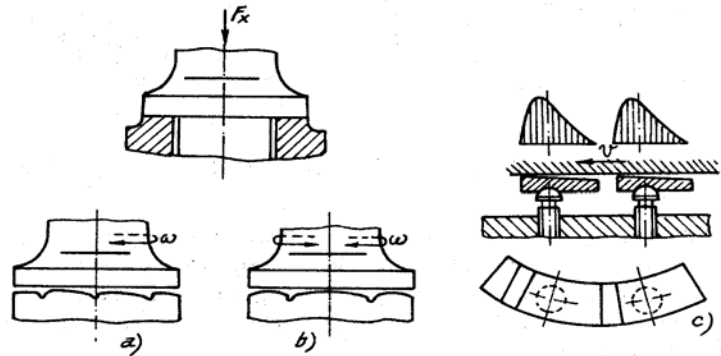
của đệm lót, làm những rãnh dầu hướng tâm và vát nghiêng về mặt đệm lót. Mặt nghiêng vát theo một chiều (h.3.3.9a) nếu trục quay một chiều, vát theo hai chiều nếu trục quay hai chiều(h.3.3.9b).

#### 4- Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

##### a- Các dạng hỏng

- Mòn lót ổ và ngõng trục

*trục*: xảy ra khi trong ổ không hình thành được màng dầu bôi trơn, làm cho ngõng trục trực tiếp tiếp xúc với lót ổ. Ngay cả đối với các ổ đã tính toán đảm bảo chế độ bôi trơn ma sát ướt, khi mở và tắt máy mòn vẫn xảy ra do vận tốc lúc này chưa đủ để tạo thành lớp bôi trơn thủy động. Mòn càng tăng nếu trong dầu có lẫn nhiều hạt mài, bụi bẩn.



Hình 3.3.9: Bôi trơn ổ trượt chặn

- *Dính*: Xảy ra do áp suất và nhiệt độ cục bộ quá lớn, màng dầu bôi trơn không hình thành được, làm cho ngõng trục trực tiếp tiếp xúc với lót ổ.

- *Mỏi rỗ*: lớp bề mặt lót ổ có thể bị mỏi rỗ khi chịu tải thay đổi lớn (ví dụ: lót ổ trong các cơ cấu pít tông, các máy chịu đập và rung động v.v..).

- *Kẹt ngõng trục*: với các ổ có khe hở nhỏ, nếu bôi trơn và làm nguội không tốt biến dạng nhiệt có thể gây ra kẹt ngõng trục và làm hỏng ngõng trục.

##### b- Chỉ tiêu tính toán

Để tránh các dạng hỏng trên, tốt nhất là tính toán cho ổ trượt luôn làm việc ở chế độ bôi trơn ma sát ướt. Vì vậy, tính toán bôi trơn ma sát ướt là tính toán cơ bản đối với ổ trượt.

Tuy nhiên, như đã biết, trong quá trình làm việc nhiều khi không thể đảm bảo chế độ bôi trơn ma sát ướt. Do vậy trong thực tế còn dùng **phương pháp tính quy ước ổ trượt** theo áp suất  $[p]$  và tích số giữa áp suất và vận tốc  $[pv]$  cho phép, để ổ trượt có thể làm việc tương đối lâu khi điều kiện bôi trơn ma sát ướt không đảm bảo.

#### 5- Vật liệu lót ổ

Vật liệu lót ổ phải thỏa mãn các yêu cầu chủ yếu sau đây:

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

Có thể chia vật liệu lót ổ thành ba loại lớn: Vật liệu kim loại, vật liệu gốm kim loại và vật liệu không kim loại.

##### Vật liệu kim loại:

- *Ba bit*: 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, cadmi, v.v... Babbit là vật liệu giảm ma sát, giảm mòn và chống dính tốt. Vì nó có cơ tính thấp nên được tráng một lớp mỏng (khoảng vài phần mười mm) lên lót ổ có độ bền cao như đồng thanh, thép, gang.

- Khi áp suất và vận tốc cao ( $pv \geq 15 \text{MPa.m/s}$ ) dùng babbit nhiều thiếc như B83, B89, B91. Khi ổ làm việc với tải trọng và vận tốc trung bình, dùng babbit chì ít thiếc như B16, B6, BH hoặc babbit chì can xi BK1, BK2.

- *Đồng thanh*: Khi áp suất và vận tốc cao ( $p$  đến 20 MPa), tải trọng thay đổi, thường dùng đồng thanh chì BpC30 làm lót ổ. Đồng thanh thiếc BpOΦ10-1, BpOII C6-6-3 có thể làm việc tốt trong phạm vi tốc độ và công suất khá rộng, thích hợp nhất là khi áp suất cao, vận tốc trung bình. Khi áp suất lớn và vận tốc thấp, dùng đồng thanh nhôm sắt BpAЖ9-4 làm việc với ngõng trục tời.

- *Gang chống ma sát*: Dùng làm lót ổ khi bôi trơn không liên tục. Khi vận tốc ngỗng trục  $v = 0,2 \div 2$  m/s dùng AC41; Khi  $v = 0,75 \div 3$  m/s dùng AC42; AC43; Khi  $v = 1,2 \div 5$  m/s, ngỗng trục tôi hoặc thường hoá dùng AK41; Khi  $v = 1,0 \div 5$  m/s, ngỗng trục không tôi dùng AC42; AC43;

- *Gang xám*: Đối với những trục quay chậm, áp suất nhỏ  $p = 1 \div 2$  MPa, tải trọng ổn định, có thể dùng lót ổ bằng gang xám C4 15-32, C4 18-36, C4 21-40, ... Vận tốc ngỗng trục không nên quá  $0,5 \div 1$  m/s, trừ trường hợp  $p \leq 0,1$  MPa thì  $v$  có thể đến 2m/s.

- Ngoài ra, có thể dùng hợp kim kẽm, đồng thau để làm lót ổ.

**Vật liệu gốm kim loại**: được chế tạo bằng cách ép rồi nung bột kim loại với nhiệt độ  $850 \div 1100^\circ\text{C}$ . Gốm kim loại có nhiều lỗ rỗng, sau khi chế tạo xong được ngâm dầu ở nhiệt độ  $110 \div 120^\circ\text{C}$  trong vòng  $2 \div 3$  giờ. Dầu ngấm vào các lỗ này và khi ngỗng trục làm việc, dầu sẽ tự ứ ra bôi trơn cho ngỗng trục và lót ổ. Vật liệu gốm kim loại thích hợp cho các ổ quay chậm và khó cho dầu.

- Gốm kim loại để làm ổ trượt thường là đồng thanh – grafit ( $9 \div 10\%$  thiếc,  $1 \div 4\%$  grafit, còn lại là đồng) hoặc sắt – grafit ( $1 \div 3\%$  grafit, còn lại là sắt).

**Vật liệu không kim loại**: Gồm chất dẻo, gỗ, cao su, grafit v.v... Nhờ khả năng chống dính ổn định, chạy mòn tốt, và có thể bôi trơn bằng nước nên thích hợp với các ổ trong các máy thủy lực, máy thực phẩm v.v...

- Các chất dẻo thường dùng làm ổ trượt là tectolit, linôfôn, nhựa pôliamit...

- Các loại gỗ thường dùng làm ổ trượt là gỗ nghiêng, lim, hoè...

- Lót ổ grafit được chế tạo bằng cách ép grafit với áp suất cao và nung ở nhiệt độ  $700^\circ$ . Loại lót ổ này có khả năng chịu a xít và kiềm; có tính giảm ma sát cao (hệ số ma sát với thép khi bôi trơn bằng nước là  $0,06 \div 0,09$ ) và có thể làm việc trong khoảng nhiệt độ rộng ( $- 200^\circ\text{C} \div 1000^\circ\text{C}$ ). Nhược điểm của grafit là giòn, độ bền mòn thấp và chỉ chịu được áp suất nhỏ.

## §4- Tính toán ổ trượt

### 1-Tính ổ trượt bôi trơn ma sát ướt

Để đảm bảo ổ trượt làm việc ở chế độ bôi trơn ma sát ướt, cần tính toán ổ thỏa mãn điều kiện:

$$h_{\min} \geq s(R_{z1} + R_{z2}) \quad (3.3.6)$$

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

$S$  - hệ số an toàn, kể đến ảnh hưởng của chế tạo và lắp ghép không chính xác, biến dạng đàn hồi của trục v.v... thường lấy  $s \geq 2$ .

$R_{z1}$ ,  $R_{z2}$  - độ cao trung bình của các nhấp mô bề mặt ngỗng trục và lót ổ.

Với trị số tải trọng  $F_r$ , đường kính  $d$  của ổ và số vòng quay  $n$  của trục đã biết trước, sau khi chọn chiều dài  $l$  (chọn theo tỷ số  $l/d = 0,6 \div 1$ ), độ hở tương đối  $\psi$  của ổ (xem dưới đây), độ nhớt  $\mu$  của dầu bôi trơn và độ nhấp mô bề mặt ngỗng trục và lót ổ, cần tính  $h_{\min}$  và kiểm nghiệm điều kiện (3.3.6).

Để tính  $h_{\min}$  trước hết cần tính hệ số khả năng tải của ổ  $\phi = \frac{p\psi^2}{\mu\omega}$  (công thức 3.3.5) rồi

tra bảng (sổ tay) ra trị số  $\chi$ . Khi đã biết  $\chi$  ta tìm được  $h_{\min}$  theo công thức:

$$h_{\min} = \frac{\delta}{2}(1 - \chi) = \frac{\psi d}{2}(1 - \chi) \quad (3.3.7)$$

Qua công thức (3.3.5) ta thấy độ hở tương đối  $\psi$  có ảnh hưởng lớn trị số áp suất  $p$  mà ổ chịu được, nghĩa là ảnh hưởng lớn đến khả năng tải của ổ.  $\psi$  càng nhỏ thì  $p$  càng lớn nhưng ổ đòi hỏi chế tạo và lắp ghép chính xác, độ cứng của trục phải cao.

Có thể lấy  $\psi$  theo các trị số sau:

Khi  $d < 100$  mm,  $\psi = 0,003 \div 0,001$ ;



Khi  $d = 100 \div 500$  mm,  $\psi = 0,002 \div 0,001$ ;

Khi  $d = 500 \div 1000$  mm,  $\psi = 0,0015 \div 0,003$ .

hoặc tính theo công thức kinh nghiệm  $\psi = 0,8 \cdot 10^{-3}v^{0,25}$ ; với  $v$  - vận tốc vòng của ngõng trục, m/s.

## 2- Tính quy ước ổ trượt

### a- Tính theo áp suất cho phép

Khi ngõng trục và lót ổ trượt tiếp xúc với nhau, trị số áp suất thực sinh ra giữa các bề mặt tiếp xúc được giải theo bài toán đàn hồi về nén của hai hình trụ tiếp xúc trong, có bán kính gần bằng nhau. Tính toán như vậy rất phức tạp (vì không dùng được công thức Héc). Để đơn giản, thường quy ước tính áp suất như sau:

$$p = \frac{F_r}{dl}$$

trong đó:  $F_r$  - tải trọng hướng tâm trong ổ trượt đỡ, N;

$d, l$  - đường kính và chiều dài ổ, mm.

áp suất sinh ra không được vượt quá trị số cho phép, do đó:

$$p = \frac{F_r}{dl} \leq [p] \quad (3.3.8)$$

với:  $[P]$  - áp suất cho phép (trị số tra bảng), MPa.

Công thức (3.3.8) dùng để kiểm nghiệm, còn khi thiết kế đặt  $\xi = \frac{l}{d}$ , do đó  $l = \xi d$ , nên đường kính  $d$  là:

$$d \geq \sqrt{\frac{F_r}{\xi[p]}} \quad (3.3.9)$$

### b- Tính theo tích số giữa áp suất với vận tốc trượt

Tích số  $p_v$  một phần nào đặc trưng cho sự sinh nhiệt trong ổ và mài mòn. Từ điều kiện

$$p_v \leq [p_v]$$

trong đó:  $p = \frac{F_r}{dl}$  - áp suất quy ước;

$v = \frac{\pi dn}{60 \cdot 10^3}$  - vận tốc trượt, cũng chính là vận tốc vòng của ngõng trục. Ta có:

$$\frac{F_r n}{19,1 \cdot 10^3 \cdot l} \leq [p_v]$$

Thay  $l = \xi \cdot d$  ta được:

$$d \geq \frac{F_r n}{19,1 \cdot 10^3 \xi [p_v]} \quad (3.3.10)$$

trong đó:  $n$  - số vòng quay trong một phút của ngõng trục.

$[p_v]$  - trị số cho phép, tra bảng trong sổ tay.

Đối với ổ trượt chặn, tính toán tương tự trên:

$$p = \frac{F_a}{A} \leq [p]$$

$$p_v \leq [p_v]$$

với:  $F_a$  - tải trọng dọc trục tác dụng lên ổ;

$A$  - diện tích bề mặt tựa của ngõng trục.

$v$  - vận tốc trung bình.

## §5- Bôi trơn ổ trượt

### 1- Vật liệu bôi trơn

Theo trạng thái vật lý, có thể chia vật liệu bôi trơn ra làm ba loại: dầu bôi trơn, mỡ bôi trơn và chất rắn bôi trơn.

#### a- Dầu bôi trơn

Dầu bôi trơn là loại vật liệu bôi trơn chủ yếu. Dầu bôi trơn gồm các loại; dầu khoáng, dầu động vật (dầu xương, dầu cá v.v...) và dầu thực vật (dầu gai, dầu thầu dầu v.v...), trong đó dầu khoáng được dùng nhiều nhất. Dầu động vật và dầu thực vật bôi trơn rất tốt, nhưng đắt và dễ bị biến chất nên ít dùng. Tuy nhiên để tăng chất lượng bôi trơn, có thể pha vào dầu khoáng một ít dầu động vật hoặc dầu thực vật.

Dầu bôi trơn có hai tính chất quan trọng là độ nhớt và tính năng bôi trơn.

*Độ nhớt*: là khả năng cản trượt của lớp chất lỏng này đối với lớp chất lỏng khác. Độ nhớt là nhân tố quan trọng nhất quyết định khả năng tải của dầu.

*Độ nhớt động lực  $\mu$*  được dùng trong các tính toán về bôi trơn thủy động. Đơn vị của nó là  $\text{Ns/m}^2$ ; thực tế thường dùng đơn vị centipoazơ, ký hiệu cP:

$$1 \text{ cP} = \frac{1}{100} \text{ P} = 10^{-3} \text{ Ns/m}^2$$

với: P - poazơ,  $\text{Ns/m}^2$ .

Trong sản xuất dầu bôi trơn, người ta dùng độ nhớt động  $\nu$ , xác định theo thời gian chảy (nhờ trọng lượng của bản thân) của một khối lượng dầu nhất định qua ống nhỏ giọt. Đơn vị của nó là  $\text{m}^2/\text{s}$ .

Độ nhớt động lực và độ nhớt động quan hệ với nhau theo công thức:

$$\omega = \gamma_1 \cdot \nu \quad (3.3.11)$$

Với  $\gamma_1$  là khối lượng riêng của dầu ở nhiệt độ  $t^\circ\text{C}$  ( $\text{kg/m}^3$ ).

Cần chú ý là độ nhớt của dầu phụ thuộc nhiều vào nhiệt độ; nhiệt độ càng tăng thì độ nhớt càng giảm. Do vậy khi cho trị số độ nhớt cần kèm theo nhiệt độ sử dụng.

*Tính năng bôi trơn của dầu*: là khả năng dầu bôi trơn có thể tạo thành màng bôi trơn có sức cản trượt thấp, hấp phụ vững chắc vào bề mặt ngông trục và lót ổ. Nhờ có tính năng bôi trơn nên dầu có thể làm giảm ma sát và mài mòn khi ổ làm việc ở chế độ ma sát nửa ướt hoặc nửa khô.

*Các loại dầu bôi trơn* thường dùng trong ngành chế tạo máy là dầu công nghiệp nhẹ như dầu velôxit, dầu vazolin (dùng cho các cơ cấu cao tốc), dầu phân ly (để bôi trơn ổ trục của máy phân ly), các loại dầu công nghiệp như dầu công nghiệp 12, 20, 30, 45, ...

Để bôi trơn ổ trượt cũng dùng các loại dầu trên. Khi ngông trục quay với vận tốc cao cần chọn dầu có độ nhớt thấp; khi tải trọng tác dụng lên ổ lớn cần chọn dầu có độ nhớt cao. Nếu dùng dầu không đủ độ nhớt, ổ sẽ chống mòn; nếu dùng dầu có độ nhớt quá cao sẽ làm tăng mất mát công suất

#### b- Mỡ bôi trơn

Mỡ là hỗn hợp của dầu khoáng (dầu công nghiệp 20, 30, 45...) với chất làm đặc. Dầu làm nhiệm vụ bôi trơn, còn chất làm đặc làm nhiệm vụ giữ dầu và chống chảy.

Mỡ bôi trơn có tác dụng giảm ma sát, chống mòn và có che kín ổ. Mỡ bôi trơn có nhược điểm là lực ma sát tĩnh lớn nên lúc mở máy cần có mômen mở máy cao hơn khi dùng dầu. Tuy nhiên khi trục dừng, mỡ lại có ưu điểm là không bị chảy ra ngoài ổ.

#### c- Chất rắn bôi trơn

Chất rắn bôi trơn được sản xuất bằng cách tổng hợp các chất hữu cơ và vô cơ khác nhau. Chất rắn bôi trơn được dùng trong những điều kiện đặc biệt (nhiệt độ rất cao hoặc rất thấp; hoặc nhiệt độ dao động trong một khoảng rộng; trong môi trường có khả năng gây ăn mòn v.v...), mà nếu dùng dầu hay mỡ bôi trơn thì khó đảm bảo được bôi trơn ma sát ướt.

Các chất rắn bôi trơn hay dùng là disunfua molipden, grafit, bo nitrit, cadmi iôdua v.v...

### 2- Phương pháp bôi trơn và dụng cụ bôi trơn

Trong máy thường sử dụng hai phương pháp bôi trơn: bôi trơn từng chỗ và bôi trơn tập trung.

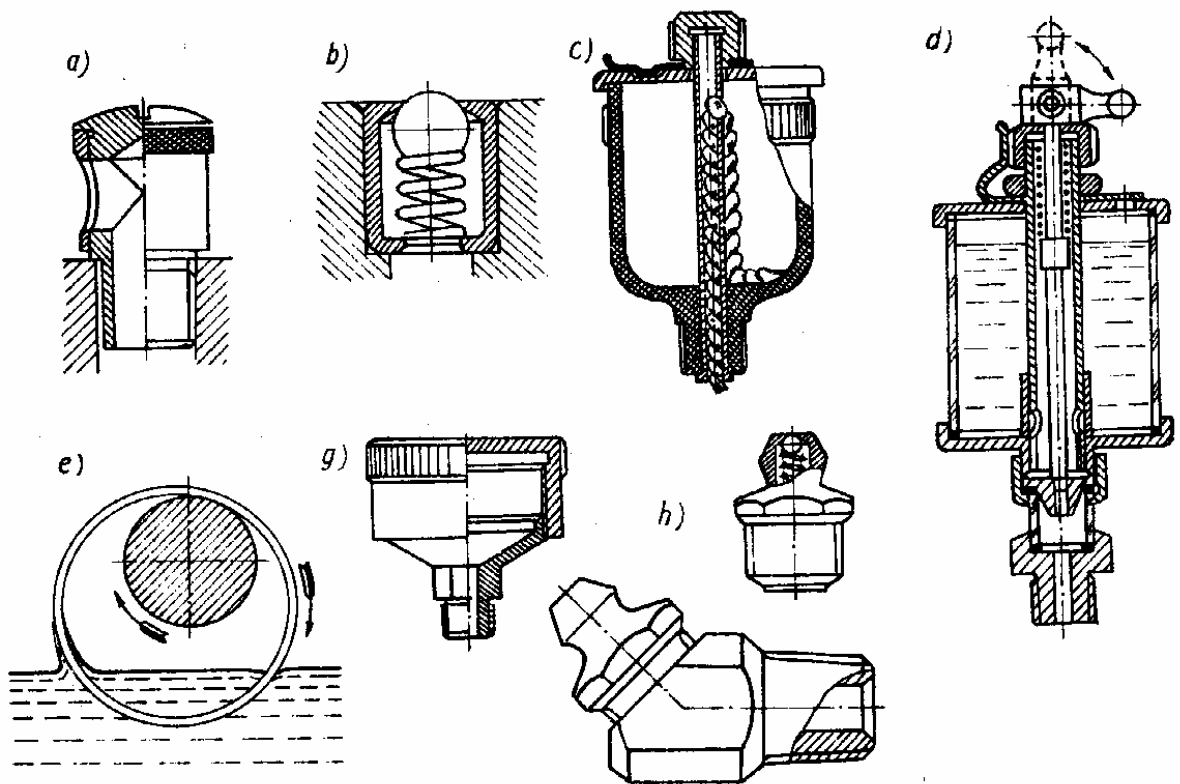
*Khi bôi trơn từng chỗ*, dầu được cho vào chỗ cần bôi trơn bằng các dụng cụ độc lập đặt gần vị trí cần bôi trơn. Loại bôi trơn này sử dụng khi các vị trí cần bôi trơn cách xa nhau, hoặc cùng yêu cầu các vật liệu bôi trơn khác nhau.

*Khi bôi trơn tập trung*, dầu bôi trơn được cung cấp cho các vị trí nhờ một thiết bị bôi trơn chung.

Để cho dầu từng chỗ, định kỳ và không dùng áp lực, có thể dùng vệt dầu có nắp xoay (h.3.3.10a), hoặc vệt dầu có bi (h.3.3.10b). Các vệt dầu này dùng khi vận tốc và tải trọng nhỏ.

Để bôi trơn từng chỗ, liên tục và không dùng áp lực, người ta dùng các vệt dầu có bậc (h.3.3.10c) và vệt dầu nhỏ giọt có kim điều chỉnh (h.3.3.10d).

Đối với trục nằm ngang, có thể dùng vòng bôi trơn bằng kim loại lồng vào ngỗng trục và nhúng vào một máng dầu (h.3.3.10e). Nhờ ma sát giữa ngỗng trục và vòng bôi trơn, khi ngỗng trục quay vòng quay theo và liên tục đưa dầu vào ổ.



Hình 3.3.10: Một số dụng cụ bôi trơn

Với các cơ cấu kín như hộp giảm tốc, hộp tốc độ, v.v... có thể lợi dụng các chi tiết quay (bánh răng, trục khuỷu, v.v... ) để té dầu vào chỗ cần bôi trơn.

Tra mỡ từng chỗ, định kỳ được thực hiện bằng cách tra mỡ vặn nắp (h.3.3.10g), hoặc vú mỡ ép (h.3.3.10h).

Bôi trơn tập trung được tiến hành dưới áp lực hoặc không dùng áp lực. Trong các máy và thiết bị hiện đại thường sử dụng hệ thống bôi trơn tuần hoàn. Nhờ có hệ thống lọc và làm nguội, dầu nguội và sạch được bơm liên tục vào các bề mặt làm việc nhờ các bơm dầu thủy lực.

## Bài 4: KHỚP NỐI

### §1- Khái niệm chung

#### 1- Khái niệm và phân loại

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

Theo công dụng khớp nối được chia thành:

**Nối trục:** Dùng để nối cố định các trục, chỉ khi nào dùng máy, tháo nối trục thì các trục mới rời nhau. Nối trục có các loại: nối trục chặt, nối trục bù, nối trục đàn hồi v.v...

**Ly hợp:** Dùng để nối hoặc tách các trục hoặc các chi tiết máy quay khác trong bất kỳ lúc nào. Ly hợp có các loại: ly hợp ăn khớp, ly hợp ma sát, ly hợp điện từ...

**Ly hợp tự động:** Có thể tự động nối hoặc tách các trục hoặc các chi tiết máy quay khác. Ly hợp tự động có các loại: ly hợp an toàn, ly hợp ly tâm, ly hợp một chiều...

#### 2- Sơ lược về tính toán khớp nối

Các loại khớp nối thông dụng đã được tiêu chuẩn hoá. Các kích thước chủ yếu của khớp nối được cho trong các sổ tay. Khớp nối được chọn theo mô men xoắn theo điều kiện:

$$T_1 = KT \leq T_b \quad m \quad (3.4.1)$$

trong đó:

$T_1$  - mômen xoắn tính toán;

$T$  - mômen xoắn danh nghĩa;

$K$  - hệ số chế độ làm việc (tra bảng);

$T_b$  - mômen xoắn cho phép của khớp nối (tra bảng).

**Chú ý:** với mỗi trị số mômen xoắn, khớp nối có một số đường kính trong khác nhau để thích ứng với đường kính trục khác nhau. Sau khi tra được các kích thước cơ bản của khớp nối, trong trường hợp cần thiết còn cần kiểm nghiệm độ bền của khâu yếu nhất trong khớp nối.

### §2- Nối trục

**1- Nối trục chặt:** dùng để nối cứng các trục có đường tâm trên một đường thẳng và không di chuyển tương đối với nhau.

**a- Nối trục ống** (hình 3.4.1): đường kính trục không quá  $60 \div 70\text{mm}$ .

Trong tính toán phải kiểm nghiệm điều kiện bền của ống:

$$\tau_x = \frac{KTD}{0,2(D^4 - d^4)} \leq [\tau]_x \quad (3.4.2)$$

và phải kiểm nghiệm điều kiện bền cắt của chốt:

$$\tau_c = \frac{4KT}{\pi d_c^2 d} \leq [\tau]_c \quad (3.4.3)$$

trong đó:

Các kích thước  $D$ ,  $d$  như trên hình,

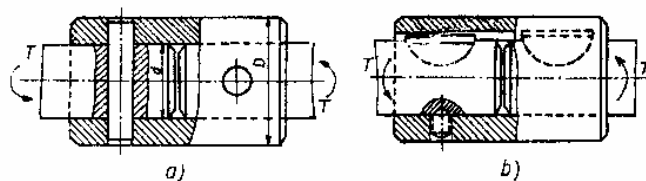
$d_c$  - đường kính chốt,

Các đại lượng  $T$ ,  $K$  như ở công thức

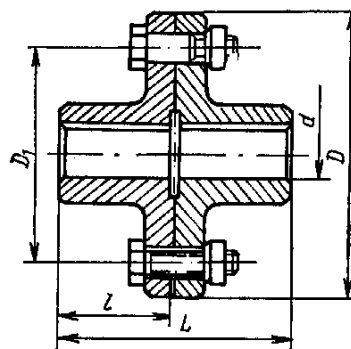
(3.4.1).

**b- Nối trục đĩa:** (hình 3.4.2)

dùng rất phổ biến. Trong tính toán cần kiểm



Hình 3.4.1: Nối trục ống



Hình 3.4.2: Nối trục đĩa

nghiệm bu lông bắt mặt bích (có hoặc không có khe hở).

**2-Nối trục bù:** Nối các trục bị nghiêng hoặc bị lệch đối với nhau một khoảng nhỏ do chế tạo, lắp ghép thiếu chính xác, hoặc do biến dạng đàn hồi (hình 3.4.3). Nối trục bù phân thành:

**a-Nối trục răng** (hình 3.4.4): dùng nhiều trong thực tế với mômen xoắn khá lớn  $T = 700 \sim 10^6$  Nm, vận tốc  $v < 25$  m/s, hiệu suất khá cao ( $\eta = 0,985 \div 0,995$ ), nhưng thường kèm theo lực hướng tâm phụ  $F_t = (0,15 \div 0,2)F_l$ , với  $F_l$  là lực vòng tra theo đường kính  $D_o$ .

Trong tính toán, ngoài việc phải kiểm nghiệm:

$$T_1 = KT \leq T_{\text{bảng}}$$

còn phải kiểm nghiệm độ bền mòn của răng theo công thức:

$$p = \frac{KT}{0,9m^2z^2b} \leq [p] \quad (3.4.4)$$

trong đó:

m – mô đun,

z – số răng,

b – chiều dài răng.

**b- Nối trục xích** (hình 3.4.5): dùng nhiều trong máy mỏ, thường quay một chiều vận tốc thấp ( $n < 1500$ v/p).

Trong tính toán cần kiểm nghiệm hệ số an toàn cho xích theo quan hệ:

$$s = \frac{Q}{(1,2 \div 1,5)F_t} \geq [s] \quad (3.4.5)$$

**c-Nối trục có đệm vuông, nối trục chữ thập** (hình 3.4.6): chế tạo tương đối đơn giản, có thể chịu được tải lớn, vận tốc thấp (loại chữ thập), vận tốc tương đối cao (loại đệm vuông tếch tô lít).

Trong tính toán phải kiểm nghiệm về áp suất:

- đối với nối trục chữ thập:

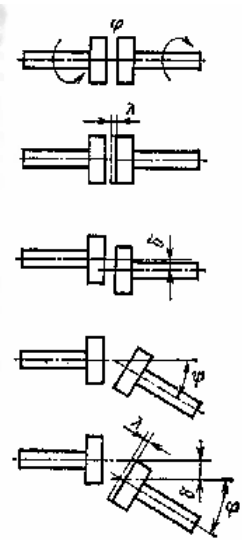
$$p_{\text{max}} = \frac{8KT}{D^2h} \leq [p] \quad (3.4-6)$$

- đối với nối trục đệm vuông:

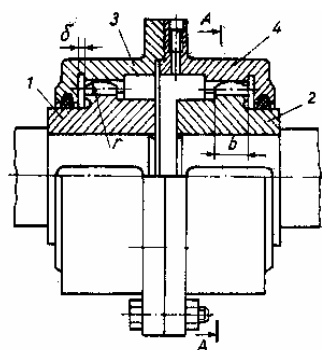
$$p_{\text{max}} = \frac{8KT}{a^2h} \leq [p] \quad (3.4-7)$$

trong đó các kích thước như trên hình vẽ.

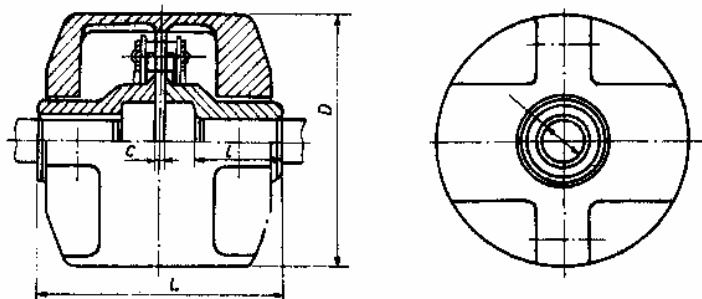
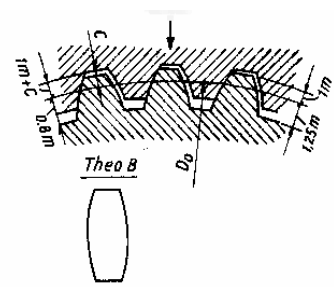
**d- Nối trục bản lề:** (hình 3.4.7) dùng để nối hai trục có đường tâm nghiêng với nhau một góc



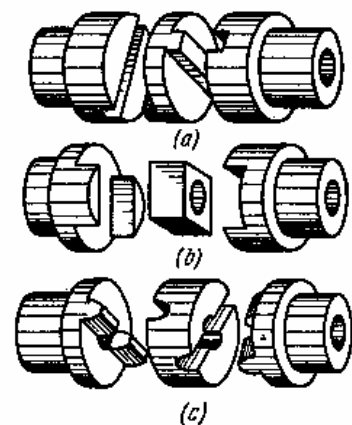
Hình 3.4.3: Độ lệch của nối trục bù



Hình 3.4.4: Nối trục răng

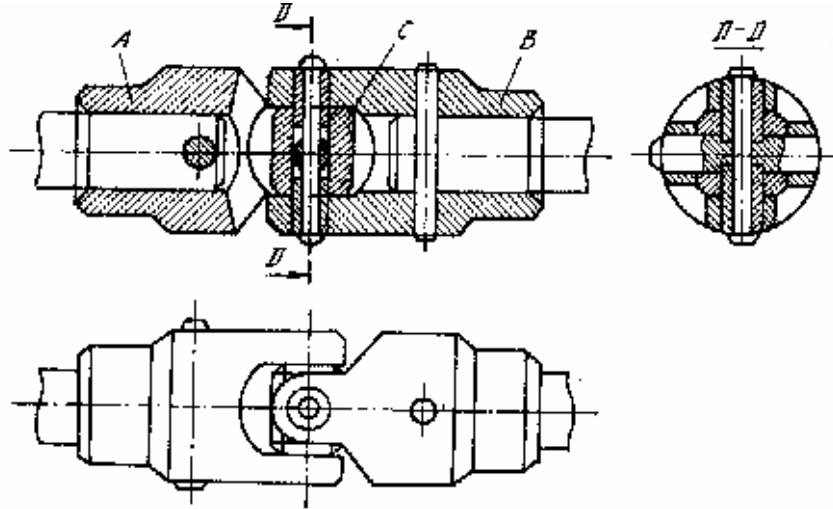


Hình 3.4.5: Nối trục xích



Hình 3.4.6: Nối trục có đệm vuông (nối trục chữ thập)

$40 \sim 45^\circ$ , hoặc góc giữa hai trục thay đổi khi máy làm việc. Nối trục bản lề gồm hai nửa nối trục A và B có hình cái chạc, nối với nhau bằng bộ phận chữ thập C. Bộ phận này có thể chuyển động tương đối đối với chạc nhờ hai cặp bản lề. Vì hai cặp bản lề vuông góc với nhau nên nối trục có thể truyền chuyển động quay giữa các trục có góc nghiêng lớn.



Hình 3.4.7: Nối trục chữ thập

**3- Nối trục đàn hồi:** Giảm được va đập và chấn động, đề phòng cộng hưởng, bù được phần nào độ lệch của trục.

Nối trục đàn hồi có nhiều loại:

**a- Nối trục lò xo xoắn ốc trụ (hình 3.4.8):**  
Thường nối các chi tiết ăn khớp có tải lớn (bánh răng, bánh vít) với trục.

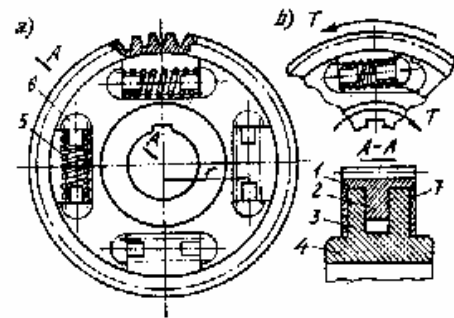
Trong tính toán phải kiểm nghiệm lò xo.

**b- Nối trục vòng đàn hồi (hình 3.4.9):**  
Cấu tạo tương đối đơn giản, dùng khá phổ biến với tải trung bình.

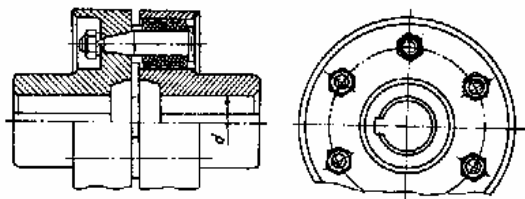
Trong tính toán phải nghiệm bền dập cho vòng đàn hồi và nghiệm bền uốn cho chốt.

**c- Nối trục răng lò xo (hình 3.4.10):**  
Chế tạo tương đối phức tạp, truyền được tải lớn và chịu va đập.

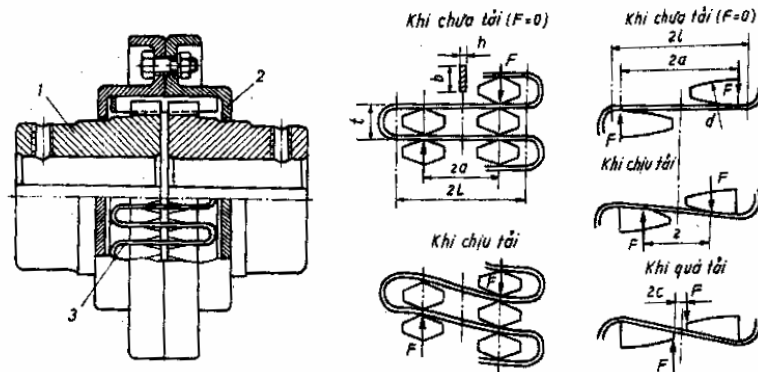
Trong tính toán phải kiểm nghiệm bền cho răng và lò xo.



Hình 3.4.8 Nối trục lò xo xoắn ốc trụ



Hình 3.4.9 Nối trục vòng đàn hồi



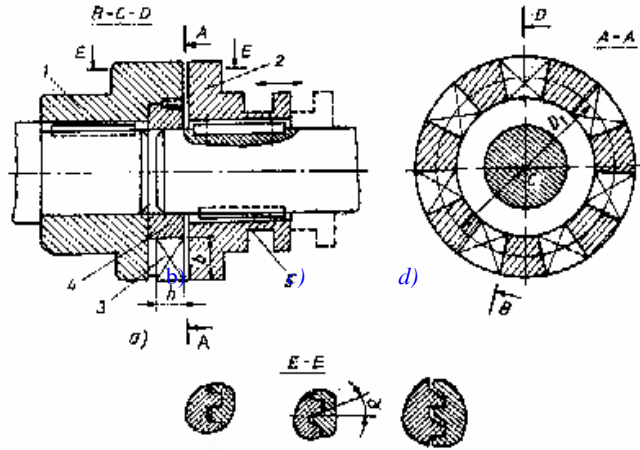
Hình 3.4.10: Nối trục răng lò xo

### §3- Ly hợp:

#### 1- Ly hợp ăn khớp

Ly hợp ăn khớp lại bao gồm ly hợp vấu và ly hợp răng.

**a-Ly hợp vấu** (hình 3.4.11): một nửa ly hợp được lắp với trục, nửa kia lắp trên đoạn cuối của trục thứ hai bằng then dẫn hướng hoặc then hoa. Đóng mở ly hợp nhờ tay gạt móc vào răng 5. Khi đóng ly hợp, vấu của chúng gài vào nhau, nhờ đó mômen xoắn được truyền đi, bề mặt làm việc là bề mặt bên của các vấu. Tiết diện vấu hình chữ nhật (hình 3.4.11b) ít dùng vì khó định tâm, tiết diện vấu hình thang cân (hình 3.4.11c) dùng khi trục quay 2 chiều, tiết diện vấu hình thang lệch (hình 3.4.11d) dùng khi trục quay 1 chiều. Vòng 4 dùng để định tâm các trục.



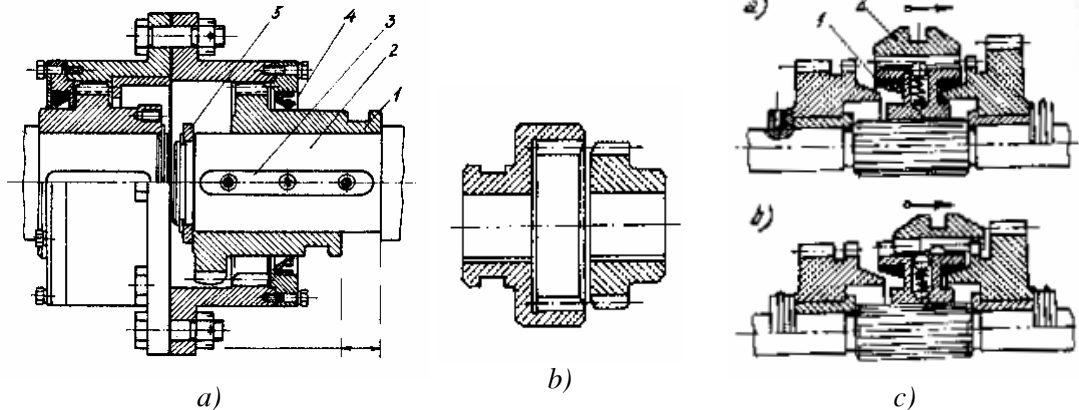
Hình 3.4.11: Ly hợp vấu

Trong tính toán phải kiểm nghiệm sức bền dập và uốn cho vấu:

$$\sigma_d = \frac{2KT}{zD_1bh} \leq [\sigma_d] \quad (3.4.8)$$

trong đó: z- số vấu, các kích thước như trên hình vẽ.

**b-Ly hợp răng** (hình 3.4.12): có kết cấu tương tự như nối trục răng. Đóng mở ly hợp bằng cách di động dọc trục một trong hai nửa ly hợp. Để dễ đóng mở, răng thẳng profin thân khai phải được vê đầu răng. Đôi khi dùng bánh răng di động để làm nửa ly hợp có răng ngoài (hình 3.4.12b). “Ly hợp hoà đồng bộ” (hình 3.4.12c) thường dùng trong hộp số ô tô là một dạng của ly hợp răng (xem thêm [1]).



Hình 3.4.12: Ly hợp răng

#### 2 – Ly hợp ma sát

Ly hợp ma sát truyền mô men xoắn nhờ ma sát sinh ra khi ép các bề mặt tiếp xúc. Khi đóng ly hợp, mômen xoắn tăng dần theo mức độ tăng lực ép.

Ưu điểm :

- Cho phép đóng ly hợp bất kỳ lúc nào;
- Thao tác êm, không có va đập;
- Có khả năng thay đổi vận tốc trục bị dẫn một cách điều hoà;
- Có thể điều chỉnh thời gian khởi động (thời gian tăng tốc) của trục bị dẫn;

- Có thể điều chỉnh trị số mômen giới hạn truyền qua ly hợp, vì vậy có thể dùng ly hợp ma sát để ngăn quá tải.

Nhược điểm:

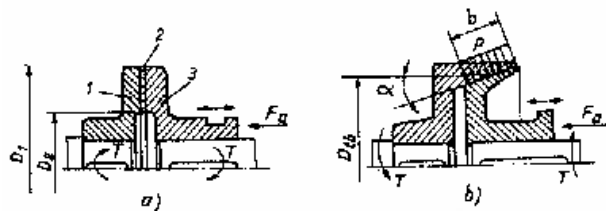
- Không bảo đảm chính xác tốc độ (do có trượt);
- Không cho phép các trục lệch nhau;
- Lực dọc trục khá lớn.

Theo hình dạng bề mặt ma sát, ly hợp ma sát được phân thành ba loại:

- Ly hợp đĩa ma sát (hình 3.4.13a);
- Ly hợp côn ma sát (hình 3.4.13b);
- Ly hợp côn trụ ma sát.

**a- Ly hợp côn ma sát** (hình 3.4.13b)

Bề mặt làm việc là bề mặt côn (mặt côn trong thường cố định). Để tránh tự hãm, góc nghiêng  $\alpha > \rho = \arctg f$  ( $f$  là hệ số ma sát bề mặt tiếp xúc). Thường lấy  $\alpha = 8^\circ \div 15^\circ$ . Để có đủ ma sát cần có lực dọc trục :



Hình 3.4.13: Ly hợp ma sát

$$F_a = \frac{2KT}{f' D_{tb}} \quad (3.4.9)$$

trong đó:  $f' = f / \sin \alpha$  - hệ số ma sát thay thế.

Ở đây phải kiểm nghiệm áp suất trung bình trên bề mặt làm việc:

$$p = \frac{4F_a}{\pi b d_k \sin \alpha} \leq [p] \quad (3.4.10)$$

**b- Ly hợp đĩa ma sát** (hình 3.4.13a)

Bề mặt làm việc vuông góc với trục. Đĩa 1 cố định, đĩa 3 di động, có thể gắn đệm ma sát 2 vào một trong hai đĩa đó. Để có đủ ma sát cần có lực dọc trục :

$$F_a = \frac{KT}{f' r_{tb}} \quad (3.4.11)$$

trong đó: -  $r_{tb} = (D_1 + D_2) / 4$  - bán kính trung bình của bề mặt làm việc,

- Thường lấy  $D_1 / D_2 = 2 \div 1,5$ .

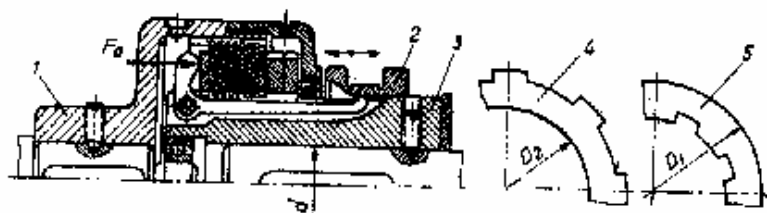
**c- Ly hợp nhiều đĩa ma sát** (hình 3.4.14)

Để có đủ ma sát cần có lực dọc trục :

$$F_a = \frac{KT}{f' z r_{tb}} \quad (3.4.12)$$

trong đó :  $z$  là số đĩa, các thông khác như trên.

Ở đây cũng phải kiểm nghiệm áp suất trung bình trên bề mặt làm việc:



Hình 3.4.14: Ly hợp nhiều đĩa ma sát

$$p = \frac{4F_a}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \leq [p] \quad (3.4.13)$$

**4- Ly hợp tự động**

Ly hợp tự động dùng trong trường hợp cần tự động tách hoặc nối các trục khi thay đổi các thông số của máy, (và có tên gọi tương ứng của ly hợp đó):

**a- Ly hợp an toàn** : dùng để tự động tách các trục khi mômen xoắn quá lớn.

Ly hợp chốt an toàn (hình 3.4.15): mômen xoắn được truyền từ nửa ly hợp 1 sang nửa ly hợp 2 qua chốt thép 3 nằm trong bạc 4. Chốt được thiết kế là khâu yếu nhất, khi quá

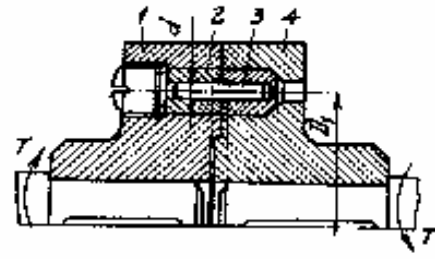


tải chốt bị cắt, do đó hai nửa ly hợp được tách ra. Số chốt có thể là 1 (có độ an toàn cao hơn nhưng thường kèm theo tải trọng phụ), và có thể là 2 (mức độ an toàn kém nhưng giảm được tải trọng phụ). Đường kính chốt được xác định theo công thức:

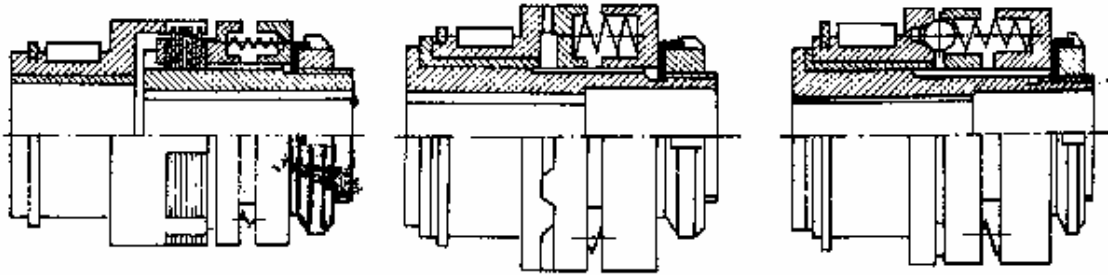
$$d_c = \frac{8KT_{\max}K_z}{\pi z D_0 \tau_c} \quad (3.4.14)$$

trong đó  $K_z$  – hệ số phân bố không đều của tải trọng.

Ly hợp an toàn không có chi tiết bị phá hỏng khi quá tải : gồm ly hợp vấu, ly hợp bi và ly hợp ma sát (hình 3.4.16).



Hình 3.4.15: Ly hợp chốt an toàn



Hình 3.4.16: Ly hợp an toàn không có chi tiết bị phá hỏng khi quá tải

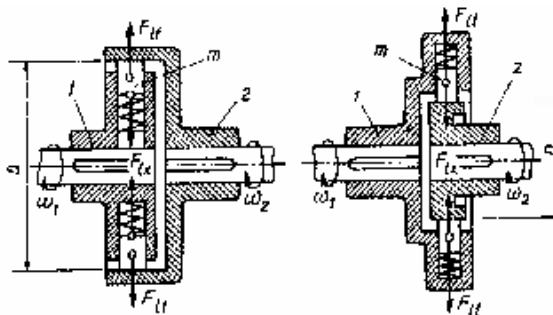
## 2-Ly hợp ly tâm

Ly hợp ly tâm dùng để tự động nối hoặc tách các trục khi vận tốc góc của trục chủ động đạt tới trị số cho trước nào đó.

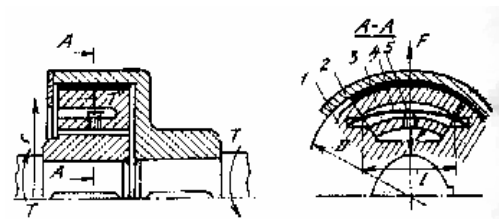
Nguyên lý làm việc chủ yếu của nó là dựa vào quan hệ giữa lực phụ hồi của lò xo và lực ly tâm của các khối lượng (má phanh) cố liên kết động với trục chủ động và trục bị động.

Ly hợp ly tâm (hình 3.4.17a) cho phép trục bị động 2 quay theo trục chủ động 1 khi  $\omega_1$  đủ lớn (lực ly tâm của má lớn hơn lực lò xo). Hình 3.4.18 là một kết cấu cụ thể của loại ly hợp này (xem thêm [1]).

Ly hợp ly tâm (hình 3.4.17b) cho phép trục bị động 2 tách khỏi trục chủ động 1 khi  $\omega_1$  vượt quá trị số cho phép.



Hình 3.4.17: Sơ đồ nguyên lý làm việc ly hợp ly tâm



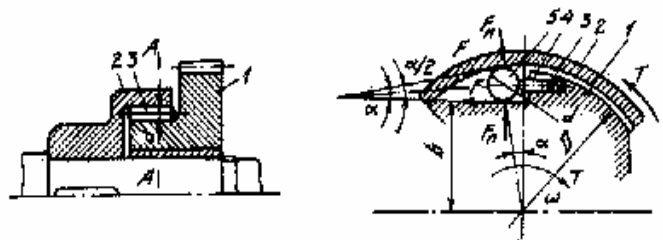
Hình 3.4.18: Ly hợp ly tâm lò xo lá

Mômen xoắn do ly hợp truyền đi :

$$T_t = KT \leq 0,5mrDzf(\omega_1^2 - \omega_0^2)$$

trong đó:

$m$  – khối lượng má ly hợp,  
 $z$  – số má ly hợp,  
 $r$  – khoảng cách từ trọng tâm má  
 đến tâm trục,  
 $f$  - hệ số ma sát,  
 $D$  - đường kính bề mặt ma sát  
 của ly hợp.



Hình 3.4.19: Sơ đồ cấu tạo ly hợp con lăn ma sát một chiều

### 3- Ly hợp một chiều

Ly hợp một chiều chỉ truyền được mômen xoắn theo một chiều nhất định. Chúng được sử dụng trong máy cắt, ô tô, xe máy, xe đạp (líp), v.v...

Trên hình 3.4.19 trình bày cấu tạo ly hợp một chiều kiểu con lăn ma sát dùng để nối bánh răng với trục. Nó gồm nửa ly hợp 1 (tiết diện là hình đa giác đều thường có 3÷6 cạnh vát từng đôi một vuông góc với nhau), chế tạo liền với bánh răng lắp lỏng không với trục, nửa ly hợp 2 liên kết then với trục, các con lăn 5 được chốt đẩy 4 qua lò xo 3 (chịu lực nén nhỏ) giữ cho nó luôn tiếp xúc với vành của nửa ly hợp 2.

Khi bánh răng 1 quay cùng chiều kim đồng hồ, các lực ma sát  $F_{ms}$  sẽ đẩy các con lăn 3 nêchặt vào phần hẹp của khe làm cho bánh răng “ghép cứng” với trục. Khi bánh răng quay theo chiều ngược lại, con lăn bị đẩy về phần rộng của khe làm cho bánh răng “lỏng không” với trục và có thể quay tự do theo chiều ngược kim đồng hồ.

Khi ly hợp làm việc (bánh răng quay theo chiều kim đồng hồ), để truyền mômen xoắn, con lăn không được tách khỏi phần hẹp chạy ra phần rộng, mà phải chịu các lực pháp tuyến  $F_n$  và lực ma sát  $F_{ms}$  do nửa pu li 1 và 2 tác dụng lên theo quan hệ:

$$2F_{ms} \cos(\alpha/2) \geq 2F_n \sin(\alpha/2)$$

do đó:

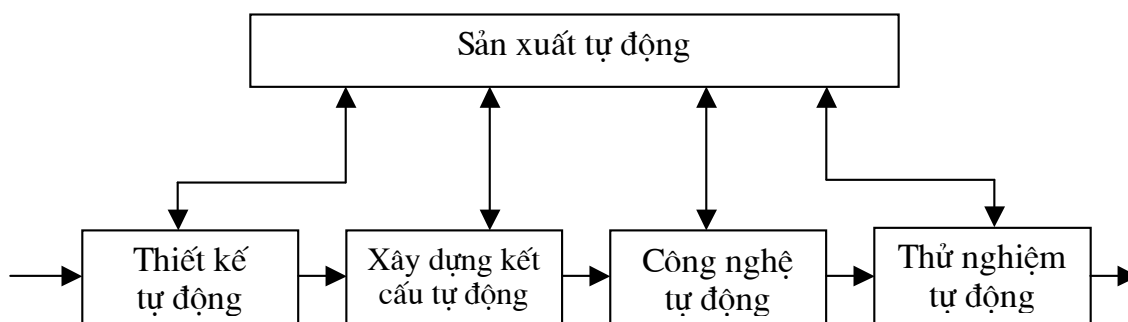
$$\alpha \leq 2\rho, \quad \text{với } \rho = \arctg f, \text{ thường chọn } \alpha = 7^\circ \div 8^\circ.$$

## Phần IV CƠ SỞ THIẾT KẾ TỰ ĐỘNG

Sự ra đời và phát triển nhanh chóng của máy tính điện tử làm cho khoa học và kỹ thuật phát triển không ngừng. Máy tính điện tử cho phép giải quyết nhiều bài toán phức tạp trên mọi lĩnh vực như: toán lô gic, điều khiển tối ưu, nhận diện hình ảnh... Nhờ có máy tính điện tử, các máy công cụ điều khiển theo chương trình, các thiết bị tự động, rô bốt vv... được sử dụng rộng rãi. Sự phát triển của kỹ thuật đã, đang và sẽ được gắn liền với quá trình sản xuất tự động - mà cơ bản là sử dụng rộng rãi máy tính điện tử.

### §1- Cấu trúc sản xuất tự động

*Sản xuất tự động* là quá trình sản xuất nhờ các máy tính điện tử. Trong sản xuất tự động các nhiệm vụ chủ yếu là của tập thể các chuyên gia điều khiển các hệ thống tự động. Sản xuất của các máy hiện đại được chia làm bốn giai đoạn có quan hệ mật thiết lẫn nhau: Thiết kế, kết cấu, chế tạo và thử nghiệm. Nếu quá trình sản xuất mà cả bốn giai đoạn kể trên đều được tự động hoá thì quá trình sản xuất đó là sản xuất tự động. Sơ đồ chung của sản xuất tự động cho trên hình 4.1.1.



Hình 4.1.1: Sơ đồ chung của sản xuất tự động

*Thiết kế tự động* là thiết kế tối ưu bằng cách tổng hợp các mô hình toán học. Thiết kế tối ưu được hiểu là sự tìm thấy phương án thiết kế tốt nhất với mục tiêu xác định. Nhờ thiết kế tự động, việc thiết kế sơ bộ đã dễ dàng được thực hiện. Các thiết kế sơ bộ này bao gồm xác định các kích thước cơ bản, các đặc tính kỹ thuật, các sơ đồ kết cấu và các mô hình toán học của các sản phẩm.

*Xây dựng kết cấu tự động* thực hiện việc tổng hợp các yếu tố kết cấu nhờ máy tính điện tử. Khi xây dựng kết cấu, về cơ bản tiến hành theo sơ đồ kết cấu, mà nó nhận được từ giai đoạn thiết kế tự động. Người ta hoàn chỉnh sơ đồ bằng việc xây dựng kết cấu và công nghệ gia công các phần tử bộ phận ( các phần tử liên kết, các phần tử chuyển động, các phần tử làm kín vv...), xác định các kích thước, dung sai, sai lệch hình dáng hình học vv...

Nhờ xây dựng kết cấu tự động, các tài liệu kỹ thuật cần thiết cho việc chuẩn bị công nghệ của quá trình sản xuất đã được thực hiện. Các tài liệu kỹ thuật bao gồm các bản vẽ được vẽ bằng máy theo các chương trình đã được soạn thảo và các điều kiện kỹ thuật (điều kiện lắp ráp, kiểm tra vv...). Trong sản xuất, các mẫu kết cấu máy đã được xây dựng và tập hợp dưới dạng ngân hàng mẫu. Ngân hàng mẫu này chứa đựng các thông tin cần thiết cho việc chế tạo sản phẩm.

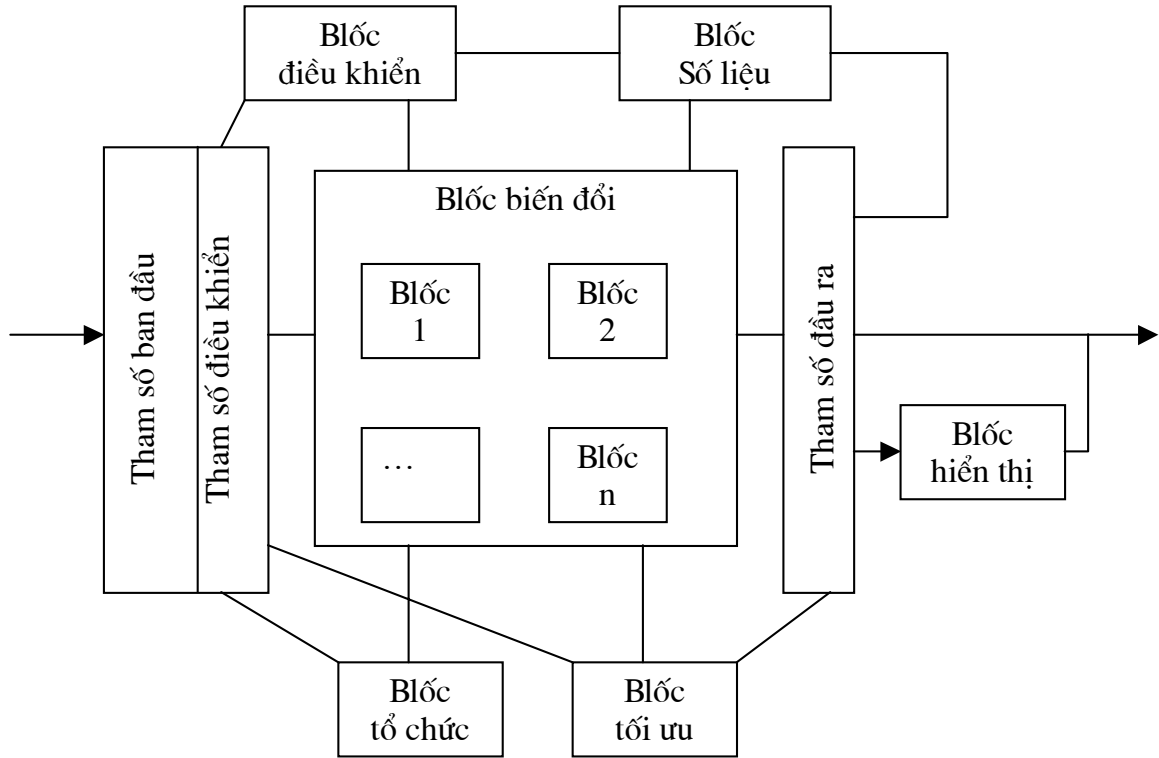
*Công nghệ tự động* là công nghệ tối ưu, được thực hiện nhờ máy tính điện tử. Trong giai đoạn công nghệ, người ta xây dựng các quá trình công nghệ tối ưu (lựa chọn thiết bị, dụng cụ, chế độ cắt khi gia công cơ vv...) và các phần mềm dùng cho các hệ thống tin, hệ điều khiển và các máy công cụ.

*Thử nghiệm tự động* là sự xác nhận bằng thực nghiệm các tham số của mô hình toán học. Trong giai đoạn này, người ta xây dựng các kế hoạch thử nghiệm tối ưu, các phương pháp xác định các tham số của mô hình bằng số liệu thực nghiệm.

Chúng ta chỉ nghiên cứu vấn đề thiết kế tự động.

## §2- Cấu trúc mô hình toán học

*Mô hình toán học* là tên gọi quy ước của tập hợp các phần tử, các điều kiện và các giới hạn, mà chúng mô tả sự hoạt động của các phần tử, các cụm máy và toàn máy.



Hình 4.2.1: Cấu trúc của mô hình toán học

Một mô hình chung cần phải phản ánh các thông số cơ bản sau:

- Khả năng làm việc (tác động tương hỗ với môi trường bên ngoài và các phần tử khác).

- Sự cân bằng năng lượng, hiệu suất.

- Độ ổn định (dự trữ độ bền, độ bền lâu vv...).

- Hiệu quả kinh tế (giá thành sản xuất và sử dụng, tính công nghệ vv...).

Mô hình chung thường bao gồm các mô hình bộ phận, mà chúng thể hiện các nhân tố riêng của sự hoạt động của hệ.

Mô hình thực hiện việc biến đổi các tham số đầu vào (thể hiện các chế độ tải trọng, môi trường vv...) thành các tham số đầu ra (đặc trưng cho các quá trình và trạng thái của hệ).

Thí dụ, khi thiết kế các cánh của tuốc bin khí, người ta sử dụng các thông số đầu vào như số vòng quay của rô to, áp lực, vận tốc, nhiệt độ và lưu lượng của khí đi vào tuốc bin, các bán kính tại các tiết diện đầu và cuối vv... Các tham số đầu ra gồm các chỉ số, mà nó đặc trưng cho thành phần của khí ở đầu ra của tuốc bin như ứng suất và nhiệt độ của cánh tuốc bin, dạng profin của tiết diện của các cánh tại các bán kính khác nhau vv...

*Các bloc biến đổi* chứa các bloc và các mô đun, mà mỗi bloc và mô đun này thực hiện các phần biến đổi xác định (thí dụ: tính ứng suất trong cánh tuốc bin vv...).

Các tham số đầu vào chia ra thành *tham số đã cho* (mà chúng tham gia vào trong mô hình của hệ chung nhiều hơn) và *tham số điều khiển*. Chính các tham số điều khiển hay tham số trong này cho phép thực hiện các quá trình tối ưu. Các quá trình tối ưu này được thực hiện nhờ các *bloc tối ưu trong*. Trong bloc này chứa các điều kiện tối ưu vạn năng và đơn giản nhất (khối lượng nhỏ nhất, hiệu suất cao nhất...), mà chúng cho phép đạt được các tối ưu cục bộ. *Bloc tổ chức*, mà nó xác định các vùng trị số có thể xảy ra của các tham số điều khiển và tham số đầu ra, có vai trò rất quan trọng.

Mô hình còn chứa các *ngân hàng dữ liệu* (nơi lưu trữ thông tin cần thiết để làm việc) và *bloc điều khiển*. Bloc điều khiển cho phép tác động lên các tham số bổ sung, thực hiện việc đổi phương án vv... Trong mô hình có thể có *bloc hiển thị trực tiếp* - nơi tạo nên các hình ảnh và các thông tin. Tất cả các bloc của mô hình có quan hệ với nhau, và bản thân mô hình cũng có thể là một bộ phận của một mô hình phức tạp hơn.

Sự làm việc của các mô hình được thực hiện theo nguyên tắc làm gần đúng liên tiếp.

Ban đầu, người ta sử dụng các giá trị đầu tiên của các tham số điều khiển. Chúng cùng với các tham số đã cho tham gia vào bloc biến đổi, nơi mà các tham số đầu ra được hình thành. Các tham số đầu ra được định hướng trong các bloc tối ưu và bloc tổ chức, nơi mà trong đó hình thành các chỉ dẫn về sự thay đổi các giá trị khởi thủy của các tham số điều khiển. Sau đó chúng được đưa đến các phép tính gần đúng tiếp theo, trong khi đó các chu trình để hoàn thiện quá trình tối ưu hoá vẫn tiếp tục diễn ra.

Các kết quả cuối cùng được nhập vào ngân hàng dữ liệu và nhập vào các mô hình tiếp theo của hệ thống.

### **§3- Các nguyên tắc chung để thành lập hệ thiết kế tự động**

Khi xây dựng một hệ thống thiết kế tự động phải sử dụng hợp lý các nguyên tắc chung sau:

- Nguyên tắc bloc - mô đun;
- Nguyên tắc cấp bậc;
- Nguyên tắc thích nghi và phát triển;
- Nguyên tắc thống nhất thông tin;
- Nguyên tắc lập.

*Nguyên tắc bloc- mô đun* được xây dựng trên cơ sở một hệ thống được thành lập từ các bloc và các mô đun độc lập.

*Bloc* của hệ thống thiết kế tự động là một phần của hệ thống, có chức năng xác định (thí dụ bloc tổ chức, bloc động lực học khí vv...).

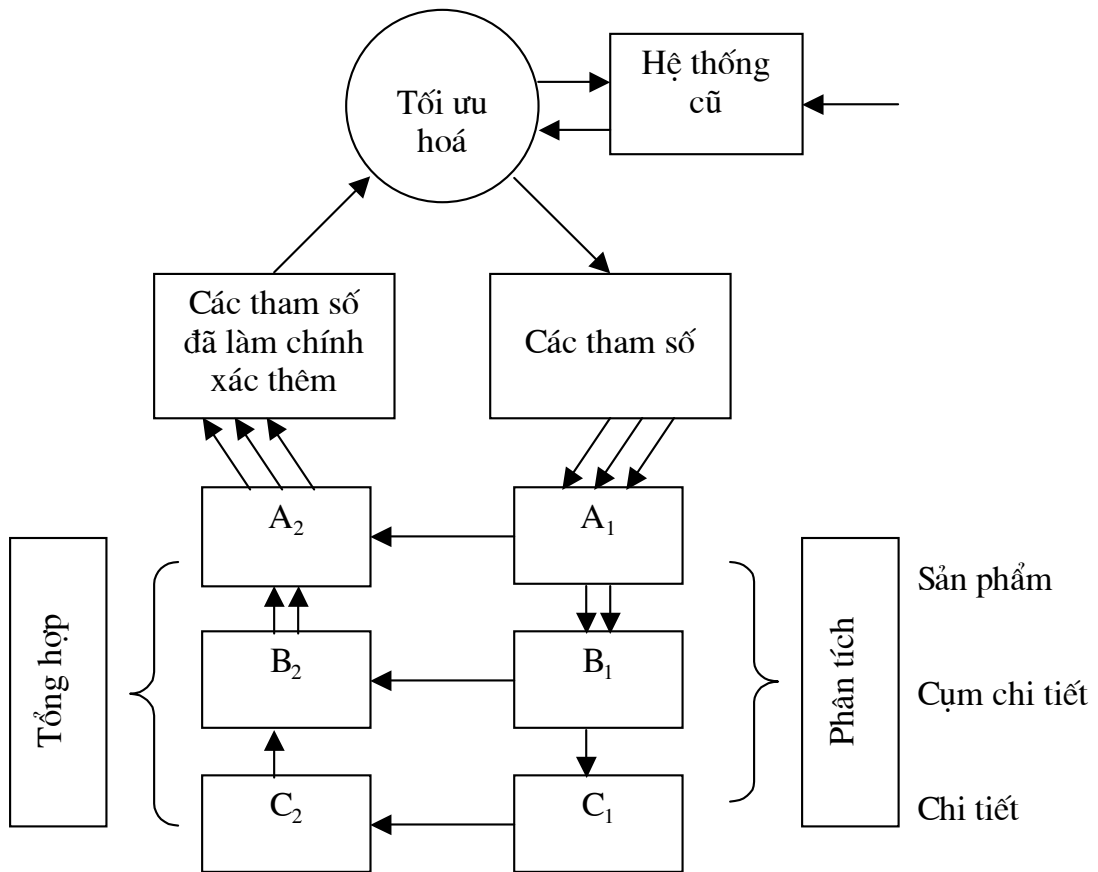
*Mô đun* là những phân tử cấu trúc nhỏ nhất của bloc (thí dụ mô đun để xác định ứng suất kéo, tính mô men xoắn vv...).

Mỗi bloc của hệ sẽ thực hiện các nhiệm vụ xác định, có thông tin đầu vào và đầu ra của mình, nó được thành lập và được tách ra biệt lập chỉ sau khi tham gia vào trong hệ thống thiết kế tự động. Trong các bloc còn chia ra bloc tiêu chuẩn (Thí dụ bloc giải hệ phương trình, bloc bài toán lý thuyết đàn hồi phẳng vv...). Các bloc tiêu chuẩn là bất biến đối với các chi tiết và cụm chi tiết được tham gia mô hình toán học, giống như các chi tiết tiêu chuẩn. Khi thiết lập các bloc tiêu chuẩn, người ta sử dụng rộng rãi các thư viện chương trình chuẩn. Việc áp dụng nguyên tắc bloc-mô đun là rất cần thiết, bởi vì việc xây dựng thử đồng loạt các hệ thống thường hay kết thúc thất bại.

*Nguyên tắc cấp bậc* của mô hình là mỗi mô hình toán học được xây dựng như một thành phần tạo nên mô hình cấp cao hơn. Thí dụ, mô hình toán học của chi tiết tham gia vào mô hình cụm chi tiết, và mô hình của cụm chi tiết lại tham gia vào mô hình của sản phẩm.

Nguyên tắc cấp bậc phản ánh sự hơn kém cấp hạng trong một hệ thống phức tạp bất kỳ.

*Nguyên tắc thích nghi và phát triển* của hệ thống thiết kế tự động cần phải phù hợp với thực tế phức tạp của thiết kế. Các phương pháp tính và thiết kế, sự đảm bảo của các chương trình của chúng phải là yếu tố cơ bản khi soạn thảo mô hình toán học.



Hình 4.3.1: Sơ đồ quá trình hoạt động của hệ thống thiết kế tự động

Một cách hợp lý, có thể sử dụng độc lập khi thực hiện các phép tính kỹ thuật cho các mô hình và các khối của chúng. Điều này làm thúc đẩy nhanh và giảm bớt việc tổng hợp các hệ phức tạp, việc soạn thảo hệ thống thiết kế tự động.

Khi thành lập một hệ thống cần phải dự kiến trước khả năng tham gia vào các mô đun mới và tác động tương hỗ rộng rãi với các hệ thống khác.

*Nguyên tắc thống nhất thông tin:* theo nguyên tắc này, tất cả các dòng thông tin trong hệ thống phải dung hợp với nhau. Việc xây dựng chương trình phải được thực hiện bằng một trong các ngôn ngữ vạn năng (thí dụ ngôn ngữ PL, ngôn ngữ Fortran). Các thuật ngữ, các ký hiệu, các thứ nguyên phải thống nhất trong toàn hệ thống. Sẽ là hợp lý nếu bước đầu thành lập hệ thống đã đưa ra các yêu cầu thống nhất cho các chương trình, mà nó được thực hiện bởi các mô hình và các khối của hệ thống (hướng dẫn, mô tả, đồ thị thuật toán vv...).

Khi có nhiều chương trình cùng hoạt động thì cần thiết phải có các chương trình điều khiển. Để xây dựng các chương trình này và để chúng làm việc được thuận tiện, phải sử dụng các ngôn ngữ vạn năng thích hợp cho hệ thống thiết kế tự động – với các từ khoá và các phương pháp điều khiển hay thêm các thủ tục điều khiển vào ngôn ngữ thuật toán điều khiển.

*Nguyên tắc lập của hệ thống thiết kế tự động:* theo nguyên tắc này, các kết quả được làm chính xác dần và cụ thể hoá bằng phương pháp gần đúng liên tiếp.

Sơ đồ chung về sự hoạt động của hệ thống cho trên hình 4.3.1. Ban đầu, xuất phát từ nhu cầu của hệ thống cũ và tối ưu hoá sơ bộ, người ta xây dựng các yêu cầu kỹ thuật cho các tham số cơ bản của sản phẩm. Các tham số này tham gia vào các đường dây phân tích, nơi mà người ta nghiên cứu các đặc trưng kỹ thuật của các dạng sản phẩm khác nhau và các phương án kết cấu của chúng một cách tỉ mỉ hơn. Các điều kiện kỹ thuật đối với tất cả các sản phẩm cho phép chỉ ra các tham số cần thiết của cụm chi tiết và chi tiết, cung cấp khả

năng lựa chọn các sơ đồ kết cấu, xác định các kích thước, khuôn khổ, khối lượng, tiến hành tối ưu cục bộ chúng.

Sau khi “ hình dạng “ của các chi tiết đã được làm rõ thì bắt đầu quá trình tổng hợp. Dựa trên các đặc trưng kỹ thuật của các chi tiết, người ta làm chính xác thêm các tham số của các cụm chi tiết và các sản phẩm, và các tham số này được tham gia vào các bloc tối ưu hoá của hệ cũ. Trong bloc tối ưu hoá, các chỉ dẫn về sự biến đổi của các tham số và các đặc trưng của sản phẩm được thành lập, và chức năng mới của chúng là tham gia vào đường dây phân tích cho vòng lặp thứ hai (chu kỳ thứ hai), và quá trình tiếp tục được lặp lại.

Một đặc điểm rất quan trọng của quá trình lặp của thiết kế tự động là: Các chu trình đầu tiên chỉ được thực hiện với mô đun cấp sản phẩm và mô đun cấp cụm chi tiết. Việc soạn thảo các thiết kế từng giai đoạn của bài toán kỹ thuật và các yêu cầu kỹ thuật được thực hiện trong các mô đun này.

Chu trình đầy đủ với tất cả các cấp của mô đun chỉ được thực hiện sau khi đã xác định được kết cấu cơ bản của sản phẩm.

Nguyên tắc lặp được sử dụng không chỉ để tính toán cả hệ mà còn để tính từng mô đun riêng.

#### §4- Mục đích và phương pháp tối ưu hoá

Một trong các ưu điểm cơ bản của hệ thống thiết kế tự động là khả năng lựa chọn phương án giải tối ưu. Thiết kế tự động và thiết kế tối ưu là hai việc đồng thời. Khái niệm lời giải tối ưu được hiểu là sự lựa chọn phương án tốt nhất theo một vài mục tiêu trong số nhiều khả năng có thể xảy ra.

Cần phải chú ý đến nguyên tắc cơ bản của tối ưu hoá: Việc đánh giá chất lượng của hệ thống cấp này xác định nhờ hiệu quả hoạt động của nó trong hệ thống cấp cao hơn.

Tuy nhiên trong tính toán thực tế, với phần lớn các trường hợp, có thể sử dụng tối ưu hoá trong và tối ưu hoá cục bộ của chi tiết, cụm chi tiết và của tất cả sản phẩm, mà các tối ưu hoá này rất cần thiết cho tối ưu hoá toàn bộ.

Mục đích của tối ưu hoá cục bộ có thể là hiệu suất cao nhất, khối lượng nhỏ nhất, chí phí chế tạo ít nhất vv...

*Bài toán tối ưu tổng quát* được phát biểu như sau:

Cực đại hoá (cực tiểu hoá) hàm

$$f(x) \rightarrow \max(\min) \quad (4.4.1)$$

Với các điều kiện:

$$\begin{cases} g_i(x) (\leq, =, \geq) b_i, i = \overline{1, m} \\ x \in X \subset R^n \end{cases} \quad (4.4.2)$$

Bài toán (4.4.1) và (4.4.2) được gọi là một quy hoạch; hàm  $f(x)$  được gọi là hàm mục tiêu, các hàm  $g_i(x), i = \overline{1, m}$  được gọi là các hàm ràng buộc; mỗi đẳng thức hoặc bất đẳng thức trong hệ (4.4.2) được gọi là một ràng buộc. Tập hợp

$$D = \left\{ x \in X \mid g_i(x) (\leq, =, \geq) b_i, i = \overline{1, m} \right\} \quad (4.4.3)$$

được gọi là miền ràng buộc (hay miền chấp nhận được).

Mỗi điểm  $x = (x_1, x_2, \dots, x_n) \in D$  được gọi là một phương án (hay một lời giải chấp nhận được). Một phương án  $x^* \in D$  đạt cực đại (hay cực tiểu) của hàm mục tiêu, cụ thể là:

$$f(x^*) \geq f(x), \forall x \in D \quad (\text{Đối với bài toán max})$$

$$f(x^*) \leq f(x), \forall x \in D \quad (\text{Đối với bài toán min})$$

được gọi là phương án tối ưu (lời giải tối ưu). Khi đó giá trị  $f(x^*)$  được gọi là giá trị tối ưu của bài toán.

**Phân loại các bài toán tối ưu:**

Một trong những phương pháp hiển nhiên nhất để giải bài toán đặt ra là phương pháp điểm diện: Tính giá trị hàm mục tiêu  $f(x)$  trên tất cả các phương án, sau đó so sánh các giá trị tính được để tìm ra giá trị tối ưu và phương án tối ưu của bài toán. Tuy nhiên cách giải quyết này khó có thể thực hiện được, ngay cả khi kích thước của bài toán (số biến  $n$ , số ràng buộc  $m$ ) là không lớn, bởi vì tập  $D$  thông thường gồm một số rất lớn các phần tử, trong nhiều trường hợp còn là không đếm được. Do vậy để giải các bài toán tối ưu cần phải có những nghiên cứu trước về mặt lý thuyết để có thể tách bài toán tổng quát thành những lớp bài toán “dễ giải”. Các nghiên cứu lý thuyết đó thường là:

- Nghiên cứu các tính chất của các thành phần bài toán (hàm mục tiêu, các hàm ràng buộc, các biến số, các hệ số...);

- Các điều kiện tồn tại lời giải chấp nhận được;

- Các điều kiện cần và đủ của cực trị;

- Tính chất của các đối tượng nghiên cứu.

Dựa trên tính chất của các thành phần bài toán và đối tượng nghiên cứu, người ta phân các bài toán tối ưu (quy hoạch toán học) thành các loại sau:

- Quy hoạch tuyến tính nếu hàm mục tiêu  $f(x)$  và tất cả các hàm ràng buộc  $g_i(x), i = \overline{1, m}$  là tuyến tính;

- Quy hoạch tham số nếu các hệ số trong biểu thức của hàm mục tiêu và của các hàm ràng buộc phụ thuộc tham số;

- Quy hoạch động nếu đối tượng xét là quá trình có nhiều giai đoạn nói chung, hay các quá trình phát triển theo thời gian nói riêng;

- Quy hoạch phi tuyến nếu  $f(x)$  hoặc có ít nhất một trong các hàm  $g_i(x)$  là phi tuyến, hoặc cả hai trường hợp đó cùng xảy ra;

- Quy hoạch rời rạc nếu miền ràng buộc  $D$  là tập rời rạc. Trong trường hợp riêng khi các biến chỉ nhận giá trị nguyên ta có quy hoạch nguyên.

- Quy hoạch đa mục tiêu nếu trên cùng miền ràng buộc ta xét các hàm mục tiêu khác nhau.

Có nhiều phương pháp giải các bài toán tối ưu đơn mục tiêu (như phương pháp biến đổi đơn hình, phương pháp gradien, phương pháp tìm kiếm trực tiếp vv...) và bài toán tối ưu đa mục tiêu (phương pháp người - máy, phương pháp nhượng bộ dân). Những phương pháp này đã được trình bày trong các tài liệu chuyên ngành.



## Phần V

### CÁC TIẾT MÁY GHÉP

Để tạo thành một cụm máy hay một máy, các chi tiết và các bộ phận máy được liên kết với nhau bằng cách này hoặc cách khác. Có hai loại liên kết: *liên kết động* như các bản lề, ổ trục, các bánh răng ăn khớp v.v... và *liên kết cố định* như mối ghép ren, mối ghép then, mối ghép bằng hàn v.v...

Các liên kết động được xác định theo sơ đồ động học. Các liên kết cố định được sử dụng do sự cần thiết đơn giản hoá việc chế tạo, giảm nhẹ lắp ráp, sửa chữa, vận chuyển ... Trong chế tạo máy các liên kết cố định được gọi là các *mối ghép*. Các mối ghép được chia ra làm hai loại lớn: *mối ghép tháo được* và *mối ghép không tháo được*.

Với các mối ghép tháo được, ta có thể tách ra các bộ phận máy rời nhau mà các CTM ghép không bị hỏng. Các mối ghép ren, then, then hoa v.v... thuộc loại này.

Đối với các mối ghép không tháo được, ta không thể tháo rời các bộ phận máy mà không làm hư hỏng một phần hoặc hoàn toàn các CTM ghép. Mối ghép bằng đinh tán, ghép bằng hàn thuộc loại này.

Thiết kế các mối ghép là công việc quan trọng vì phần lớn các gãy hỏng của máy thường xảy ra tại chỗ các mối ghép.

Chỉ tiêu cơ bản về khả năng làm việc và tính toán mối ghép là độ bền - độ bền tĩnh và độ bền mỏi. Cần cố gắng bố trí kết cấu sao cho đạt được độ bền đều giữa các phần tử của mối ghép, để có thể sử dụng hết khả năng chịu tải của vật liệu.

Trong một số trường hợp, ngoài độ bền, mối ghép còn đòi hỏi độ kín khít như các bình chứa, ống dẫn khí v.v...

# Bài 1: GHÉP BẰNG THEN VÀ THEN HOA

## §1- Môi ghép then

### 1- Công dụng, phân loại

#### a- Công dụng

- Ghép bằng then là môi ghép tháo được, được dùng để truyền mô men xoắn hoặc để dẫn hướng.

- Môi ghép then được dùng rộng rãi vì cấu tạo đơn giản, chắc chắn, dễ tháo lắp, giá thành rẻ v.v... Nhược điểm chính của môi ghép là phải làm rãnh trên trục nên làm yếu trục (vì diện tích tiết diện bị giảm và sinh tập trung ứng suất). Trục bị gãy thường vì ứng suất tập trung chỗ rãnh then quá lớn. Bên cạnh đó ghép bằng then khó bảo đảm các tiết máy lắp ghép được chính xác và khả năng tải yếu.

- Ghép bằng then là môi ghép được tiêu chuẩn hoá. Vật liệu then phần lớn là thép có giới hạn bền  $500 \div 600$  MPa, thí dụ thép CT5, CT6, 40, 45, v.v...

#### b- Phân loại

Có thể chia môi ghép then thành 2 loại lớn:

- Then ghép lỏng: then bằng, then dẫn hướng và then bán nguyệt, tạo thành môi ghép lỏng.

- Then ghép căng: then ma sát, then vát, then tiếp tuyến, tạo thành môi ghép căng.

### 2- Then ghép lỏng:

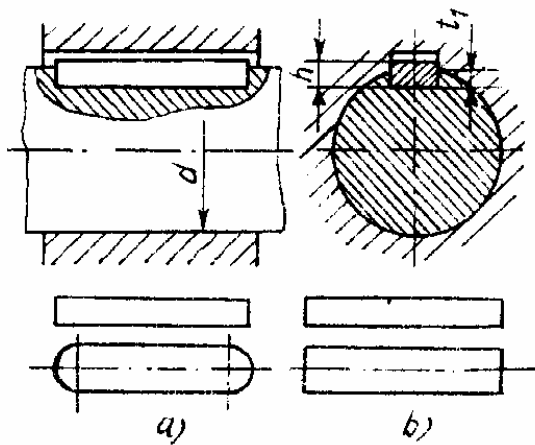
Môi ghép then lắp lỏng có mặt làm việc là hai mặt bên. Trong môi ghép có khe hở hướng tâm. Loại then này chỉ truyền được mô men xoắn chứ không truyền được lực dọc trục.

Then ghép lỏng gồm then bằng, then dẫn hướng và then bán nguyệt.

*Then bằng* có tiết diện là hình chữ nhật (hình 5.1.1), hai mút của then được gọt bằng hoặc gọt tròn.

Tiêu chuẩn quy định hai kiểu ghép tùy theo chiều sâu của rãnh trên trục và rãnh trên mayơ. Đối với mayơ bằng gang và bằng những vật liệu có độ bền kém hơn vật liệu trục thì dùng kiểu I (có rãnh trên mayơ sâu hơn kiểu II), còn các trường hợp khác dùng kiểu II (kích thước cho trong sổ tay).

Thông thường dùng một then bằng, nhưng đôi khi ở những kết cấu chịu tải trọng lớn, người ta dùng hai hoặc ba then. Hai then thường đặt dưới một góc  $180^\circ$ , nếu ba then thì đặt lệch nhau một góc  $120^\circ$ .



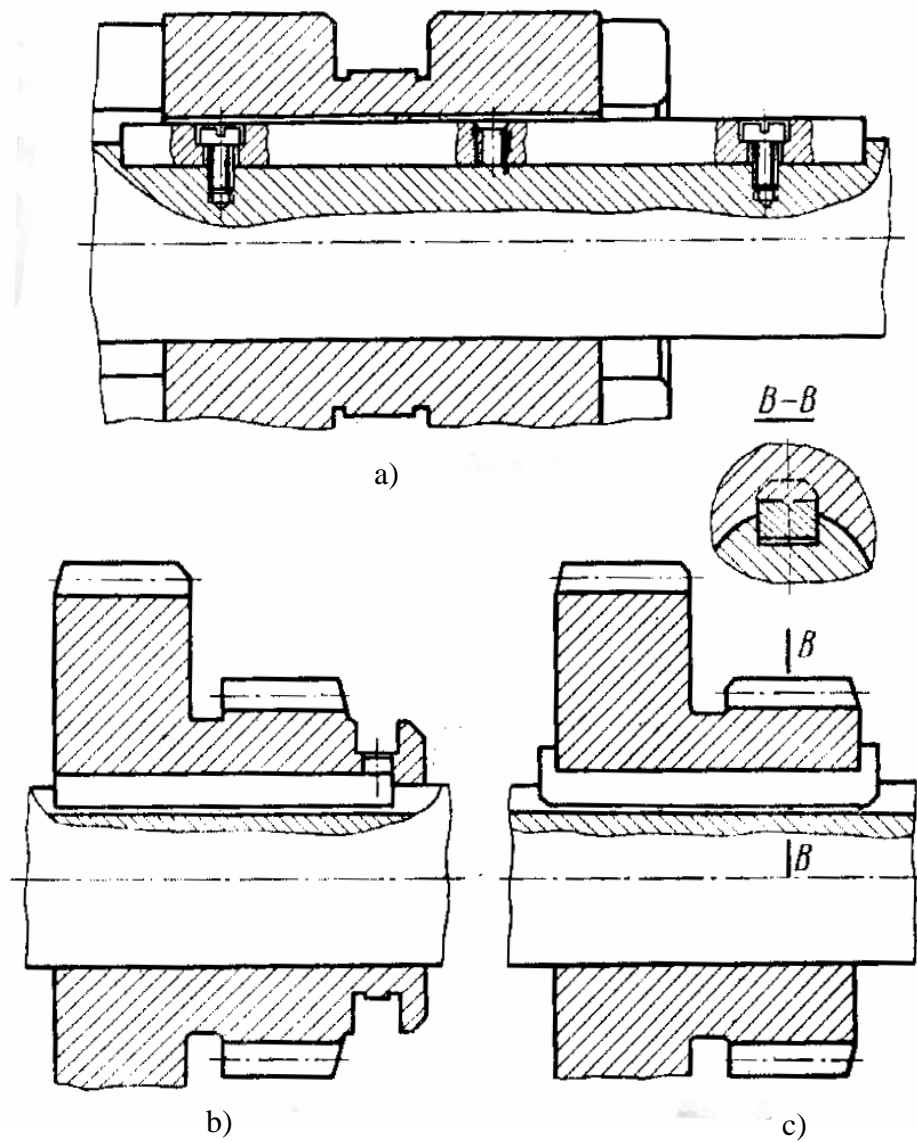
Hình 5.1.1: Môi ghép then bằng

Nhược điểm của then bằng là khó bảo đảm tính đối xứng, do đó hạn chế việc sử dụng trong sản xuất hàng loạt.

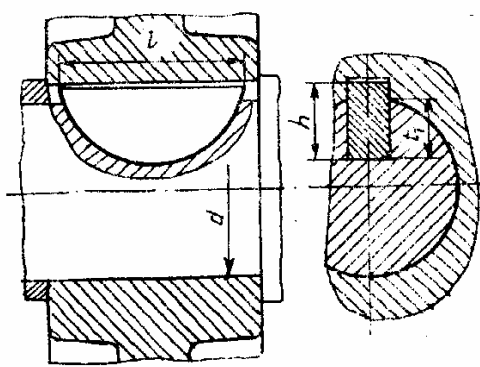
*Then dẫn hướng*: có hình dạng như then bằng, dùng trong trường hợp cần di động tiết máy dọc theo trục (thí dụ trong các hộp số v.v...). Khi chiều dài di trượt không lớn, then được bắt vít vào trục (hình 5.1.2a). Khi cần di động tiết máy một khoảng dài thì then được ghép với mayơ (hình 5.1.2b,c). Khả năng tải của then dẫn hướng kém hơn then hoa, do đó ít dùng hơn.

*Then bán nguyệt* (hình 5.1.3): Ưu điểm của then bán nguyệt là có thể tự động thích ứng với các độ nghiêng của rãnh mayơ; cách chế tạo then và rãnh then cũng đơn giản. Nhược điểm của then bán nguyệt là phải phay rãnh sâu trên trục làm trục bị yếu nhiều.

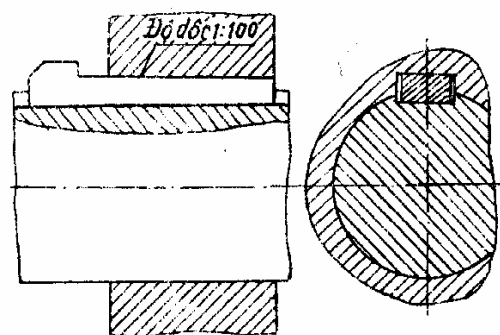
Then bán nguyệt chủ yếu dùng ở các môi ghép chịu tải trọng nhỏ. Khi mayơ ngắn dùng một then, nếu mayơ dài dùng hai then.



Hình 5.1.2: Mối ghép then dẫn hướng



Hình 5.1.3: Then bán nguyệt



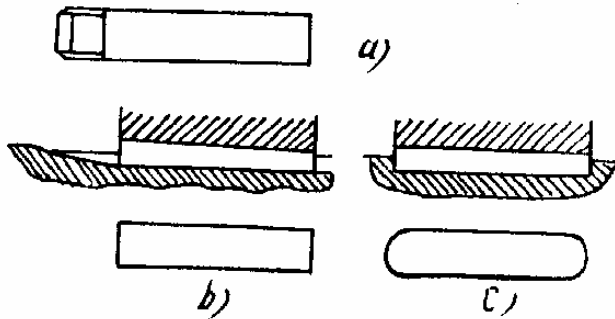
Hình 5.1.4: Then vát

**3- Sơ lược về then ghép căng**

Khác với then lắp lỏng, then lắp căng làm việc ở các mặt trên và dưới, còn ở mặt

bên thì có khe hở. Vì tạo thành mối ghép cứng nên then không những truyền được mô men xoắn, mà còn truyền cả được lực dọc trục. Đồng thời khả năng chịu va đập của loại then này tốt. Tuy nhiên mối ghép dễ gây lệch tâm nhiều, làm cho máy bị nghiêng đi và gây rung động cho các tiết máy ghép. Đó đó hiện nay rất ít dùng loại then này và trong các máy chính xác thì không dùng.

Then ghép cứng chia làm các loại: then vát, then ma sát và then tiếp tuyến. Trừ then tiếp tuyến, rãnh then trên máy phải có độ dốc bằng độ dốc của then.

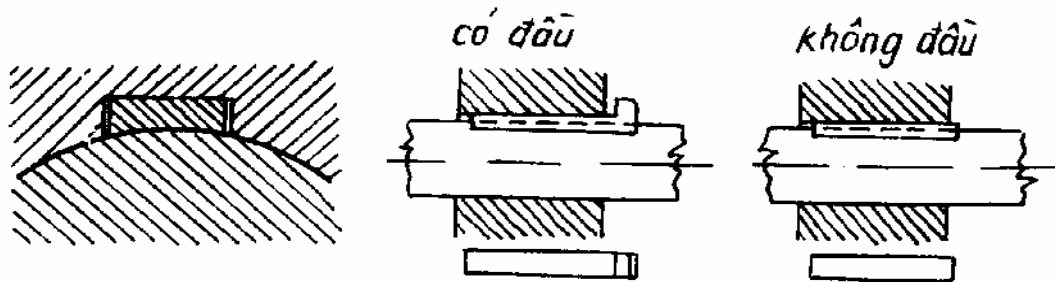


Hình 5.1.5: Các kiểu then vát

#### a- Then vát

Loại then này được vát một mặt để có độ dốc 1:100 (hình 5.1.4). Then vát có kiểu có đầu (hình 5.1.5a), có kiểu không đầu mà gọt bằng hoặc gọt tròn hai mút (hình 5.1.5b, c).

Then vát (hình 5.1.5) có tiết diện hình chữ nhật. Trục và máy đều phải làm rãnh nên trục bị yếu nhiều hơn so với dùng then ma sát, nhưng máy lại ít bị yếu hơn.

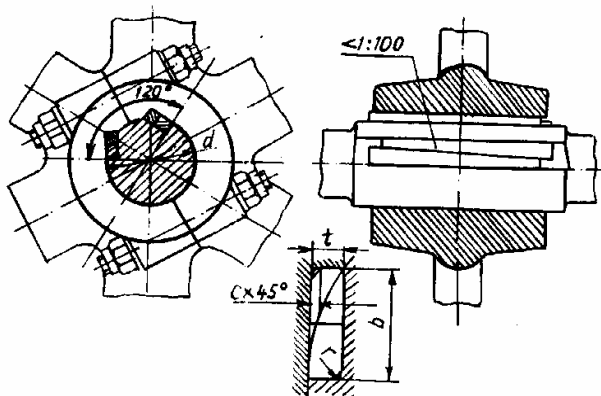


Hình 5.1.6: Then ma sát

#### b- Then ma sát

Mặt dưới của then ma sát (hình 5.1.6) là mặt trụ có cùng đường kính với trục. Khi đóng then áp chặt vào bề mặt trục (hai mặt bên có khe hở), then làm việc nhờ lực ma sát.

Ưu điểm của loại then này là không cần rãnh trên trục nên không làm yếu trục, ngoài ra, có thể lắp ở bất kỳ chỗ nào trên trục và khi quá tải, then có tác dụng bảo đảm an toàn.



Hình 5.1.7: Then tiếp tuyến

#### c- Then tiếp tuyến

Loại này do hai then vát một mặt tạo thành. Mặt làm việc là mặt hẹp, hai mặt làm việc song song với nhau. Mối ghép then tiếp tuyến khác với các mối ghép then vát kể trên ở chỗ có độ dôi theo phương tiếp tuyến (mà không theo hướng tâm), độ dôi này được tạo nên bằng cách đóng hai then vào rãnh. Then tiếp tuyến

làm việc dựa vào sự chèn dập trên hai mặt hẹp. Nếu dùng một then tiếp tuyến (một cặp then vát) thì chỉ truyền được mô men xoắn một chiều. Khi truyền mô men xoắn hai chiều phải dùng hai then tiếp tuyến đặt cách nhau dưới một góc  $120 \div 135^\circ$  (hình 5.1.7).

Mối ghép then tiếp tuyến được dùng trong ngành chế tạo máy hạng nặng, chịu tải trọng lớn.

#### d- Tính sức bền then lắp lỏng

Các phần tử của mối ghép then (tiết diện, rãnh v.v...) đều được tiêu chuẩn hoá, trong tiêu chuẩn có quy định kích thước của then ( $b \times h$ ), rãnh v.v... tùy theo đường kính trục  $d$  của từng loại then khác nhau. Vì vậy tính mối ghép then thường là tiến hành kiểm nghiệm ứng suất sinh ra trên bề mặt tiếp xúc hay trên tiết diện nguy hiểm hoặc xác định chiều dài của then theo ứng suất cho phép đã chọn.

Xét điều kiện làm việc của then bằng (hình 5.1.8) ta thấy các dạng hỏng có thể xảy ra là đập các mặt bên và bị cắt theo tiết diện A-A. Giả thiết áp suất và ứng suất phân bố đều trên bề mặt làm việc của then.

Điều kiện bền đập là:

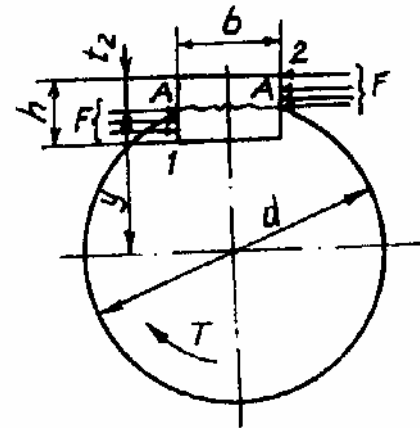
$$\sigma_d = \frac{F}{(h - t_1)l} = \frac{2T}{dl(h - t_1)} \leq [\sigma_d] \quad (5.1.1)$$

Điều kiện bền cắt có dạng:

$$\tau_c = F/b_l = 2T/bdl \leq [\tau_c] \quad (5.1.2)$$

Trong đó:

- l - chiều dài làm việc của then;
- $t_1$  - chiều sâu rãnh then trên trục;
- $[\sigma_d]$  - ứng suất đập cho phép (MPa);
- $[\tau_c]$  - ứng suất cắt cho phép (MPa);
- T - mômen xoắn truyền qua mối ghép then (Nmm);
- d - đường kính trục (mm).



Hình 5.1.8: Sơ đồ tính then bằng

Tùy trị số mômen xoắn đã cho có thể xác định được chiều dài then theo công thức (5.1.1) hoặc (5.1.2). Nếu l tính được lớn hơn chiều dài mayơ, phải tăng chiều dài mayơ (trong điều kiện có thể) hoặc tăng số then, nhưng thường không nên lấy quá hai then (nếu dùng 2 then thì các then đặt lệch nhau  $180^\circ$ ).

Tính mối ghép then bán nguyệt cũng tiến hành tương tự như trên.

## §2- Mối ghép then hoa

### 1- Giới thiệu, công dụng, phân loại

Ghép bằng then hoa là ghép mayơ vào trục nhờ các răng của trục lồng vào các rãnh đã được chế tạo sẵn trên mayơ. 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.

So với ghép then, mối ghép then hoa có những **ưu điểm** sau đây:

- Đảm bảo mối ghép được đồng tâm hơn, dễ di động tiết máy trên trục.
- Khả năng chịu tải lớn hơn so với mối ghép then cùng kích thước, do diện tích bề mặt làm việc lớn hơn và tải trọng phân bố đều hơn trên các răng.
- Độ bền mỏi cao hơn, chịu va đập và tải trọng động tốt hơn.

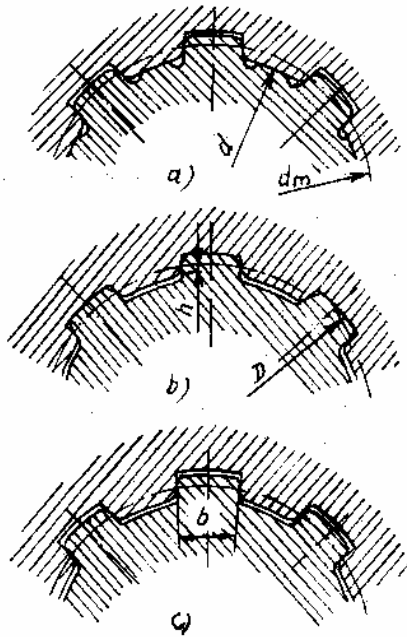
**Nhược điểm:**

- Có tập trung ứng suất ở góc rãnh (ít hơn so với mối ghép then).
- Tải trọng phân bố giữa các răng không đều nhau.
- Cần có những dụng cụ và thiết bị chuyên môn để chế tạo và kiểm tra.

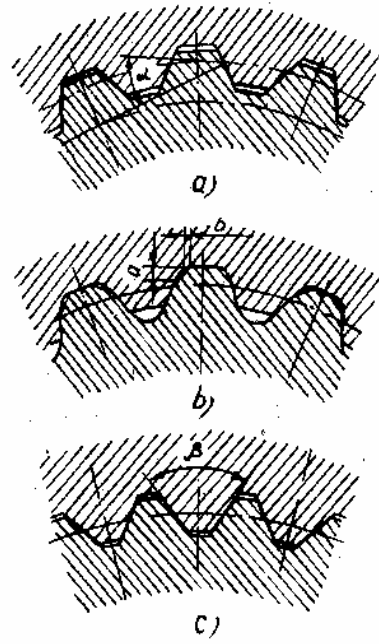
**Phân loại:**

- Theo tính chất của mối ghép có thể chia ra làm hai loại: *Ghép cố định* khi mayơ được cố định trên trục (không thể trượt dọc trục); *ghép di động* khi mayơ có thể trượt dọc trục.

Trong trường hợp ghép di động, trục có dạng hình trụ; còn trường hợp ghép cố định, trục có thể chế tạo hình trụ hoặc hình côn. Then hoa hình côn làm cho mayơ khít với trục, làm việc tốt ngay cả khi chịu tải trọng thay đổi. Mối ghép này chủ yếu được dùng trong ô tô, máy kéo v.v... Ở đây ta chỉ nghiên cứu mối ghép then hoa hình trụ.



Hình 5.1.9: Then hoa răng chữ nhật



Hình 5.1.10: Then hoa răng thân khai và răng tam giác

- Theo dạng răng phân ra: then hoa răng chữ nhật (hình 5.1.9), răng thân khai (hình 5.1.10a, b) và răng tam giác (hình 5.1.10c); trong đó then hoa răng chữ nhật được dùng nhiều hơn cả.

Kích thước của then hoa được chọn trong các sổ tay chi tiết máy.

## 2- Các phương pháp định tâm mối ghép then hoa

Có 3 phương pháp định tâm then hoa:

- Định tâm theo cạnh bên (hình 5.1.9c; 5.1.10a; 5.1.10c)
- Định tâm theo đường kính ngoài (hình 5.1.9a; 5.1.10b)
- Định tâm theo đường kính trong (hình 5.1.9a).

Định tâm theo cạnh bên không bảo đảm được chính xác độ đồng tâm giữa mayơ và trục, nhưng tải trọng phân bố đều trên các răng. Vì vậy kiểu lắp này dùng cho các mối ghép chịu mômen xoắn lớn nhưng không yêu cầu cao về độ đồng tâm.

Với những kết cấu yêu cầu độ đồng tâm cao, dùng kiểu lắp theo đường kính ngoài hoặc theo đường kính trong. Dùng kiểu lắp theo đường kính ngoài khi lỗ mayơ không nhiệt luyện hoặc độ rắn không lớn, có thể trượt được. Trường hợp ngược lại thì dùng kiểu lắp theo đường kính trong. Lắp theo đường kính trong có thể đạt được độ đồng tâm cao hơn.

## 3- Tính sức bền mối ghép then hoa

Cũng như mối ghép then bằng, mối ghép then hoa có thể bị hỏng do dập bề mặt làm việc. Ngoài ra, do biến dạng và khe hở, gây nên những dịch chuyển tương đối giữa các bề mặt làm việc, mối ghép then hoa có thể bị hỏng do mòn.

Để tránh dập, có thể tính toán qui ước theo điều kiện ứng suất trung bình  $\sigma_d$  trên bề mặt làm việc của then hoa không vượt quá trị số cho phép.

$$\sigma_d = \frac{2T}{d_m l h z \psi} \leq [\sigma_d] \quad (5.1.3)$$

Trong đó: T - mômen xoắn truyền qua mối ghép (N.mm);

l - chiều dài mối ghép (mm);

$d_m$  - đường kính trung bình của then hoa (mm) (hình 5.1.9a);

z - số răng;

$\psi = 0,7 \div 0,8$  - hệ số xét đến sự phân bố tải không đều trên các răng.

$[\sigma_d]$  - ứng suất dập cho phép (Mpa);

$h$  - chiều cao bề mặt tiếp xúc của răng (mm):  
- Với răng chữ nhật (hình 5.1.9):

$$h = \frac{D - d}{2} - 2f; \quad d_m = \frac{D + d}{2}$$

với  $f$  - cạnh vát đỉnh răng;

- Với răng thân khai (hình 5.1.10a, b):

$$h = 0,8m; \quad d_m = mZ;$$

với  $m$  - môđun của răng;

- Với răng tam giác (hình 5.1.10c).

$$h = \frac{D_b - d_a}{2}; \quad d_m = \frac{D_b + d_a}{2}$$

với  $D_b$ ,  $d_a$  là đường kính đỉnh và đường kính chân của then hoa tam giác (cho trong sổ tay).

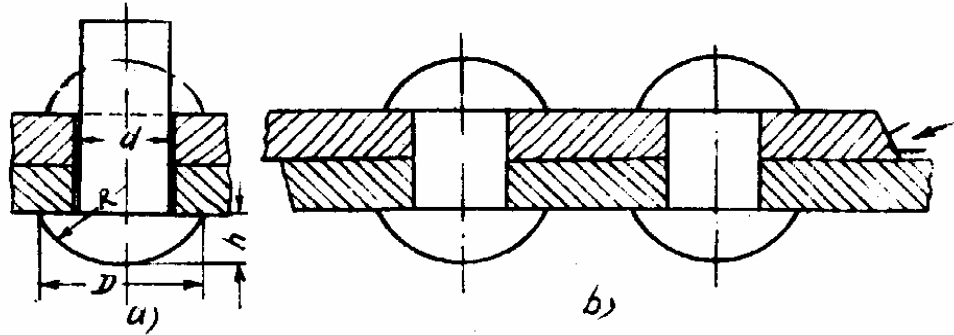
Vì những kích thước then hoa đã được tiêu chuẩn hoá và chọn theo đường kính của trục, cho nên tính then hoa thường là định chiều dài tính toán một của răng hoặc kiểm nghiệm ứng suất trên bề mặt làm việc theo các công thức trên.

## Bài 2: GHÉP BẰNG ĐINH TÁN

### §1- Khái niệm chung

#### 1- Giới thiệu, phân loại

Đinh tán là một thanh hình trụ tròn, một đầu có mũ gọi là *mũ sẵn*, còn đầu kia sẽ tán thành *mũ tán*, sau khi đặt vào lỗ trên chi tiết ghép (hình 5.2.1).



Hình 5.2.1: Mỗi ghép đinh tán

Đinh tán được chế tạo bằng thép tròn. Lỗ đinh chế tạo bằng cách đột hoặc khoan, hoặc trước đột sau khoan. Đột lỗ là phương pháp cho năng suất cao nhưng chỉ dùng được đối với những tấm không dày quá 25mm, đồng thời phương pháp này tạo nên những vết nứt nhỏ quanh mép lỗ.

Đinh có thể tán bằng phương pháp tán nguội (không nung nóng đinh) hoặc phương pháp tán nóng (nung đầu đinh tới nhiệt độ  $1000 \div 1100^{\circ}\text{C}$ ). Tán nguội dùng cho các đinh tán bằng thép đường kính dưới  $8 \div 10\text{mm}$  hoặc đinh tán bằng kim loại màu đường kính bất kỳ. Tán nóng dùng cho các đinh tán bằng thép đường kính trên  $8 \div 10\text{mm}$ .

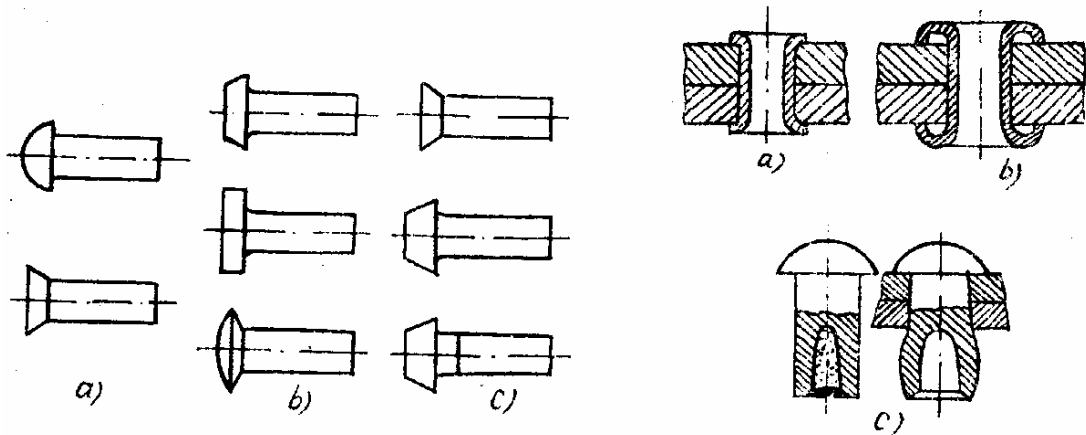
Việc tán đinh có thể thực hiện bằng tay hoặc bằng máy.

Để mối ghép được kín người ta tán biên, bằng cách dùng búa và đục bằng tán quanh mép biên (hình 5.2.1b).

Theo hình dạng mũ đinh, có thể chia ra các loại: đinh mũ chỏm cầu, mũ côn, mũ chìm, mũ nửa chìm v.v... (hình 5.2.2). Đinh tán mũ chỏm cầu được thông dụng hơn cả vì dễ chế tạo.

Ngoài các loại đinh tán kể trên, còn dùng các loại đinh tán đặc biệt khác nữa: đinh tán rỗng (hình 5.2.3a,b), đinh tán nở (hình 5.2.3c).

Đinh tán thép thường làm bằng thép tròn, vật liệu thường dùng là thép ít cacbon như CT2, CT3, 10, 15, v.v... Đôi khi dùng thép hợp kim, đồng, nhôm v.v...



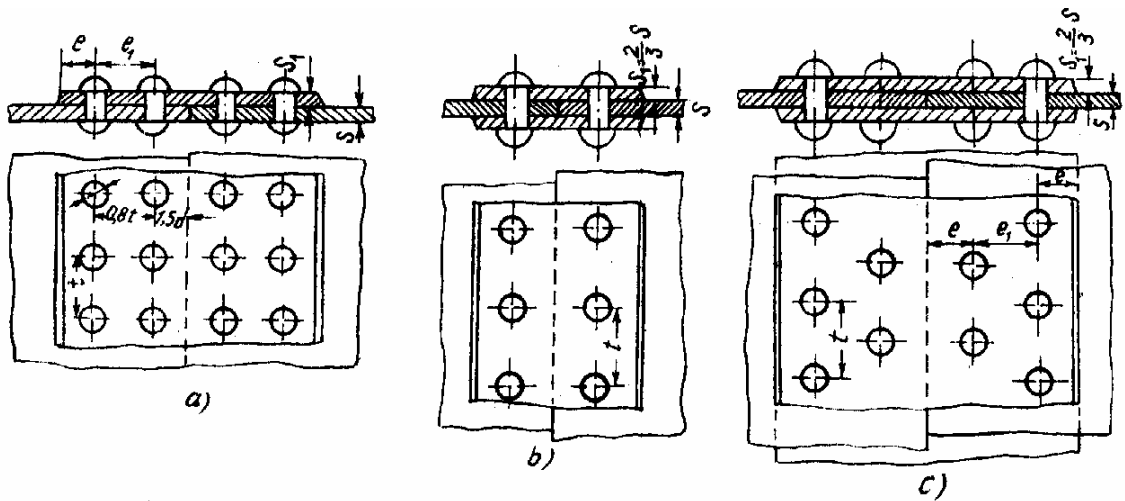
Hình 5.2.2: Các loại đinh tán

#### Phân loại:

Theo công dụng các mối ghép đinh tán được chia ra:

Hình 5.2.3: Đinh tán đặc biệt





Hình 5.2.4: Mối ghép đinh tán giáp mối

- Mối ghép chắc: chỉ dùng để truyền tải; dùng trong các kết cấu như cầu, dàn cần trục v.v...

- Mối ghép chắc kín: vừa dùng để truyền tải, vừa có tác dụng kín khí; dùng trong các nồi hơi, bình chứa có áp suất cao.

Theo hình thức cấu tạo: có mối ghép chồng (hình 5.2.1), mối ghép giáp mối có một hoặc hai tấm đệm (hình 5.2.4).

Theo số dãy đinh: mối ghép một, hai hoặc nhiều dãy đinh.

## 2- Ưu, nhược điểm, phạm vi sử dụng

**Ưu điểm:** Làm việc tin cậy, chắc chắn, dễ kiểm tra chất lượng mối ghép; Có khả năng chịu tải thay đổi và chấn động.

**Nhược điểm:** Tốn kim loại, giá thành cao do phí tổn lao động lớn.

**Phạm vi sử dụng:** Ngày nay do sự phát triển của ngành hàn, phạm vi sử dụng của đinh tán đang dần dần bị thu hẹp.

Tuy nhiên, ghép đinh tán còn được dùng phổ biến trong các trường hợp sau:

- Những mối ghép đặc biệt quan trọng và những mối ghép trực tiếp chịu tải trọng chấn động hoặc va đập (như cầu, dàn cần trục trên 200 tấn v.v..).

- Những mối ghép nếu đốt nóng sẽ bị vênh hoặc giảm chất lượng (do đó không hàn được).

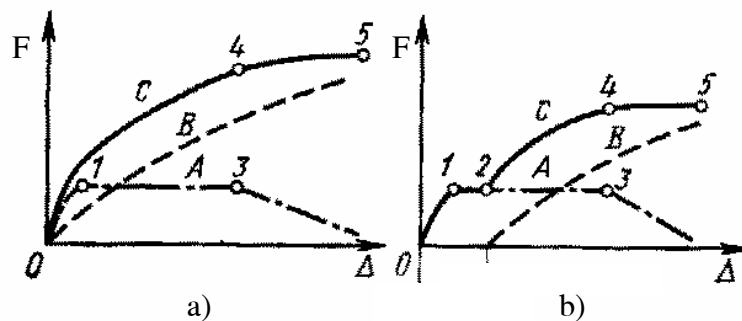
- Những mối ghép bằng các vật liệu chưa hàn được.

## §2- Cơ sở tính toán mối ghép đinh tán

### 1- Nguyên tắc truyền tải trọng

Mối ghép đinh tán có thể truyền tải trọng bằng 2 phương pháp: bằng ma sát trên mặt tiếp xúc giữa hai tấm ghép và bằng cách gây ứng suất trong thân đinh.

Trường hợp tán nóng, lúc nguội thân đinh co lại theo chiều dọc và chiều ngang. Đinh co theo chiều dọc gây nên lực dọc xiết chặt các tấm ghép lại với nhau, nhờ đó giữa các tấm ghép sẽ sinh ra lực ma sát. Đinh co theo chiều ngang tạo nên khe hở giữa lỗ và thân đinh.



Hình 5.2.5: Khả năng tải của mối ghép đinh tán

Thông thường mối ghép đinh tán chịu tải trọng ngang có xu hướng kéo các tấm ghép trượt tương đối với nhau.

Khi tải trọng nhỏ, chưa vượt quá lực ma sát cực đại trên bề

mặt tiếp xúc của các tấm, tải trọng được truyền từ tấm nọ sang tấm kia nhờ lực ma sát. Trên đồ thị chuyển vị - tải trọng (hình 5.2.5b) giai đoạn này được biểu thị bằng đoạn 0 - 1.

Nếu tải trọng được tiếp tục tăng lên cho tới khi lớn hơn lực ma sát, các tấm ghép sẽ trượt đối với nhau một khoảng bằng khe hở giữa lỗ và thân đinh (đoạn nằm ngang 1 - 2 trên đồ thị). Khi trượt hết khe hở (điểm 2), tải trọng vừa được truyền nhờ lực ma sát, vừa truyền bằng cách gây ứng suất trong thân đinh.

Trường hợp tán nguội, đường kính đinh sẽ lấp đầy lỗ đinh và sẽ xiết chặt các tấm ghép lại. Khi này, mối ghép ngay từ đầu đã truyền tải trọng vừa bằng ma sát trên mặt tiếp xúc, vừa bằng cách gây ứng suất trong thân đinh.

Hình 5.2.5 biểu thị khả năng tải của mối ghép đinh tán (Hình 5.2.5a- trường hợp tán nguội; Hình 5.2.5b- trường hợp tán nóng):

- Đường A: quan hệ giữa lực ma sát và biến dạng;
  - Đường B: quan hệ giữa lực tác dụng lên thân đinh và biến dạng;
  - Đường C: khả năng tải của mối ghép – bằng tổng tung độ của hai đường A và B;
- Như vậy, khả năng chịu tải của mối ghép tán nguội cao hơn tán nóng.

## 2- Sự phân bố tải trọng

- Trong mối ghép nhiều hàng đinh, lực phân bố không đều trên các hàng. Tình hình phân bố lực phụ thuộc nhiều yếu tố: tính đàn hồi của vật liệu; tiết diện của tấm ghép; bước giữa các hàng đinh vv...

- Trong mối ghép 1 hàng đinh, lực cũng phân bố không đều giữa các đinh.

- Để đơn giản cho thiết kế và chế tạo, người ta lấy đường kính các đinh trong mối ghép như nhau, do đó chỉ cần tính cho đinh chịu lực lớn nhất.

*Việc xác định đinh chịu lực lớn nhất rất phức tạp, do đó:*

- Khi mỗi ghép chịu kéo nén, coi tải phân bố đều trên các đinh;

- Khi chịu mô men nằm trong mặt phẳng tấm ghép, lực tác dụng lên mỗi đinh có phương vuông góc với bán kính quay, có chiều theo chiều quay của mô men, có trị số tỉ lệ với khoảng cách từ trọng tâm của tấm ghép đến tâm các đinh. Để xác định các lực này dùng các phương trình cân bằng tĩnh học.

- Khi chịu đồng thời cả lực và mô men thì áp dụng nguyên lý cộng tác dụng để tính.

- Vì khó xác định lực ma sát nên trong tính toán mối ghép chắc ta bỏ qua lực này, các phần tử mối ghép được thiết kế sẽ thừa bền.

## 3- Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

Các dạng hỏng phụ thuộc vào đặc điểm mối ghép (có hoặc không có khe hở) và tính chất tải trọng (ổn định hay thay đổi).

*Khi chịu tải tĩnh, mối ghép đinh tán có thể bị hỏng do:*

- Đinh bị cắt đứt;
- Thành lỗ và thân đinh bị dập;
- Tấm ghép bị kéo đứt tại tiết diện có lỗ đinh;
- Mép cuối của tấm bị cắt rách dọc theo phương lực tác dụng.

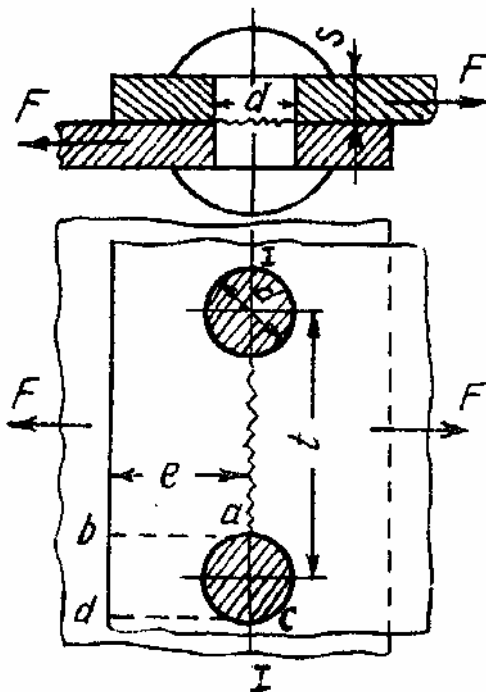
*Khi chịu tải thay đổi và mối ghép có khe hở, đinh có thể bị:*

- Uốn gãy do mỏi;
- Kéo đứt mũ đinh do mỏi.

## §3- Tính mối ghép chắc

1- Tính mối ghép chồng 1 dãy đinh chịu lực ngang

Xét trường hợp ghép chồng 1 dãy đinh (hình 5.2.6). Gọi  $z$  là số đinh trong mối ghép, lực tác dụng lên mỗi đinh (hoặc lên một đoạn có



Hình 5.2.6: Sơ đồ tính mối ghép 1 dãy đinh

chiều rộng bằng bước đỉnh t) là:  $F_z = F/z$

Để tránh các dạng hỏng nói trên các điều kiện bên sau đây phải được thoả mãn:

*Để thân đinh không bị cắt đứt:*

$$F_z \leq (\pi d^2/4) [\tau]_d \quad (5.2.1)$$

Với  $[\tau]_d$  - ứng suất cắt cho phép của đinh.

*Để tránh thành lỗ và thân đinh không bị dập:*

$$F_z \leq Sd [\sigma_d] \quad (5.2.2)$$

Với  $[\sigma_d]$  - ứng suất dập cho phép.

*Để tấm không bị kéo đứt:*

$$F_z \leq (t - d) S [\sigma]_{kt} \quad (5.2.3)$$

Với  $[\sigma]_{kt}$  - ứng suất kéo cho phép của tấm;

S - chiều dày tấm ghép.

*Để tấm không bị rách mép:*

$$F_z \leq 2\left(e - \frac{d}{2}\right) S [\tau]_t \quad (5.2.4)$$

Với  $[\tau]_t$  - ứng suất cắt cho phép của tấm ghép. (Vì ứng suất cắt phân bố rất phức tạp trong các tiết diện ab và cd, nên chiều dài tính toán của các tiết diện này quy ước bằng  $e - d/2$ ).

Chỉ cần 1 trong 4 dạng hỏng trên xảy ra là mối ghép bị phá huỷ, do đó tốt nhất là nếu bị phá huỷ thì các dạng hỏng xảy ra đồng thời. Mối ghép có các dạng hỏng xảy ra đồng thời gọi là mối ghép có sức bền đều. Để tìm mối ghép có sức bền đều, tiến hành cân bằng từng đôi một các phương trình 2.1 đến 2.4 ta được các quan hệ thích hợp giữa các đại lượng t, d, s, e:

$$d = 2S, \quad t = 3d, \quad e = 1,5d$$

Đối với các mối ghép khác cũng tương tự như trên ta có:

Ghép chồng hai dây đinh:

$$d = 2S; \quad t = 4d; \quad e = 1,5d;$$

Ghép chồng n dây đinh:

$$d = 2S; \quad t = (1,6n + 1)d; \quad e = 1,5d;$$

Ghép giáp mỗi hai tấm đệm, một dây đinh:

$$d = 1,5S; \quad t = 3,5d; \quad e = 2d;$$

Ghép giáp mỗi hai tấm đệm hai dây:

$$d = 1,5S; \quad t = 6d; \quad e = 2d;$$

Ghép giáp mỗi hai tấm đệm, n dây đinh:

$$d = 1,5S; \quad t = (2,4n + 1)d; \quad e = 2d;$$

Sau khi chọn kết cấu theo các quan hệ kích thước trên đây, ta tiến hành kiểm nghiệm đinh theo điều kiện bền cắt. Gọi i là số tiết diện chịu cắt của mỗi đinh (đối với ghép chồng và ghép giáp mỗi một tấm đệm  $i = 1$ , đối với ghép giáp mỗi hai tấm đệm  $i = 2$ ), số đinh cần thiết của mỗi ghép là:

$$z \geq \frac{4F}{\pi d^2 [\tau]_d} \quad (5.2.5)$$

Thường với chiều dây tấm ghép đã cho hoặc chọn trước, tùy theo điều kiện chịu lực cụ thể để bố trí kiểu ghép, ta xác định được đường kính đinh, số đinh cần thiết và kích thước của mối ghép, sau đó kiểm nghiệm lại các điều kiện bền.

**Hệ số độ bền của mối ghép:**

Để đánh giá độ bền của mối ghép, người ta so sánh nó với độ bền của tấm nguyên, bằng cách dùng hệ số độ bền  $\varphi$ .

Hệ số độ bền  $\varphi$  là tỷ số giữa lực chịu tối đa của tấm ghép và tấm nguyên. Hệ số  $\varphi$  tính theo công thức sau:

$$\varphi = \frac{(t - d)s[\sigma]_k}{ts[\sigma]_k} = \frac{t - d}{t} \quad (5.2.6)$$

Người ta đã xác định các trị số  $\varphi$  đối với các mối ghép có quan hệ kích thước theo quy định ở trên như sau:

Mối ghép 1 dây đỉnh, 1 tiết diện chịu cắt	$\varphi = 0,67$
Mối ghép hai tấm đệm, một dây đỉnh	$\varphi = 0,71$
Mối ghép chồng, hai dây đỉnh	$\varphi = 0,75\dots$

*Nhận xét rằng*, để tăng hệ số độ bền có thể dùng 2 tấm đệm hoặc dùng mối ghép nhiều dây đỉnh.

### 2- Tính mối ghép đỉnh tán nhiều dây đỉnh chịu lực ngang

- Chỉ tiêu về cắt và dập thân đỉnh: tính toán như trường hợp 1 dây đỉnh và mỗi đỉnh chịu một lực là:  $P_z = P/z$

- Dạng hỏng kéo đứt tấm và rách mép phụ thuộc vào vị trí các hàng đỉnh. Mối ghép có n dây đỉnh sẽ có n tiết diện bị làm yếu (có thể bị kéo đứt). Để xác định ứng suất tại các tiết diện này phải vẽ sơ đồ phân bố lực giữa các dây đỉnh, với giả thiết các hàng đỉnh sau

chịu lực bớt đi một lượng bằng  $\frac{z_1}{z} F$  với  $z_1$  là số đỉnh ở các hàng trước; z là tổng số đỉnh.

Sau khi vẽ sơ đồ phân bố lực ta lấy các trị số lực tương ứng với các tiết diện nguy hiểm để kiểm tra điều kiện bền (tránh đứt tấm và rách mép).

### 3- Tính mối ghép đỉnh tán chịu mô men nằm trong mặt phẳng tấm ghép

Khi chịu mô men, hai tấm ghép có xu hướng quay tương đối với nhau quanh trọng tâm tấm ghép. Mỗi đỉnh sẽ chịu một lực có phương vuông góc với bán kính quay, có chiều cùng với chiều mô men và có trị số tỉ lệ với khoảng cách từ tâm của đỉnh đến trọng tâm của mối ghép.

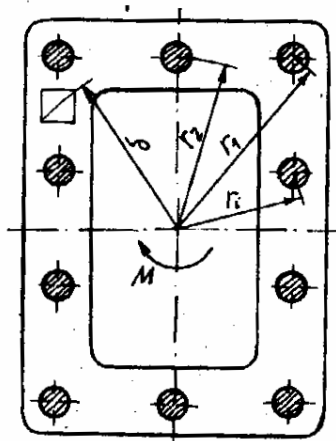
Trong thực tế, để đơn giản cho thiết kế và chế tạo, thường lấy các đỉnh trong mối ghép có đường kính như nhau. Do đó, ta chỉ cần xác định lực tác dụng lên đỉnh chịu lực lớn nhất rồi tính tất cả các đỉnh theo lực đó. Để xác định lực tác dụng lên đỉnh chịu lực lớn nhất dùng phương trình cân bằng mô men:

$$\sum_k F_i z_i r_i = M \quad (5.2.7)$$

Trong đó:  $z_i$  – số đỉnh cách trọng tâm tấm ghép một khoảng  $r_i$  ;

$F_i$  – lực tác dụng lên đỉnh cách trọng tâm tấm ghép một khoảng  $r_i$  ;

k- số loại bán kính khác nhau.



Hình 5.2.7: Sơ đồ tính mối ghép chịu mô men

Vì lực tác dụng lên mỗi đỉnh có trị số tỉ lệ với khoảng cách từ tâm của đỉnh đến trọng tâm của mối ghép nên:

$$\frac{F_1}{r_1} = \frac{F_2}{r_2} = \dots = \frac{F_{\max}}{r_{\max}} = \frac{F_i}{r_i} = \dots \quad (5.2.8)$$

Rút  $F_i$  ở phương trình (5.2.8) và thay vào (5.2.7) ta có:

$$F_{\max} = \frac{M \cdot r_{\max}}{\sum_k z_i r_i^2} \quad (5.2.9)$$

### 4- Tính mối ghép đỉnh tán chịu cả lực và mô men nằm trong mặt phẳng tấm ghép

Trường hợp mối ghép chịu cả lực F và mô men M, áp dụng nguyên lý cộng tác dụng để xác định lực tác dụng lên đỉnh chịu lực lớn nhất và dùng lực này để tính cho mối ghép.

### 5- Ứng suất cho phép

Ứng suất cho phép của các mối ghép bằng thép CT0, CT2, và CT3 chịu tải trọng tĩnh hoặc tải trọng thay đổi nhưng không đổi chiều có thể lấy trong bảng 5.2.1.

Bảng 5.2.1: Trị số ứng suất cho phép dùng cho tính toán mối ghép bằng đinh tán.

Loại ứng suất	Cách gia công lỗ	Trị số ứng suất cho phép, MPa	
		Thép CT0, CT2	Thép CT3
[ $\tau$ ] <sub>d</sub>	Khoan	140	140
	Đột	100	100
[ $\sigma$ ] <sub>d</sub>	Khoan	280	320
	Đột	240	280
[ $\sigma$ ] <sub>kt</sub>	Khoan hoặc đột	140	160
[ $\tau$ ] <sub>d</sub>	Khoan hoặc đột	90	100

Trường hợp mối ghép chịu tải trong thay đổi đổi chiều phải giảm bớt trị số ứng suất cho phép trong bảng bằng cách nhân với hệ số giảm ứng suất  $\gamma$ :

$$\gamma = \frac{1}{a - b(F_{\min} / F_{\max})} \quad (5.2.10)$$

Trong đó:  $F_{\min}$  và  $F_{\max}$  - tải trọng nhỏ nhất và lớn nhất, có mang dấu của chúng;

$a = 1$  và  $b = 0,3$  đối với kết cấu bằng thép ít các bon;  $a = 1,2$  và  $b = 0,8$  đối với kết cấu bằng thép các bon trung bình.

Các ứng suất để tính toán là ứng suất cực đại của chu kỳ ứng suất.

#### §4- Tính mối ghép chắc kín

Trong mối ghép chắc kín không những phải bảo đảm độ bền mà còn cần bảo đảm độ kín khít. Phải thiết kế kết cấu sao cho dưới tác dụng của tải trọng, mối ghép không bị di chuyển tương đối (không bị trượt). Muốn vậy, tải trọng tác dụng phải nhỏ hơn lực ma sát sinh ra giữa các tấm ghép. Vì có nhiều nhân tố phức tạp ảnh hưởng đến lực ma sát, cho nên không thể xác định bằng tính toán lý thuyết. Người ta phải dựa vào thực nghiệm để tìm ra giới hạn cản trượt của mối ghép. Ta qui ước gọi giới hạn cản trượt là sức cản không cho các tấm ghép trượt đối với nhau, được tạo nên bởi đinh tán có tiết diện bằng một đơn vị diện tích. Để đảm bảo mối ghép được kín, lực kéo ngang tác dụng lên một đơn vị diện tích thân đinh  $\xi$  không vượt quá giới hạn cản trượt [ $\xi$ ].

Gọi  $F_1$  là lực do một đinh tán chịu, ta có điều kiện.

$$\xi = \frac{4F_1}{\pi d^2} \leq [\xi] \quad (5.2.11)$$

Mối ghép chắc kín được dùng nhiều trong các nồi hơi. Quan hệ kích thước và trị số [ $\xi$ ] của các kiểu ghép chắc kín cho trong bảng 5.2.2.

Bảng 5.2.2: Các đặc trưng chủ yếu của mối ghép đinh tán chắc kín

Kiểu ghép	$q = pD/2$ (N/mm)	Đường kính đinh toán d (mm)	Bước đinh t (mm)	$\varphi = \frac{t-d}{t}$	[ $\xi$ ], (MPa)
Ghép chồng, 1 dãy đinh	Dưới 500	S+8	2d + 8	0,60	60-70
Ghép chồng, 2 dãy đinh	350-950	S+8	2,6d + 15	0,70	60-65
Ghép chồng, 3 dãy đinh	450-1350	S+(6 ÷ 8)	3d + 22	0,75	55-60
Ghép giáp mối, 2 đệm 2 dãy đinh	450-1350	S+(5+6)	3,5d+15	0,75	95-145
Ghép giáp mối, 2 đệm, 3 dãy đinh	450-2300	S+5	6d + 20	0,85	90-110

Trong đó: S- chiều dày tấm ghép;

p - áp suất nồi hơi (MPa);

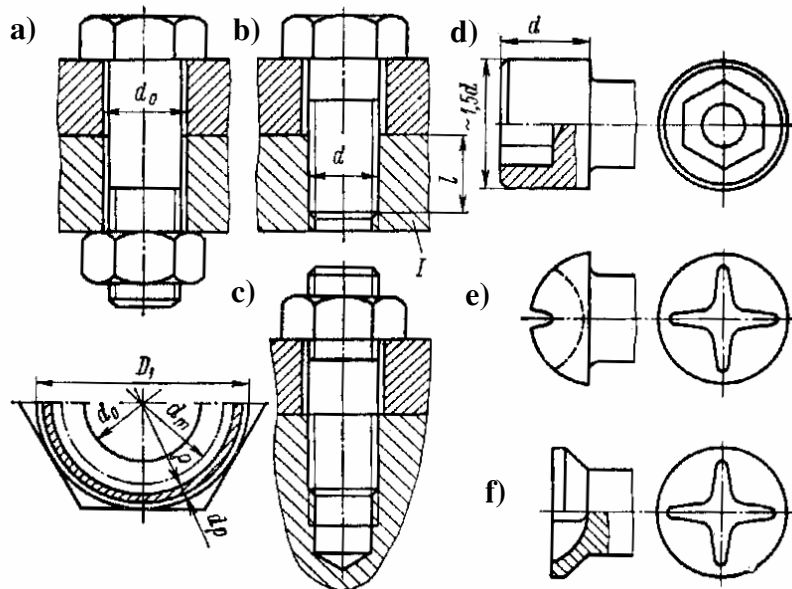
q- cường độ lực tác dụng trong mặt cắt dọc thành nồi (N/mm).

## Bài 3: GHÉP BẰNG REN

### §1- Khái niệm chung

#### 1- Giới thiệu, phân loại

Ghép bằng ren là loại ghép có thể tháo được. Các tiết máy được ghép lại với nhau nhờ các tiết máy có ren như: bulông và đai ốc, vít v.v... (hình 5.3.1).



Hình 5.3.1: Mỗi ghép ren và kết cấu các đầu vít

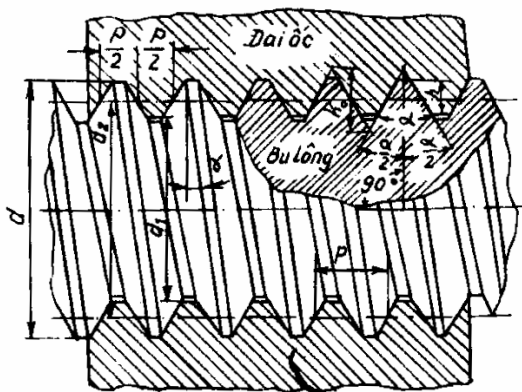
Ren được tạo thành như sau: Cho một hình phẳng nào đó (thí dụ hình tam giác), di chuyển theo một đường xoắn ốc sao cho mặt phẳng chứa hình phẳng luôn chứa trục của đường xoắn, các cạnh của hình phẳng sẽ quét thành mặt ren.

#### Phân loại:

- Theo hình dạng của hình phẳng (profil ren) phân ra: ren tam giác, ren vuông, ren hình thang, ren bán nguyệt (thường gọi là ren tròn) v.v...
- Theo dạng đường xoắn ốc: ren trụ, ren côn.
- Theo số mối ren: ren 1 đầu mối, ren 2 đầu mối...
- Theo công dụng: ren ghép chặt (chủ yếu là ren tam giác), ren truyền tải (ren vuông, ren thang...).

Thường người ta phân ren thành các loại chính dựa vào đặc điểm cấu tạo của ren:

**Ren hệ mét:** tất cả các kích thước của ren được đo bằng mm; profil ren là tam giác đều, góc ở đỉnh  $\alpha = 60^\circ$ .



Hình 5.3.2: Các thông số hình học của ren

Ren hệ mét được chia ra làm hai loại: ren hệ mét bước lớn và ren hệ mét bước nhỏ, các kích thước đã được tiêu chuẩn hoá. Ký hiệu của ren hệ mét bước lớn là M, tiếp sau là trị số đường kính danh nghĩa (thí dụ M14), còn đối với ren bước nhỏ thì ghi thêm trị số của bước ren (thí dụ ren bước nhỏ đường kính 14mm, bước ren 0,75 -M14 x 0,75).

**Ren hệ Anh:** có profil là tam giác cân, góc ở đỉnh  $\alpha = 55^\circ$ ; đường kính của ren được đo bằng tắc Anh - inch (1inch = 25,4mm). Bước ren Anh được đặc trưng bởi số ren trên chiều dài một tắc Anh.

**Ren ống:** dùng để ghép kín các ống. Ren ống có hình dạng kích thước theo ren hệ Anh bước nhỏ.

## 2- Các thông số hình học chính của mỗi ghép ren

Ren (hình trụ) được đặc trưng bởi các thông số hình học chủ yếu sau đây (hình 5.3.2):

$d$  - đường kính ngoài của ren, là đường kính hình trụ bao đỉnh ren ngoài (bulông, vít); đường kính này là đường kính danh nghĩa của ren.

$d_1$  - đường kính trong của ren, là đường kính hình trụ bao đỉnh ren trong;

$d_2$  - đường kính trung bình của ren:  $d_2 = (d + d_1)/2$ ;

$h$  - chiều cao tiết diện làm việc của ren;

$p$  - bước ren, là khoảng cách giữa hai mặt song song của hai ren kề nhau, đo theo phương dọc trục bulông hay vít;

$p_x$  - bước đường xoắn ốc, đối với ren một mối  $p_x = p$ , đối với ren có  $n$  mối  $p_x = np$ ;

$\alpha$  - góc tiết diện ren;

$\gamma$  - góc nâng của ren, là góc làm bởi tiếp tuyến của đường xoắn ốc (trên hình trụ trung bình) với mặt phẳng vuông góc với trục của ren:

$$\operatorname{tg} \gamma = P_x / \pi d_2 \quad (5.3.1)$$

Các thông số hình học và dung sai kích thước của các loại ren đã được tiêu chuẩn hoá, cho trong các sổ tay.

## 3- Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng

*Ưu điểm:* cấu tạo đơn giản; có thể cố định các tiết máy ở bất kỳ vị trí nào (nhờ khả năng tự hãm); dễ tháo lắp, giá thành tương đối hạ (vì được tiêu chuẩn hoá và chế tạo sẵn bằng các phương pháp có năng suất cao).

*Nhược điểm:* có tập trung ứng suất tại chân ren, do đó làm giảm độ bền mỏi của mối ghép.

*Phạm vi sử dụng:* Ghép bằng ren được dùng rất rộng rãi trong ngành chế tạo máy. Các tiết máy có ren chiếm trên 60% tổng số các chi tiết. Mối ghép ren cũng được dùng nhiều trong các dàn cần trục và các kết cấu thép dùng trong xây dựng.

## §2- Các chi tiết trong mối ghép ren

### 1- Bu lông, vít, vít cấy

#### a- Bu lông

Bulông là thanh trụ tròn, một đầu có mũ, thường có sáu cạnh (hình 5.3.1a) hoặc hình vuông, đầu kia có ren để vặn với đai ốc.

*Bulông (và đai ốc) được dùng để ghép các tiết máy:*

- Có chiều dày không lớn lắm;

- Làm bằng vật liệu có độ bền thấp, nếu làm ren trên tiết máy, ren không đủ bền;

- Cần tháo lắp luôn.

*Bulông có các loại:* bu lông thường, bulông nên, bulông chốt (để định vị chi tiết máy) v.v...

#### b- Vít

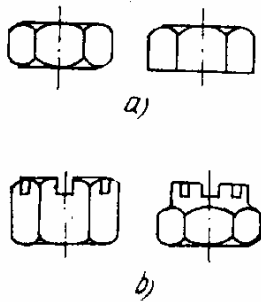
Vít khác với bulông ở chỗ là đầu có ren không vặn vào đai ốc mà vặn trực tiếp vào lỗ ren của tiết máy được ghép (hình 5.3.1b).

Vít được dùng trong trường hợp chiều dày tấm ghép lớn hoặc không tiện bố trí bu lông. Đầu vít có rất nhiều kiểu: đầu hình vuông, đầu sáu cạnh (như bulông hình 5.3.1b), đầu hình trụ có lỗ sáu cạnh (hình 5.3.1d), đầu chỏm cầu có rãnh để vặn vít (hình 5.3.1e), đầu chìm (hình 5.3.1f) v.v...

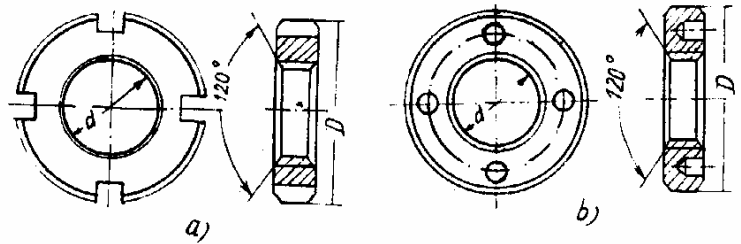
#### c- Vít cấy

Vít cấy là một thanh trụ tròn hai đầu có ren, một đầu vặn vào lỗ ren của một trong các tiết máy được ghép, đầu kia xuyên qua lỗ không có ren của tiết máy khác (đường kính lỗ không có ren lớn hơn đường kính vít cấy) và vặn với đai ốc (hình 5.3.1c).

Vít cấy dùng trong trường hợp tiết máy ghép quá dày, lại hay phải tháo lắp.



Hình 5.3.3: Đai ốc 6 cạnh



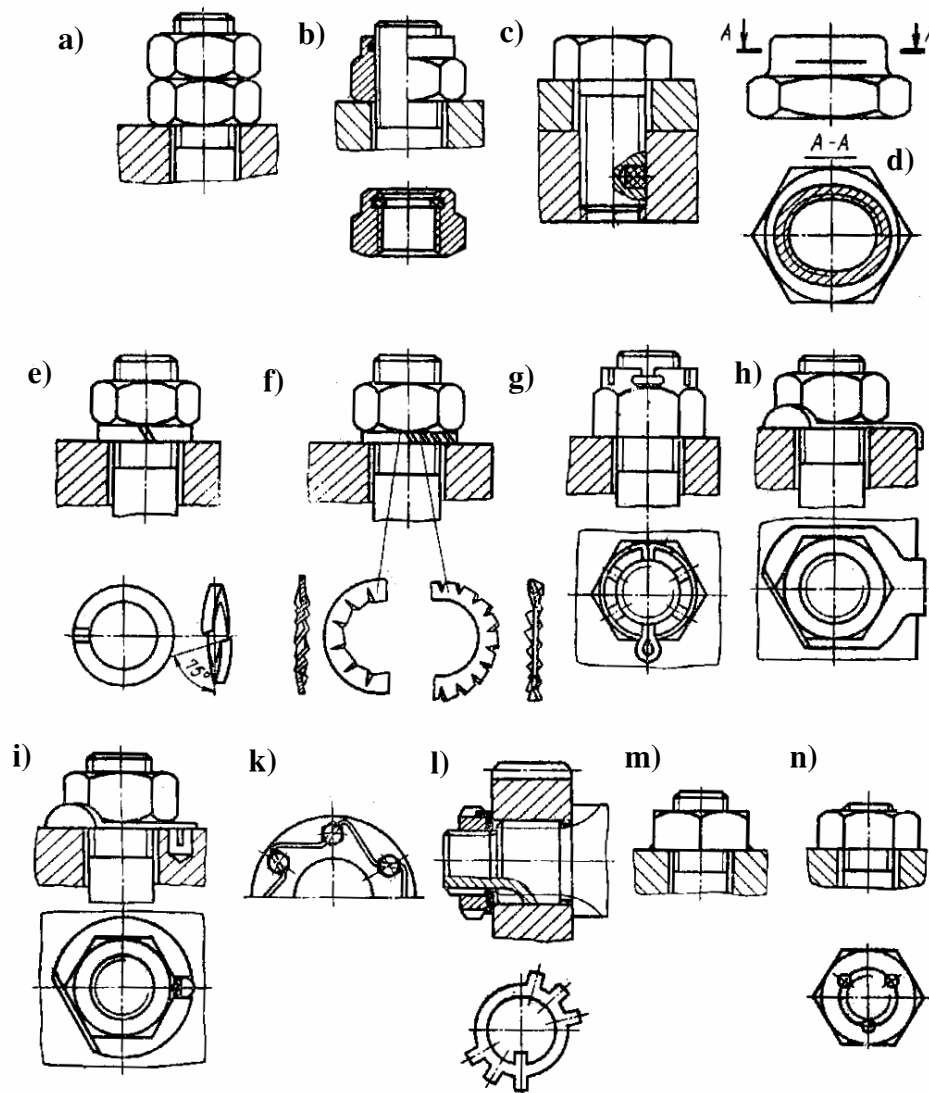
Hình 5.3.4: Đai ốc tròn

## 2- Đai ốc

Đai ốc có nhiều kiểu khác nhau, nhưng dùng nhiều nhất là đai ốc sáu cạnh (hình 5.3.3a). Ngoài loại đai ốc sáu cạnh tròn còn có đai ốc sáu cạnh xẻ rãnh để cấm chốt chẻ (hình 5.3.3b). Nếu tải trọng tương đối nhỏ người ta còn dùng đai ốc tròn có xẻ rãnh hoặc làm lỗ trên mặt mút đai ốc (hình 5.3.4).

## 3- Vòng đệm

Vòng đệm bằng thép mỏng đặt giữa đai ốc và tiết máy được ghép, có tác dụng bảo vệ bề mặt tiết máy khỏi bị cạo xước khi vặn đai ốc, đồng thời làm tăng diện tích tiếp xúc giữa bề mặt với đai ốc, do đó ứng suất dập giảm xuống.



Hình 3.5.5: Các phương pháp phòng lỏng bu lông



#### 4- Bộ phận hãm, các phương pháp phòng lỏng bu lông

Thông thường góc nâng  $\gamma$  của ren từ  $1^{\circ}40' \div 3^{\circ}30'$ , còn góc ma sát  $\rho' = 6^{\circ} - 16^{\circ}$  nên với tải tĩnh nó tự hãm và không tự lỏng ra. Nhưng khi bị va đập hay rung động, ma sát giữa ren bulông và đai ốc bị giảm bớt, cho nên xảy ra hiện tượng lỏng đai ốc. Vì vậy trong các trường hợp này cần phải dùng các biện pháp để phòng lỏng bu lông.

Có nhiều biện pháp để phòng lỏng bu lông: tạo thêm ma sát phụ giữa ren bulông và đai ốc; dùng các tiết máy phụ để cố định đai ốc với bulông hoặc với tiết máy, hàn đính đai ốc hoặc gây biến dạng dẻo cục bộ.

##### a- Tạo ma sát phụ giữa ren bu lông và đai ốc

Để tạo thêm ma sát phụ giữa ren bulông và đai ốc, có thể dùng hai đai ốc hoặc vòng đệm vênh.

*Dùng hai đai ốc* (hình 5.3.5a): sau khi vặn chặt đai ốc thứ hai (đai ốc phụ), giữa hai đai ốc có lực căng phụ. Khi bulông không chịu ngoại lực tác dụng dọc bu lông, giữa hai đai ốc vẫn tồn tại lực căng phụ để tạo nên ma sát phụ giữ cho đai ốc khỏi bị lỏng.

Dùng hai đai ốc làm tăng thêm khối lượng và kích thước mối ghép, ngoài ra khi bị rung động mạnh tác dụng không bảo đảm, cho nên hiện nay ít dùng cách này.

*Dùng vòng đệm vênh* (hình 5.3.5e): ma sát phụ được tạo nên do lực đàn hồi của vòng đệm. Ngoài ra, miệng của vòng đệm vênh luôn tỳ vào bề mặt tiếp xúc cũng có tác dụng ngăn đai ốc khỏi lỏng. Phương pháp này được dùng khá rộng rãi, tuy nhiên nhược điểm của nó là gây nên lực lệch tâm bulông. Với nguyên lý tương tự, còn có vòng đệm hãm có cựa trong và có cựa ngoài (hình 5.3.5f). Loại vòng đệm này khắc phục được nhược điểm của vòng đệm vênh.

*Dùng đai ốc tự hãm* (hình 5.3.5d): trong những năm gần đây, người ta sử dụng khá rộng rãi đai ốc tự hãm. Loại đai ốc này có phần trên bị biến dạng thành hình elip sau khi cắt ren; phần này sẽ tạo ra lực ma sát phụ khi xiết đai ốc, ngăn không cho nó tự lỏng.

##### b- Dùng tiết máy phụ để cố định đai ốc

- *Đai ốc có vòng hãm bằng poliamit* (hình 5.3.5b): khi xiết đai ốc, vòng bị biến dạng tạo nên lực hãm, ngăn không cho đai ốc tự lỏng ra. Với nguyên lý tương tự, còn có vít hãm dùng nút bằng poliamit lắp vào lỗ thông hoặc không thông (hình 5.3.5c) ở trên đoạn có ren của vít.

- *Chốt chẻ* (hình 5.3.5g): sau khi vặn chặt đai ốc, xuyên chốt vào lỗ ở cuối bu lông rồi tách và bẻ quặp phần cuối chốt.

- *Đệm gập* (hình 5.3.5h, i): sau khi vặn chặt đai ốc, bẻ gập một phần đệm áp vào đai ốc, một phần gập vào mặt cạnh của chi tiết ghép.

- *Vòng đệm có cánh* (hình 5.3.5l): dùng với đai ốc tròn có xẻ rãnh. Cánh trong của vòng đệm gài vào rãnh trên thân bu lông, sau khi vặn chặt đai ốc thì bẻ gập cánh ngoài vào rãnh của đai ốc.

- *Dùng dây néo* (hình 5.3.5k): dùng dây thép luôn qua các lỗ suốt trên đai ốc và bu lông để néo chúng lại.

Các phương pháp này khá bảo đảm nên được dùng nhiều trong các mối ghép quan trọng. Nhược điểm chính là không thể điều chỉnh dần dần lực xiết mà phải theo từng nấc.

##### c- Hàn đính, gây biến dạng dẻo cục bộ bằng cách tán hoặc nung đầu bu lông

Gây biến dạng dẻo cục bộ như tán hoặc nung phần cuối bulông (hình 5.3.5n) hoặc hàn đính đai ốc với phần cuối bu lông hoặc đai ốc với tiết máy ghép (hình 5.3.5m) là các biện pháp chắc chắn nhất, nhưng chỉ dùng trong các mối ghép không tháo.

### §3- Tính mối ghép ren

#### 1- Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

##### a- Các dạng hỏng

Khi chịu lực tác dụng, mối ghép ren có thể bị hỏng với các dạng sau:

- Thân bulông bị kéo đứt tại phần có ren hoặc tại tiết diện sát đầu bulông;
- Ren bị hỏng do đập, mòn, bị cắt hoặc bị uốn (chờn ren).

- Đầu bulông bị đập, cắt hoặc uốn.

### b- Chỉ tiêu tính

Vì các chi tiết của mối ghép ren đã được tiêu chuẩn hoá, các quan hệ kích thước của chúng được định ra từ điều kiện sức bền đều, cho nên đối với mối ghép ren chỉ cần tính toán ra đường kính ren  $d_1$  rồi theo  $d_1$  tra các kích thước khác (đường kính danh nghĩa  $d$ , kích thước đầu bulông v.v...) trong các bảng tiêu chuẩn.

#### 2- Tính bulông ghép lỏng, chịu lực dọc trục

Trong trường hợp này đai ốc không được xiết chặt, lực xiết ban đầu không có, thí dụ như phần cố ren của đoạn cuối móc cầu (hình 5.3.6) hoặc bulông của móc treo.

Gọi  $F$  là ngoại lực tác dụng dọc trục bulông, ta có:

$$\sigma = F / (\pi d_1^2 / 4) \leq [\sigma_k]$$

Do đó tính ra đường kính chân ren  $d_1$  cần thiết của bulông:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_k]}} \quad (5.3.2)$$

$[\sigma_k]$  - ứng suất kéo cho phép của vật liệu bulông.

#### 3- Tính bulông xiết chặt, không chịu ngoại lực

Dạng chịu tải này thường gặp trong các mối ghép như bu lông ghép ổ, ghép nắp hộp tốc độ, ghép nắp hộp giảm tốc...

Thân bulông chịu kéo do lực xiết đai ốc  $V$  gây nên và chịu xoắn do mô men ma sát trên ren sinh ra khi xiết đai ốc.

Gọi  $V$  là lực xiết sinh ra khi xiết đai ốc,  $T_r$  là mô men trên ren, ta có:

$$T_r = V \operatorname{tg}(\gamma + \rho') d_2 / 2$$

Trong đó:  $\rho' = \arctg f'$  - góc ma sát tương đương.

Ứng suất kéo do  $V$  gây nên.

$$\sigma_k = V / (\pi d_1^2 / 4)$$

Ứng suất xoắn do mômen  $T_r$  gây nên

$$\tau = \frac{T_r}{W_o} = \frac{0,5V \operatorname{tg}(\gamma + \rho') d_2}{\pi d_1^3 / 16} = \frac{8V \operatorname{tg}(\gamma + \rho') d_2}{\pi d_1^3}$$

Ứng suất tương đương được xác định theo thuyết bền thứ tư:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_k^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left[ \frac{4V}{\pi d_1^2} \right]^2 + 3 \left[ \frac{8V \operatorname{tg}(\gamma + \rho') d_2}{\pi d_1^3} \right]^2}$$

$$\sigma_{td} = \sigma_k \sqrt{1 + 12 \left[ \frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\gamma + \rho') \right]^2}$$

Đối với các bulông tiêu chuẩn có thể lấy trung bình  $d_2 = 1,12d_1$ ;  $\gamma = 2^\circ 30'$  và  $f' = 0,2$  ta có:

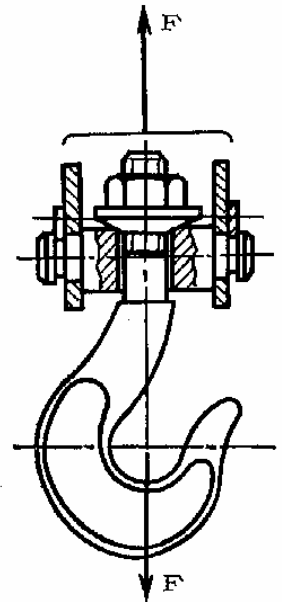
$$\sigma_{td} \approx 1,3\sigma_k = \frac{1,3 \cdot 4V}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_k] \quad (5.3.3)$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4V}{\pi[\sigma_k]}} \quad (5.3.4)$$

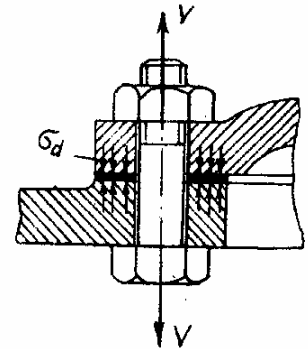
Như vậy trong trường hợp bulông bị xiết chặt và không chịu lực ngoài, ứng suất tương đương bằng 1,3 lần ứng suất kéo do lực xiết  $V$  gây nên.

#### 4- Tính bulông chịu lực ngang

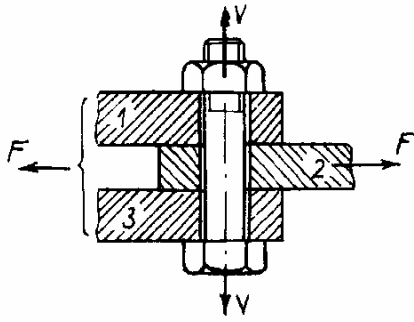
Trường hợp lực tác dụng trong mặt phẳng vuông góc với trục bulông, qui ước gọi là lực ngang, bulông được tính theo điều kiện đảm bảo cho mối ghép không bị trượt.



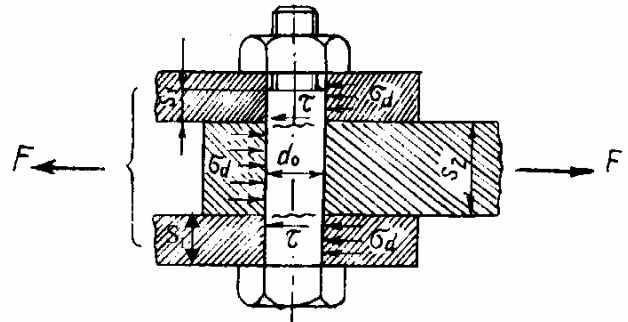
Hình 5.3.6: Móc cầu



Hình 5.3.7: Sơ đồ tính bu lông vặn chặt không chịu lực ngoài



Hình 5.3.8: Bu lông lắp có khe hở



Hình 5.3.9: Bu lông lắp không khe hở

Về kết cấu có thể lắp bulông theo hai phương án: lắp có khe hở (hình 5.3.8) và lắp không khe hở (hình 5.3.9).

**a- Bulông lắp có khe hở**

Bulông được xiết với lực xiết V (hình 5.3.8) để ép các tấm ghép, sinh ra lực ma sát  $F_{ms}$  giữ các tấm ghép không trượt khi chịu tác dụng của lực ngoài. Gọi F là lực tác dụng lên mỗi ghép, lực xiết V phải thỏa mãn điều kiện:

$$F_{ms} = ifV > F$$

hoặc 
$$V = \frac{sF}{if} \tag{5.3.5}$$

Trong đó: f- hệ số ma sát, với các tấm thép hoặc gang có thể lấy  $f = 0,15 \div 0,20$ .

s - hệ số an toàn, thường lấy  $s = 1,3 \div 1,5$ ;

i - số bề mặt tiếp xúc giữa các tấm ghép.

Bulông được tính toán theo điều kiện bền (5.3.3):

$$\sigma_{td} = 1,3 \cdot 4V / \pi d_1^2 \leq [\sigma_k]$$

Thay trị số V theo công thức (5.3.5) vào biểu thức trên, ta tìm được đường kính của bulông:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4sF}{\pi if[\sigma_k]}} \tag{5.3.6}$$

**b- Bulông lắp không khe hở**

Bulông lắp vào lỗ doa, thân bulông được gia công nhẵn, kích thước đường kính khá chính xác đảm bảo lắp không có khe hở với lỗ (hình 5.3.9). Khi này, thân bulông được tính theo ứng suất cắt và ứng suất dập.

Điều kiện bền cắt:

$$\tau = \frac{4F}{\pi d_o^2 i} \leq [\tau] \tag{5.3.7}$$

Trong đó:  $d_o$  - đường kính thân bulông (mm);

i- số bề mặt chịu cắt của thân bu lông (trên hình 3.17:  $i = 2$ );

$[\tau]$ - ứng suất cắt cho phép của thân bu lông (MPa).

Đường kính thân bu lông được xác định theo công thức:

$$d_o \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi i [\tau]}} \tag{5.3.8}$$

Điều kiện bền dập:

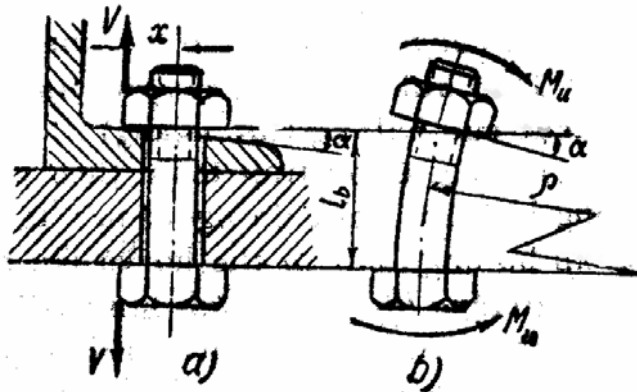
$$\sigma_d = \frac{F}{s_{min} d_o} \leq [\sigma_d] \tag{5.3.9}$$

$s_{min}$  - trị số nhỏ trong hai trị số  $s_1 + s_1'$  và  $s_2$  (nếu vật liệu các tấm giống nhau). So sánh hai phương án lắp bulông có khe hở và không khe hở, có thể thấy phương

án lắp có khe hở nhỏ hơn vì không đòi hỏi bulông và lỗ có kích thước chính xác, tuy nhiên kích thước của bulông lắp có khe hở lớn hơn.

### 5- Tính bulông chịu lực lệch tâm

Bu lông chịu lực lệch tâm khi mặt tựa của đai ốc không phẳng hoặc đầu bu lông không đối xứng. Tùy theo góc tiếp xúc giữa đai ốc và mặt tựa, biến dạng của bu lông có thể có các trường hợp sau:



Hình 5.3.10: Sơ đồ tính bu lông chịu lực lệch tâm

Khi này, ứng suất uốn bu lông là:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{E W_u d_1 \alpha}{2 l_b W_u} = \frac{E d_1 \alpha}{2 l_b} \quad (5.3.10)$$

#### b- Khi góc tiếp xúc $\alpha$ lớn

Khi này biến dạng của bu lông không bị hạn chế. Giả sử phản lực đặt cách tâm một khoảng  $x$ , nó sẽ gây mô men uốn tác dụng lên bu lông  $M_u = V \cdot x$ .

Bu lông chịu cả ứng suất kéo và ứng suất uốn:

- Ứng suất kéo:  $\sigma_{ktd} \approx 1,3 \frac{4V}{\pi d_1^2}$

- Ứng suất uốn: với bu lông tiêu chuẩn,  $x \approx d_1$  nên:

$$\sigma_u = \frac{Vx}{\pi d_1^3 / 32} \approx \frac{32Vd_1}{\pi d_1^3} = \frac{32V}{\pi d_1^2}$$

- Ứng suất tổng lớn nhất bu lông chịu là:

$$\sigma = \sigma_{ktd} + \sigma_u \approx 1,3 \frac{4V}{\pi d_1^2} + \frac{32V}{\pi d_1^2} = 9,3 \frac{4V}{\pi d_1^2} \quad (5.3.11)$$

Từ công thức (5.3.11) ta thấy, khi chịu lực lệch tâm, ứng suất trong thân bu lông lớn gấp gần 9,3 lần so với khi không chịu lực lệch tâm. Do vậy, cần hết sức tránh tình trạng chịu lực lệch tâm bằng cách:

- Không dùng bu lông có đầu không đối xứng;
- Gia công phẳng mặt tựa của đai ốc và đầu bu lông;
- Nếu bắt buộc phải dùng bu lông lệch tâm thì có thể dùng kết cấu vòng đệm nghiêng.

### §4- Tính mối ghép nhóm bu lông bu lông chịu tải trọng trong mặt phẳng vuông góc với trục bu lông

Trong mối ghép nhóm bu lông, nói chung tải phân bố không đều trên các bu lông. Để đơn giản cho chế tạo, lắp ráp và thay thế, các bu lông trong nhóm được lấy cùng kích

thước. Do vậy, khi tính toán chỉ cần xác định bu lông chịu lực lớn nhất, rồi tính sức bền cho bu lông này như bu lông đơn. Các bu lông còn lại kích thước lấy theo bu lông đã tính toán.

Khi tính toán, ta giả thiết:

- Các tiết máy ghép khá cứng, do đó mặt ghép luôn phẳng khi xiết và chịu lực ngoài.

- Các bu lông có cùng kích thước và được xiết với lực xiết như nhau.

### 1- Chịu lực đi qua trọng tâm tấm ghép

Coi tải phân bố đều cho tất cả z bu lông của mỗi ghép. Khi này mỗi bu lông chịu một lực  $F_z = F/z$ . Lực  $F_z$  dùng để tính bu lông như trường hợp bu lông đơn chịu lực ngang (xem phần 4 của §3).

### 2- Chịu mô men nằm trong mặt phẳng tấm ghép

#### a- Mỗi ghép có khe hở

Trường hợp này có 2 cách tính:

**Cách 1:** Giả thiết áp suất p do xiết các bu lông phân bố đều trên bề mặt tiếp xúc, do vậy lực ma sát cũng phân bố đều trên mặt tiếp xúc. Để đảm bảo các tấm ghép không bị trượt tương đối với nhau thì mô men ma sát sinh ra phải thỏa mãn điều kiện:

$$M_{ms} \geq M$$

ta có: 
$$M_{ms} = \int_A p \cdot dA \cdot f \cdot \rho$$

$$M_{ms} = \int_F \frac{z \cdot V}{A} \cdot dA \cdot f \cdot \rho$$

$$M_{ms} = \frac{zVf}{A} \int_F \rho \cdot dA = \frac{zVfS}{A}$$

do đó: 
$$V = \frac{sMA}{zfS} \quad (5.3.12)$$

Trong đó:

f- hệ số ma sát;

s=1,5- 2,5 - hệ số an toàn;

A- diện tích bề mặt tiếp xúc;

$S = \int_A \rho dA$  - mô men tĩnh độc cực của tiết diện mặt ghép đối với trọng tâm.

Lực xiết V tính theo (5.3.12) được dùng để tính đường kính bu lông (theo công thức 5.3.4).

**Cách 2:** Giả thiết lực ma sát sinh ra do xiết bu lông tập trung tại tâm bu lông đó. Giả thiết này mang tính chất gần đúng nhưng cho kết quả khá chính xác với các tấm ghép ít cứng.

Khi này lực ma sát  $F_{ms}$  do xiết bu lông gây ra:  $F_{ms} = f \cdot V$ ;

Mô men ma sát: 
$$M_{ms} = \sum_k F_{ms} r_i z_i$$

Với  $z_i$  – số bu lông cách trọng tâm bán kính  $r_i$ .

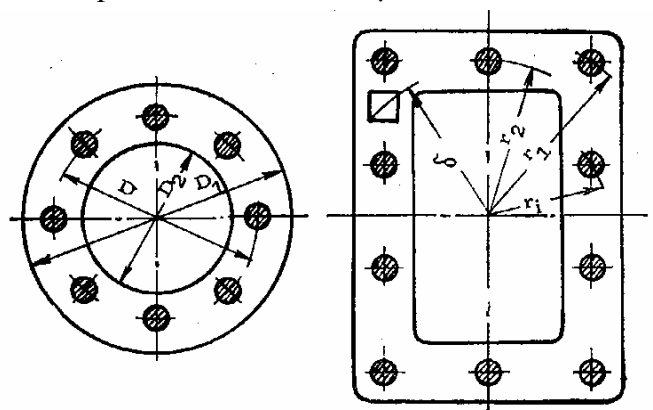
Từ điều kiện:  $M_{ms} \geq M$  ta có:

$$fV \sum_k r_i z_i = sM$$

$$V = \frac{sM}{f \sum_k r_i z_i}$$

$$(5.3.13)$$

Trong thực tế hay dùng cách tính này và lực xiết V theo (5.3.13) được dùng để tính đường kính bu lông (theo công thức 5.3.4).



Hình 5.3.11: Mỗi ghép nhóm bu lông chịu mô men

### **b- Mối ghép không có khe hở**

Mô men gây cắt và đập cho thân bu lông. Khi này, mối ghép được tính tương tự như mối ghép đỉnh tán.

Lực lớn nhất tác dụng lên bu lông xác định theo công thức (5.2.9) được dùng để tính bền cho bu lông theo điều kiện bền cắt và đập (5.3.7) và (5.3.9).

### **3- Chịu đồng thời cả lực và mô men nằm trong mặt phẳng tấm ghép**

Trường hợp này, áp dụng nguyên lý cộng tác dụng để xác định lực tác dụng lên bu lông chịu tải lớn nhất và dùng lực này để tính bền cho thân bu lông.

- Mối ghép có khe hở: Sau khi xác định lực  $F_{\max}$  tính lực xiết bu lông  $V = \frac{sF_{\max}}{if}$ ,  
rồi xác định đường kính bu lông theo công thức (5.3.4).
- Mối ghép không có khe hở tính như mối ghép đỉnh tán.

## Bài 4: GHÉP BẰNG HÀN

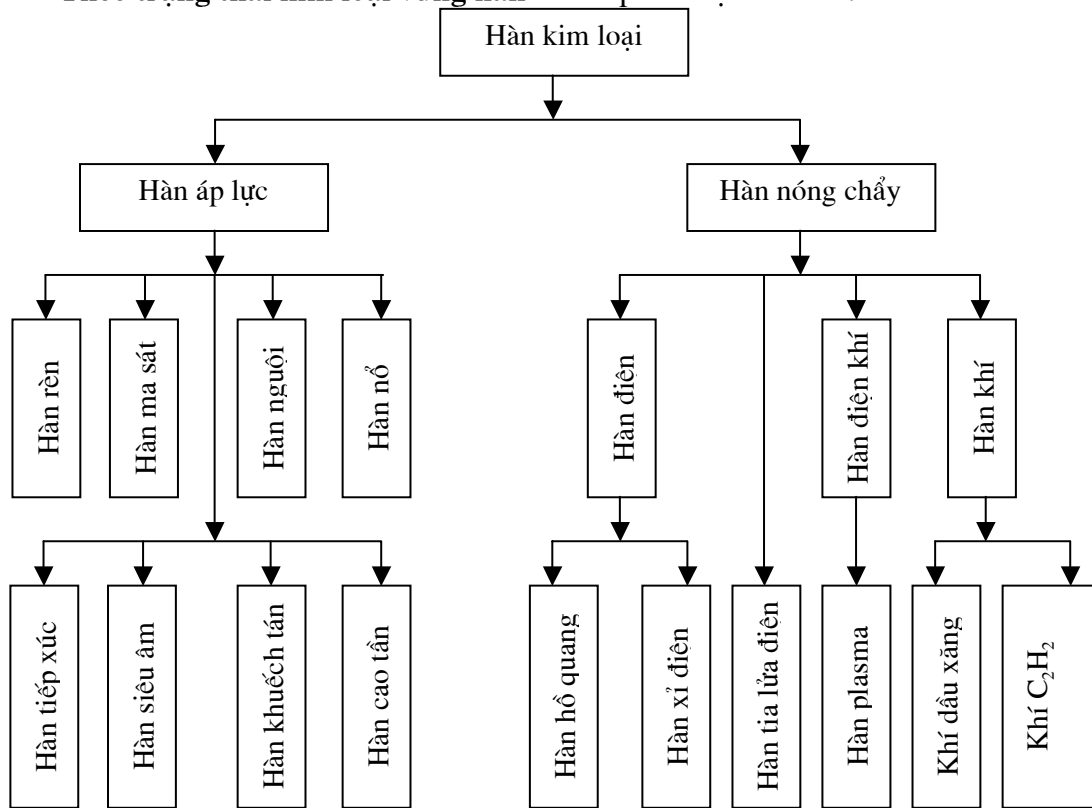
### §1- Khái niệm chung

#### 1- Giới thiệu, phân loại

Mối ghép bằng hàn là mối ghép không tháo được. Trong quá trình hàn, các chi tiết máy được đốt nóng cục bộ cho tới nhiệt độ nóng chảy hoặc dẻo và gắn lại với nhau nhờ lực hút giữa các phân tử kim loại.

*Có nhiều phương pháp hàn và có thể phân loại theo nhiều cách:*

**Theo trạng thái kim loại vùng hàn có thể phân loại theo sơ đồ hình 5.4.1.**



Hình 5.4.1: Sơ đồ phân loại hàn theo trạng thái kim loại vùng hàn

- Hàn nóng chảy: là phương pháp hàn mà ở đó các kim loại hàn được nung nóng chảy và gắn lại với nhau tạo thành mối hàn khi đông đặc.

- Hàn áp lực: là phương pháp hàn mà phần tiếp xúc của kim loại hàn chỉ được nung đến trạng thái dẻo, rồi phải dùng lực ép chúng lại mới tạo thành mối hàn.

- Ngoài hàn nóng chảy và hàn áp lực còn có hàn vẩy: là phương pháp hàn không nung chảy kim loại được ghép mà chỉ nung chảy vật liệu hàn.

**Theo công cụ hàn phân ra:**

- Hàn bằng tay;
- Hàn bằng máy;
- Hàn bằng rô bốt hàn.

**Theo công dụng của mối hàn phân ra:**

- Mối hàn chắc;
- Mối hàn chắc kín.

**Theo kết cấu của mối hàn phân ra:**

- Mối hàn giáp mối;
- Mối hàn giáp chồng;
- Mối hàn góc.

## 2- Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng

### a- Ưu điểm

- Kết cấu ghép bằng hàn tiết kiệm kim loại nhiều. So với mối ghép đinh tán, nó tiết kiệm được khoảng 15 ÷ 20% kim loại và khoảng 30 ÷ 50% so với kết cấu đúc.
- Tiết kiệm được công sức, giảm được giá thành vì không phải làm lỗ và tán đinh, không cần những thiết bị lớn để đột lỗ và tán đinh.
- Tạo ra được những liên kết phức tạp mà các mối ghép khác cũng như các phương pháp đúc, rèn, dập khó hoặc không thực hiện được.
- Công nghệ hàn dễ tự động hoá, có năng suất cao.
- Dùng hàn dễ đảm bảo điều kiện độ bền đều, nguyên vật liệu được sử dụng hợp lý (Thí dụ như đối với bánh răng vành răng làm bằng thép tốt, có sức bền cao hàn với đĩa hoặc phần máy làm bằng vật liệu rẻ tiền hơn).
- Dùng hàn có thể phục hồi, sửa chữa các chi tiết máy nhanh chóng.

### b- Nhược điểm

- Độ tin cậy thấp, chất lượng mối hàn phụ thuộc rất nhiều vào trình độ của công nhân hàn và khó kiểm tra những khuyết tật bên trong mối hàn, nếu không có thiết bị đặc biệt.
- Hàn thường gây ứng suất nhiệt, làm biến dạng và ảnh hưởng đến độ bền của chi tiết.

### c- Phạm vi sử dụng

Vì có những ưu điểm kể trên ghép bằng hàn được dùng ngày càng rộng rãi trong các ngành chế tạo máy, đóng tàu, sản xuất nồi hơi và bình chứa cũng như trong các kết cấu của các công trình xây dựng.

## §2- Kết cấu các mối hàn và cách tính độ bền

Có thể có hai trường hợp tính toán mối hàn:

- Căn cứ theo tải trọng ngoài để tìm ra chiều dài hàn cần thiết, từ đó thiết kế kết cấu hàn.

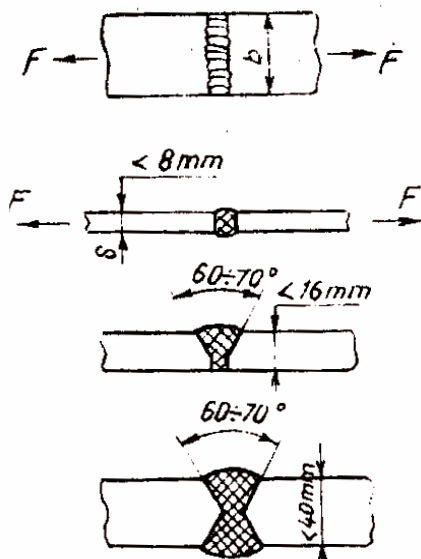
- Căn cứ theo kết cấu để định kích thước mối hàn rồi kiểm nghiệm độ bền.

Trong tính toán ta giả thiết rằng chất lượng mối hàn đạt các yêu cầu về kỹ thuật.

### 1- Mối hàn giáp mối

#### a- Kết cấu

Mối hàn giáp mối dùng để hàn các tấm kim loại cùng nằm trong một mặt phẳng. Loại mối hàn này rất thông dụng vì nó đơn giản và bảo đảm hơn các loại mối hàn khác. Khi hàn giáp mối, nếu chiều dày tấm  $S < 8$  mm thì không phải vát mép; còn các tấm dày hơn thì phải vát mép kiểu chữ I, V, X, U tùy theo bề dày của các tấm, nhằm mục đích để kim loại hàn chảy loãng đồng đều.



Hình 5.4.2: Kết cấu mối hàn giáp mối

#### b- Tính độ bền mối hàn

Thực tế cho thấy, nếu hàn đúng kỹ thuật, mối hàn giáp mối khi chịu ngoại lực có thể bị phá hỏng tại tiết diện kê bên miệng hàn. Vì vậy ta tiến hành tính toán độ bền tại tiết diện này. Độ bền của chi tiết máy bị giảm thấp do hàn được xét đến khi xác định ứng suất cho phép.

Mối hàn giáp mối có thể chịu lực kéo (nén), chịu mô men nằm trong mặt phẳng ghép, hoặc đồng thời chịu cả lực và mô men nằm trong mặt phẳng ghép.

- Trường hợp mối hàn chịu lực kéo (nén)  $F$  nằm trong mặt phẳng ghép (hình 5.4.1): Giả thiết rằng lực phân bố đều trên suốt chiều dài mối hàn và ứng suất phân bố đều trên tiết diện nguy hiểm. Ta có điều kiện

$$\text{bên: } \sigma_F = \frac{F}{bS} \leq [\sigma]' \quad (5.4.1)$$

Trong đó:  $b$  và  $S$  chiều rộng và bề dày của tấm ghép.

$[\sigma]'$  ứng suất cho phép của mối hàn (tra bảng).



- Trường hợp mối hàn chịu mô men  $M$  nằm trong mặt phẳng ghép:

$$\sigma_M = \frac{6M}{b^2 S} \leq [\sigma] \quad (5.4.2)$$

- Trường hợp mối hàn chịu cả lực kéo (nén) và mômen trong mặt phẳng của tấm ghép:

$$\sigma_z = \frac{6M}{b^2 S} \pm \frac{F}{bS} \leq [\sigma] \quad (5.4.3)$$

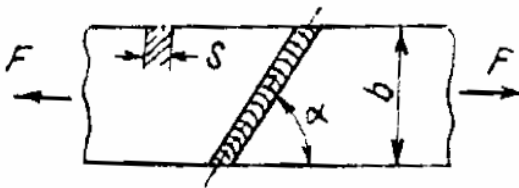
### c- Hệ số độ bền $\varphi$

Tỷ số giữa lực chịu tới hạn của mối hàn với lực chịu tới hạn của tấm nguyên được gọi là hệ số độ bền  $\varphi$  của mối hàn.

$$\varphi = [\sigma]' / [\sigma] \quad (5.4.4)$$

Trị số của  $\varphi$  vào khoảng  $0,9 \div 1,0$  nghĩa là mối hàn giáp mối có sức bền gần tương đương với sức bền của kim loại tấm ghép. Khi cần tăng sức bền mối ghép có thể dùng mối hàn xiên (hình 5.4.3).

Tính toán mối hàn xiên cũng dùng các công thức trên với  $[\sigma]'$  lấy bằng  $[\sigma]$ .

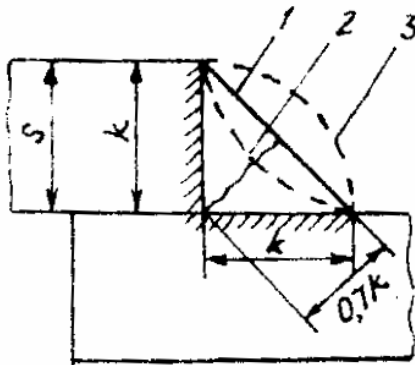


Hình 5.4.3: Mối hàn xiên

## 2- Mối hàn chồng

### a- Kết cấu

Mối hàn chồng có tiết diện như trên hình 5.4.4. Mối hàn chồng được chia làm 3 kiểu: hàn bình thường (1), hàn lõm (2) hoặc hàn lồi (3). Trên thực tế, mối hàn bình thường được dùng rộng rãi hơn cả. Mối hàn lồi gây tập trung ứng suất lớn, vì tiết diện chỗ ghép bị thay đổi đột ngột. Mối hàn lõm có tác dụng giảm tập trung ứng suất, nhưng thường phải gia công cơ khí mới tạo được, do đó chỉ dùng trong những kết cấu đặc biệt quan trọng, chịu tải trọng thay đổi.



Hình 5.4.4: Các kiểu mối hàn chồng

Mối hàn chồng có tiết diện nguy hiểm là tiết diện phân giác của mối hàn. Người ta

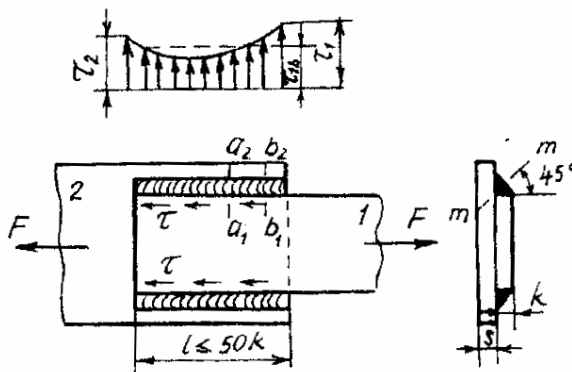
quy ước tính mối hàn chồng theo ứng suất cắt  $\tau$ .

Tùy theo vị trí tương đối giữa phương của mối hàn và phương của lực tác dụng, người ta chia mối hàn chồng ra 3 loại sau: mối hàn dọc, mối hàn ngang và mối hàn hỗn hợp.

### b- Tính độ bền mối hàn

#### b.1- Mối hàn dọc

Mối hàn dọc có phương của mối hàn song song với phương của lực. Tiết diện nguy hiểm là tiết diện phân giác của mặt cắt mối hàn. Theo chiều dài mối hàn, ứng suất cắt phân bố không đều. ứng suất ở hai đầu mối hàn lớn hơn ở phần giữa (hình 5.4.5). Có thể giải thích một cách đơn giản sự phân bố không đều này như sau: Giả thiết rằng tiết máy 2 tuyệt đối cứng, còn tiết máy 1 và mối hàn thì có tính đàn hồi. Dưới tác dụng



Hình 5.4.5: Sự phân bố ứng

lực cắt trong mối hàn dọc đối của điểm  $b_1$  sẽ lớn hơn chuyển vị tương đối của điểm  $a_1$  một lượng bằng độ dẫn dài của đoạn  $a_1 b_1$  của tiết máy 1. Như vậy biến dạng trượt và ứng suất trong mối hàn sẽ giảm dần từ phải sang trái.

Nếu cả hai tiết máy đều có tính chất đàn hồi, nhưng độ cứng của chúng lại khác nhau, ứng suất trong mối hàn sẽ phân bố theo quy luật đường cong nào đó, như trên hình 5.4.5. Nếu hai tiết máy có độ cứng như nhau, đồ thị ứng suất sẽ đối xứng. Sự phân bố ứng suất không đều càng tăng lên, nếu chiều dài mối hàn càng tăng.

Vì vậy trong thực tế thường hạn chế chiều dài mối hàn dọc:  $l \leq 50k$ .

Để đơn giản, khi tính toán các mối hàn dọc, người ta quy ước tính theo ứng suất trung bình. Điều kiện bên có dạng:  $\tau \leq [\tau]'$

Với:  $[\tau]'$  - ứng suất cắt cho phép của mối hàn (MPa).

**+) Khi chịu lực kéo  $F$ :**

$$\tau = F/2l \cdot 0,7k \leq [\tau]' \quad (5.4.5)$$

Trong đó:  $l$  - chiều dài một mối hàn.

$0,7k \cong k \cos 45^\circ$  - chiều dày của mối hàn, đo theo tiết diện phân giác m-m (hình 5.4.4).

**+) Khi chịu mô men  $M$  nằm trong mặt phẳng tấm ghép:** ứng suất phân bố không đều theo chiều dài mối hàn và có phương vuông góc với bán kính quay (hình 5.4.6a). Chiều dài mối hàn càng lớn so với chiều rộng  $b$  của tấm ghép thì ứng suất phân bố càng không đều. Có thể xác định ứng suất cực đại trong mối hàn theo công thức.

$$\tau = M/W_0 \quad (5.4.6)$$

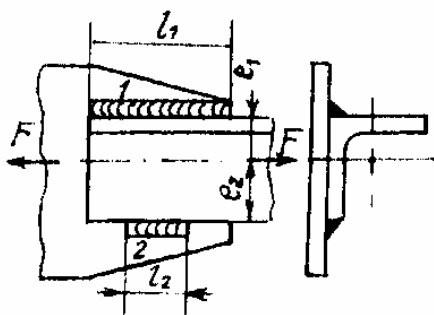
Trong đó:  $W_0$  - mômen chống xoắn của mối hàn tại tiết diện nguy hiểm.

**+) Khi chịu cả  $F$  và mô men  $M$  nằm trong mặt phẳng tấm ghép:** áp dụng nguyên lý cộng tác dụng để tính:

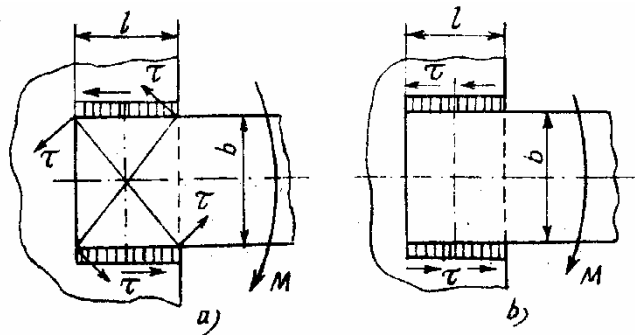
$$|\tau_{\max}| = |\tau_F + \tau_{M\max}| \leq [\tau]' \quad (5.4.7)$$

**Chú ý:** - Trường hợp các mối hàn không đối xứng nhau qua đường tác dụng của lực (hình 5.4.7), thì sau khi tìm ra chiều dài chung  $l_d = l_1 + l_2$  theo điều kiện bên, ta phải đi xác định  $l_1$  và  $l_2$ . Từ điều kiện sức bên đều của hai đường hàn, ta có quan hệ:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{e_2}{e_1} \quad (5.4.8)$$



Hình 5.4.7: Mối hàn dọc chịu lực không đối xứng



Hình 5.4.6: Sự phân bố ứng suất tiếp trong mối hàn dọc khi chịu mô men  $M$

- Đối với những mối hàn tương đối ngắn ( $l < b$ ), ta quy ước rằng ứng suất có phương dọc theo mối hàn và được phân bố đều theo chiều dài mối hàn (hình 5.4.6b). Như vậy các ứng suất trong mối hàn sẽ tạo thành ngẫu lực có cánh tay đòn  $b$ , cân bằng với mômen  $M$ .

Ta có công thức gần đúng:

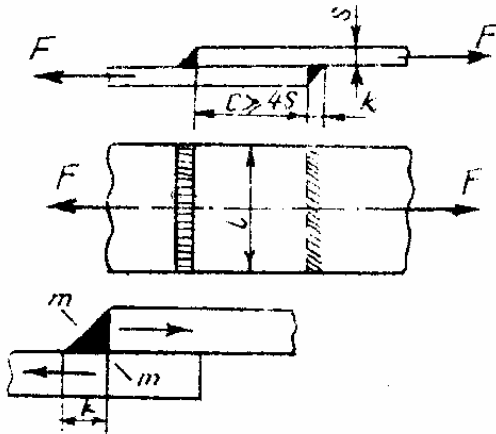
$$\tau = M/0,7klb \leq [\tau]' \quad (5.4.9)$$

### b.2- Mối hàn ngang

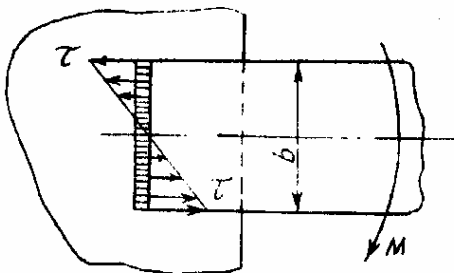
Mối hàn ngang có phương của mối hàn vuông góc với phương của lực (hình 5.4.8).

Với mối hàn ngang, có thể hàn một mối hoặc hàn hai mối. Tuy nhiên, nên hàn hai mối để tránh cong vênh do tập trung ứng suất.

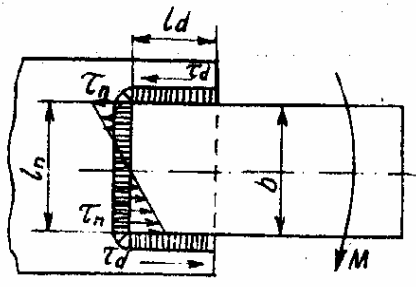
Mối hàn ngang cũng được tính theo ứng suất cắt. Tiết diện tính toán cũng như đối với mối hàn dọc là tiết diện phân giác m- m.



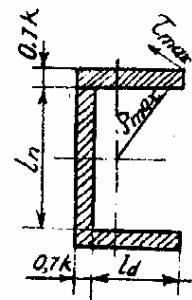
Hình 5.4.8: Mối hàn ngang chịu lực  $F$



Hình 5.4.9: Mối hàn ngang chịu mô men  $M$



Hình 5.4.10: Mối hàn hỗn hợp chịu mô men



Hình 5.4.11: Sự phân bố ứng suất tiếp trong mối hàn hỗn hợp khi chịu mô men  $M$

Thực nghiệm cũng chứng tỏ rằng mối hàn bị phá hỏng theo tiết diện này.

+) **Khi chịu lực kéo  $F$ :** (hình 5.4.8)

Nếu hàn một mối:

$$\tau_F = F/0,7k.l \leq [\tau] \quad (5.4.10)$$

Nếu hàn hai mối (hình 5.4.7):

$$\tau_F = F/2.0,7k.l \leq [\tau] \quad (5.4.11)$$

+) **Khi chịu mô men  $M$ :**

Ứng suất tiếp phân bố trong mối hàn tương tự như ứng suất pháp phân bố trong tiết diện ngang của dầm chịu uốn (hình 5.4.9).

- Khi hàn 1 mối:

$$\tau_M = \frac{M}{W_u} = \frac{M}{(1/6).0,7kb^2} \leq [\tau] \quad (5.4.12)$$

- Khi hàn 2 mối:

$$\tau_M = \frac{M}{W_u} = \frac{M}{2.(1/6).0,7kb^2} \leq [\tau] \quad (5.4.13)$$

+) **Khi chịu cả  $F$  và mô men  $M$  nằm trong mặt phẳng tấm ghép:** áp dụng nguyên lý cộng tác dụng để tính:

$$\tau_{\max} = \tau_F + \tau_{M\max} \leq [\tau] \quad (5.4.14)$$

### b.3- Mối hàn hỗn hợp

Mối hàn hỗn hợp (hình 5.4.10) là mối hàn gồm cả hàn ngang và hàn dọc.

+) **Khi chịu lực kéo  $F$ :**

$$\tau = F/0,7k.L \leq [\tau] \quad (5.4.15)$$

Trong đó:  $L = 2l_d + l_n$ , với:

$l_d$  - chiều dài một mối hàn dọc.

$l_n$  - chiều dài mối hàn ngang.

+) **Khi chịu mô men  $M$ :** Tấm ghép có xu hướng quay quanh trọng tâm của tiết diện nguy hiểm. ứng suất tiếp tại mỗi điểm tỷ lệ thuận với bán kính vectơ mà gốc là trọng tâm của tiết diện và có phương vuông góc với bán kính này (hình 5.4.11). ứng suất tiếp cực đại được xác định theo công thức:

$$\tau_{M\max} = \frac{M}{J_0} \rho_{\max} \quad (5.4.16)$$

$J_0$  - mômen quán tính độc cực của tiết diện nguy hiểm của mối hàn đối với trọng tâm của diện tích này.

$\rho_{\max}$  - Khoảng cách từ trọng tâm tiết diện nguy hiểm đến điểm xa nhất trên tiết diện nguy hiểm.

**+) Khi chịu cả  $F$  và mô men  $M$  nằm trong mặt phẳng tấm ghép:**

$$\left| \vec{\tau}_{\max} \right| = \left| \vec{\tau}_F + \vec{\tau}_{M\max} \right| \leq [\tau] \quad (5.4.17)$$

**Chú ý:** - Nếu như mối hàn dọc khá ngắn so với mối hàn ngang ( $l_d \leq 0,5l_n$ ) và chiều rộng cạnh hàn nhỏ so với kích thước  $b$ , ta có thể coi như ứng suất tiếp  $\tau_d$  sinh ra trong mối hàn dọc có phương song song với mối hàn này và phân phối đều trên suốt chiều dài mối hàn. Khi này, theo điều kiện mômen ngoài  $M$  được cân bằng với mômen sinh ra trong mối hàn ngang và ngẫu lực trong mối hàn dọc:

$$M = A_d \tau_n + W_u \tau$$

Trong đó:  $\tau = \tau_n = \tau_d$  - là ứng suất lớn nhất trong mối hàn ngang;

$A_d = 0,7kl_d$  - diện tích của tiết diện nguy hiểm của một mối hàn dọc;

$W_u = \frac{0,7kl_n^2}{6}$  - mômen chống uốn của tiết diện nguy hiểm của mối hàn ngang.

Điều kiện bền sẽ là:

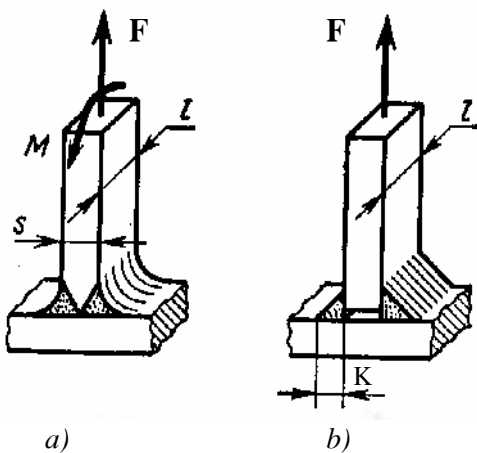
$$\tau = \frac{M}{0,7kl_n l_d + \frac{0,7kl_n^2}{6}} \leq [\tau] \quad (5.4.18)$$

Trong thiết kế, thường chọn kích thước mối hàn ngang  $l_n$  và chiều rộng cạnh hàn  $k$  rồi theo công thức (5.4.18) xác định chiều dài mối hàn dọc.

Khi mối hàn chịu cả lực và mômen trong mặt phẳng ghép:

$$\tau = \frac{F}{0,7kL} + \frac{M}{0,7kl_n l_d + 0,7kl_n^2 / 6} \leq [\tau] \quad (5.4.19)$$

Với:  $L = 2l_d + l_n$



Hình 5.4.12: Mối hàn góc

$$\sigma_F = \frac{F}{ls} \leq [\sigma] \quad (5.4.20)$$

Trong đó:  $l, s$  - chiều dài và bề dày của tấm ghép.

$[\sigma]$  - ứng suất cho phép của mối hàn (tra bảng).

**- Khi chịu mô men  $M$  nằm trong mặt phẳng ghép:**

$$\sigma_M = \frac{6M}{l^2 s} \leq [\sigma] \quad (5.4.21)$$

**- Khi chịu cả lực  $F$  và mômen  $M$  trong mặt phẳng của tấm ghép:**

### 3- Mối hàn góc

#### a- Kết cấu

Mối hàn góc dùng để ghép các chi tiết máy có bề mặt vuông góc với nhau. Mối hàn góc có 2 kiểu: Khi vát mép - hàn kiểu chữ K như mối hàn giáp mối (hình 5.4.12a); Khi không vát mép - hàn hai bên như kiểu hàn chông (hình 5.4.12b).

#### b- Tính độ bền mối hàn

**b.1- Trường hợp mối hàn chữ K:** tính toán như đối với hàn giáp mối.

**- Khi chịu lực  $F$  nằm trong mặt phẳng ghép:**

$$\sigma_M = \frac{6M}{l^2 s} \pm \frac{F}{ls} \leq [\sigma], \quad (5.4.22)$$

**b.2- Trường hợp mối hàn không vát mép:** Tính toán như mối hàn chồng; tiết diện nguy hiểm là tiết diện phân giác m- m và n- n.

- **Khi chịu lực F nằm trong mặt phẳng ghép:**

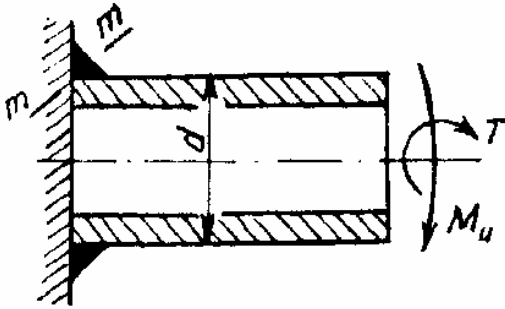
$$\tau = F/2l.0,7k \leq [\tau] \quad (5.4.23)$$

- **Khi chịu mô men M nằm trong mặt phẳng ghép:**

$$\tau_M = \frac{6M}{2.0,7.k.l^2} \leq [\tau], \quad (5.4.24)$$

- **Khi chịu cả lực F và mô men M trong mặt phẳng của tấm ghép:**

$$\tau = \tau_F + \tau_M = \frac{F}{2.0,7.k.l} + \frac{6M}{2.0,7.k.l^2} \leq [\tau], \quad (5.4.25)$$



Hình 5.4.13: Mối hàn góc chịu mô men uốn và xoắn

**b.3- Mối hàn góc chịu mô men uốn và mô men xoắn** (hình 5.4.13)

Vì cạnh k của mối hàn nhỏ so với đường kính d của tiết máy nên ứng suất  $\tau_x$  do mô men xoắn T gây nên được xem như phân bố đều trong tiết diện nguy hiểm của mối hàn. Tiết diện nguy hiểm của mối hàn có hình vành khăn, đường kính trong d và chiều rộng 0,7k. Diện tích tiết diện này được lấy gần đúng bằng

$$A \approx 0,7k\pi d$$

Từ hệ thức:  $\tau_x A \frac{d}{2} = T$

ta có:  $\tau_x = 2T/0,7k.\pi.d^2 \quad (5.4.26)$

Ứng suất  $\tau_u$  do mô men uốn  $M_u$  gây nên có thể xác định theo công thức:

$$\tau_u = M_u/W_u$$

trong đó:  $W_u$  là mô men chống uốn của tiết diện nguy hiểm của mối hàn.

Gọi D là đường kính ngoài của hình vành khăn, ta có:

$$W_u = \frac{\pi}{32D} (D^4 - d^4) = \frac{\pi}{32D} .(D^2 + d^2) .(D^2 - d^2)$$

$$W_u = \frac{\pi}{32D} .(D^2 + d^2) .(D + d) (D - d)$$

Vì:  $D - d = 2.0,7k$  và có thể coi  $D \approx d$  nên:

$$D + d \approx 2d; \quad D^2 + d^2 \approx 2d^2;$$

Do đó:  $W_u \approx \frac{\pi}{32d} .2d^2 .2d.2.0,7k$

$$W_u \approx \frac{\pi d^2}{4} .0,7k$$

Từ đó ta có trị số của  $\tau_u$ :

$$\tau_u = \frac{M_u}{W_u} \approx \frac{4M_u}{0,7k\pi d^2} \quad (5.4.27)$$

Vì các ứng suất  $\tau_x$  và  $\tau_u$  sinh ra trong tiết diện m-m của mối hàn (hình 5.4.12) có phương vuông góc với nhau cho nên điều kiện bền có dạng:

$$\tau = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_u^2} \leq [\tau], \quad (5.4.28)$$

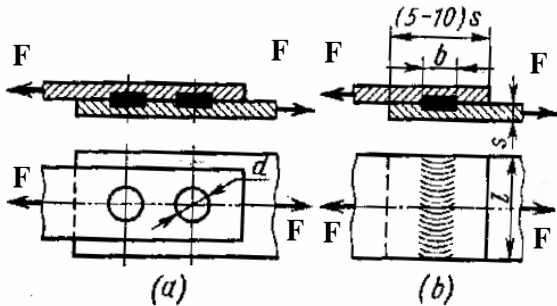
#### 4- Sơ lược về mối hàn tiếp xúc

Hàn tiếp xúc có các kiểu hàn giáp mối và hàn chồng.

### a- Hàn giáp mối

Có thể dùng cho các tiết máy có hình dáng và tiết diện tùy ý. Nếu hàn đúng kỹ thuật và độ bền của vật liệu được hàn không bị giảm do nung nóng (thí dụ các loại thép ít cacbon và thép ít hợp kim không qua nhiệt luyện), thì độ bền của tiết máy hàn hầu như bằng với độ bền của tiết máy nguyên. Vì vậy, trong trường hợp tải trọng tĩnh, ứng suất cho phép của mối hàn có thể lấy như của tiết máy nguyên. Đối với các loại vật liệu vì hàn mà giảm bền, khi tính toán phải hạ thấp ứng suất cho phép.

Trường hợp chịu tải trọng thay đổi, độ bền mối hàn tiếp xúc cũng bị giảm như đối với mối hàn hồ quang.



Hình 5.4.13: Mối hàn tiếp xúc

Mối hàn điểm thường được dùng chịu tải trọng tác dụng trong mặt ghép và được tính theo độ bền cắt. Gọi  $F$  là lực tác dụng,  $Z$  là số điểm hàn,  $i$  là số tiết diện chịu cắt, ta có điều kiện bền:

$$\tau = \frac{F}{Zi\pi d^2/4} \leq [\tau] \quad (5.4.29)$$

Trường hợp chịu mômen trong mặt ghép, mối hàn điểm cũng được tính toán theo phương pháp tương tự như đối với mối ghép đinh tán hoặc mối ghép bulông không có khe hở.

**b.2- Mối hàn đường:** (hình 5.4.13b) thường được dùng để ghép các tiết máy mỏng có yêu cầu kín.

Trường hợp chịu lực  $F$  (hình 5.4.13b): độ bền mối hàn được tính theo công thức:

$$\tau = F/bl \leq [\tau] \quad (5.4.30)$$

Các nghiên cứu cho thấy rằng sự tập trung ứng suất trong mối hàn đường nhỏ hơn trong mối hàn điểm.

## §4- Độ bền của mối hàn và ứng suất cho phép

### 1- Độ bền của mối hàn

Độ bền của mối hàn phụ thuộc vào các nhân tố chính sau đây:

- Chất lượng của que hàn và vật liệu được hàn (vật hàn có tính hàn tốt hay xấu).
- Trình độ kỹ thuật hàn.
- Đặc tính của tải trọng (tải trọng tĩnh hay tải trọng thay đổi).

Nếu dùng que hàn chất lượng không tốt, không thích hợp và vật liệu được hàn không có tính hàn tốt, mối hàn sẽ có nhiều khuyết tật và bị nứt nóng hoặc nứt nguội, v.v... Các loại thép ít và vừa cacbon là những vật liệu có tính hàn tốt.

Chất lượng của mối hàn phụ thuộc nhiều vào trình độ kỹ thuật hàn. Nếu kỹ thuật hàn không bảo đảm, hàn còn sót hoặc hàn không thấu, mối hàn có xỉ và ôxit, v.v... sẽ làm cho độ bền mối hàn bị giảm nhiều, nhất là khi chịu tải trọng thay đổi.

Sự tập trung ứng suất và ứng suất trong mối ghép bằng hàn có ảnh hưởng rất lớn đến độ bền mối của mối hàn. Vì vậy trong trường hợp mối ghép chịu tải trọng thay đổi phải đặc biệt chú ý đến vấn đề hình dạng kết cấu. Trong các kiểu mối hàn, mối hàn giáp mối có độ

bền mỗi cao hơn cả vì ít tập trung ứng suất hơn so với các kiểu khác, nhất là khi được vát bớt các chỗ hàn lồi. Không nên dùng mối hàn dọc để chịu tải trọng thay đổi vì mối hàn này có tập trung ứng suất lớn. Cần tránh hàn ở những chỗ có tập trung ứng suất do hình dạng kết cấu tạo nên. Mối hàn phải có chiều dày đồng đều nhau, không nên để tập trung một lượng kim loại nóng chảy lớn ở chỗ giao nhau của các mối hàn. Nên bố trí mối hàn sao cho dễ hàn và dễ kiểm tra.

Để nâng cao độ bền của mối ghép hàn chịu tải trọng thay đổi có thể dùng phương pháp phun bi hoặc miết mối hàn.

## 2- Ứng suất cho phép

Vì có nhiều nhân tố ảnh hưởng đến độ bền của mối hàn, mặt khác, các công thức tính toán lại có tính chất gần đúng và quy ước, cho nên cần thiết phải dùng thực nghiệm để xác định ứng suất cho phép của mối hàn.

Ứng suất cho phép của mối hàn chịu tải trọng tĩnh cho trong bảng 5.4.1, tùy theo phương pháp hàn và loại que hàn.

Trường hợp chịu tải trọng thay đổi, các ứng suất cho phép lấy theo bảng 5.4.1 phải nhân với hệ số giảm  $\gamma$  nhỏ hơn đơn vị. ứng suất để tính toán là ứng suất cực đại của chu kỳ ứng suất ( $\sigma_m$  hoặc  $\tau_m$ ).

*Bảng 5.4.1: Ứng suất cho phép của mối hàn thép khi chịu tải trọng tĩnh.*

Phương pháp hàn	Ứng suất cho phép của mối hàn		
	Kéo $[\sigma]'_k$	Nén $[\sigma]'_n$	Cắt $[\tau]'$
Hàn hồ quang bằng tay dùng que hàn Э42 và Э 50 . Hàn khí.	0,9 $[\sigma]_k$	$[\sigma]_k$	0,6 $[\sigma]_k$
Hàn hồ quang tự động dưới lớp thuốc hàn, hàn bằng tay, dùng que hàn Э 42A và Э 50A. Hàn tiếp xúc giáp mối.	$[\sigma]_k$	$[\sigma]_k$	0,65 $[\sigma]_k$
Hàn tiếp xúc điểm			0,6 $[\sigma]_k$

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

$[S] \approx 1,2 \div 1,8$  - Hệ số an toàn của kết cấu hàn.

## Bài 5: GHÉP BẰNG ĐỘ DÔI

### §1- Khái niệm chung

#### 1- Giới thiệu, nguyên lý làm việc

Mối ghép bằng độ dôi thường được dùng để ghép các tiết máy có bề mặt tiếp xúc là mặt trụ tròn, có khi cũng được dùng để ghép các CTM có bề mặt hình lăng trụ hoặc hình khác.

Muốn tạo thành độ dôi ở mối ghép có đường kính  $d$  thì đường kính trục  $d_{trục}$  phải lớn hơn đường kính lỗ  $d_{lỗ}$ :  
 $\delta = d_{trục} - d_{lỗ} > 0$ .

Do ghép căng trên mặt tiếp xúc sẽ có áp suất  $p$ . Khi chịu tải trọng ngoài (lực dọc trục  $F_a$ , mômen xoắn  $T$ ) hai chi tiết của mối ghép có xu hướng trượt tương đối. Vì vậy trên mặt tiếp xúc xuất hiện lực ma sát.

Nếu lực ma sát đủ lớn có thể chống lại sự dịch chuyển tương đối, tải trọng được truyền qua mối ghép.

#### 2- Các phương pháp lắp

##### a- Phương pháp ép

Dùng ngoại lực ép (hoặc đóng) trục vào lỗ.

Phương pháp này đơn giản, ít tốn kém, nên được dùng rộng rãi. Nhược điểm: khi ép làm san phẳng một phần những nhấp nhô bề mặt tiếp xúc làm giảm độ dôi và do đó làm giảm khả năng tải. Ngoài ra phương pháp ép còn làm biến dạng không đều và hỏng mặt đầu các chi tiết ghép. Để dễ ép có thể vát mép các chi tiết như sau (hình 5.5.2):  $l=0,01d+2$  (mm);  $\alpha = 10\div 15^\circ$ ;  $\alpha_1 = 60\div 90^\circ$ ;  $l_1 = 2\div 3$  (mm).

Lực ép  $F'$  được xác định theo kinh nghiệm:

$$F'_{thép} = 20\delta_{max} l$$

$$F'_{gang} = 11,5 \delta_{max} l$$

Trong đó:  $\delta_{max}$  là độ dôi lớn nhất [ $\mu\text{m}$ ].

$l$  là chiều dài lắp ghép [mm].

$F'$  tính bằng [N].

Công thức trên dùng cho moay ơ thép và trục thép.

Công thức dưới dùng cho moay ơ gang và trục gang.

##### b- Phương pháp nung

Nung nóng chi tiết lỗ cho nở to hơn trục rồi mới lắp, khi nguội lỗ co lại tạo thành độ dôi. Phương pháp này thích hợp với các chi tiết nhỏ và dài. Ưu điểm là không san phẳng nhấp nhô bề mặt, lắp dễ. Nhược điểm: chi tiết do bị đốt nóng bề mặt dễ bị cong vênh do ứng suất nhiệt.

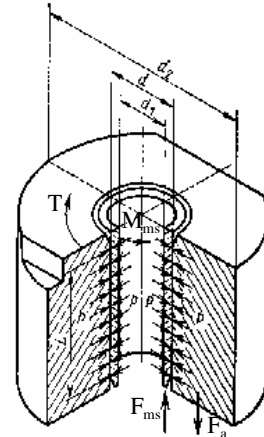
##### c- Phương pháp làm lạnh

Nhúng trục vào axit cacbonic rắn ( $-79^\circ\text{C}$ ) hoặc không khí lỏng ( $-196^\circ\text{C}$ ) cho co nhỏ lại để lắp vào lỗ. Khi nhiệt độ trở về trạng thái bình thường thì nở ra xuất hiện độ dôi.

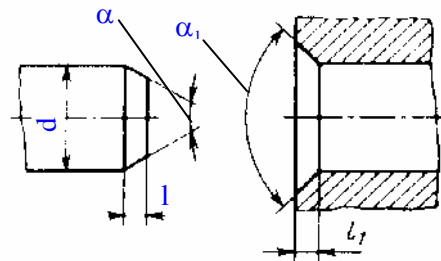
Ưu điểm của phương pháp này là không ảnh hưởng đến chi tiết ghép, Nhược điểm là đắt tiền. Vì vậy phương pháp này chỉ dùng cho các chi tiết nhỏ.

Phương pháp b) và c) về thực chất là như nhau là tạo chênh lệch nhiệt độ cho chi tiết bao và chi tiết bị bao, nên dùng công thức chung sau:

Độ chênh lệch nhiệt độ cần thiết:



Hình 5.5.1 Quan hệ tải trọng trong mối ghép có độ dôi



Hình 5.5.2: Kết cấu mép vát



$$\Delta t = \frac{\delta_{\max} + \delta_0}{\alpha \cdot d} 10^{-3} \quad (5.5.1)$$

Trong đó:  $\delta_{\max}$  - độ dôi lớn nhất của mối ghép ( $\mu\text{m}$ ).  
 $\delta_0$  - khe hở giữa trục với lỗ (để dễ lắp). Thường chọn bằng khe hở nhỏ nhất của kiểu lắp lỏng H7/g6 ( $\mu\text{m}$ ).

$d$  - đường kính danh nghĩa mối ghép.

$\alpha$  - hệ số giãn nở nhiệt:

- với thép  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$  (mm/mm  $^{\circ}\text{C}$ ).

- với gang  $\alpha = 10,5 \cdot 10^{-6}$  (mm/mm  $^{\circ}\text{C}$ ).

### 3- Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng của mối ghép bằng độ dôi

*Ưu điểm :*

- Kết cấu đơn giản, giá thành rẻ.
- Độ đồng tâm giữa trục và lỗ cao.
- Có thể chịu được tải trọng lớn và tải trọng va đập.

*Nhược điểm:*

- Lắp phức tạp, tháo ra có thể hỏng mặt ghép.
- Khó xác định chính xác khả năng tải của mối ghép, vì nó phụ thuộc vào những yếu tố có phạm vi biến thiên rộng như hệ số ma sát và độ dôi.

Tuy nhiên do trình độ kỹ thuật ngày một phát triển, độ chính xác chế tạo ngày một cao, các nhược điểm trên dần dần được khắc phục. Mối ghép bằng độ dôi được dùng rất rộng rãi trong chế tạo máy, đặc biệt là lắp ghép các bánh răng, bánh đai, vô lăng, ổ lăn...

### §2- Tính mối ghép bằng độ dôi

Tính mối ghép bằng độ dôi là xuất phát từ tải trọng cần truyền, phải chọn được kiểu lắp ghép giữa trục và lỗ sao cho áp suất trên bề mặt tiếp xúc đủ lớn để sinh ra lực ma sát chống lại sự dịch chuyển tương đối của trục và lỗ mà vẫn không làm hỏng các chi tiết lắp ghép.

Nội dung trên thường được tiến hành theo 4 bước.

- Từ tải trọng tìm ra áp suất cần thiết.
- Từ áp suất tính độ dôi cần thiết.
- Chọn kiểu lắp thích hợp.
- Kiểm nghiệm trục và lỗ về độ bền và biến dạng.

#### 1- Tính áp suất trên bề mặt ghép

Muốn truyền lực dọc trục  $F_a$ , phải có lực ma sát  $F_{ms}$  sao cho:

$$\begin{aligned} F_{ms} &\geq F_a \\ \text{hay } f p \pi d l &\geq F_a \\ \text{do đó áp suất trên bề mặt ghép:} \\ p &\geq \frac{F_a}{f \pi d l} \end{aligned} \quad (5.5.2)$$

Muốn truyền mômen xoắn  $T$ , phải có mômen ma sát sao cho:

$$\begin{aligned} M_{ms} &\geq T \\ \text{hay } f p \pi d l \frac{d}{2} &\geq T \\ \text{do đó áp suất trên bề mặt ghép:} \\ p &\geq \frac{2 T}{\pi d^2 l \cdot f} \end{aligned} \quad (5.5.3)$$

Muốn truyền đồng thời lực  $F_a$  và mômen  $T$ , phải có:

$$p \geq \sqrt{\frac{F_a^2 + \left(\frac{2 T}{d}\right)^2}{f \pi d l}} \quad (5.5.4)$$

Trong các công thức trên:

$f$  - hệ số ma sát, khi lắp ép  $f = 0,08$ ; khi lắp nhiệt  $f = 0,14$ .

d- đường kính lắp ghép;

l- chiều dài mối lắp.

*Chú ý:* Đối với các chi tiết quay nhanh, lực ly tâm làm giảm áp suất tính toán khá nhiều, do đó trường hợp này phải tăng thêm một lượng bù ứng suất kéo do lực ly tâm gây nên tại mặt ghép.

## 2- Tính độ dôi cần thiết

Khi tính toán về ống dày, người ta đã tìm ra được quan hệ giữa áp suất  $p$  và độ dôi  $\delta$ :

$$\delta = pd \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad (5.5.5)$$

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1$$

với

$$C_2 = \frac{d^2 + d_2^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$$

Trong đó: d - đường kính danh nghĩa của mối ghép (mm);

$d_1$ - đường kính lỗ trong của trục rỗng (mm), nếu đặc  $d_1 = 0$ ;

$d_2$ - đường kính ngoài của chi tiết bị bao;

E,  $\mu$  - mô đun đàn hồi và hệ số Poisson của vật liệu ( $\text{N/mm}^2$ );

với thép E = 2,1 ÷ 2,2.10<sup>5</sup> N/mm<sup>2</sup>,  $\mu = 0,3$ ;

gang E = 1,2 ÷ 1,4.10<sup>5</sup> N/mm<sup>2</sup>,  $\mu = 0,25$ ;

bac bit E = 8,5.10<sup>5</sup> N/mm<sup>2</sup>,  $\mu = 0,33$ .

*Chú ý:*

- Khi lắp ép, một phần những nhấp nhô bề mặt bị san phẳng nên độ dôi còn lại nhỏ hơn độ dôi tính toán. Để bù vào đó phải lấy độ dôi thực

$$\delta_c = \delta + 1,2(R_{Z1} + R_{Z2})$$

$R_Z$ : chiều cao lớn nhất các nhấp nhô bề mặt của mặt ghép (tra theo độ bóng bề mặt).

- Khi lắp nhờ chênh nhiệt  $\delta_c = \delta$ .

## 3- Chọn kiểu lắp

Từ  $\delta$  (hoặc  $\delta_c$ ) ta tra bảng dung sai lắp ghép theo đường kính danh nghĩa d, tìm ra kiểu lắp với:  $\delta_{\min} \geq \delta$  (hoặc  $\delta_c$ ).

Ta phải chọn kiểu lắp sao cho  $\delta_{\min} > \delta$ . Tuy nhiên do ngẫu nhiên  $\delta = \delta_{\max}$  sẽ có thể dẫn tới độ dôi đó là quá lớn, có thể làm chảy dẻo mặt ghép, làm các chi tiết máy biến dạng đàn hồi quá lớn, ảnh hưởng đến sự làm việc bình thường của chúng.

Tính toán phải căn cứ vào độ dôi kiểm tra  $\delta_i$  bằng độ dôi lớn nhất  $\delta_{\max}$  của kiểu lắp (không căn cứ vào độ dôi cần thiết  $\delta_i$ ) được giảm bớt một lượng do san bằng các đỉnh nhấp nhô:  $\delta_k = \delta_{\max} - 1,2(R_{Z1} - R_{Z2})$ .

Theo  $\delta_i$  ta xác định được áp suất sinh ra trong mối ghép và trị số các ứng suất theo hướng tâm và hướng tiếp tuyến sinh ra trong tiết máy bao và tiết máy bị bao ( $\delta_r$  và  $\delta_k$ ).

### a- Kiểm nghiệm theo điều kiện chảy dẻo

Xét sự phân bố ứng suất trên mặt cắt vuông góc với đường tâm trục qua mối ghép có độ dôi (hình 5.5.3). Theo thuyết bền ứng suất tiếp lớn nhất ta có điều kiện để trong các tiết máy bao và bị bao không sinh ra biến dạng dẻo:

$$\delta_{td} = \delta_1 - \delta_3 \leq \delta_{ch}$$

Điểm trong cùng của tiết máy bị bao (trục) và điểm A trong cùng của tiết máy bao (lỗ) có ứng suất tương đương lớn nhất.

Đối với lỗ (điểm A)

$$\sigma_1 = \sigma_{\max} = \sigma_t = p \frac{d^2 + d_2^2}{d_2^2 - d^2}$$

$$\sigma_3 = \sigma_{\min} = \sigma_r = -p.$$

$$\sigma_{td}^A = \sigma_1 - \sigma_3 = p \frac{2d_2^2}{d_2^2 - d^2}$$

Để không bị chảy dẻo phải có:

$$\sigma_{td}^A \leq \sigma_{ch}^A$$

$\sigma_{ch}^A$  : giới hạn chảy của vật liệu tiết máy bao (lỗ)

tức là

$$p_{\max} \leq \sigma_{ch} \frac{d_2^2 - d^2}{2d_2^2} \quad (5.5.6)$$

Đối với trục (điểm B)

$$\sigma_1 = \sigma_{\max} = \sigma_r = 0$$

$$\sigma_3 = \sigma_{\min} = \sigma_t = -p \frac{2d^2}{d^2 - d_1^2}.$$

$$\sigma_{td}^B = \sigma_1 - \sigma_3 = p \frac{2d^2}{d^2 - d_1^2}.$$

Để không bị chảy dẻo phải có

$$\sigma_{td}^B \leq \sigma_{ch}^B$$

$\sigma_{ch}^B$  : giới hạn chảy của vật liệu tiết máy bị bao (trục)

$$\text{hay } p_{\max} \leq \sigma_{ch}^B \frac{d^2 - d_1^2}{2d^2} \quad (5.5.7)$$

#### **b- Kiểm nghiệm theo điều kiện biến dạng đàn hồi.**

Một số chi tiết do yêu cầu làm việc biến dạng đàn hồi không vượt quá phạm vi cho phép nào đó. Ví dụ khi lắp căng vòng trong ổ bi với trục, nếu mặt ngoài của vòng này biến dạng đàn hồi quá lớn sẽ làm kẹt bi.

Vì vậy đối với một số chi tiết quan trọng còn phải kiểm tra độ tăng đường kính ngoài của lỗ ( $d_2$ ) và độ giảm đường kính trong của trục ( $d_1$ ).

Theo định luật Húc :

$$\sigma = \varepsilon E \quad \Rightarrow \quad \varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

Đối với lỗ:

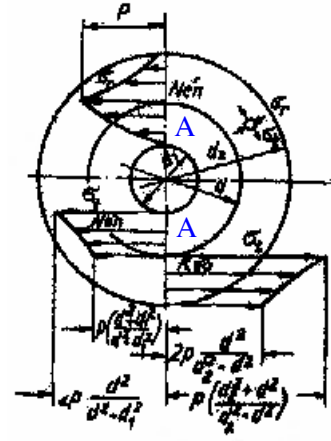
$$\varepsilon = \frac{\Delta d_2}{d_2} = \frac{\sigma_A}{E_2} = \frac{1}{E_2} \left[ p \frac{d_2^2 - d^2}{d_2^2 - d^2} - p \right]$$

$$\text{do đó } \Delta d_2 = \frac{2pd_2}{E_2 \left[ \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 - 1 \right]} \leq [\Delta d_2]$$

Đối với trục :

$$\varepsilon = \frac{\Delta d_1}{d_1} = \frac{\sigma_B}{E_1} = \frac{2pd^2}{d^2 - d_1^2} \frac{1}{E_1}$$

$$\text{do đó } \Delta d_1 = \frac{2pd_1}{\left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d} \right)^2 \right] E_1} \leq [\Delta d_1].$$



Hình 5.5.3: Sơ đồ phân bố ứng suất trong mối ghép bằng độ dôi

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]- **Nguyễn Trọng Hiệp**  
*Chi tiết máy*, tập I, II  
NXB Đại học và Giáo dục chuyên nghiệp, 1994.
- [2] **Trình Chất**  
*Cơ sở Thiết kế máy và Chi tiết máy*  
Nhà xuất bản Khoa học kỹ thuật, 1998.
- [3]- **В.Н. Кудрявцев**  
*Детали машин*  
Ленинград Машиностроение 1980.
- [4]- **М.Н. Иванов**  
*Детали машин*  
Москва Издательство “Высшая школа” 1984.
- [5]- **И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр...**  
*Расчёт на прочность деталей машин*  
Москва Машиностроение 1993.
- [6]- **Robert L. Norton**  
*Machine Design*  
Prentice- Hall International, Inc. 1996.

## MỤC LỤC

	Trang
<b>Lời nói đầu</b>	1
<b>Phần I. Những vấn đề cơ bản về thiết kế máy và chi tiết máy</b>	
Bài 1. Mở đầu	2
Bài 2. Đại cương về thiết kế máy và chi tiết máy	4
<b>Phần II. Truyền động cơ khí</b>	
Bài mở đầu. Những vấn đề chung về truyền động cơ khí	23
Bài 1. Truyền động bánh ma sát	24
Bài 2. Truyền động đai	31
Bài 3. Truyền động bánh răng	43
Bài 4. Truyền động trục vít – bánh vít	64
Bài 5. Truyền động xích	77
Bài 6. Hệ thống truyền dẫn cơ khí	86
<b>Phần III. Các tiết máy đỡ nối</b>	
Bài 1. Trục	94
Bài 2. Ổ lăn	103
Bài 3. Ổ trượt	113
Bài 4. Khớp nối	123
<b>Phần IV. Cơ sở thiết kế tự động</b>	130
<b>Phần V. Các tiết máy ghép</b>	136
Bài 1. Ghép bằng then và then hoa	137
Bài 2. Ghép bằng đinh tán	143
Bài 3. Ghép bằng ren	149
Bài 4: Ghép bằng hàn	158
Bài 5: Ghép bằng độ dôi	169
Tài liệu tham khảo	171