

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA SƯ PHẠM KỸ THUẬT
----------

BÀI GIẢNG
CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY
PHẦN I

DÙNG CHO SINH VIÊN CHUYÊN NGÀNH CƠ KHÍ CHẾ TẠO MÁY
(LƯU HÀNH NỘI BỘ)

BIÊN SOẠN :
LÊ CƯỜNG - BỘ MÔN NGUYÊN LÝ - CHẾ TẠO MÁY

ĐÀ NẴNG 2007

PHẦN I

NHỮNG VẤN ĐỀ CƠ BẢN TRONG THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

CHƯƠNG I

ĐẠI CƯƠNG VỀ THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

1.1. Các vấn đề chung

1. Máy, bộ phận máy và chi tiết máy

Mỗi máy được cấu tạo bởi nhiều bộ phận máy. Mỗi bộ phận máy lại gồm nhiều chi tiết máy. Chi tiết máy là phần tử cấu tạo đầu tiên hoàn chỉnh của máy.

Ví dụ : Máy tiện gồm nhiều bộ phận máy như bàn máy, ụ đứng, ụ động, hộp tốc độ, bàn dao, cơ cấu truyền dẫn từ động cơ đến hộp tốc độ... ụ đứng máy tiện gồm các chi tiết máy như ụ, trục chính, ổ trục, bánh răng, trục...

Trên quan điểm thiết kế, chi tiết được phân thành hai nhóm :

- Chi tiết máy có công dụng chung : bu lông, bánh răng, trục, ổ trục... (chi tiết máy được dùng phổ biến trong các loại máy khác nhau)
- Chi tiết máy có công dụng riêng : trục khuỷu, van, cam, bánh tuabin... (chỉ được dùng trong một số loại máy nhất định).

Môn học Chi tiết máy chỉ nghiên cứu các chi tiết máy có *công dụng chung*.

2. Những yêu cầu chủ yếu đối với máy và chi tiết máy

a) Có hiệu quả sử dụng cao

- Năng suất cao
- Hiệu suất cao
- Tiêu thụ ít năng lượng
- Độ chính xác cao
- Chi phí về lao động vận hành máy thấp
- Kích thước, trọng lượng nhỏ gọn v.v.

b) Yêu cầu về khả năng làm việc

Hoàn thành các chức năng đã định, bảo đảm được độ bền, có tính bền mòn, không thay đổi về kích thước và hình dạng (đủ độ cứng), chịu được nhiệt, chịu được dao động v.v.

c) Có độ tin cậy cao

Máy được gọi là có độ tin cậy cao nếu như có thể thực hiện được các chức năng nhiệm vụ đã định, đồng thời các chỉ tiêu về sử dụng (như năng suất, độ chính xác, hiệu suất, mức độ tiêu thụ năng lượng..) vẫn được duy trì ở mức độ cho phép trong suốt thời hạn sử dụng.

d) An toàn trong sử dụng

Trong điều kiện sử dụng bình thường hay khi có sự cố, không gây nguy hiểm cho người sử dụng, không gây hư hại cho các thiết bị, nhà cửa và các đối tượng khác xung quanh.

e) Có tính công nghệ cao

Một mặt, chi tiết máy phải thỏa mãn các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc và độ tin cậy, mặt khác, trong điều kiện sản xuất sẵn có phải dễ chế tạo, ít tổn nguyên vật liệu và thời gian.

Yêu cầu chủ yếu của tính công nghệ

- *Kết cấu phải phù hợp với điều kiện và quy mô sản xuất*

Ví dụ, trong sản xuất đơn chiếc, vỏ hộp giảm tốc hợp lý nhất là được hàn từ các tấm đơn giản; trong sản xuất hàng loạt lớn nên đúc trong khuôn kim loại hay hàn từ các chi tiết dập và cán định hình ...

- *Kết cấu và hình dạng phải hợp lý theo quan điểm công nghệ*

Ví dụ, kết cấu phải đơn giản, dễ chế tạo, dễ lắp ráp; các bề mặt gia công nên là các bề mặt đơn giản như mặt phẳng, mặt trụ tròn; số lượng bề mặt gia công nên ít, diện tích cần gia công nhỏ và có thể gia công bằng các phương pháp có năng suất cao...

- *Cấp chính xác và độ nhẵn đúng mức*

Cấp chính xác và độ nhẵn bề mặt chi tiết máy càng cao \Rightarrow phí tổn gia công càng tăng và có thể phải dùng các thiết bị đặc biệt để gia công. Tuy nhiên, không được hạ thấp cấp chính xác so với yêu cầu của điều kiện làm việc của chi tiết máy.

- *Chọn phương pháp tạo phôi hợp lý*

Phương pháp tạo phôi phải phù hợp với đặc điểm về hình dạng và kết cấu của chi tiết máy. Ví dụ, *phương pháp đúc* được dùng cho các chi tiết máy có hình dạng phức tạp, thích hợp với sản xuất hàng loạt lớn. *Phương pháp hàn* thường dùng để chế tạo các kết cấu gồm từ các tấm, thanh, thép góc, thép định hình...

f) Có tính kinh tế cao

- + Thời gian và công sức thiết kế ít nhất
- + Kích thước gọn nhẹ, khối lượng nhỏ, do đó giá thành hạ
- + Vật liệu rẻ tiền, dễ cung cấp
- + Giá thành chế tạo thấp nhất
- + Năng suất, hiệu suất cao, chi phí về năng lượng thấp, chi phí về bôi trơn, bảo dưỡng và sửa chữa thấp

3. Các bước thiết kế một máy

Máy được thiết kế phải thỏa mãn các yêu cầu về kỹ thuật như năng suất, độ tin cậy và tuổi thọ, giá thành và trọng lượng máy. Ngoài ra, tùy trường hợp cụ thể còn phải: Có khuôn khổ, kích thước nhỏ gọn; chuyển động ổn định; làm việc không ồn; thao tác sử dụng dễ dàng; hình thức đẹp .. Có thể tiến hành theo các bước sau đây :

- + Xác định nguyên tắc hoạt động và chế độ làm việc của máy
- + Lập sơ đồ chung toàn máy và các bộ phận máy, thỏa mãn các yêu cầu cho trước
- + Xác định trị số và đặc tính tải trọng tác dụng lên các bộ phận máy
- + Tiến hành tính toán về động học, về động lực học toàn máy; tính toán thiết kế các chi tiết máy, tính toán kinh tế...
- + Lập quy trình công nghệ chế tạo các chi tiết máy
- + Lập quy trình công nghệ lắp ráp các bộ phận máy và lắp ráp toàn máy
- + Lập thuyết minh hướng dẫn sử dụng, bảo dưỡng và sửa chữa máy

4. Các bước thiết kế một chi tiết máy

Thiết kế *chi tiết máy* là một phần công việc của quá trình thiết kế máy, thường tiến hành theo trình tự sau:

- + Lập sơ đồ tính toán: kết cấu chi tiết máy được đơn giản hóa, lực tác dụng coi như tập trung hoặc phân bố theo một quy luật nào đó.
- + Xác định tải trọng tác dụng lên chi tiết máy.
- + Chọn vật liệu thích hợp để chế tạo chi tiết máy.
- + Tính toán các *kích thước chính* của chi tiết máy theo các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc (bước này chỉ là gần đúng, bởi vì chỉ dựa trên các sơ đồ đã đơn giản hóa và chưa đánh giá một cách chính xác các nhân tố về tải trọng và ứng suất).
- + Trên cơ sở tính toán gần đúng, kết hợp với các yêu cầu về tiêu chuẩn hóa, về lắp ghép, về công nghệ chế tạo và các yêu cầu cụ thể khác \Rightarrow xây dựng kết cấu cụ thể của chi tiết máy, với đầy đủ kích thước, dung sai, độ nhẵn bề mặt, các yêu cầu kỹ thuật khác.
- + Kiểm nghiệm theo các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc: xác định hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm, xác định biến dạng, nhiệt độ trong các bộ phận máy v.v. và so sánh với các trị số cho phép. Nếu không thỏa mãn, phải sửa đổi lại kích thước và kiểm nghiệm lại.

5. Một số đặc điểm khi tính toán thiết kế chi tiết máy

a) Kết cấu và điều kiện làm việc của chi tiết máy khá phức tạp, tải trọng tác dụng lên chi tiết máy khó xác định chính xác \Rightarrow khó thiết lập được các *công thức lý thuyết chính xác* để tính toán chi tiết máy. Do vậy, thường dùng các *giả thiết* để đơn giản hóa bài toán \Rightarrow xây dựng các *công thức gần đúng* và bổ sung vào các công thức này các *hệ số điều chỉnh* để kể đến các đặc điểm về kết cấu của chi tiết máy và các yếu tố ảnh hưởng đến khả năng làm việc của nó.

Ngoài ra, còn có các *công thức thực nghiệm*, hoặc *công thức kinh nghiệm* được lập ra trên cơ sở thống kê những kết quả thu được từ thực nghiệm, hoặc từ kinh nghiệm sử dụng máy.

b) Tính toán xác định kích thước chi tiết máy nhiều khi phải tiến hành theo hai bước :
Tính

toán *sơ bộ*, sau đó tính toán *kiểm nghiệm*. Lý do : thường lúc đầu chưa biết chính xác lực tác dụng \Rightarrow phải dùng bước tính *sơ bộ* để xác định một cách gần đúng kích thước của chi tiết máy \Rightarrow xây dựng kết cấu chi tiết máy \Rightarrow tính chính xác trị số ứng suất \Rightarrow tiến hành *kiểm nghiệm*.

Khi kiểm nghiệm, nếu ứng suất sinh ra nhỏ hơn ứng suất cho phép \Rightarrow phải thay đổi kết cấu và tính lại đến khi phù hợp.

c) Mỗi chi tiết máy có nhiều kích thước \Rightarrow chỉ tính toán các kích thước *chủ yếu* tại các tiết diện nguy hiểm (chịu ứng suất lớn), các kích thước còn lại xác định theo điều kiện về kết cấu, công nghệ, lắp ghép... (dựa vào kinh nghiệm hay hướng dẫn trong các sổ tay thiết kế).

d) Cùng một nội dung thiết kế, có thể có nhiều giải pháp thực hiện \Rightarrow nên chọn đồng thời một số phương án để tính toán \Rightarrow so sánh để chọn ra phương án tốt nhất đáp ứng các yêu cầu kỹ thuật đề ra.

1.2. Tải trọng và ứng suất

1. Tải trọng tác dụng lên máy và chi tiết máy

- Tải trọng gồm *lực*, *momen* tác dụng lên máy hay bộ phận máy trong quá trình làm việc (và được gọi là tải trọng làm việc).
- Theo đặc tính thay đổi theo thời gian, phân thành :

- Tải trọng *tĩnh* là tải trọng không thay đổi theo thời gian hoặc thay đổi không đáng kể.
- Tải trọng *thay đổi* là tải trọng có cường độ, phương hoặc chiều thay đổi theo thời gian.
- Tải trọng *va đập* là tải trọng đột nhiên tăng mạnh rồi giảm ngay tức khắc.
- Khi tính toán thiết kế chi tiết máy, còn cần phân biệt tải trọng danh nghĩa, tải trọng tương đương và tải trọng tính toán:

- *Tải trọng danh nghĩa* Q_{dn} là tải trọng được chọn trong số các tải trọng tác dụng lên máy trong chế độ làm việc ổn định, thường là tải trọng lớn hay tải trọng tác dụng lâu dài nhất.

- *Tải trọng tương đương* Q_{td} : Khi máy làm việc với chế độ tải trọng thay đổi nhiều mức (hình 1.1) \Rightarrow để tính toán thiết kế, ta thay thế bằng chế độ tải trọng một mức (không đổi) và gọi là tải trọng tương đương :

$$Q_{td} = k_N \cdot Q_{dn}$$

k_N : hệ số tuổi thọ, phụ thuộc đồ thị thay đổi tải trọng và tải trọng nào trong các tải trọng thay đổi được chọn làm tải trọng danh nghĩa.

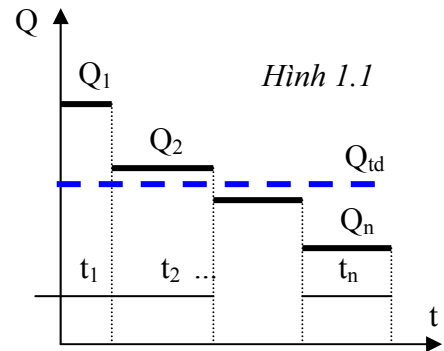
- *Tải trọng tính toán* Q_{tt} là tải trọng tương đương, có kể thêm ảnh hưởng của đặc tính phân bố không đều của tải trọng trên các bề mặt tiếp xúc, tính chất tải trọng (tải trọng thay đổi hay tải trọng tĩnh), điều kiện làm việc thực tế....

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

K_{tt} : hệ số xét đến sự phân bố không đều của tải trọng trên các bề mặt tiếp xúc.

K_d : hệ số tải trọng động.

K_{dk} : hệ số phụ thuộc vào điều kiện làm việc thực tế.



2. Ứng suất

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

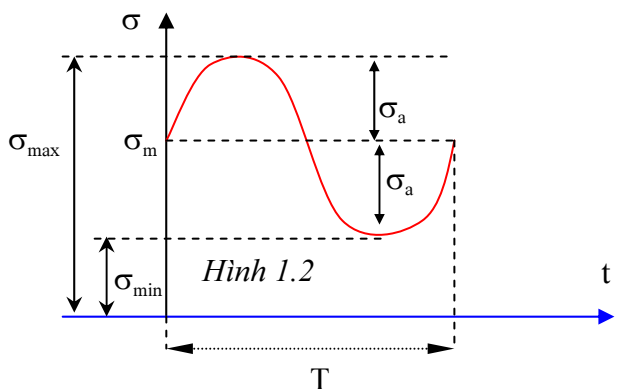
▪ Ứng suất có thể là *ứng suất tĩnh* (không thay đổi theo thời gian, hoặc trị số thay đổi không đáng kể) hoặc *ứng suất thay đổi* (trị số hoặc chiều hoặc cả trị số và chiều thay đổi theo thời gian).

▪ Ứng suất thay đổi được đặc trưng bằng chu trình thay đổi ứng suất. Một vòng thay đổi ứng suất qua giá trị lớn nhất, nhỏ nhất rồi về giá trị ban đầu được gọi là một *chu trình ứng suất*. Thời gian thực hiện một chu trình được gọi là một *chu kỳ ứng suất* (hình 1.2).

Chu trình ứng suất được đặc trưng bằng :

+ Biên độ ứng suất :
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

+ Ứng suất trung bình :
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$



+ Hệ số chu trình ứng suất : $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$

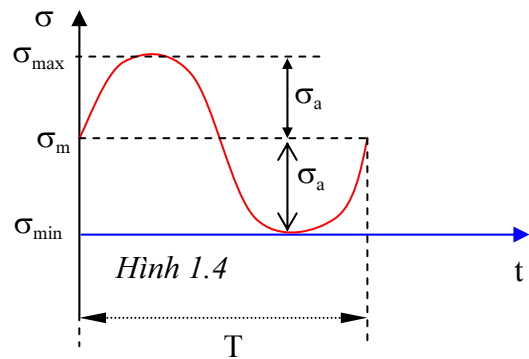
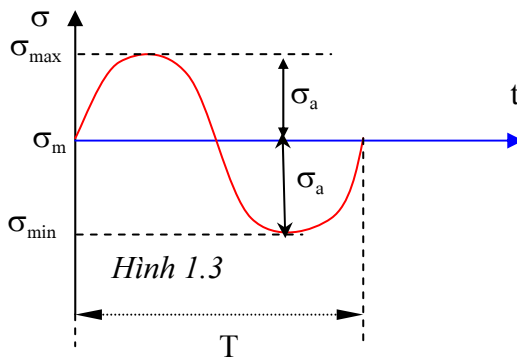
Khi $r = -1 \Rightarrow$ chu trình đối xứng (hình 1.3) $\Rightarrow \sigma_m = 0 ; \sigma_a = \sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$

Khi $r = 0 \Rightarrow$ chu trình mạch động (hình 1.4) $\Rightarrow \sigma_{\min} = 0 ; \sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2}$

Khi $r > 0 \Rightarrow$ chu trình ứng suất không đối xứng cùng dấu.

Khi $r < 0 \Rightarrow$ chu trình ứng suất không đối xứng khác dấu.

Khi $r = 0 \Rightarrow$ ứng suất không thay đổi.



▪ Ứng suất có thể thay đổi *ổn định* (σ_a và σ_m không thay đổi theo thời gian) hay *không ổn định* (σ_a và σ_m hoặc một trong hai đại lượng này thay đổi theo thời gian).

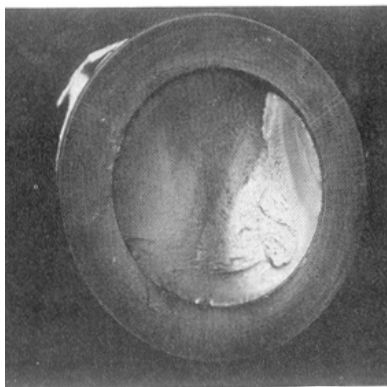
▪ Tải trọng tác dụng gây ra trong chi tiết máy các loại ứng suất: ứng suất pháp (kéo σ_k , nén σ_n , uốn σ_F), ứng suất tiếp (cắt τ_c , xoắn τ), ứng suất dập σ_d , ứng suất tiếp xúc σ_H , ...

Ứng suất kéo, nén, uốn, cắt, xoắn xuất hiện *trên từng chi tiết*, còn ứng suất dập và ứng suất tiếp xúc xuất hiện *khi các chi tiết máy trực tiếp tiếp xúc* và có tác dụng tương hỗ với nhau.

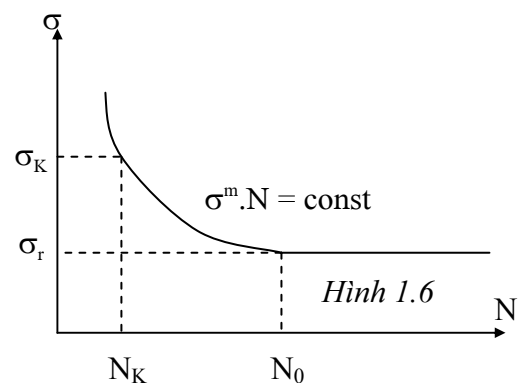
Ứng suất *dập* xuất hiện tại chỗ tiếp xúc có diện tích tiếp xúc *lớn*, còn ứng suất *tiếp xúc* xuất hiện tại chỗ tiếp xúc khi diện tích tiếp xúc *nhỏ* so với kích thước của các chi tiết.

1.3. Độ bền mỏi của chi tiết máy

1. Hiện tượng phá hủy do mỏi



Hình 1.5



▪ Quan sát các chi tiết máy chịu ứng suất thay đổi theo thời gian sẽ thấy quá trình phá hủy mỏi bắt đầu từ các vết nứt tế vi tại vùng chịu ứng suất lớn hoặc những nơi có khuyết tật của vật liệu. Khi số chu trình làm việc tăng lên \Rightarrow các vết nứt vì mỏi phát triển dần cả bề rộng lẫn

bề sâu, làm giảm dần diện tích chịu tải của chi tiết máy, do đó làm tăng giá trị ứng suất, cho đến khi chi tiết máy không còn đủ sức bền tĩnh thì nó bị phá hỏng.

Hiện tượng nói trên gọi là *hiện tượng phá hủy mỏi* và khả năng của chi tiết máy cản lại sự phá hủy mỏi được gọi là *độ bền mỏi*.

Vết gãy do mỏi thường bao gồm hai vùng (hình 1.5): Một vùng tương đối mịn, hạt nhỏ là vùng phát sinh và phát triển vết nứt với tốc độ chậm sau một số lớn chu kỳ chịu tải, còn vùng kia thô hơn, hạt to hoặc có thớ, phát triển nhanh chỉ sau một số nhỏ chu kỳ ở giai đoạn cuối của quá trình phá hủy mỏi.

▪ Bằng thực nghiệm, người ta xây dựng được đường cong biểu diễn quan hệ giữa ứng suất (biên độ ứng suất σ_m hay ứng suất lớn nhất σ_{\max}) và số chu kỳ thay đổi ứng suất N mà chi tiết máy hay mẫu thử có thể chịu được cho đến khi bị phá hủy. Đường cong nói trên được gọi là *đường cong mỏi* (hình 1.6).

Phương trình đường cong mỏi có dạng: $\sigma^m \cdot N = \text{const}$

Với m là bậc của đường cong mỏi.

Dựa vào đường cong mỏi, ta thấy rằng:

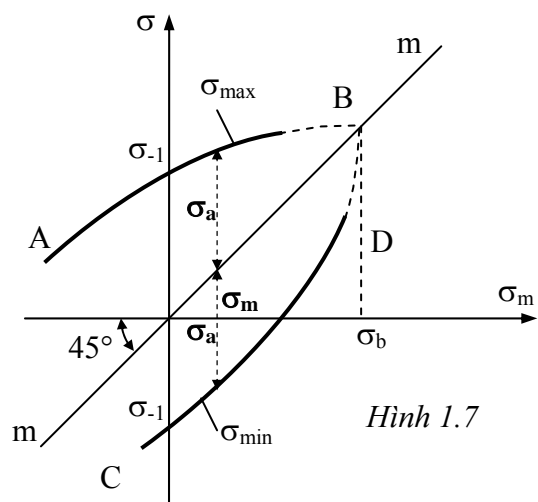
+ Khi ứng suất sinh ra trong chi tiết máy bằng σ_K thì nó sẽ bị phá hủy sau N_K chu kỳ chịu tải $\Rightarrow N_K$ được gọi là *tuổi thọ ứng với mức ứng suất σ_K* .

+ Ngược lại, để chi tiết máy không bị phá hủy sau N_K chu kỳ chịu tải thì ứng suất sinh ra trong chi tiết máy phải nhỏ hơn hoặc bằng $\sigma_K \Rightarrow \sigma_K$ được gọi là *giới hạn mỏi ngắn hạn ứng với tuổi thọ N_K* .

+ Khi ứng suất sinh ra trong chi tiết máy càng lớn thì tuổi thọ chi tiết máy càng giảm.

+ Khi σ_K giảm xuống đến một giá trị σ_r nào đó thì số chu kỳ làm việc N_K có thể tăng lên khá lớn mà mẫu thử vẫn không bị gãy hỏng. σ_r được gọi là *giới hạn mỏi dài hạn* của vật liệu. Số chu kỳ thay đổi ứng suất N_0 ứng với giới hạn mỏi dài hạn σ_r được gọi là *số chu kỳ cơ sở*.

▪ Bằng thực nghiệm, còn xây dựng được *đồ thị các ứng suất giới hạn* (hình 1.7) biểu thị quan hệ giữa các trị số giới hạn của ứng suất lớn nhất σ_{\max} và ứng suất nhỏ nhất σ_{\min} của chu trình ứng suất với ứng suất trung bình σ_m . Đồ thị này có đặc điểm: đường mm biểu thị ứng suất trung bình, đường AB biểu thị các trị số giới hạn của σ_{\max} , đường CD biểu thị các trị số giới hạn của σ_{\min} . Miền nằm giữa hai nhánh AB và CD là những trị số ứng suất không làm hỏng vật liệu. Các giao điểm của AB và CD với trục tung là trị số σ_{\max} và σ_{\min} của chu trình đối xứng, ký hiệu σ_{-1} . Các tung độ tính từ đường mm đến AB và CD là các giá trị của biên độ ứng suất σ_a .



Hình 1.7

2. Những nhân tố ảnh hưởng đến độ bền mỏi của chi tiết máy

a) Vật liệu

- + Thép có độ bền mỏi cao hơn các vật liệu khác
- + Thép hàm lượng cacbon tương đối cao sẽ có độ bền mỏi lớn hơn thép có hàm lượng cacbon thấp hơn

- + Thép hợp kim có độ bền mỗi cao hơn thép các bon thông thường
- + Thép lẫn nhiều tạp chất phi kim loại, độ bền mỗi sẽ giảm
- + Gang có độ bền mỗi thấp hơn thép.

b) Hình dạng kết cấu

▪ Tại chỗ thay đổi tiết diện của chi tiết máy như góc lượn, vai trục, rãnh, rãnh then, lỗ... (hình 1.8) có sự tập trung biến dạng \Rightarrow xảy ra tập trung ứng suất \Rightarrow làm cho ứng suất thực tế lớn hơn ứng suất danh nghĩa \Rightarrow xuất hiện sớm các vết nứt vì mỗi và vết nứt phát triển khá nhanh \Rightarrow làm giảm độ bền mỗi của chi tiết máy.

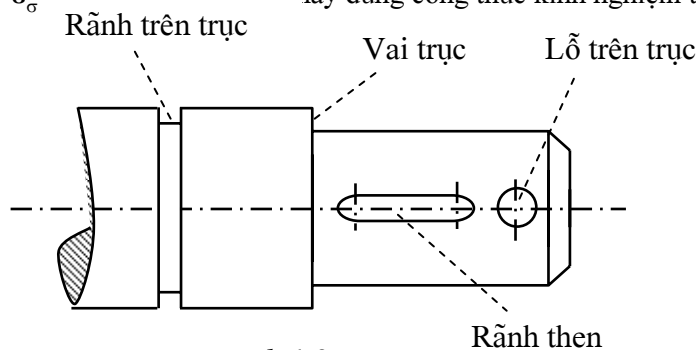
▪ Trong tính toán, để kể đến ảnh hưởng của yếu tố này \Rightarrow dùng hệ số ảnh hưởng của kích thước

tuyệt đối : $\varepsilon_{\sigma} = \frac{\sigma_{rd}}{\sigma_{rd_0}}$ hay : $\varepsilon_{\tau} = \frac{\tau_{rd}}{\tau_{rd_0}}$

với : σ_{rd} : giới hạn mỗi dài hạn của chi tiết máy nhẵn, có đường kính d .

σ_{rd_0} : giới hạn mỗi dài hạn của mẫu nhẵn, có đường kính $d_0 = 7 - 10$ mm.

Các hệ số ε_{σ} và ε_{τ} được tra bảng hay dùng công thức kinh nghiệm trong sổ tay thiết kế.



Hình 1.8

c) Kích thước tuyệt đối

▪ Kích thước tuyệt đối của chi tiết máy càng lớn \Rightarrow độ bền mỗi sẽ giảm xuống (do sự không đồng đều về cơ tính của vật liệu tăng lên, trong chi tiết máy có nhiều khuyết tật hơn, đồng thời còn do chiều dày tương đối của lớp bề mặt được tăng bền bằng nhiệt luyện, phun bi, lăn ép giảm xuống).

▪ Trong tính toán, để kể đến ảnh hưởng của yếu tố này \Rightarrow dùng hệ số ảnh hưởng của kích thước

tuyệt đối : $\varepsilon_{\sigma} = \frac{\sigma_{rd}}{\sigma_{rd_0}}$ hay : $\varepsilon_{\tau} = \frac{\tau_{rd}}{\tau_{rd_0}}$

với : σ_{rd} : giới hạn mỗi dài hạn của chi tiết máy nhẵn, có đường kính d .

σ_{rd_0} : giới hạn mỗi dài hạn của mẫu nhẵn, có đường kính $d_0 = 7 - 10$ mm.

Các hệ số ε_{σ} và ε_{τ} được tra bảng hay dùng công thức kinh nghiệm trong sổ tay thiết kế.

d) Công nghệ gia công bề mặt

▪ Lớp bề mặt chi tiết máy thường là lớp chịu ứng suất lớn nhất, các vết nứt vì mỗi thường xuất hiện từ lớp bề mặt chi tiết máy. Mọi tổn hại trên bề mặt chi tiết máy như vết xước do gia công, các khuyết tật kim loại, các vết rỉ, các mấp mô bề mặt... gây nên tập trung ứng suất \Rightarrow nguồn phát sinh các vết nứt vì mỗi \Rightarrow làm giảm độ bền mỗi.

Các bề mặt có độ nhẵn cao (mài) hoặc được gia công tăng bền (phun bi, lăn ép, nhiệt luyện bề mặt...) \Rightarrow độ bền mỏi sẽ cao. Các bề mặt được tiện, phay, bào hay không gia công \Rightarrow độ bền mỏi sẽ thấp hơn.

- Trong tính toán, để kể đến ảnh hưởng của yếu tố này \Rightarrow dùng hệ số trạng thái bề mặt :
 $\beta = \sigma_r$ của chi tiết máy/ σ_r của mẫu nhẵn, không được tăng bền
Hệ số β được tra bảng trong sổ tay thiết kế.

e) Trạng thái ứng suất

- Với ứng suất thay đổi theo thời gian thì biên độ ứng suất σ_a là thành phần chủ yếu gây nên phá hủy mỏi. Tuy nhiên thực nghiệm cho thấy trị số của ứng suất trung bình σ_m cũng có ảnh hưởng đến độ bền mỏi của chi tiết máy.
- Dựa vào đồ thị các ứng suất giới hạn trên hình 1.7, ta thấy :
Khi ứng suất trung bình là *kéo* ($\sigma_m > 0$) càng lớn \Rightarrow trị số giới hạn của biên độ ứng suất σ_a càng giảm, tức là với σ_a tuy nhỏ cũng có thể gây nên phá hủy mỏi.
Khi ứng suất trung bình là *nén* ($\sigma_m < 0$) \Rightarrow trị số giới hạn của biên độ ứng suất σ_a khá lớn, lớn hơn giới hạn mỏi σ_{-1} trong chu trình đối xứng.

3. Các biện pháp nâng cao độ bền mỏi của chi tiết máy

a) Biện pháp về kết cấu

- Giảm trị số danh nghĩa của các ứng suất (σ_a, σ_m) bằng cách tăng kích thước của chi tiết máy tại các tiết diện nguy hiểm, tăng diện tích tiếp xúc đối với các chi tiết máy chịu ứng suất tiếp xúc thay đổi, bố trí hợp lý vị trí các ổ trục...
- Giảm tập trung ứng suất, ví dụ : tại các chỗ chuyển tiếp kích thước, hình dạng chi tiết cần có sự thay đổi đều đặn, thay chỗ sắc cạnh bằng góc lượn với bán kính lớn nhất có thể, vát mép bề mặt lắp ghép, khi gia công rãnh then dùng dao phay ngón thay vì dùng dao phay đĩa...
- Dùng các liên kết đàn hồi để giảm bớt biên độ tác dụng của tải trọng chu kỳ (ví dụ dùng khớp nối đàn hồi giữa các chi tiết máy chịu momen xoắn có thể làm giảm biên độ dao động của momen xoắn thay đổi theo chu kỳ...).

b) Biện pháp về công nghệ

Thực chất của các biện pháp công nghệ là sử dụng các phương pháp gia công đặc biệt để tăng bền cho chi tiết máy nhờ tạo ra cấu tạo tinh thể hạt nhỏ có độ bền cao, tạo ra lớp bề mặt có ứng suất dư nén...:

- Gia công nhẵn bề mặt (bằng đánh bóng, mài nghiền...) \Rightarrow san phẳng các nhấp nhô vi \Rightarrow làm giảm tập trung ứng suất.
- Dùng nhiệt luyện và hóa nhiệt luyện \Rightarrow cho hiệu quả cao đối với các chi tiết máy có tập trung ứng suất.
- Gây biến dạng dẻo lớp bề mặt như phun bi, lăn nén \Rightarrow gây nên lớp cứng nguội bề mặt, độ rắn bề mặt tăng lên, trong lớp bề mặt có lớp ứng suất dư nén.

1.4. Vật liệu chế tạo chi tiết máy

1. Những yêu cầu đối với vật liệu chế tạo chi tiết máy

- Phù hợp với các chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của chi tiết máy (như độ bền, độ cứng, độ bền mòn, độ chịu nhiệt...)
- Đáp ứng các yêu cầu về khối lượng, kích thước của chi tiết máy và máy

- Bảo đảm các yêu cầu liên quan đến công dụng và điều kiện sử dụng (chống ăn mòn, giảm ma sát, cách điện...)
- Có tính công nghệ phù hợp với hình dạng và phương pháp gia công chi tiết máy (ví dụ : chi tiết máy có hình dạng phức tạp được gia công bằng phương pháp đúc \Rightarrow vật liệu phải có tính đúc, chi tiết máy cần gia công cắt gọt \Rightarrow vật liệu phải cắt gọt được...).
- Có lợi nhất về phương diện giá thành sản phẩm (giá vật liệu và giá thành chế tạo)
- Vật liệu dễ tìm, dễ cung ứng, ưu tiên vật liệu có sẵn trong nước. Hạn chế số lượng các loại vật liệu để dễ cung ứng và bảo quản...
- Đôi khi dùng nguyên tắc *chất lượng cục bộ* để chọn vật liệu các phần khác nhau của chi tiết máy (ví dụ vành bánh vít bằng đồng thanh ghép với moayơ bằng gang..., lót ổ gồm hai thứ kim loại : lớp tráng bằng bécbit trên nền đồng thanh bằng gang).

2. Các loại vật liệu thường dùng trong ngành chế tạo máy

Bao gồm : kim loại đen, kim loại màu, kim loại gốm và vật liệu không kim loại.

a) Kim loại đen

Gang : hợp chất của sắt và cacbon ($C > 2,14\%$). Thép : hợp chất của sắt và cacbon ($C \leq 2,14\%$). Ngoài ra trong gang và thép còn có các tạp chất khác hoặc các nguyên tố hợp kim. Gang và thép là vật liệu thông dụng nhất nhờ độ bền, độ cứng cao, rẻ tiền hơn hợp kim màu. Nhược điểm chính là khối lượng riêng lớn, chống rỉ kém.

Để cải thiện tính chất của gang và thép \Rightarrow sản xuất gang hợp kim và thép hợp kim, đồng thời sử dụng rộng rãi các phương pháp nhiệt luyện và hóa nhiệt luyện, tăng bền bằng biến dạng dẻo...

▪ Gang

Gang có tính đúc tốt, giá tương đối thấp, khá bền \Rightarrow thường dùng cho các chi tiết máy có hình dạng phức tạp, nhất là vỏ máy, thân máy. Gồm các loại chính :

- + **Gang xám**: ví dụ **GX-15-32** : gang xám có giới hạn bền kéo min bằng 15 Kg/mm² và giới hạn bền uốn min là 32 Kg/mm².
- + **Gang đúc**: có kí hiệu từ **GD0, GD1, GD2, GD3, GD4**. Số thứ tự 0÷4 chỉ hàm lượng Silic trong gang (số thứ tự càng tăng thì hàm lượng Silic càng giảm).
- + **Gang hợp kim**: ví dụ **GNi15Cu7Cr2** : 15%Ni, 7% Cu, 2% Cr

▪ Thép kết cấu

Thép kết cấu là loại vật liệu thông dụng nhất để chế tạo chi tiết máy, gồm các loại: thép cacbon thông thường, thép các bon chất lượng tốt, thép cacbon dụng cụ, thép hợp kim.

- + **Thép cacbon thông thường** : ví dụ **CT38, CT42** (chữ số kèm theo chỉ rõ giới hạn bền kéo min, Kg/mm²)
- + **Thép cacbon chất lượng tốt** : ví dụ **C45**: 0,45% C; **C45Mn**: 0,45% C 0,7÷1% Mn
- + **Thép hợp kim** : ví dụ **10Cr12Ni12** : 0,1% C 12% Cr 12% Ni

b) Hợp kim màu

Thành phần chủ yếu là các kim loại màu (đồng, chì, kẽm thiếc, nhôm ...). Hợp kim màu đắt hơn kim loại đen \Rightarrow chỉ dùng khi có yêu cầu đặc biệt như khối lượng nhỏ, có tính giảm ma sát, chống rỉ...

Thường dùng các loại: hợp kim đồng, bécbit và hợp kim nhẹ.

▪ Hợp kim đồng

Hợp kim đồng có tính chống rỉ và giảm ma sát, bao gồm:

- + **Đồng thanh (brông):** hợp kim đồng với nguyên tố hợp kim chủ yếu không phải là kẽm.
- + **Đồng thau (latông):** hợp kim đồng với nguyên tố hợp kim chủ yếu là kẽm.

▪ **Bácbít**

Hợp kim thường gồm các nguyên tố cơ bản là thiếc và chì, dùng trong ổ trượt, có tính giảm ma sát rất tốt.

▪ **Hợp kim nhẹ**

Hợp kim có khối lượng riêng $\gamma \leq 4,5 \text{ kg/cm}^3$, trên cơ sở nhôm, manhêdi, titan và các nguyên tố khác như Cu, Mn, Si... Độ bền khá cao, dùng chủ yếu ở những chỗ cần giảm khối lượng, cần giảm bớt lực quán tính. Thường dùng :

- + **Hợp kim nhôm đúc (silumin) :** hợp kim nhôm với Silic, có độ bền cao, chống gỉ tốt
- + **Hợp kim nhôm biến dạng (duralumin) :** hợp kim nhôm với Manhêdi, có độ bền riêng và cơ tính cao.

c) Kim loại gốm

- Chế tạo bằng cách nung và ép bột kim loại với các chất phụ gia ở áp suất và nhiệt độ cao, không cần qua cắt gọt. Ưu điểm: khó nóng chảy, xốp, hệ số ma sát thấp. Nhược điểm: giá thành cao nếu chế tạo với số lượng ít, kích thước bị hạn chế bởi điều kiện chế tạo.
- Thường dùng kim loại gốm bằng bột sắt để chế tạo bạc, ổ trượt, bánh răng chịu tải nhỏ... Vật liệu gốm sắt graphít (bột sắt + 2% graphít), dùng để chế tạo ổ trượt, tính giảm ma sát tốt nhờ graphít và các lỗ hổng để dầu chui vào bôi trơn bề mặt trượt.

d) Vật liệu phi kim loại

Bao gồm các loại : gỗ, da, cao su, amiăng, chất dẻo...

Chất dẻo là vật liệu cao phân tử, có các tính chất : nhẹ, bền, dễ chế tạo, dễ cắt gọt, cách nhiệt và cách điện, chống ăn mòn, giảm hay tăng ma sát, giảm chấn... Chất dẻo dễ tạo hình nhờ biến dạng dẻo trong điều kiện nhiệt độ và áp suất không cao lắm. Nhược : nói chung độ bền thấp hơn kim loại, độ rắn và độ cứng thấp, dẫn nhiệt kém và tính chịu nhiệt không cao.

1.5. Vấn đề tiêu chuẩn hóa trong thiết kế máy

1. Định nghĩa tiêu chuẩn hoá

Tiêu chuẩn hóa là sự quy định thống nhất những *tiêu chuẩn và quy phạm hợp lý và thống nhất* về hình thức, loại, thông số, chất lượng, phương pháp thí nghiệm và chế tạo v.v. của chi tiết máy và máy.

2. Lợi ích của tiêu chuẩn hoá

- Tiêu chuẩn hoá hạn chế được rất nhiều *chủng loại và kích thước* của các sản phẩm cùng loại, cùng tên \Rightarrow có thể áp dụng các phương pháp gia công tiên tiến, năng suất cao để chế tạo hàng loạt các chi tiết máy tiêu chuẩn, có thể tập trung sản xuất hàng loạt trong các nhà máy chuyên môn, nhờ đó được giảm công sức chế tạo, tiết kiệm nguyên vật liệu \Rightarrow giảm được giá thành.
- Tiêu chuẩn hoá *điều kiện và phương pháp thử* tạo điều kiện nâng cao chất lượng, khả năng làm việc và tuổi thọ của chi tiết máy.
- Tiêu chuẩn hoá bảo đảm được tính đổi lẫn \Rightarrow tạo điều kiện dễ dàng cho việc sửa chữa, thay thế các chi tiết máy bị hỏng.
- Tiêu chuẩn hoá chi tiết máy và bộ phận máy \Rightarrow giảm bớt thời gian và công sức thiết kế.

Trong thiết kế, cần áp dụng triệt để tiêu chuẩn vào việc xác định loại, kiểu, hình dạng, kích thước.. của chi tiết máy.

3. Các đối tượng được tiêu chuẩn hóa

- Các vấn đề chung : dãy số, kích thước, số vòng quay, độ côn, ký hiệu và quy ước trên bản vẽ
- Vật liệu và thành phần hóa học, cơ tính chủ yếu, phương pháp nhiệt luyện
- Thuật ngữ, ký hiệu
- Đơn vị đo lường
- Cấp chính xác, chất lượng bề mặt chi tiết máy
- Hình dạng, kích thước chi tiết máy thông dụng (ổ lăn, bu lông, then, xích, đai, khớp nối...)
- Các thông số cơ bản và các chỉ tiêu về chất lượng của máy, thiết bị (tải trọng, năng suất, độ đảo hướng kính của máy tiện...)
- Các tài liệu thiết kế, tài liệu công nghệ.

4. Công tác tiêu chuẩn ở nước ta

- Hiện nay sử dụng Tiêu chuẩn Nhà nước Việt nam, ký hiệu TCVN, kèm theo số thứ tự và năm ban hành.
- Hiện nay chúng ta đã nghiên cứu và áp dụng nhiều tiêu chuẩn của tổ chức tiêu chuẩn thế giới I.S.O (International Standard Organization)
- Tiêu chuẩn của một số nước : Pháp : AFNOR ; Liên xô : GOST (ГОСТ) ; Mỹ : ANSI, AISI, SAE...



CHƯƠNG II

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

Khả năng làm việc của chi tiết máy được đánh giá bằng các chỉ tiêu chủ yếu sau đây :

- Độ bền
- Độ cứng
- Độ bền mòn
- Khả năng chịu nhiệt
- Độ ổn định dao động

Vật liệu, hình dạng, kích thước của chi tiết máy được xác định theo một hay nhiều chỉ tiêu, tùy theo điều kiện làm việc của chi tiết máy.

2.1. Độ bền

1. Khái niệm về độ bền

- Độ bền là khả năng tiếp nhận tải trọng của chi tiết máy mà không bị phá hỏng. Độ bền là chỉ tiêu quan trọng nhất đối với phần lớn chi tiết máy.
- Nếu chi tiết máy không đủ độ bền \Rightarrow bên trong nó sẽ xuất hiện *biến dạng dư* lớn \Rightarrow làm thay đổi hình dạng của chi tiết máy, phá hoại điều kiện làm việc bình thường của các bộ phận máy, đồng thời có thể phá hỏng bản thân chi tiết máy (gãy, vỡ hoặc hư hỏng bề mặt).
- 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 : do ứng suất làm việc vượt quá giới hạn bền tĩnh của vật liệu (thường do quá tải đột ngột gây nên).

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

2. Phương pháp tính độ bền

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

$$\sigma \leq [\sigma] \quad \text{hay} : \quad \tau \leq [\tau]$$

σ, τ : ứng suất sinh ra khi chi tiết máy chịu tải

$[\sigma], [\tau]$: ứng suất cho phép

- Đôi khi tính độ bền xuất phát từ điều kiện bảo đảm hệ số an toàn lớn hơn hoặc bằng hệ số an toàn cho phép : $s \geq [s]$

s : hệ số an toàn

$[s]$: hệ số an toàn cho phép

3. Cách xác định ứng suất sinh ra trong chi tiết máy

Ứng suất sinh ra bên trong chi tiết máy được tính toán theo công thức của Sức bền vật liệu hay Lý thuyết đàn hồi, có xét đến hình dạng và điều kiện làm việc cụ thể của chi tiết máy.

- Khi chi tiết máy *chịu ứng suất phức tạp* \Rightarrow tiến hành tính toán theo ứng suất tương đương :

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (\text{theo thuyết bền thế năng biến đổi hình dạng})$$

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (\text{theo thuyết bền ứng suất tiếp lớn nhất})$$

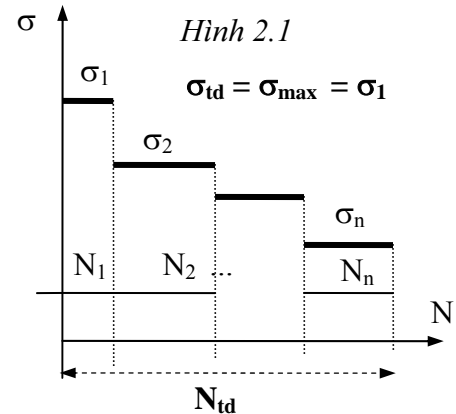
▪ Khi tính toán độ bền bề mặt :

- Diện tích tiếp xúc tương đối lớn \Rightarrow dùng ứng suất dập σ_d sinh ra trên bề mặt làm việc.
- Diện tích tiếp xúc khá nhỏ so với kích thước chi tiết máy \Rightarrow dùng ứng suất tiếp xúc cực đại σ_H sinh ra tại tâm vùng tiếp xúc.

▪ Khi chi tiết máy chịu ứng suất thay đổi không ổn định :

Giả sử chi tiết máy chịu tác dụng của các ứng suất $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_n$, với số chu kỳ tác dụng của các ứng suất này là N_1, N_2, \dots, N_n (hình 2.1). Khi đó ta quy về chế độ làm việc ổn định tương đương : coi như chi tiết máy chịu tác dụng của ứng suất thay đổi ổn định là $\sigma_{td} = \sigma_{\max} = \max(\sigma_i)$ ứng với số chu kỳ tác dụng

bằng: $N_{td} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^m \cdot N_i$ với m : bậc của đường cong mỏi.



4. Cách xác định ứng suất cho phép

- Tra bảng hay dùng các công thức thực nghiệm : Bằng thực nghiệm, người ta xây dựng được các bảng giá trị ứng suất cho phép cho các mẫu thử khác nhau, bằng vật liệu khác nhau, với tính chất làm việc khác nhau... Ngoài ra, trong một số trường hợp, người ta cũng xây dựng các công thức thực nghiệm để xác định ứng suất cho phép.

▪ **Xác định theo ứng suất giới hạn**

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{gh}}{s} \quad \text{hay} : \quad [\tau] = \frac{\tau_{gh}}{s}$$

Trong đó : σ_{gh}, τ_{gh} : ứng suất pháp và tiếp giới hạn (khi đạt đến các giá trị này thì chi tiết máy hay mẫu thử bị phá hỏng) ; s : hệ số an toàn.

Hệ số an toàn s được xác định như sau : $s = s_1 \cdot s_2 \cdot s_3$

s_1 : hệ số xét đến mức độ chính xác khi xác định tải trọng và ứng suất

s_2 : hệ số xét đến độ đồng nhất về cơ tính của vật liệu

s_3 : hệ số xét đến các yêu cầu đặc biệt về an toàn

▪ **Cách xác định ứng suất giới hạn**

➤ Chi tiết máy chịu ứng suất tĩnh :

+ Đối với vật liệu dẻo: ứng suất giới hạn được lấy bằng giới hạn chảy σ_{ch} của vật liệu (giới hạn chảy về uốn σ_{chu} hay giới hạn chảy về ứng suất tiếp τ_{ch} ..) .

+ Đối với vật liệu giòn: ứng suất giới hạn được lấy bằng giới hạn bền σ_b của vật liệu (giới hạn bền uốn σ_{bu} hay giới hạn bền về ứng suất tiếp τ_b ..).

➤ Chi tiết máy chịu ứng suất thay đổi : Ứng suất giới hạn được lấy bằng giới hạn mỏi.

o Trường hợp ứng suất thay đổi ổn định :

+ Nếu số chu kỳ làm việc $N \geq$ số chu kỳ cơ sở N_0 của đường cong mỏi $\Rightarrow \sigma_{gh} = \sigma_r$ với σ_r là giới hạn mỏi dài hạn.

$$+ \text{ Nếu } N < N_0 \Rightarrow \sigma_{gh} = \sigma_{rN} \text{ với } \sigma_{rN} \text{ là giới hạn mỏi ngắn hạn : } \sigma_{rN} = \sigma_r \sqrt{\frac{N_0}{N}}.$$

o Nếu ứng suất thay đổi *không ổn định* : Tương tự như khi chịu ứng suất thay đổi ổn định, nhưng thay N bằng $N_{td} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{max}} \right)^m . N_i$.

2.2. Độ bền mòn

- 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 đủ dầu bôi trơn.
- Chi tiết máy bị mòn sẽ làm giảm độ bền (do kích thước giảm), làm giảm độ chính xác (đối với dụng cụ đo), làm giảm hiệu suất của máy (đối với piston - xi lanh của động cơ do khe hở tăng lên quá lớn), làm tăng tải trọng động, tăng tiếng ồn (đối với răng bánh răng).

Do vậy, khi thiết kế chi tiết máy tiếp xúc, phải đảm bảo cho chúng có đủ độ bền mòn, nghĩa là làm việc ổn định trong suốt thời hạn đã quy định mà không bị mòn quá một giá trị cho phép.

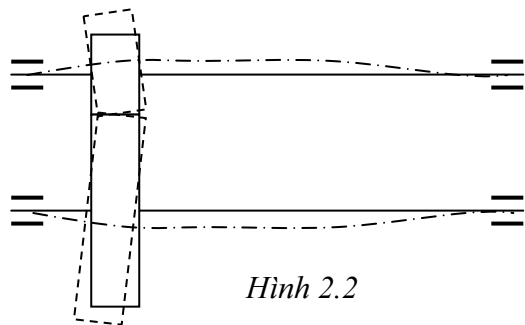
- Cường độ mòn phụ thuộc vào trị số ứng suất tiếp xúc hay áp suất, vận tốc trượt tương đối giữa hai bề mặt tiếp xúc, sự bôi trơn và hệ số ma sát, tính chống mòn của vật liệu.
- Để nâng cao độ bền mòn cần phải bôi trơn bề mặt tiếp xúc, dùng vật liệu giảm ma sát (như đồng thanh, gang chịu ma sát..), dùng các phương pháp nhiệt luyện để tăng độ rắn bề mặt làm việc.
- Tính toán độ bền mòn xuất phát từ điều kiện bảo đảm *chế độ bôi trơn ma sát ướt* (nghĩa là bảo đảm giữa hai bề mặt tiếp xúc luôn luôn tồn tại một lớp dầu bôi trơn ngăn cách không cho các đỉnh nhấp nhô trực tiếp tiếp xúc với nhau), khi đó mòn sẽ không xảy ra.

Trường hợp không thể tạo ra chế độ bôi trơn ma sát ướt, tính toán độ bền mòn dựa trên cơ sở hạn chế áp suất p hoặc tích số pv của áp suất và vận tốc trượt tại bề mặt tiếp xúc không vượt quá giá trị cho phép : $p \leq [p]$ và $pv \leq [pv]$.

2.3. Độ cứng

- Độ cứng là khả năng của chi tiết máy cản lại sự thay đổi hình dạng dưới tác dụng của tải trọng.

▪ Nếu chi tiết máy không đủ độ cứng, khi làm việc chi tiết máy sẽ bị biến dạng *đàn hồi* vượt quá trị số cho phép \Rightarrow phá hoại điều kiện làm việc bình thường của chi tiết máy và các chi tiết máy lắp ghép. Ví dụ : trục bị võng quá nhiều (hình 2.2) \Rightarrow các bánh răng tiếp xúc không tốt, làm mòn vẹt các mép ổ. Đối với máy công cụ, biến dạng của trục chính, ổ lăn, đồ gá... làm giảm độ chính xác của chi tiết gia công.



Hình 2.2

- Độ cứng còn chi phối việc chọn vật liệu chi tiết : Để có kích thước chi tiết nhỏ gọn \Rightarrow ta chọn vật liệu có độ bền cao. Tuy nhiên với thép chẳng hạn, khi cơ tính tăng, mô đun đàn hồi hầu như không đổi \Rightarrow kích thước chi tiết xác định theo điều kiện độ bền có thể không đảm bảo độ cứng. Cũng có trường hợp, khi giảm độ cứng sẽ làm tăng độ bền mỏi của chi tiết máy, ví dụ giảm độ cứng vành răng sẽ làm tăng độ bền mỏi của răng bánh răng.

- Phân biệt hai loại độ cứng : độ cứng *thể tích* liên quan đến biến dạng của toàn bộ vật liệu chi tiết và độ cứng *tiếp xúc* liên quan đến biến dạng của lớp bề mặt.
- Tính toán về độ cứng *thể tích* xuất phát từ điều kiện chuyển vị thực không vượt quá giá trị cho phép :

$$\Delta l \leq [\Delta l] \quad (\text{độ dẫn dài})$$

$$f \leq [f] \quad (\text{độ võng})$$

$$\varphi \leq [\varphi] \quad (\text{góc xoay tại một tiết diện khi bị uốn})$$

$$\theta \leq [\theta] \quad (\text{góc xoắn})$$

Tính toán về độ cứng *tiếp xúc* theo điều kiện biến dạng của bề mặt tiếp xúc không vượt quá giá trị cho phép : $\Delta h \leq [\Delta h]$ với Δh là biến dạng của bề mặt tiếp xúc.

2.4. Độ chịu nhiệt (khả năng chịu nhiệt)

- Khi làm việc, do ma sát trong các cơ cấu, bộ phận máy \Rightarrow chi tiết máy bị nóng lên (nhất là những chỗ bị trượt nhiều như trong bộ truyền trục vít...).
 - Nung nóng chi tiết máy có thể gây ra các tác hại :
 - Làm giảm khả năng chịu tải của chi tiết máy (khi nhiệt độ tăng lên quá cao, cơ tính của vật liệu sẽ giảm xuống. Với thép : khi nhiệt độ lớn hơn $300^{\circ}\text{C} \div 400^{\circ}\text{C}$, với hợp kim màu khi nhiệt độ lớn hơn $50^{\circ}\text{C} \div 100^{\circ}\text{C} \Rightarrow$ giới hạn mỏi giảm, vật liệu trở nên giòn hoặc xảy ra hiện tượng từ biến.
 - Làm giảm độ nhớt của dầu bôi trơn \Rightarrow làm tăng mòn hay *dính*.
 - Biến dạng nhiệt làm cong vênh các chi tiết máy hay thay đổi khe hở trong các liên kết động (khi khe hở trong ổ trượt bị giảm hay mất đi \Rightarrow ngõng trục có thể bị kẹt trong lót ổ...).
 - Làm thay đổi tính chất của các bề mặt tiếp xúc, ví dụ làm giảm hệ số ma sát trong các bộ phận hãm.
 - Làm giảm độ chính xác của máy.
- Do vậy, với các chi tiết máy bị trượt nhiều, khi thiết kế cần phải tính toán về nhiệt.

▪ Phương pháp tính toán về nhiệt

Xác định nhiệt độ trung bình sinh ra khi sử dụng máy và hạn chế nó không cho vượt quá một giá trị cho phép: $t \leq [t]$

Trong đó : t : nhiệt độ ổn định trung bình khi sử dụng máy; $[t]$: nhiệt độ cho phép.

- Nhiệt độ ổn định trung bình t được xác định từ phương trình cân bằng nhiệt: Nhiệt lượng sinh ra Ω và nhiệt lượng Ω' thoát đi trong một đơn vị thời gian phải bằng nhau.
- Để nâng cao khả năng chịu nhiệt của chi tiết máy, cần chế tạo chi tiết máy bằng vật liệu chịu nhiệt, tìm cách tăng diện tích thoát nhiệt của bộ phận máy hay dùng các biện pháp bôi trơn làm mát.

2.5. Tính ổn định dao động

- Dao động xuất hiện chủ yếu do các chi tiết máy quay hay cơ cấu không được cân bằng (do đó sinh ra các lực quán tính biến thiên có chu kỳ). Ngoài ra, có thể do tác động của lực kích thích biến thiên có chu kỳ từ bên ngoài tác động lên chi tiết (ví dụ lực cắt tác động lên chi tiết gia công trên các máy cắt kim loại...)
- Dao động gây nên ứng suất *phụ* thay đổi có chu kỳ, có thể dẫn đến phá hỏng vì mỏi. Dao động trong truyền động bánh răng gây nên tiếng ồn. Dao động trong máy cắt kim loại làm

giảm độ chính xác gia công và độ nhẵn bề mặt của sản phẩm. Khi tần số của lực kích thích gần bằng tần số riêng của chi tiết máy hay bộ phận máy \Rightarrow xuất hiện hiện tượng cộng hưởng, biên độ dao động sẽ rất lớn, chi tiết máy làm việc lâu trong vùng cộng hưởng sẽ bị phá hủy.

- Vì vậy, tính toán dao động là cần thiết, đặc biệt đối với các máy quay nhanh.

Có thể tính toán về dao động theo hai cách :

+ Hoặc xác định tần số dao động riêng của máy hay của cơ cấu để tránh cộng hưởng.

+ Hoặc tính toán biên độ dao động và hạn chế nó trong phạm vi cho phép.

- Để nâng cao chất lượng là việc của máy và cơ cấu, có thể giải quyết chống rung cho máy bằng các biện pháp: triệt tiêu các ngoại lực gây nên dao động (ví dụ : cân bằng máy...), thay đổi tính chất động lực học của hệ thống (thay đổi momen quán tính của chi tiết máy và độ cứng của mối ghép...) nhằm thay đổi tần số riêng của hệ, dùng các thiết bị giảm rung...



ĐỘ TIN CẬY CỦA MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY

3.1. Khái niệm chung

1. Định nghĩa

▪ Độ tin cậy là khả năng của một sản phẩm (máy, chi tiết máy, công trình...) thực hiện được chức năng nhiệm vụ đã định, và duy trì được chức năng nhiệm vụ đó trong suốt thời hạn quy định, ứng với các điều kiện vận hành, chăm sóc, bảo dưỡng cụ thể.

▪ Độ tin cậy là một trong các đặc trưng quan trọng nhất về chất lượng máy và chi tiết máy.

Máy được gọi là có độ tin cậy cao nếu như có thể thực hiện được các chức năng nhiệm vụ đã định, đồng thời các chỉ tiêu về sử dụng (như năng suất, độ chính xác, hiệu suất, mức độ tiêu thụ năng lượng...) vẫn được duy trì ở mức độ cho phép trong suốt thời hạn sử dụng.

Máy hay chi tiết máy không đủ độ tin cậy, có nghĩa là các chỉ tiêu sử dụng của chúng bị phá hoại, chi tiết máy mất khả năng làm việc trước thời hạn quy định \Rightarrow có thể gây thiệt hại to lớn do năng suất giảm, tiêu thụ năng lượng tăng, sửa chữa tốn kém.

▪ Trong nền sản xuất cơ khí hóa và tự động hóa cao, độ tin cậy càng có ý nghĩa quan trọng, bởi vì một cơ cấu hay thiết bị nào đó bị hỏng, hoạt động của cả dây chuyền sản xuất có thể bị đình trệ.

▪ Độ tin cậy và khả năng làm việc của chi tiết máy có quan hệ mật thiết với nhau : khả năng làm việc biểu thị khả năng của máy có thể thực hiện được các chức năng, nhiệm vụ đã định, còn độ tin cậy đặc trưng thêm xác suất duy trì khả năng đó trong suốt thời hạn quy định.

2. Các chỉ tiêu đánh giá độ tin cậy

Để đánh giá độ tin cậy, thường dùng các chỉ tiêu: xác suất làm việc không hỏng $R(t)$, cường độ hỏng $\lambda(t)$, tuổi thọ. Trong một số trường hợp, người ta dùng hệ số sử dụng K_s .

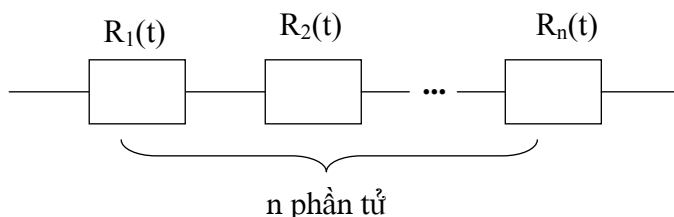
3.2. Xác suất làm việc không hỏng $R(t)$

▪ *Xác suất làm việc không hỏng* là xác suất không xảy ra hỏng hóc của chi tiết máy hay máy trong khoảng thời gian quy định.

▪ Gọi N_c số chi tiết máy giống nhau, làm việc trong điều kiện như nhau. Sau t giờ có N_{ch} chi tiết máy bị hỏng và $N_t = N_c - N_{ch}$ chi tiết còn tốt \Rightarrow Xác suất làm việc không hỏng có thể tính gần đúng bằng biểu thức (giá trị này càng chính xác khi N_c càng lớn) :

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

Trong đó : $F(t) = \frac{N_{ch}}{N_c}$ là xác suất hỏng



Hình 3.1

▪ Trường hợp hệ thống gồm n phần tử

liên kết nối tiếp (hệ thống không hỏng khi tất cả các phần tử không hỏng) (hình 3.1):

Xác suất làm việc không hỏng của hệ thống:

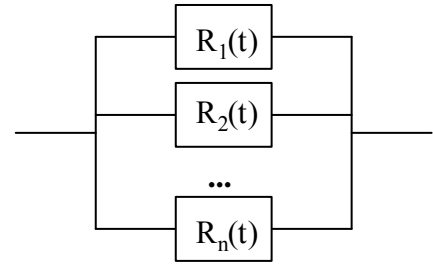
$$R(t) = \prod_{i=1}^n R_i(t)$$

Như vậy, độ tin cậy của hệ thống nối tiếp thấp hơn độ tin cậy của một phần tử nào đó thuộc hệ thống, và giảm khi số phần tử tăng lên.

- Trường hợp hệ thống gồm n phần tử liên kết song song (hỏng hóc của hệ thống xảy ra khi tất cả các phần tử đều bị hỏng) (hình 3.2):

Xác suất làm việc không hỏng của hệ thống:

$$\begin{aligned} R(t) &= 1 - F(t) \\ R(t) &= 1 - \prod_{i=1}^n F_i(t) & (F(t) &= \prod_{i=1}^n F_i(t)) \\ R(t) &= 1 - \prod_{i=1}^n (1 - R_i(t)) \end{aligned}$$

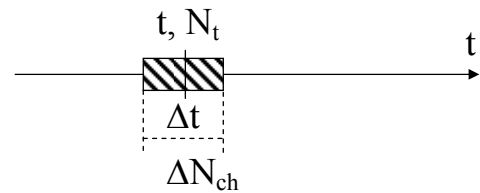


Hình 3.2

Hệ thống liên kết song song có độ tin cậy rất cao, nhưng phải sử dụng nhiều phần tử dự trữ \Rightarrow kết cấu máy sẽ phức tạp hơn, giá thành và khối lượng máy tăng lên.

3.3. Cường độ hỏng $\lambda(t)$

- Cường độ hỏng $\lambda(t)$ tại một thời điểm t nào đó là tỷ số giữa số hỏng hóc trong một đơn vị thời gian và tổng số chi tiết máy được sử dụng tại thời điểm này.
- Gọi N_t là số chi tiết máy đang được sử dụng tại thời điểm t . Nếu trong khoảng thời gian Δt khá nhỏ ở lân cận t , có ΔN_{ch} chi tiết máy bị hỏng, thì số hỏng



Hình 3.3

hóc trong một đơn vị thời gian sẽ bằng $\frac{\Delta N_{ch}}{\Delta t}$ (hình 3.3).

Cường độ hỏng được xác định gần đúng bằng biểu thức: $\lambda(t) = \frac{\Delta N_{ch}}{\Delta t \cdot N_t}$

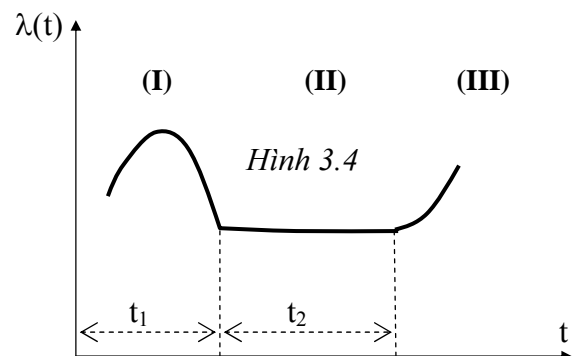
- Giữa cường độ hỏng và xác suất làm việc không hỏng có mối quan hệ:

$$R(t) = \exp \left[- \int_0^t \lambda(t) dt \right]$$

- Đồ thị biểu diễn quan hệ giữa cường độ hỏng $\lambda(t)$ theo thời gian t gồm ba vùng:

+ **Vùng I:** Ứng với giai đoạn *chạy mòn*.

Cường độ hỏng tương đối cao, do các khuyết tật khi chế tạo. Nhờ khả năng chạy mòn, bề mặt các chi tiết sẽ tự lựa để thích ứng thành những hình dạng hợp lý nhất, khắc phục được sự tập trung tải trọng... \Rightarrow cường độ hỏng giảm dần.



Hình 3.4

Do vậy, để nâng cao độ tin cậy làm việc, cần tiến hành chạy rà các sản phẩm trước khi xuất xưởng.

+ **Vùng II:** Ứng với giai đoạn *sử dụng bình thường*.

Cường độ hỏng tương đối thấp và ít thay đổi. Hỏng chủ yếu do các quá tải ngẫu nhiên, các khuyết tật về cấu trúc vật liệu.. làm xuất hiện các vết nứt tế vi dẫn đến giảm độ bền mỏi và độ bền mòn.

+ **Vùng III:** Ứng với giai đoạn *mòn tăng cường*.

Cường độ hỏng tăng lên rất nhanh do lượng mòn tăng lên, các chi tiết máy bị lão hóa hoặc mòn..., dẫn đến phá hỏng chi tiết máy, phá hoại điều kiện làm việc bình thường của máy. Máy

cần được sửa chữa, phục hồi, thay thế các chi tiết bị hỏng. Do vậy muốn nâng cao độ tin cậy của máy, cần tiến hành sửa chữa dự phòng trước khi bắt đầu giai đoạn III.

3.4. Tuổi thọ

- Tuổi thọ là khoảng thời gian làm việc của đối tượng tính từ khi bắt đầu hoạt động cho tới khi đạt được trạng thái tối hạn (*đối tượng bị hỏng hoặc cần sửa chữa, phục hồi*).

Tuổi thọ thường được tính theo thời gian làm việc thực tế (không kể thời gian không hoạt động của đối tượng). Ngoài ra, trên thực tế, tuổi thọ còn dùng khái niệm tuổi thọ với nghĩa rộng, tính bằng số chu trình làm việc, số km đường đi, số sản phẩm sản xuất được...

- Ngoài tuổi thọ trung bình nêu trên, trong tính toán còn dùng *tuổi thọ γ phần trăm*, tức là tuổi thọ mà đối tượng làm việc chưa đạt tới trạng thái tối hạn với xác suất là γ phần trăm.

Ví dụ : Tuổi thọ $\gamma = 90\%$ của một loại ổ lăn nào đó là 800h, nghĩa là 90% số ổ lăn đó có tuổi thọ 800h, 10% số còn lại có thể bị hỏng sớm hơn.

Ta có quan hệ : $\gamma = 100 \cdot R(t)$

3.5. Hệ số sử dụng K_s

Đối với chi tiết máy có thể phục hồi được, thường dùng hệ số sử dụng K_s để đặc trưng cho độ tin cậy của chi tiết máy :

$$K_s = \frac{T_{lv}}{T} \quad \text{với : } T = T_{lv} + T_C + T_p$$

Trong đó : T_{lv} : thời gian làm việc trong một thời kỳ hoạt động nào đó của chi tiết máy, T_C : thời gian chăm sóc, T_p : thời gian sửa chữa phục hồi.

3.6. Biện pháp nâng cao độ tin cậy của máy và chi tiết máy

Độ tin cậy phụ thuộc vào trình độ thiết kế, công nghệ chế tạo và điều kiện sử dụng. Khi thiết kế ta có các biện pháp sau đây để nâng cao độ tin cậy :

- Số lượng chi tiết máy nên ít, kết cấu đơn giản, các chi tiết máy cần có độ tin cậy gần bằng nhau. Vật liệu chế tạo chi tiết máy có độ phân tán cơ tính thấp sẽ làm tăng xác suất làm việc không hỏng.
- Giảm cường độ chịu tải của chi tiết máy và máy bằng các biện pháp như sử dụng các vật liệu có độ bền cao, áp dụng nhiệt luyện, hóa nhiệt luyện, dùng các biện pháp công nghệ tăng bền bề mặt như phun bi, lăn nén. Đảm bảo ứng suất sinh ra trong chi tiết nhỏ hơn giới hạn mỏi của vật liệu. Sử dụng các biện pháp giảm tập trung ứng suất trong chi tiết máy.
- Chọn đúng loại dầu, mỡ bôi trơn, thiết kế hệ thống bôi trơn hợp lý để bảo đảm điều kiện bôi trơn ma sát ướt, tránh bụi bẩn, hạt kim loại rơi trên các bề mặt làm việc...
- Các chi tiết máy dễ hỏng phải được thiết kế sao cho dễ sửa chữa, thay thế.
- Sử dụng các kết cấu tĩnh định, tự lựa, nhờ đó khuyết tật trong chế tạo ít ảnh hưởng đến sự phân bố tải trọng.
- Nếu các quá tải ngẫu nhiên thường xuất hiện trong quá trình sử dụng máy, nên dùng các hệ thống ngăn ngừa quá tải như ly hợp an toàn, role...
- Sử dụng rộng rãi các chi tiết máy, bộ phận máy tiêu chuẩn (các chi tiết, bộ phận máy tiêu chuẩn được chế tạo ở các nhà máy chuyên môn có trình độ chuyên môn cao với các phương pháp gia công tiên tiến trên cơ sở tích lũy được nhiều kinh nghiệm thiết kế chế tạo, nên sẽ có chất lượng cao và đồng nhất).



PHẦN II

TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ

- Trong các thiết bị và dây chuyền công nghệ, sử dụng nhiều loại truyền động khác nhau :
 - + Truyền động cơ khí
 - + Truyền động điện
 - + Truyền động thủy lực
 - + Truyền động khí nén

Trong đó truyền động cơ khí là thông dụng hơn cả.

Giáo trình Chi tiết máy chỉ nghiên cứu truyền động cơ khí

- Truyền động cơ khí là những cơ cấu dùng để truyền cơ năng từ động cơ đến các bộ phận công tác của máy, thông thường có biến đổi *tốc độ, lực hoặc momen* và đôi khi, biến đổi cả *đặc tính và quy luật chuyển động*.

- Theo nguyên lý làm việc, có thể chia truyền động cơ khí thành hai nhóm chính :
 - + *Truyền động bằng ma sát* : truyền động bánh ma sát (tiếp xúc trực tiếp), truyền động đai (tiếp xúc gián tiếp)
 - + *Truyền động bằng ăn khớp* : truyền động bánh răng, truyền động trục vít-bánh vít (tiếp xúc trực tiếp), truyền động xích (tiếp xúc gián tiếp)...

Ngoài các *bộ truyền* dùng để truyền chuyển động quay, còn sử dụng truyền động vít-đai ốc, truyền động bánh răng-thanh răng để biến đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến.

- Lý do cần dùng các bộ truyền làm khâu nối giữa động cơ và bộ phận công tác :
 - + Tốc độ cần thiết của bộ phận công tác của máy khác với tốc độ của động cơ tiêu chuẩn
 - + Nhiều khi cần truyền động từ một động cơ đến nhiều cơ cấu máy làm việc với tốc độ khác nhau
 - + Động cơ quay đều nhưng bộ phận công tác có thể chuyển động tịnh tiến hay chuyển động với tốc độ thay đổi theo một quy luật nào đó
 - + Vì kết cấu máy, vì điều kiện sử dụng và an toàn lao động, không cho phép nối trực tiếp động cơ với bộ phận công tác.

- ***Các thông số chủ yếu của một bộ truyền***

+ Công suất truyền động : Công suất trên trục dẫn và trục bị dẫn : N_1, N_2

+ Hiệu suất truyền động : $\eta = \frac{N_2}{N_1}$

+ Số vòng quay của trục dẫn và trục bị dẫn trong một phút : n_1, n_2

+ Tỷ số truyền : $u = \frac{n_1}{n_2}$

+ Momen xoắn trên trục dẫn và trục bị dẫn : T_1, T_2

$$T = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{N}{n} \quad T_2 = u \cdot \eta \cdot T_1 \quad T \text{ [N.mm]} \quad N \text{ [KW]} \quad n \text{ [vòng/phút]}$$



TRUYỀN ĐỘNG BÁNH MA SÁT

4.1. Khái niệm chung

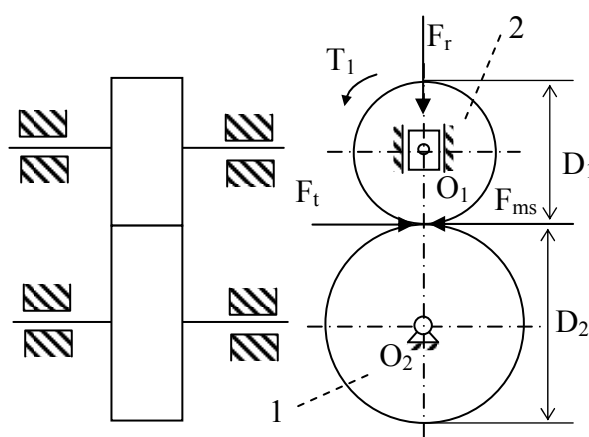
1. Giới thiệu về truyền động bánh ma sát

▪ Truyền động bánh ma sát thực hiện truyền công suất giữa hai trục nhờ lực ma sát phát sinh trực tiếp trên bề mặt tiếp xúc giữa bánh dẫn và bánh bị dẫn.

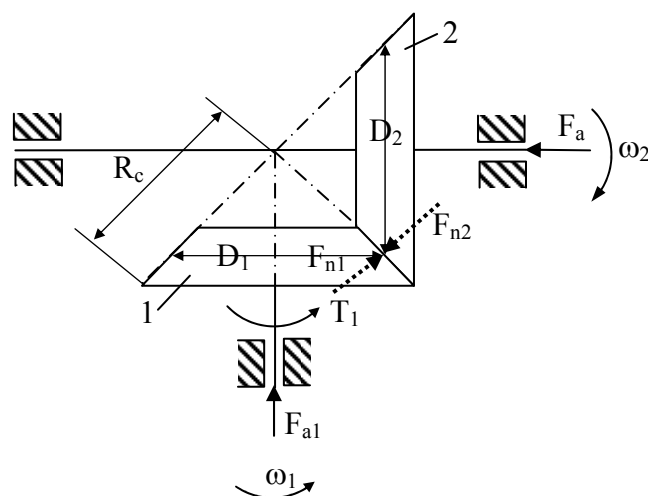
Để tạo nên lực ma sát, cần ép hai bánh lại với nhau bằng lực ép F_r (hình 4.1).

Bộ truyền bánh ma sát được dùng để truyền chuyển động giữa hai trục song song nhau (ví dụ bộ truyền bánh ma sát trụ - hình 4.1), giữa hai trục cắt nhau (ví dụ bộ truyền bánh ma sát nón - hình 4.2), hoặc vừa truyền chuyển động vừa biến đổi vận tốc (bộ biến tốc ma sát - hình 4.4). Ngoài ra, còn được dùng để biến đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến (hình 4.3).

▪ Bộ truyền bánh ma sát gồm có các bộ phận chính sau (hình 4.1): bánh ma sát dẫn 1, bánh ma sát bị dẫn 2, các gối đỡ O_1, O_2 (một trong hai gối đỡ có thể di động), bộ phận tạo lực ép F_r ép hai bánh lại với nhau. Trong bộ biến tốc ma sát, có thể có thêm khâu trung gian như dây đai, bánh ma sát phụ...



Hình 4.1 : Bộ truyền bánh ma sát trụ



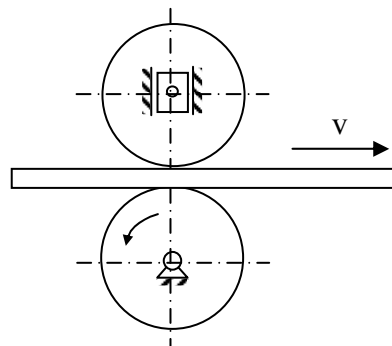
Hình 4.2 : Bộ truyền bánh ma sát nón

2. Phân loại truyền động bánh ma sát

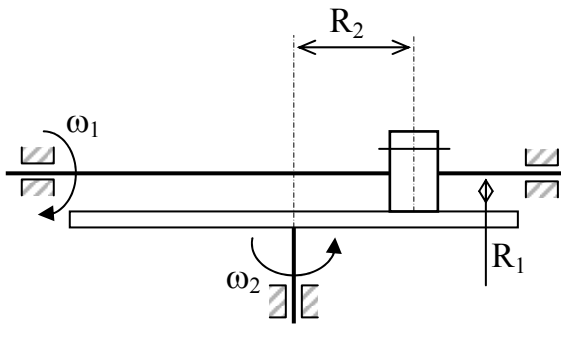
▪ Bộ truyền bánh ma sát thành 2 nhóm chính :

+ Bộ truyền có tỷ số truyền không điều chỉnh được: bộ truyền bánh ma sát trụ - hình 4.1, bộ truyền bánh ma sát nón - hình 4.2.

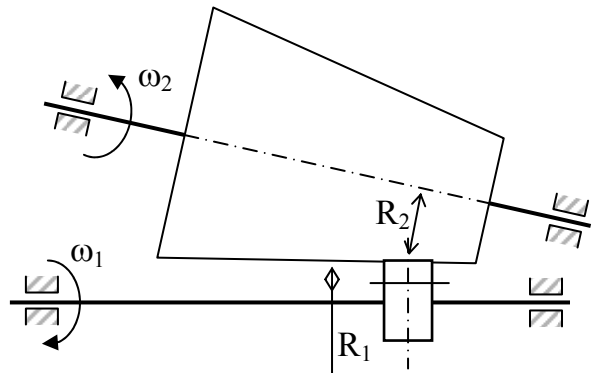
+ Bộ truyền có tỷ số truyền điều chỉnh được, còn gọi là bộ biến tốc ma sát cho phép thay đổi tỷ số truyền một cách đều đặn, liên tục (điều chỉnh vô cấp) - hình 4.4, hình 4.5.



Hình 4.3 : BTBMS biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến



Hình 4.4 : Bộ biến tốc ma sát kiểu mặt đĩa



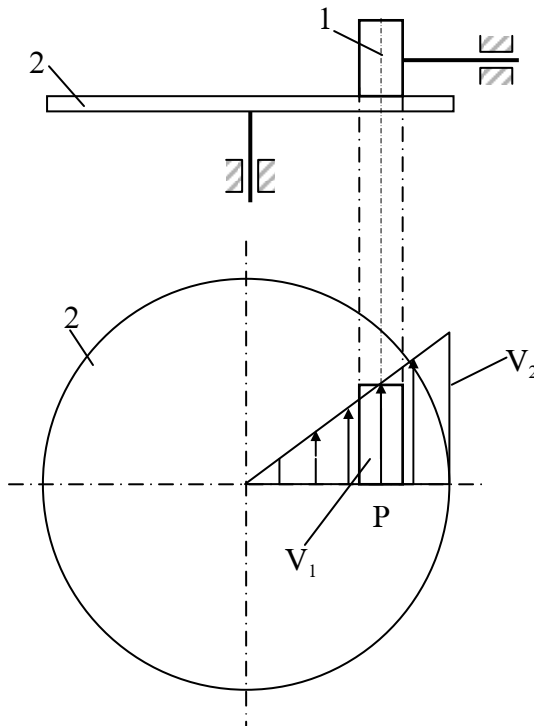
Hình 4.5 : Bộ biến tốc ma sát có bánh côn

- Hình 4.4 trình bày bộ biến tốc ma sát kiểu mặt đĩa. Hình 4.5 là bộ biến tốc có bánh côn. Khi bánh dẫn 1 chuyển động dọc theo trục của nó, khoảng cách R_2 giữa điểm tiếp xúc đến đường tâm của bánh bị dẫn 2 thay đổi, do đó làm thay đổi tỷ số truyền.

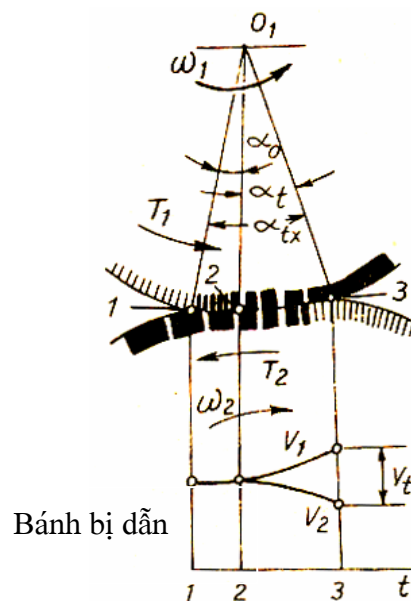
4.2. Cơ học truyền động bánh ma sát

1. Sự trượt trong bộ truyền bánh ma sát

Khi làm việc, ở bộ truyền bánh ma sát có thể xuất hiện các dạng trượt sau: trượt hình học, trượt đàn hồi, trượt trơn. Trượt làm mất mát công suất, làm nóng và mòn các bề mặt tiếp xúc, giảm hiệu suất, làm tỷ số truyền không ổn định.



Hình 4.6 : Trượt hình học



Hình 4.7 : Trượt đàn hồi

a) Trượt hình học

- Trượt hình học xuất hiện do có sự khác nhau về vận tốc tại các điểm tiếp xúc của hai bánh. Trượt hình học chỉ xảy ra đối với một số loại bộ truyền bánh ma sát.
- Lấy ví dụ bộ truyền bánh ma sát kiểu mặt đĩa (hình 4.6) : vận tốc vòng trên bề mặt làm việc của con lăn 1 bằng hằng số trên suốt chiều rộng của nó và bằng V_1 , trong khi đó vận tốc

V_2 tại những điểm khác nhau của đĩa 2 thay đổi theo khoảng cách từ điểm này đến tâm đĩa 2.

Do vậy, lần không trượt giữa hai bánh chỉ xảy ra tại điểm P trên đường tiếp xúc, tại đó vận tốc $V_{P1} = V_{P2}$. Ở tất cả những điểm tiếp xúc còn lại đều có trượt. Trượt càng nhiều khi chiều dài tiếp xúc càng lớn.

b) Trượt đàn hồi

▪ Trượt đàn hồi xuất hiện do biến dạng đàn hồi khác nhau của hai bánh theo phương tiếp tuyến tại vùng tiếp xúc.

Xét bộ truyền bánh ma sát trụ như trên hình 4.7 : Dưới tác dụng của lực ép F_r , hai bánh tiếp xúc nhau theo cung 1-3, góc α_{tx} gọi là góc tiếp xúc. Khi truyền momen xoắn, các phân tố vật liệu của bề mặt bánh dẫn (1) khi vào tiếp xúc ở điểm 1 thì bị nén lại, khi ra khỏi điểm 3 thì bị dẫn ra. Ngược lại, các phân tố vật liệu của bề mặt bánh bị dẫn (2) bị dẫn ra khi vào tiếp xúc ở điểm 1 và bị nén lại khi rời tiếp xúc ở điểm 3. Thực tế, sự thay đổi từ nén sang dẫn hoặc ngược lại không bắt đầu ngay từ điểm tiếp xúc 1, mà bắt đầu từ một điểm 2 nào đó. Tương ứng góc tiếp xúc α_{tx} được chia thành góc trượt α_t và góc tĩnh α_0 .

Trong vùng tiếp xúc từ điểm 2 đến điểm 3, do bị dẫn ra, các phân tố của bánh dẫn sẽ chuyển động nhanh hơn, ngược lại do bị nén lại, các phân tố của bánh bị dẫn sẽ chuyển động chậm hơn. Hiện tượng nén - dẫn của hai bánh trên cung 2-3 tạo nên sự chênh lệch vận tốc giữa bánh dẫn và bánh bị dẫn (hình 4.7). Hiện tượng trượt này được gọi là trượt đàn hồi.

Biến dạng đàn hồi trên các bánh là do tải trọng gây nên, do đó khi làm việc truyền momen xoắn, bất cứ bộ truyền bánh ma sát nào cũng đều có trượt đàn hồi.

c) Trượt trơn

▪ Trượt trơn chỉ xuất hiện khi quá tải, tức là khi lực vòng cần truyền lớn hơn lực ma sát trên vùng tiếp xúc của hai bánh : $F_t = \frac{2T_1}{D_1} > F_{ms} = f.F_r$, với f là hệ số ma sát, T_1 là momen xoắn

trên bánh dẫn, D_1 là đường kính bánh dẫn, F_{ms} là lực ma sát phát sinh ở chỗ tiếp xúc giữa bánh dẫn và bánh bị dẫn, F_r là lực ép hai bánh lại với nhau (hình 4.1).

Khi momen xoắn T_1 trên bánh dẫn tăng lên \Rightarrow lực vòng F_t tăng lên \Rightarrow cung trượt α_t cũng tăng theo, đến khi $F_t > F_{ms}$ cung trượt α_t sẽ chiếm toàn bộ cung tiếp xúc α_{tx} và trong bộ truyền sẽ xảy ra hiện tượng trượt trơn.

▪ Khi trượt trơn, bánh bị dẫn dừng lại, bánh dẫn trượt trên bánh bị dẫn, gây nên mòn cục bộ hay xước bề mặt.

▪ Để không xảy ra trượt trơn, phải có : $F_{ms} = f.F_r \geq F_t = \frac{2T_1}{D_1}$

2. Vận tốc và tỷ số truyền

▪ Truyền động bánh ma sát trụ

Vận tốc vòng v_1 và v_2 của bánh dẫn và bánh bị dẫn (hình 4.1) :

$$v_1 = \frac{\pi.D_1.n_1}{60.1000} \quad v_2 = \frac{\pi.D_2.n_2}{60.1000}$$

D [mm] n [vòng/phút] v [m/s]

Do có sự trượt nên $v_2 < v_1$. Gọi ξ là hệ số trượt: $\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$

Suy ra : $v_2 = v_1(1 - \xi) \Rightarrow$ Tỷ số truyền u :
$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \xi)}$$

Nếu bỏ qua sự trượt :
$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

▪ Truyền động bánh ma sát nón

Gọi D_1, D_2 là đường kính trung bình của bánh dẫn và bánh bị dẫn (hình 4.2).

Nếu bỏ qua sự trượt : $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$ với : $\frac{D_2}{D_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \Rightarrow u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$

Trong đó : δ_1 và δ_2 là góc nón của bánh dẫn và bánh bị dẫn.

Nếu xét đến sự trượt :
$$u = \frac{\sin \delta_2}{(1 - \xi) \sin \delta_1}$$

▪ Bộ biến tốc ma sát

Lấy ví dụ bộ biến tốc kiểu ma sát mặt đĩa (hình 4.4). Do bán kính R_2 có thể thay đổi từ $R_{2\max}$ đến $R_{2\min}$, nên khi vận tốc góc bánh dẫn n_1 = hằng số thì vận tốc góc bánh bị dẫn 2 có thể thay đổi từ $n_{2\min}$ đến $n_{2\max}$.

Tương ứng tỷ số truyền $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1(1 - \xi)}$ cũng thay đổi trong khoảng u_{\min} đến u_{\max} .

Với : $u_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{R_{2\min}}{R_1(1 - \xi)}$ và $u_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_1(1 - \xi)}$.

Tỷ số : $D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}$ được gọi là khoảng điều chỉnh tốc độ.

Khoảng điều chỉnh tốc độ là một trong những đặc trưng của bộ biến tốc ma sát.

3. Lực ép cần thiết trong bộ truyền bánh ma sát

▪ Bộ truyền bánh ma sát trụ (hình 4.1)

Để truyền được momen xoắn T_1 hay lực vòng $F_t = \frac{2T_1}{D_1}$ từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn, lực

ma sát F_{ms} tại chỗ tiếp xúc giữa hai bánh phải thỏa mãn điều kiện : $F_{ms} \geq F_t$

Để giảm bớt trượt khi làm việc (do mòn, rung động, quá tải...), có thể lấy : $F_{ms} = K.F_t$

Với K là hệ số an toàn : $K > 1$.

Muốn tạo ra lực ma sát F_{ms} , phải ép hai bánh lại với nhau bằng lực ép F_r .

Ta có : $F_{ms} = f . F_r$.

Do đó, lực ép cần thiết để truyền được mômen xoắn T_1 là :
$$F_r = \frac{K.F_t}{f} = \frac{KT_1}{2D_1f}$$

▪ Bộ truyền bánh ma sát nón

Tương tự, như trong bộ truyền bánh ma sát trụ, khi ép hai bánh lại với nhau bằng các lực dọc trục F_{a1}, F_{a2} thì lực ma sát sinh ra tại chỗ tiếp xúc giữa hai bánh sẽ sinh ra các lực pháp tuyến F_{n1}, F_{n2} và lực ma sát F_{ms} :

Ta có : $F_{n1} = F_{n2}$ và $F_{ms} = f . F_{n1} = f . F_{n2}$ (4.1)

Trường hợp $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, ta có :

$F_{a1} = F_{n1} . \sin \delta_1$ và $F_{a2} = F_{n2} . \sin \delta_2$ (4.2)

Để truyền được momen xoắn T_1 hay lực vòng $F_t = \frac{2T_1}{D_1}$, phải có : $F_{ms} = K.F_t$ (4.3)

Với K là hệ số an toàn : $K > 1$; δ_1 và δ_2 lần lượt là góc nón của các bánh nón.

Từ (4.1), (4.2) và (4.3), suy được lực ép cần thiết để truyền được momen xoắn T_1 :

$$F_{a1} = \frac{K.2T_1.\sin \delta_1}{D_1 f} \quad F_{a2} = \frac{K.2T_1.\sin \delta_2}{D_2 f}$$

4.3. Tính độ bền bộ truyền bánh ma sát

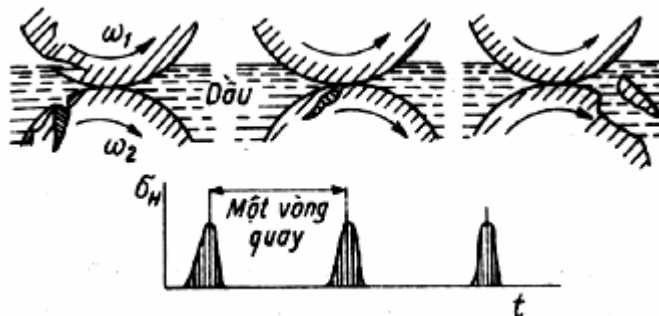
1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

Khi làm việc, trong bộ truyền bánh ma sát xuất hiện các dạng hỏng chính sau :

a) Tróc rỗ vì mỏi bề mặt làm việc

■ Dưới tác dụng của áp lực pháp tuyến, tại vùng tiếp xúc của các bánh ma sát xuất hiện ứng suất tiếp xúc. Khi bánh ma sát chuyển động, vùng tiếp xúc sẽ lập lại sau một vòng quay, do đó ứng suất tiếp xúc tại mỗi điểm trên bề mặt làm việc của các bánh ma sát thay đổi theo chu trình mạch động gián đoạn (hình 4-8).

Sau một số chu kỳ chịu tải nhất định, trên bề mặt bánh ma sát sẽ xuất hiện các vết nứt tế vi vì mỏi. Nếu bộ truyền được bôi trơn đầy đủ \Rightarrow dầu sẽ chui vào vết nứt. Trên bánh bị dẫn, khi vết nứt đi vào vùng tiếp xúc sẽ bị bịt miệng lại, áp suất dầu tăng lên, vết nứt phát triển. Cuối cùng làm bong ra các mảnh kim loại nhỏ, để lại các vết rỗ trên bề mặt (hình 4.8).



Hình 4.8 : Ứng suất tiếp xúc và hiện tượng tróc rỗ bề mặt

b) Mòn bề mặt tiếp xúc

■ Thường xuất hiện trong các bộ truyền không được bôi trơn hay bôi trơn không đầy đủ (ma sát nửa khô hay ma sát nửa ướt). Mòn càng nhanh khi bộ truyền bị trượt trơn.

c) Dính

Khi bộ truyền làm việc với vận tốc cao, tải trọng lớn, bôi trơn không đủ hoặc không được bôi trơn \Rightarrow nhiệt độ tại vùng tiếp xúc sẽ quá cao. Áp suất cao và nhiệt độ lớn làm hai bề mặt kim loại bị chảy dẻo và dính vào nhau. Khi chuyển động, những mẫu kim loại nhỏ bị đứt ra khỏi bề mặt này và bám lên bánh kia gây nên hiện tượng dính. Trong những lần vào tiếp xúc tiếp theo, các mẫu kim loại dính trên bề mặt này lại cào xước bề mặt tiếp xúc với nó.

■ Các dạng hỏng trên đây đều liên quan đến ứng suất tiếp xúc \Rightarrow để tránh các dạng hỏng nói trên, cần tính toán bộ truyền theo độ bền tiếp xúc theo điều kiện :

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

Trong đó : σ_H là ứng suất tiếp xúc sinh ra trên bề mặt bánh ma sát ; $[\sigma_H]$ là ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh ma sát.

Riêng đối với các bánh ma sát làm bằng vật liệu phi kim loại, thường dựa vào tải trọng riêng pháp tuyến (tải trọng pháp tuyến trên một đơn vị chiều dài tiếp xúc) để kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc :

$$q_n \leq [q_n]$$

Trong đó : q_n là tải trọng riêng pháp tuyến, $[q_n]$ là tải trọng riêng cho phép.

2. Tính bộ truyền bánh ma sát trụ theo độ bền tiếp xúc

- Ứng suất tiếp xúc được xác định theo công thức Héc \Rightarrow điều kiện bền có dạng :

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{b \cdot \rho}} \leq [\sigma_H] \quad (4.4)$$

Trong đó : E : mô đun đàn hồi tương đương

F_n : lực pháp tuyến

b : chiều dài tiếp xúc (đo dọc theo đường sinh bánh ma sát)

ρ : bán kính cong tương đương

- Lực pháp tuyến chính bằng lực ép F_r ép hai

bánh lại với nhau : $F_n = F_r = \frac{K \cdot F_t}{f} = \frac{K \cdot 2T_1}{f \cdot D_1}$

$$\text{Mà : } T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{N_1}{n_1} \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (4.5)$$

$$\text{Nên : } F_n = 2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{K \cdot N_1}{f \cdot D_1 \cdot n_1} \quad [\text{N}]$$

Với : N_1 [kW] ; n_1 [vòng/phút]; D_1 [mm];

- Bán kính cong tương đương ρ (hình 4.9) :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$$

Với : $\rho_1 = D_1 / 2$, $\rho_2 = D_2 / 2$ và $D_2 = u \cdot D_1$ (giả sử bỏ qua trượt)

$$\text{Suy ra : } \rho = \frac{u \cdot D_1}{2(u+1)} \quad (4.6)$$

- Mô đun đàn hồi tương đương E : $\frac{2}{E} = \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}$ hay: $E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$

- Thay (4.5) và (4.6) vào (4.4), suy ra:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{4 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot E \cdot K N_1 (u+1)}{D_1^2 \cdot f \cdot b \cdot n_1} \cdot \frac{1}{u}} \leq [\sigma_H]$$

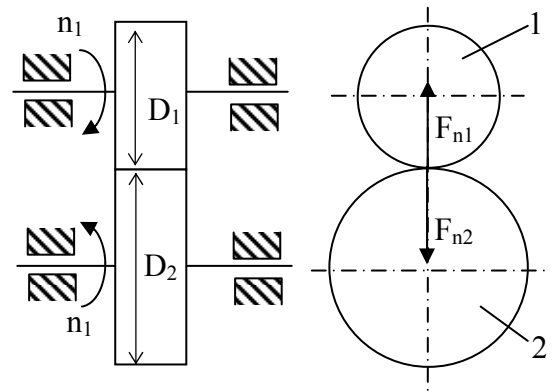
$$\text{Hay : } \sigma_H = \frac{2583}{D_1} \sqrt{\frac{E \cdot K N_1 (u+1)}{f \cdot b \cdot n_1} \cdot \frac{1}{u}} \leq [\sigma_H] \quad (4.7)$$

Đây là công thức kiểm nghiệm bộ truyền bánh ma sát trụ theo độ bền tiếp xúc.

- Để có công thức thiết kế, đặt : $b = \psi_d D_1$ và thay vào (4.7), suy ra:

$$D_1 \geq 190 \cdot \sqrt[3]{\frac{E \cdot K \cdot N_1 (u+1)}{f \cdot \psi_d \cdot n_1 \cdot [\sigma_H]^2} \cdot \frac{1}{u}} \quad [\text{mm}]$$

$$D_2 = u \cdot D_1 \cdot (1 - \xi) \quad [\text{mm}]$$



Hình 4.9 :

$N_1 [KW]; [\sigma_H] [MPa]; F [N]; n_1 [v/ph]$
 (ψ_d được gọi là hệ số chiều rộng bánh ma sát) ⁽¹⁾

2. Tính toán độ bền bộ truyền bánh ma sát nón

- Tiến hành tương tự như bộ truyền bánh ma sát trụ, chỉ khác ở việc tính toán bán kính cong tương đương.

Ta có : $\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ Với : $\rho_1 = \frac{D_1}{2 \cos \delta_1}, \rho_2 = \frac{D_2}{2 \cos \delta_2}$ (hình 4.2)

Và $u = \frac{D_2}{D_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$ (giả sử bỏ qua trượt)

Trường hợp $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ thì : $\rho_1 = \frac{D_1}{2 \sin \delta_2}, \rho_2 = \frac{D_2}{2 \cos \delta_2}$ và $u = \frac{D_2}{D_1} = \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_2} = \tan \delta_2$

Suy ra : $\rho = \frac{u D_1 \cos \delta_2}{2}$ Mà : $\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \delta_2}}$

Tóm lại : $\rho = \frac{u \cdot D_1}{2 \sqrt{u^2 + 1}}$

- Công thức kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc :

$$\sigma_H = \frac{2583}{D_1} \sqrt{\frac{E \cdot K N_1}{f \cdot b \cdot n_1} \frac{\sqrt{(u^2 + 1)}}{u}} \leq [\sigma_H]$$

Với : D_1 : đường kính trung bình của bánh nón dẫn

b : chiều dài tiếp xúc đo dọc theo đường sinh bánh ma sát

- Công thức thiết kế :

$$D_1 \geq 190 \cdot \sqrt[3]{\frac{E \cdot K \cdot N_1}{f \cdot \psi_d \cdot n_1 \cdot [\sigma_H]^2} \frac{\sqrt{(u^2 + 1)}}{u}} \quad [\text{mm}]$$

$$D_2 = u \cdot D_1 \cdot (1 - \xi) \quad [\text{mm}]$$

Với : D_1, D_2 là đường kính trung bình của bánh dẫn và bánh bị dẫn.

Chiều dài côn (hình 4.2) : $R_c = \frac{\sqrt{D_1^2 + D_2^2}}{2} + \frac{b}{2}$

Sau khi xác định các kích thước bộ truyền, cần tính toán lực ép F_r cần thiết và lực F_a tác dụng lên trục và lên ổ trục.

4.4. Vật liệu và ứng suất cho phép

1. Vật liệu

- Yêu cầu chủ yếu đối với vật liệu làm bánh ma sát :
 Phải có độ bền tiếp xúc và độ bền mòn cao. Có hệ số ma sát đủ lớn \Rightarrow tránh phải ép với lực ép quá lớn. Có môđun đàn hồi đủ lớn \Rightarrow tránh bị tổn thất nhiều về ma sát do kích thước diện tích tiếp xúc lớn.
- Vật liệu thường dùng :
 Thép tôi, gang, tectôlít, phíp, gỗ bọc da hoặc bọc vải cao su

¹ Khi càng lớn \Rightarrow càng nhỏ, nhưng tăng lên \Rightarrow lực tác dụng lên ổ trục sẽ càng lớn và hiệu suất sẽ càng thấp (tổn thất về ma sát trong các ổ phụ thuộc vào trị số của tải trọng tác dụng lên trục).

- Thép tôi : 40CrNi, 18CrMnTi, 65Mn...; độ rắn bề mặt $HRC \geq 60$; dùng cho bộ truyền làm việc trong dầu. Kích thước bộ truyền sẽ nhỏ gọn, hiệu suất cao, nhưng yêu cầu gia công chính xác và độ bóng bề mặt cao.
- Gang : thường dùng cho bộ truyền để hở, làm việc khô hoặc có dầu, đôi khi dùng bánh gang làm việc với bánh thép.
- Téchôtôlít, phíp : cũng dùng bánh ma sát bằng thép hay gang làm việc với bánh ma sát bằng téchtôtôlít hay 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 thấp, nhưng lực tác dụng lên trục nhỏ hơn so với bộ truyền bánh ma sát bằng thép hay gang.
- Gỗ hoặc bọc da, vải cao su... : trường hợp bộ truyền chịu tải nhỏ, có thể dùng bánh ma sát bằng gỗ hay bọc da, vải cao su... làm việc với bánh thép hay gang. Bánh dẫn nên làm bằng vật liệu mềm hơn, để khi bị trượt trơn, bánh bị dẫn ít bị mòn vết.

2. Ứng suất tiếp xúc cho phép

- Với bánh ma sát thép :
 $[\sigma_H] = (1,5 \div 2,5) HB$ hay $[\sigma_H] = (13 \div 18) HRC$ [MPa]
 Trị số nhỏ dùng khi bộ truyền làm việc không có dầu bôi trơn.
- Với bánh ma sát gang, làm việc có dầu :
 $[\sigma_H] = 1,5 \sigma_{bu}$ [MPa] với σ_{bu} : giới hạn bền uốn
 Bánh ma sát bằng téchtôtôlít, làm việc khô : $[\sigma_H] = 80 \div 100$ [MPa]

4.5. Đánh giá bộ truyền bánh ma sát

- **Ưu điểm**
 - + Cấu tạo đơn giản.
 - + Làm việc êm, không ồn.
 - + Có khả năng điều chỉnh vô cấp số vòng quay (với bộ biến tốc ma sát)
- **Nhược điểm**
 - + Lực tác dụng lên trục và ổ khá lớn, do phải ép các bánh lại với nhau bằng lực ép khá lớn.
 - + Tỷ số truyền không ổn định, do có sự trượt giữa các bánh khi làm việc.
 - + Khả năng tải và tuổi thọ tương đối thấp.
- **Phạm vi sử dụng**

Truyền công suất nhỏ và trung bình (< 20 KW) (nếu công suất lớn \Rightarrow kích thước bộ truyền khá lớn và khó bảo đảm được lực ép cần thiết). Vận tốc bộ truyền không được quá $15 \div 20$ m/s (nếu cao quá \Rightarrow nhiệt độ bộ truyền tăng nhiều và gây mòn nhanh). Tỷ số truyền thông thường không quá 7. Hiệu suất trung bình : $\eta = 0,8 - 0,9$

Truyền động bánh ma sát có tỷ số truyền không đổi thường chỉ được dùng ở các xích động học của thiết bị đo, ở đó yêu cầu chuyển động êm, đóng mở không có va đập. Trái lại, nhờ khả năng điều chỉnh vô cấp số vòng quay của trục bị động một cách nhẹ nhàng, không phải dùng máy (nhờ đó nâng cao được năng suất, cải thiện được chất lượng sản phẩm), các bộ biến tốc ma sát được sử dụng nhiều trong các máy cắt kim loại, máy hàn, máy dệt, trong công nghiệp hoá học, công nghiệp giấy và trong các lĩnh vực khác nhau của ngành dụng cụ đo.

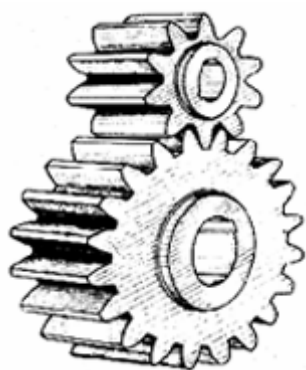


TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

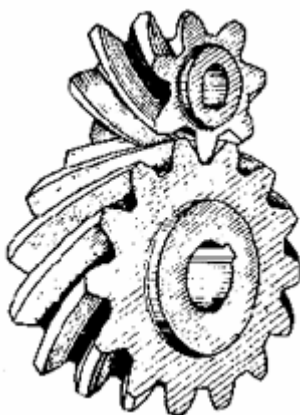
5.1. Khái niệm chung

1. Giới thiệu và phân loại bộ truyền bánh răng

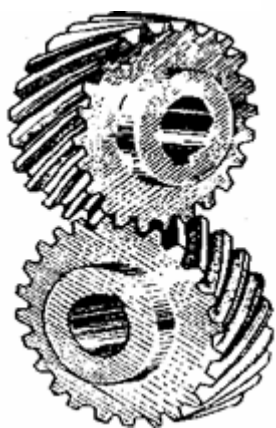
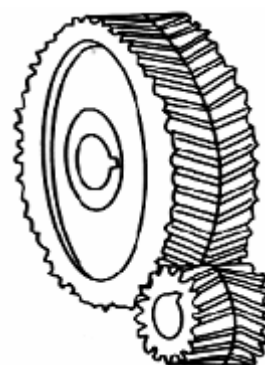
Hình 5.1a



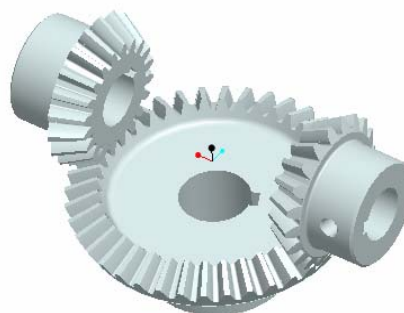
Hình 5.1b



Hình 5.1c



Hình 5.1d :



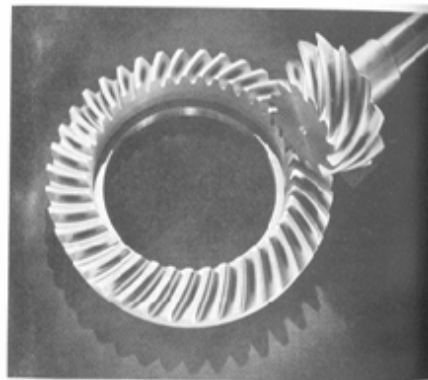
Hình 5.1e

- Truyền động bánh răng thực hiện truyền chuyển động hay biến đổi chuyển động nhờ sự ăn khớp giữa các răng trên bánh răng hay thanh răng.
- Theo vị trí tương đối giữa các trục, phân truyền động bánh răng thành :
 - + Truyền động giữa các trục song song : bộ truyền bánh răng trụ tròn răng thẳng (hình 5.1a), răng nghiêng (hình 5.1b), răng chữ V (hình 5.1c).
 - + Truyền động giữa hai trục giao nhau : bộ truyền bánh răng nón răng thẳng (hình 5.1e), răng nghiêng, răng cung tròn (hình 5.1f).
 - + Truyền động giữa hai trục chéo nhau : bộ truyền bánh răng trụ chéo (hình 5.1d), bộ truyền bánh răng nón chéo (hay bánh răng hypôit) (hình 5.1g), bộ truyền trục vít (hình 5.1h).
 - + Ngoài ra còn dùng truyền động bánh răng-thanh răng (hình 5.1j) dùng để biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến.
- Theo phương của răng so với các đường sinh, phân thành :
 - + Bộ truyền răng thẳng (bánh trụ răng thẳng, bánh nón răng thẳng)
 - + Bộ truyền răng nghiêng, răng cong (bánh trụ răng nghiêng, bánh răng nón răng cong).

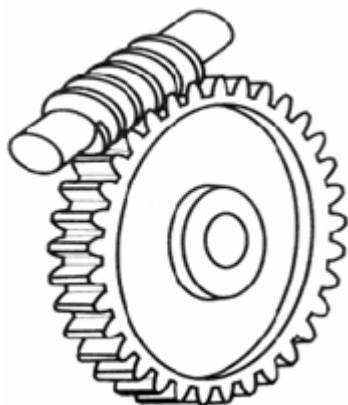
- Theo hình dạng của biên dạng răng (prôfin răng), phân thành : bánh răng thân khai, bánh răng cung tròn (hay bánh răng Nôvikốp), bánh răng xiclôit, trong đó bánh răng thân khai được sử dụng phổ biến hơn cả.



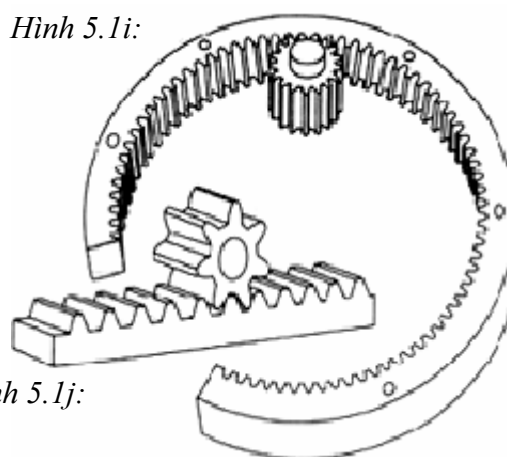
Hình 5.1f



Hình 5.1g



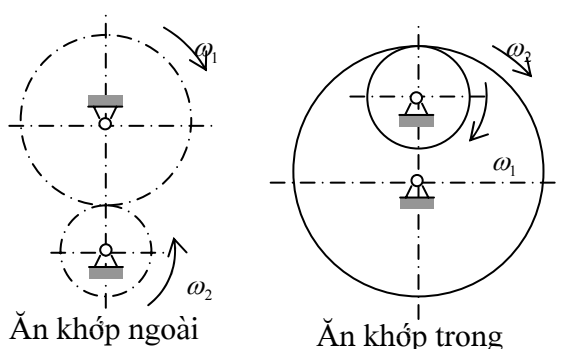
Hình 5.1h :



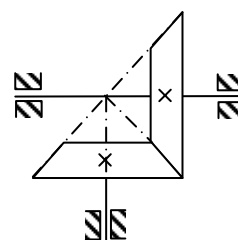
Hình 5.1i:

Hình 5.1j:

- Theo kết cấu của bộ truyền, phân thành : bộ truyền bánh răng được để hở (bộ truyền hở) hoặc lắp trong hộp được che kín (bộ truyền kín).



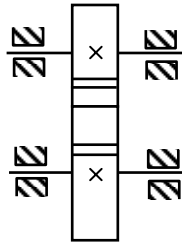
Hình 5.2



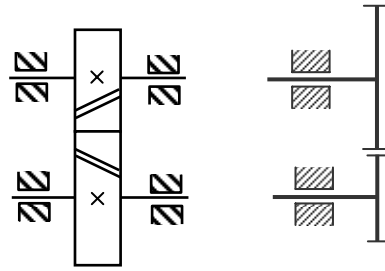
Hình 5.3c: Sơ đồ bộ truyền bánh răng nón răng thẳng

- Ngoài ra, cũng chia ra bộ truyền bánh răng thành : bộ truyền bánh răng ăn khớp ngoài (ngoại tiếp - hình 5.1a, b, c, d, f...) khi vành răng bánh nọ nằm ngoài vành răng bánh kia, vận tốc góc hai bánh ngược chiều nhau; bộ truyền bánh răng ăn khớp trong (nội tiếp - hình 5.1i) khi vành răng bánh nhỏ nằm trong vành răng bánh lớn, vận tốc góc hai bánh cùng chiều nhau (hình 5.2).

Trong chương này chỉ trình bày những nội dung về bánh răng thân khai và chỉ nghiên cứu bộ truyền bánh răng ăn khớp ngoài.



Hình 5.3a: Sơ đồ bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng



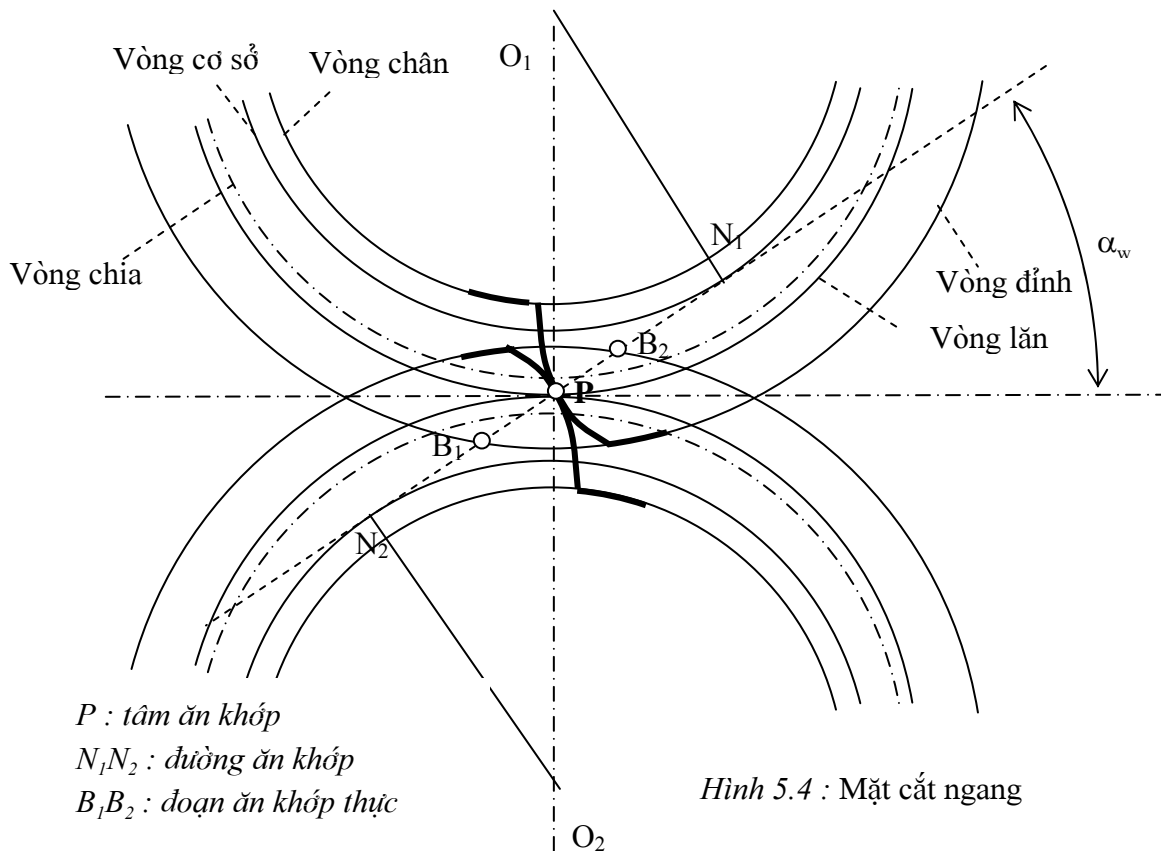
Hình 5.3b : Sơ đồ bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

2. Thông số chủ yếu của bộ truyền bánh răng

a) Thông số chủ yếu của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

Thông số của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng được xác định trên một *mặt cắt ngang* (mặt cắt vuông góc với trục quay) và bao gồm :

- + Đường kính vòng đỉnh : d_{a1}, d_{a2} ; đường kính vòng chân : d_{f1}, d_{f2} ; đường kính vòng tròn cơ sở : d_{b1}, d_{b2} ; đường kính vòng lăn : d_{w1}, d_{w2} ; đường kính vòng chia : d_1, d_2
- + Góc áp lực trên vòng chia : α (cũng chính bằng góc prôfin răng của thanh răng sinh đo trên mặt cắt ngang). Góc α được tiêu chuẩn hóa : $\alpha = 20^\circ$ (với tiêu chuẩn của Mỹ : $\alpha = 25^\circ$).
- + Góc ăn khớp : α_w
- + Bước răng đo trên vòng chia : p



Hình 5.4 : Mặt cắt ngang

+ Modul : $m = \frac{p}{\pi}$

Muốn ăn khớp với nhau, hai bánh răng phải có cùng modul. Để hạn chế số lượng dao cắt và dùng dao tiêu chuẩn, modul của bánh răng được tiêu chuẩn hóa. Giá trị của modul được chọn theo dãy số

tiêu chuẩn : 1; 1,25; (1,375); 1,5; (1,75); 2; (2,25); 2,5; 3; (3,5); 4; (4,5); 5; (5,5); 6; (7); 8; (9); 10; (11); ..

+ Hệ số trùng khớp *ngang* : $\varepsilon_a = \frac{B_1 B_2}{p_b}$ với $B_1 B_2$ là đoạn ăn khớp thực, p_b là bước răng

trên vòng cơ sở.

+ Khoảng dịch dao δ , hệ số dịch dao : $x = \frac{\delta}{m}$

+ Khoảng cách trục : $a_w = O_1 O_2$

Ngoài ra còn có các thông số :

+ Số răng của bánh răng : Z_1, Z_2

+ Bề rộng của bánh răng : b_{w1}, b_{w2}

+ Tỷ số truyền : $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{Z_2}{Z_1}$

b) Thông số chủ yếu của bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

▪ Thông số xác định trên mặt cắt ngang (mặt cắt vuông góc với trục quay)

Tương tự như các thông số của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.

+ Đường kính vòng đỉnh : d_{a1}, d_{a2} ; đường kính vòng chân : d_{f1}, d_{f2} ; đường kính vòng tròn cơ sở : d_{b1}, d_{b2} ; đường kính vòng lăn : d_{w1}, d_{w2} ; đường kính vòng chia : d_1, d_2

+ Góc áp lực trên vòng chia : α .

+ Góc ăn khớp *ngang* : α_w

+ Bước răng *ngang* : p (đo trên vòng chia trong mặt cắt ngang)

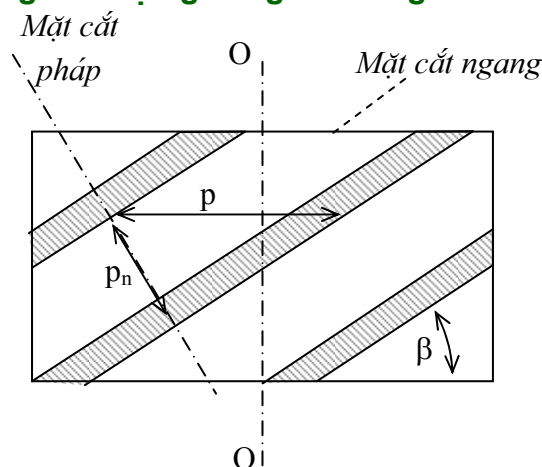
+ Modul *ngang* : $m = \frac{p}{\pi}$

+ Hệ số trùng khớp *ngang* : $\varepsilon_a = \frac{B_1 B_2}{p_b}$ với $B_1 B_2$ là đoạn ăn khớp thực, p_b là bước răng

đo trên vòng cơ sở trong mặt cắt ngang).

+ Khoảng cách trục : $a_w = O_1 O_2$

▪ Thông số đặc trưng cho độ nghiêng của răng



Hình 5.5 : Hình khai triển của mặt trụ chia trong bánh răng nghiêng

+ Góc nghiêng của đường răng đo trên mặt trụ chia : β .

Thường lấy bằng $\beta = 8 \div 15^\circ$ với bánh răng nghiêng và bằng $\beta = 28 \div 40^\circ$ với bánh răng chữ V.

+ Góc nghiêng của đường răng đo trên mặt cơ sở : β_b

+ Góc nghiêng của đường răng đo trên mặt trụ lẩn : β_w

Do $\operatorname{tg}\beta = \frac{2\pi r}{p_x}$, $\operatorname{tg}\beta_b = \frac{2\pi r_b}{p_x}$ và $r_b = r \cos \alpha$ với p_x là bước của đường răng trên mặt trụ chia

hay trên mặt trụ cơ sở $\Rightarrow \boxed{\operatorname{tg}\beta = \frac{\operatorname{tg}\beta_b}{\cos \alpha}}$

▪ Thông số xác định trên mặt cắt pháp

Mặt cắt pháp là mặt cắt vuông góc với đường răng trên mặt trụ chia của bánh răng.

+ Bước răng *pháp* (đo trên mặt trụ chia, trong mặt cắt pháp) : p_n

+ Modul *pháp* : $m_n = \frac{p_n}{\pi}$.

Với bánh răng nghiêng, modul m_n được tiêu chuẩn hóa, giá trị của m_n cũng được chọn trong dãy số tiêu chuẩn.

+ Góc áp lực *pháp* (góc áp lực trên vòng chia đo trong mặt cắt pháp) : α_n .

Góc α_n cũng chính bằng góc prôfin răng của thanh răng sinh đo trong mặt cắt pháp.

Với bánh răng nghiêng, α_n được tiêu chuẩn hóa và $\alpha_n = 20^\circ$.

Ta có (dựa trên hình 5.5 và hình 5.11a) :

$$\boxed{\begin{aligned} p_n &= p \cdot \cos \beta \\ m_n &= m \cdot \cos \beta \\ \operatorname{tg} \alpha &= \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \end{aligned}}$$

+ Góc ăn khớp pháp (góc ăn khớp đo trong mặt cắt pháp) : α_{nw}

+ Khoảng dịch dao δ , hệ số dịch dao : $\boxed{x = \frac{\delta}{m_n}}$

Ngoài ra còn có các thông số :

+ Số răng của bánh răng : Z_1, Z_2

+ Bề rộng của bánh răng : b_{w1}, b_{w2}

+ Tỷ số truyền : $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{Z_2}{Z_1}$

▪ Quan hệ giữa các thông số trong bộ truyền bánh răng trụ (ăn khớp ngoài)

Sau đây là một số quan hệ giữa các thông số trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng :

$$d_1 = m \cdot Z_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = m \cdot Z_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta}$$

$$\begin{cases} d_{a1} = d_1 + 2(h_a' + x_1 - \Delta y) \cdot m_n \\ d_{a2} = d_2 + 2(h_a' + x_2 - \Delta y) \cdot m_n \end{cases}$$

$$\begin{cases} d_{f1} = d_1 - 2(h_a'' - x_1) \cdot m_n \\ d_{f2} = d_2 - 2(h_a'' - x_2) \cdot m_n \end{cases}$$

Với : $h_a' = 1$; $h_a'' = 1,25$

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} + (x_1 + x_2 - \Delta y) \cdot m_n$$

Với : Δy là hệ số giảm đỉnh răng (tra bảng hay tra theo toán đồ trong các sổ tay thiết kế).

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u + 1}; d_{w2} = u \cdot d_{w1}$$

Ghi chú

Các quan hệ nói trên cũng được sử dụng cho bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, nhưng lưu ý :

$$m = m_n; \beta = 0; \alpha_n = \alpha; \alpha_{nw} = \alpha_w.$$

Trường hợp $x_1 + x_2 = 0$ (cặp bánh răng tiêu chuẩn hay dịch chỉnh đều) thì mặt trụ chia trùng mặt trụ lăn tương ứng và ta có : $d_w = d; \beta_w = \beta; \alpha_w = \alpha$

c) Thông số chủ yếu của bộ truyền bánh răng nón răng thẳng

Chỉ xét bánh răng nón răng thẳng có góc giao nhau giữa hai trục : $\Sigma = 90^\circ$. Nhằm giữ nguyên góc giao nhau giữa hai trục, chỉ dùng trường hợp : $x_1 + x_2 = 0$ (chỉ dùng cặp bánh răng dịch chỉnh đều hay cặp bánh răng tiêu chuẩn), do đó mặt nón lăn và mặt nón chia tương ứng trùng nhau (hình 5.6).

+ Góc nón chia δ_1, δ_2 ; góc nón đỉnh răng δ_{a1}, δ_{a2} ; góc nón chân răng δ_{f1}, δ_{f2}

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{Z_1}{Z_2}\right); \delta_2 = \delta_1 - 90^\circ$$

+ Vòng tròn giao tuyến giữa mặt nón phụ ngoài và mặt nón chia gọi là vòng chia ngoài. Vòng tròn giao tuyến giữa mặt nón phụ trung bình và mặt nón chia gọi là vòng chia trung bình. Đường kính vòng chia ngoài : d_{c1}, d_{c2} . Đường kính vòng chia trung bình d_1, d_2

+ Số răng : Z_1, Z_2

+ Bước răng vòng chia ngoài $p_c \Rightarrow$ môđun vòng ngoài : $m_c = \frac{p_c}{\pi}$

Bước răng vòng trung bình $p \Rightarrow$ môđun vòng trung bình : $m = \frac{p}{\pi}$

Môđun vòng ngoài m_c được tiêu chuẩn hóa.

$$d_{c1} = m_c \cdot Z_1 \quad d_1 = m \cdot Z_1$$

$$d_{c2} = m_c \cdot Z_2 \quad d_2 = m \cdot Z_2$$

Môđun và kích thước của bánh răng nón thường được xác định trên mặt nón phụ ngoài (để đo đạc được thuận tiện). Còn môđun và kích thước dùng vào việc tính toán độ bền thường được lấy trên mặt nón phụ trung bình.

+ Chiều rộng vành răng của bánh răng nón : b

Nên lấy $b \leq 0,3 \cdot R_c$ hay $b \leq 10 \cdot m_c$

+ Chiều dài nón ngoài R_c (có ý nghĩa tương tự như khoảng cách trục a_w trong bộ truyền bánh răng trụ) :

$$R_c = \frac{d_{c1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{c2}}{2 \sin \delta_2} \Rightarrow R_c^2 = \left(\frac{d_{c1}}{2 \sin \delta_1} \right)^2 = \left(\frac{d_{c2}}{2 \sin \delta_2} \right)^2 = \frac{d_{c1}^2 + d_{c2}^2}{4(\sin^2 \delta_1 + \cos^2 \delta_1)} = \frac{d_{c1}^2 + d_{c2}^2}{4}$$

$$\Rightarrow \boxed{R_c = 0,5 m_c \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}$$

Chiều dài nón trung bình : $R = R_c - 0,5 \cdot b = 0,5 \cdot m \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$

+ Chiều cao chân răng và chiều cao đầu răng (trên mặt nón phụ ngoài) :

$$h_{c1}' = (h_a' + x_1).m_c$$

$$h_{c1}'' = (h_a'' - x_1).m_c$$

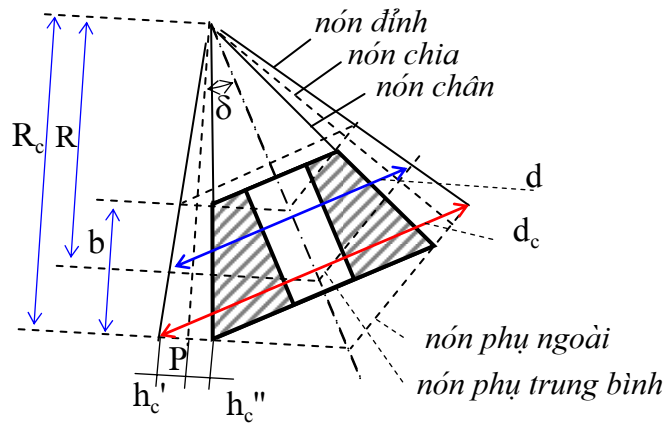
$$h_{c2}' = (h_a' - x_2).m_c$$

$$h_{c2}'' = (h_a'' + x_2).m_c \text{ với : } h_a' = 1; h_a'' = 1,25$$

+ Thông số của bánh răng trụ tròn răng thẳng tương đương của bánh răng nón :

Khi xét trên mặt nón phụ trung bình, ở lân cận tâm ăn khớp P, dạng răng của bánh răng nón có đường kính vòng chia d , số răng Z , môđun m giống dạng răng của bánh răng trụ tròn răng thẳng có đường kính vòng chia là $d_{td} = \frac{d}{\cos\delta}$, môđun $m_{td} = m$, số răng $Z_{td} = \frac{Z}{\cos\delta}$.

Bánh răng trụ tròn răng thẳng nói trên được gọi là bánh răng thẳng tương đương của bánh răng nón.



Hình 5.6

$$+ \text{Tỷ số truyền : } u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_1} = \frac{d_{c2}}{d_{c1}} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Khi góc giao nhau giữa hai trục $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, ta có : $u = \operatorname{tg}\delta_2$.

3. Kết cấu bánh răng

Kết cấu bánh răng phụ thuộc vào đường kính bánh răng, quy mô sản xuất và phương pháp lắp với trục.

- Nếu $d_a < 150\text{mm} \Rightarrow$ chế tạo liền khối, không khoét lõm (hình 5.7a)

Khi $s < 2,5.m$ (với bánh răng trụ) hay $s < 1,6.m$ (với bánh răng nón) \Rightarrow bánh răng được chế tạo liền trục (hình 5.7b). Với bánh răng liền trục, không phải gia công rãnh then trên trục và trên moayơ, không phải lắp ghép bánh răng lên trục, tăng được độ cứng và độ chính xác ăn khớp.

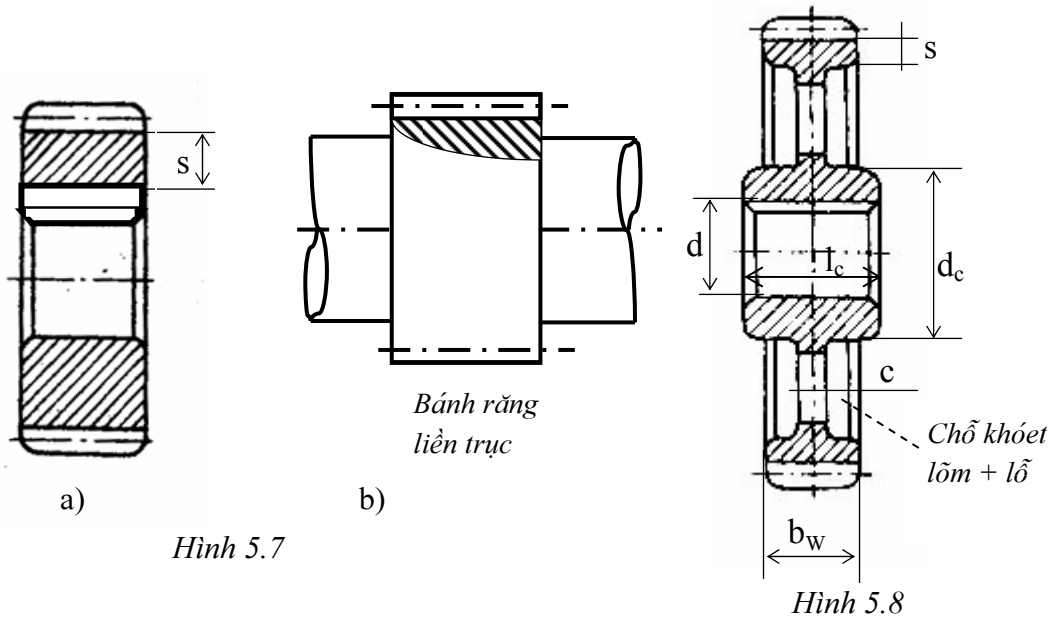
- Nếu $d_a < 500\text{mm} \Rightarrow$ dùng phôi rèn hay phôi dập (bánh răng không quan trọng có thể dùng phương pháp đúc hay dùng thép cán); khoét lõm để giảm khối lượng, làm lỗ trên đĩa để gá kẹp lên máy cắt và thuận tiện khi vận chuyển (hình 5.8).

- Nếu $d_a > 500\text{mm} \Rightarrow$ bánh răng được sản xuất bằng hàn (nếu sản xuất đơn chiếc) hoặc được chế tạo bằng đúc (nếu sản xuất hàng loạt lớn). Có thể chế tạo riêng vành răng bằng thép tốt lắp với phần lõi đúc bằng gang hoặc thép chất lượng thường, bằng các kiểu lắp có độ dôi và bắt vít thêm.

- Với các bánh răng khá lớn ($d_a > 3000\text{mm}$), vành răng thường được ghép từ một số mảnh (3-4 mảnh), đôi khi số mảnh có thể lớn hơn.

Kích thước kết cấu bánh răng trụ có thể lấy như sau (hình 5.8) :

$$d_c = (1,5 \div 1,7).d; l_c = (0,8 \div 1,5).d; c = (0,15 \div 0,3).b_w; s = (1,5 \div 3).m$$



4. Độ chính xác của bộ truyền bánh răng

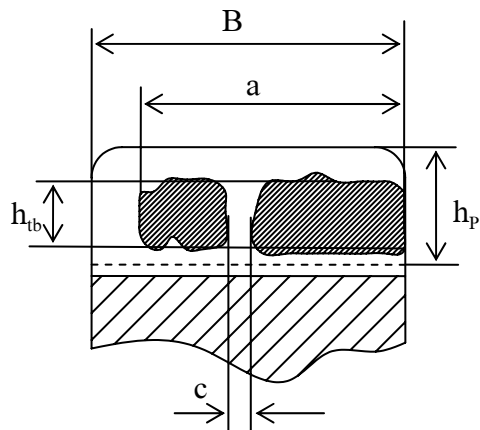
- Chất lượng làm việc của bộ truyền bánh răng phụ thuộc nhiều vào độ chính xác chế tạo bánh răng. Ví dụ : sai số về bước và profin răng \Rightarrow giảm độ chính xác động học (làm tỉ số truyền tức thời u bị thay đổi), gây nên tải trọng va đập và tiếng ồn. Sai số về phương răng so với đường sinh của mặt trụ chia \Rightarrow tải trọng phân bố không đều trên chiều rộng vành răng.
- Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN quy định 12 cấp chính xác chế tạo bánh răng, từ cấp 1 đến cấp 12, theo thứ tự độ chính xác giảm dần. Mỗi một cấp chính xác được đặc trưng bằng ba chỉ tiêu:

+ **Chỉ tiêu chính xác động học** : được đặc trưng bằng sai số toàn phần giữa góc quay thực với góc quay danh nghĩa của bánh răng trong giới hạn một vòng quay (khi cho nó ăn khớp với bánh răng mẫu chính xác).

+ **Chỉ tiêu làm việc êm** : xác định bởi sai số bước răng và sai số profin răng.

+ **Chỉ tiêu vết tiếp xúc** : được đánh giá theo kích thước các vết tiếp xúc trên các răng khi ăn khớp.

Hình 5.9 : Kích thước vết tiếp xúc trên răng



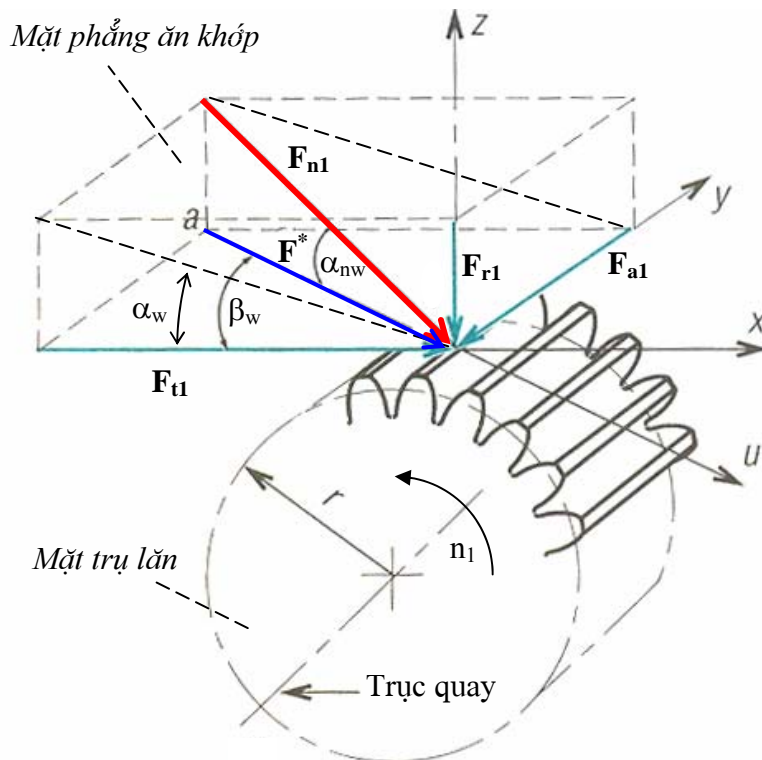
Để quan sát các vết tiếp xúc, người ta bôi một lớp sơn mỏng lên các răng. Tiêu chuẩn về vết tiếp xúc của răng trong bộ truyền (hình 5.9) được xác định theo các thông số : theo chiều dài răng : $\frac{a-c}{B} \cdot 100\%$, theo chiều cao : $\frac{h_{tb}}{h_p}$ với h_{tb} : chiều cao trung bình, h_p : chiều cao làm việc của răng.

- Đồng thời, để tránh kẹt răng khi ăn khớp, còn phải bảo đảm bộ truyền có khe hở cạnh răng. Tiêu chuẩn Việt nam TCVN quy định 6 loại khe hở cạnh răng : H : không có khe hở; E : khe hở nhỏ; C, D : khe hở tương đối nhỏ; B : khe hở trung bình; A : khe hở lớn.

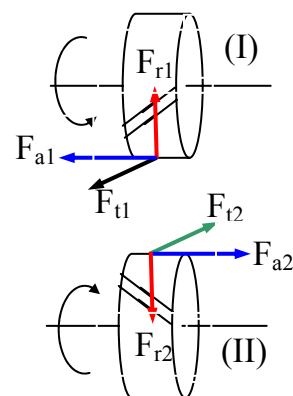
- Lực vòng F_{t1} :
$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{w1}}$$
- Lực dọc trục F_{a1} :
$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \beta_w$$
- Lực hướng tâm F_{r1} :
$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_w$$

Trên bánh (2), ta có : $\vec{F}_{t2} = -\vec{F}_{t1}$; $\vec{F}_{r2} = -\vec{F}_{r1}$; $\vec{F}_{a2} = -\vec{F}_{a1}$ (hình 5.11d)

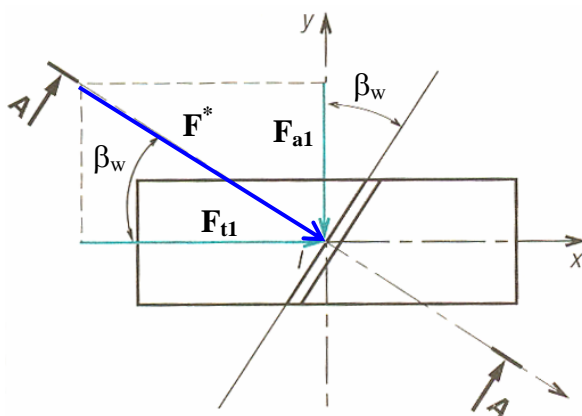
- Lực pháp tuyến toàn phần F_n : $F_n = \frac{F^*}{\cos \alpha_{nw}} \Rightarrow F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_{nw} \cos \beta_w}$



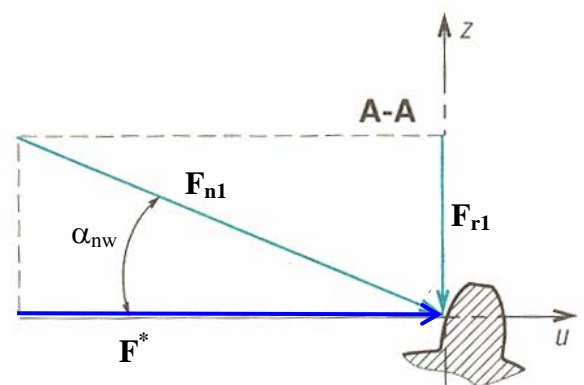
Hình 5.11a



Hình 5.11d



Hình 5.11b



Hình 5.11c

3. Lực tác dụng lên các răng khi ăn khớp trong BTBR nón răng thẳng

Bộ truyền bánh răng nón răng thẳng được dùng để truyền chuyển động giữa hai trục cắt nhau dưới một góc $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ nào đó. Trong chương này ta chỉ xét trường hợp góc giao nhau giữa hai trục bằng 90° ($\Sigma = 90^\circ$).

Giả sử bỏ qua lực ma sát. Lực pháp tuyến F_{n1} từ bánh (2) tác động lên bánh (1) vuông góc với mặt răng và coi như có điểm đặt trên vòng chia trung bình (hình 5.12a).

Lực pháp tuyến F_{n1} được phân thành : lực vòng F_t , lực dọc trục F_a , lực hướng tâm F_r .

- Xét trên bánh (1) (hình 5.12a) :

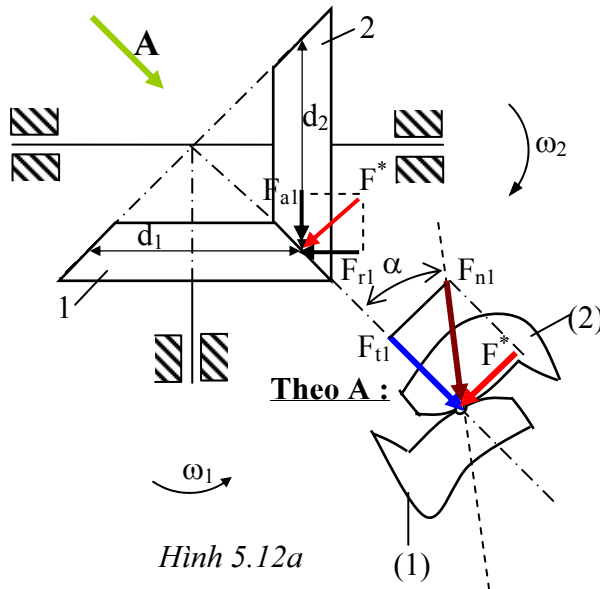
$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$$

$$F_{a1} = F^* \cdot \sin \delta_1 \Rightarrow F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1$$

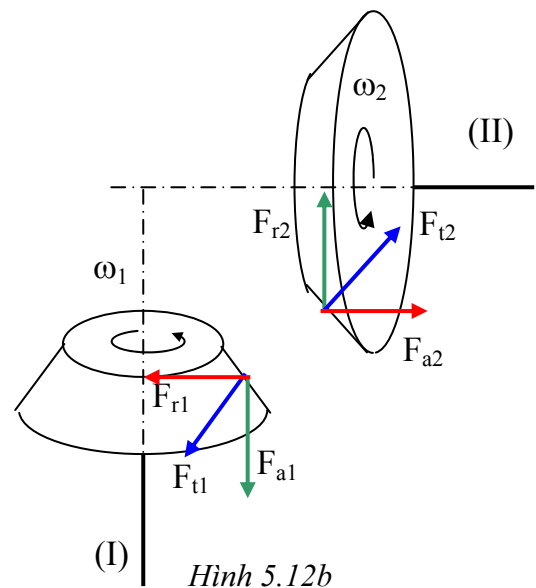
$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 \Rightarrow F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1$$

- Xét trên bánh (2) (hình 5.12b) :

$$\vec{F}_{t2} = -\vec{F}_{t1}; \vec{F}_{a2} = -\vec{F}_{a1}; \vec{F}_{r2} = -\vec{F}_{r1}$$



Hình 5.12a



Hình 5.12b

4. Các hệ số tải trọng

Tải trọng ngoài phân bố không đều trên bề rộng vành răng và cho các đôi răng ăn khớp, đồng thời khi các răng vào ăn khớp, do va đập nên có thêm tải trọng động phụ tác động lên răng. Do đó, tải trọng riêng thực tế tăng lên so với tải trọng riêng danh nghĩa.

Khi tính toán bộ truyền bánh răng, để kể đến ảnh hưởng của các nhân tố này người ta dùng các hệ số tải trọng.

a) Sự phân bố không đều của tải trọng giữa các răng

Khi hệ số trùng khớp ngang $1 < \epsilon_\alpha < 2$, ít nhất có một đôi răng, nhiều nhất có hai đôi răng đang truyền tải trọng (ăn khớp). Do sai số trong chế tạo như sai số bước răng, tải trọng phân bố không đều trên các đôi răng ăn khớp.

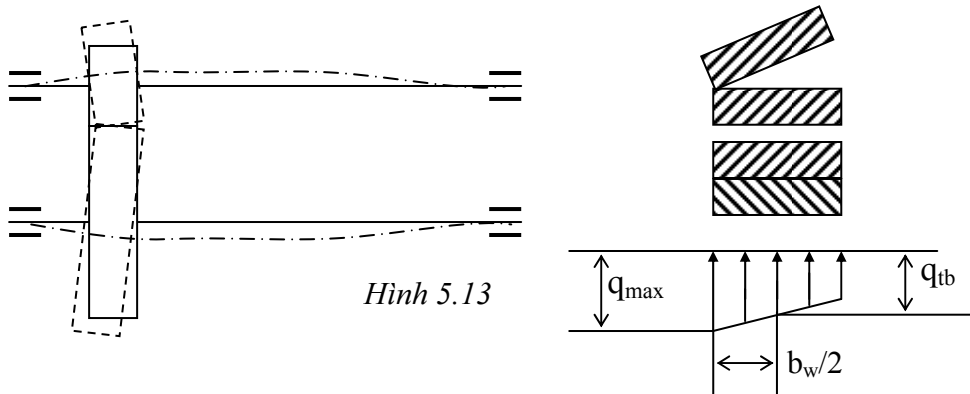
Để xét đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng ăn khớp \Rightarrow dùng hệ số phân bố không đều của tải trọng. Khi tính toán về độ bền tiếp xúc, dùng hệ số $K_{H\alpha}$, khi tính toán về độ bền uốn, dùng hệ số $K_{F\alpha}$.

Với bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng hoặc bánh răng nón răng thẳng : $K_{H\alpha} = 1$, $K_{F\alpha} = 1$

b) Sự phân bố không đều của tải trọng trên chiều rộng vành răng

Do biến dạng của răng, do trục và vành răng bị biến dạng xoắn, do trục bị uốn... ; do độ cứng tổng cộng của đôi răng ăn khớp thay đổi dọc theo chiều rộng bánh răng (đối với bánh

răng nghiêng) \Rightarrow trên từng đôi răng ăn khớp, tải trọng phân bố không đều trên chiều rộng vành răng.



Hình 5.13

Ví dụ khi hai trục của bánh răng bị *biến dạng uốn* dưới tác dụng của tải trọng pháp tuyến F_n , nếu các bánh răng được bố trí đối xứng trên hai gối đỡ, các bánh răng không bị nghiêng, do đó ít ảnh hưởng đến sự phân bố không đều của tải trọng dọc trên chiều rộng vành răng. Trường hợp các bánh răng đặt không đối xứng trên hai gối đỡ (hình 5.13), đường tâm các bánh răng không còn song song nhau nữa. Nếu các răng tuyệt đối cứng, đôi răng ăn khớp chỉ tiếp xúc nhau tại một điểm, nhưng do biến dạng đàn hồi, đôi răng ăn khớp sẽ tiếp xúc nhau trên phần lớn hoặc toàn bộ chiều dài. Tuy vậy, lúc này tải trọng sẽ phân bố không đều do biến dạng khác nhau của các đoạn răng.

Để xét đến sự phân bố không đều của tải trọng trên chiều rộng vành răng, khi tính toán theo độ bền tiếp xúc, người ta dùng *hệ số tập trung tải trọng*: $K_{H\beta} = \frac{q_{\max}}{q_{tb}}$, trong đó: q_{\max} : tải trọng riêng lớn nhất, q_{tb} : tải trọng riêng trung bình (hình 5.13). Khi tính toán theo độ bền uốn, dùng hệ số tập trung tải trọng $K_{F\beta}$ bằng tỷ số giữa ứng suất uốn lớn nhất ở chân răng khi tải trọng phân bố không đều và khi phân bố đều.

c) Tải trọng động khi ăn khớp

Do biến dạng răng và các sai số bước răng, profin răng, tỷ số truyền tức thời $u = \omega_1/\omega_2$ bị thay đổi, gây nên tải trọng động khi ăn khớp.

Gọi q_v là tải trọng động và q_t là tải trọng tĩnh sinh ra trên một đơn vị chiều rộng vành răng, tải trọng riêng toàn phần sẽ bằng:

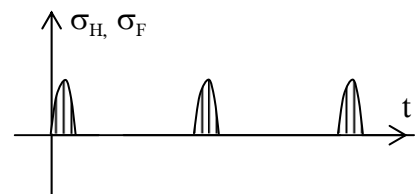
$$q = q_v + q_t = q_t \left(1 + \frac{q_v}{q_t} \right) \Rightarrow q = q_t \cdot K_v$$

K_v được gọi là *hệ số tải trọng động*. Khi tính về độ bền tiếp xúc dùng hệ số K_{HV} , khi tính về độ bền uốn dùng hệ số K_{FV} .

5. Ứng suất trên răng bánh răng

Tải trọng tác dụng lên răng sẽ gây nên ứng suất tiếp xúc σ_H tại các điểm tiếp xúc của mặt răng bánh răng, đồng thời gây ra ứng suất uốn σ_F trên các răng.

Trong một vòng quay của bánh răng, các răng lần lượt vào ăn khớp, sau đó ra khớp. Do đó ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn trên răng thay đổi có chu kỳ.



Hình 5.14: Chu trình mạch động gián đoạn

Ứng suất tiếp xúc σ_H thay đổi theo chu trình mạch động gián đoạn (hình 5.14). Ứng suất uốn σ_F cũng thay đổi theo chu trình mạch động gián đoạn khi bánh răng quay một chiều. Khi bánh răng làm việc hai chiều, bánh răng được đảo chiều quay nhiều lần trong quá trình làm việc, có thể xem như ứng suất uốn thay đổi theo chu trình đối xứng.

5.3. Tính độ bền bộ truyền bánh răng

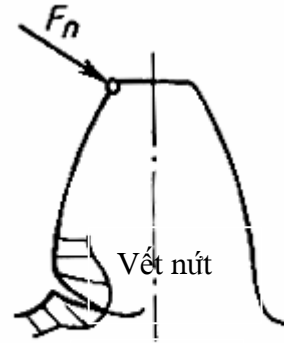
1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán bộ truyền bánh răng

a) Các dạng hỏng chủ yếu

▪ Gãy răng

Gãy răng do ứng suất uốn gây nên. Đây là dạng hỏng nguy hiểm nhất, bộ truyền không tiếp tục làm việc được nữa, đôi khi còn làm hỏng các chi tiết khác như ổ và trục.

Dưới tác dụng của tải trọng pháp tuyến F_n , tại chân răng xuất hiện ứng suất uốn lớn. Khi bộ truyền làm việc, ứng suất uốn thay đổi có chu kỳ, dẫn đến sau một số chu kỳ chịu tải, ở chân răng (nơi có ứng suất uốn lớn và cũng là nơi có tập trung ứng suất lớn) sẽ xuất hiện các vết nứt vì mỏi. Với bánh răng quay một chiều, vết nứt xuất hiện ở các thớ chịu kéo (hình 5.15). Các vết nứt này phát triển dần và cuối cùng làm gãy răng. Đây là hiện tượng gãy răng vì mỏi.



Hình 5.15

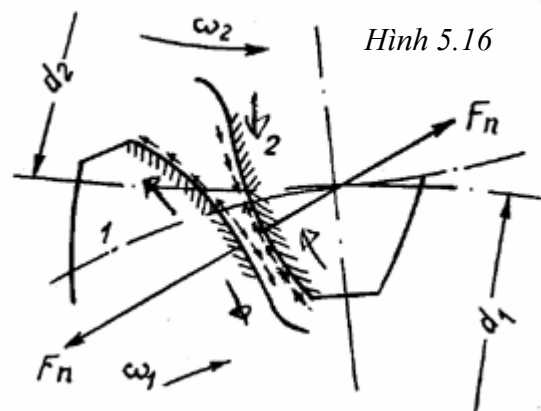
Ngoài ra, răng còn bị gãy đột ngột do dưới tác dụng của tải trọng va đập hay tải trọng tĩnh quá lớn (gãy răng vì quá tải lớn).

Để tránh gãy răng, cần tính toán răng theo độ bền mỏi uốn và nếu bộ truyền có lúc chịu quá tải lớn, cần kiểm nghiệm ứng suất uốn cực đại theo điều kiện độ bền tĩnh.

▪ Tróc rỗ vì mài bề mặt răng

Do ứng suất tiếp xúc gây nên. Đây là dạng hỏng bề mặt, chủ yếu xảy ra trong các bộ truyền được bôi trơn tốt.

Ứng suất tiếp xúc thay đổi có chu kỳ làm xuất hiện các vết nứt vì mỏi trên bề mặt răng và phát triển theo hướng của vận tốc trượt (hình 5.16). Dầu tràn vào các vết nứt. Khi vào ăn khớp, do điểm tiếp xúc trên *bánh dẫn* di chuyển từ chân lên đến đỉnh nên các vết nứt ở *phần chân răng* bị bịt miệng lại \Rightarrow áp suất dầu trong vết nứt tăng lên, vết nứt phát triển, làm mảnh kim loại bị bóc ra khỏi chân răng. Với *bánh bị dẫn*, điểm tiếp xúc di chuyển từ đỉnh đến chân răng, nên các vết nứt ở phần chân răng cũng bị bịt miệng lại, do đó hiện tượng tróc cũng xảy ra ở *phần chân răng*.



Hình 5.16

Tróc thường bắt đầu ở vùng gần tâm ăn khớp về phía chân răng vì ở đây ứng suất tiếp xúc là lớn nhất (ở vùng tâm ăn khớp chỉ có một đôi răng tiếp xúc chịu tải nên ứng suất tiếp xúc ở đây là lớn nhất).

Trong quá trình làm việc các vết tróc phát triển về kích thước và số lượng, làm cho mặt răng mất nhẵn, dạng răng mấp mô, tải trọng động tăng, màng dầu giữa các mặt răng tiếp xúc khó hình thành,

khiến cho mặt răng bị mòn và xước nhanh, cuối cùng phá hỏng mặt chân răng, bộ truyền nóng nhanh, rung mạnh và kêu to.

Để tránh tróc rỗ bề mặt răng, cần tính toán răng theo độ bền mỏi tiếp xúc.

▪ **Mòn răng**

Thường gặp trong các bộ truyền bôi trơn không tốt hoặc bụi bẩn, hạt kim loại rơi vào chỗ ăn khớp. Răng mòn nhiều ở đỉnh và chân răng, vì ở đó vận tốc trượt lớn. Mòn răng làm dạng răng bị thay đổi, tải trọng tăng lên, tiết diện răng bị giảm xuống và cuối cùng răng bị gãy.

Có thể giảm mòn cho răng bằng cách tăng độ rắn và độ nhẵn bề mặt răng, che kín các bộ truyền, dùng dầu bôi trơn thích hợp.

▪ **Dính răng**

Xảy ra nhiều nhất ở bộ truyền chịu tải lớn và có vận tốc cao. Tại chỗ ăn khớp, nhiệt độ sinh ra quá cao, phá vỡ màng dầu bôi trơn, hai răng trực tiếp tiếp xúc với nhau. Do áp suất và nhiệt độ cao, hai răng dính vào nhau và khi chuyển động, những mẫu kim loại nhỏ bị bứt ra khỏi răng này và dính vào răng kia. Trong các lần ăn khớp kế tiếp, các mẫu kim loại dính trên bề mặt này cào xước bề mặt kia, cứ như thế dạng răng bị phá hỏng.

Dính thường xảy ra ở các cặp bánh răng làm bằng cùng loại vật liệu và không tôi bề mặt răng.

Để tránh dính có thể tăng độ rắn, tăng cường làm nguội dầu bôi trơn, chọn cặp vật liệu làm bánh răng dẫn và bị dẫn thích hợp, dùng dầu cản dính với độ nhớt cao.

▪ Ngoài ra trong bộ truyền bánh răng còn xuất hiện có các dạng hỏng khác như :

+ **Biến dạng dẻo bề mặt răng** đối với bánh răng thép có độ rắn thấp, chịu tải trọng lớn và vận tốc thấp. Tải trọng lớn làm bề mặt răng bị biến dạng dẻo. Do lực ma sát, trên răng bánh dẫn kim loại bị đẩy về phía chân răng và đỉnh răng, còn trên bánh bị dẫn kim loại dồn về phía giữa răng.

+ **Bong bề mặt răng** ở các răng thấm cacbon, nitơ hoặc tôi bề mặt có chất lượng nhiệt luyện thấp đồng thời răng chịu tải trọng quá lớn.

b) Chỉ tiêu tính toán

Để khắc phục các dạng hỏng nêu trên, bộ truyền bánh răng được tính toán theo các chỉ tiêu :

▪ Tính theo *độ bền (mỏi) tiếp xúc* theo điều kiện $\sigma_H \leq [\sigma_H]$, nhằm tránh tróc rỗ bề mặt răng đồng thời hạn chế dính và mòn. Trong đó, σ_H là ứng suất tiếp xúc tại điểm nguy hiểm trên mặt răng, $[\sigma_H]$ là ứng suất cho phép.

▪ Tính theo *độ bền (mỏi) uốn* theo điều kiện $\sigma_F \leq [\sigma_F]$, nhằm tránh gãy răng vì mỏi.

▪ *Kiểm nghiệm răng về quá tải*, theo độ bền tiếp xúc và độ bền uốn, nhằm đề phòng biến dạng dẻo bề mặt răng và gãy răng do giòn.

2. Tính độ bền bộ truyền bánh răng trụ tròn răng thẳng

Trong phần này, chỉ nghiên cứu bộ truyền bánh răng thân khai ăn khớp ngoài.

a) Tính theo độ bền tiếp xúc

▪ Sử dụng công thức Héc để xác định ứng suất tiếp xúc, điều kiện bền tiếp xúc có dạng :

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}} \quad (5.1)$$

▪ Hệ số xét đến cơ tính của vật liệu : $Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2)+E_1(1-\mu_2^2)]}}$ (5.2)

- Tải trọng riêng pháp tuyến : $q_n = \frac{F_n}{l_H} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$

$$\text{M}\dot{\text{a}} : \text{F}_n = \frac{2\text{T}_1}{\text{d}_{\omega 1} \cdot \cos \alpha_w} \Rightarrow \text{q}_n = \frac{2\text{T}_1}{\text{d}_{\omega 1} \cdot \cos \alpha_w \cdot l_H} \cdot \text{K}_{H\beta} \cdot \text{K}_{Hv} \quad (5.3)$$

thức kinh nghiệm : $Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}}$.

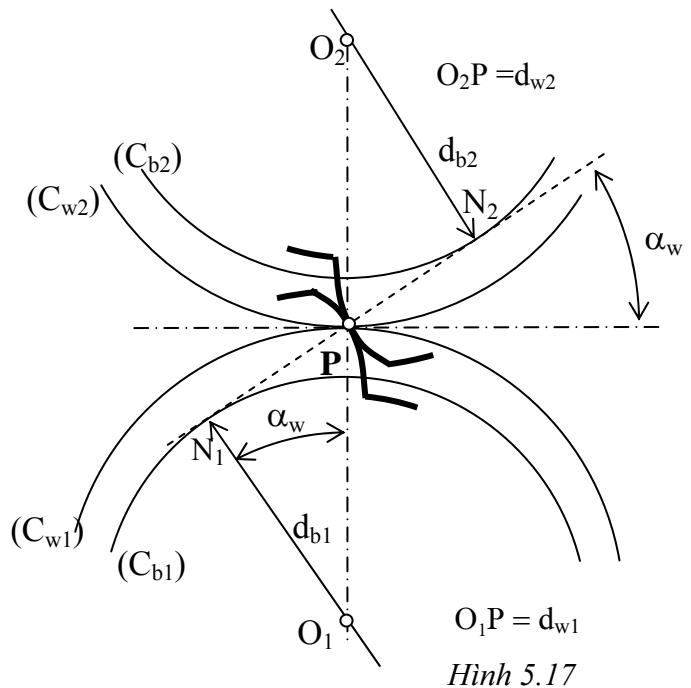
$$\varepsilon_{\alpha} = [1,88 - 3,2(1/Z_1 + 1/Z_2)] \cos \beta$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \Rightarrow \rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

$$\rho_1 = N_1 P = \frac{d_{w1}}{2} \sin \alpha_w \quad \rho_2 = N_2 P = \frac{d_{w2}}{2} \sin \alpha_w$$

$$\Rightarrow \rho = \frac{d_{w1} \cdot u \cdot \sin \alpha_w}{2(u+1)} \quad (5.4)$$

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} (u+1)}{b_w \cdot u}} \leq [\sigma_H] \quad (5.5)$$



Trong đó : T_1 [N.mm]; σ_H [MPa]

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}} \text{ và gọi là hệ số xét đến hình dạng bề mặt tiếp xúc.}$$

▪ Từ công thức kiểm nghiệm (5.5), có thể suy ra công thức thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng theo hai cách :

➤ Đặt : $b_w = \psi_d \cdot d_{w1}$. Lấy gần đúng: $Z_H = 1,76$ ($\alpha_w \approx 20^\circ$); $\varepsilon_a = 1,6$; với bánh răng thép : $Z_M = 275$. Thay $b_w = \psi_d \cdot d_{w1}$ vào (5.5), suy được đường kính vòng lăn của bánh dẫn :

$$d_{w1} \geq 77,3 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} (u+1)}{\psi_d [\sigma_H]^2 u}} \text{ [mm]}$$

Từ d_{w1} , suy ra đường kính vòng lăn bánh bị dẫn và bề rộng bánh răng theo công thức :

$$d_{w2} = u \cdot d_{w1} \text{ và } b_w = \psi_d \cdot d_{w1}.$$

➤ Hoặc đặt : $b_w = \psi_a \cdot a_w$. Thay $b_w = \psi_a \cdot a_w$ và

$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1}$ vào (5.5), suy được công thức xác định

khoảng cách trục :

$$a_w \geq 50(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{\psi_a [\sigma_H]^2 u}} \text{ [mm]}$$

Từ a_w , suy ra đường kính vòng lăn hai bánh và bề rộng bánh răng :

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1}; d_{w2} = u \cdot d_{w1}; b_w = \psi_a \cdot a_w$$

Các hệ số ψ_a, ψ_d gọi là hệ số chiều rộng bánh răng

b) Tính theo độ bền uốn

▪ Trong khi ăn khớp, điểm đặt lực pháp tuyến toàn phần F_n di chuyển trên mặt làm việc của răng. Ta xét trường hợp nguy hiểm nhất là khi chỉ có một đôi răng đang ăn khớp và lực pháp tuyến F_n tác dụng tại đỉnh răng, khi đó ứng suất uốn trong tiết diện nguy hiểm của răng (đáy răng) là lớn nhất. Bỏ qua ảnh hưởng của lực ma sát đối với ứng suất uốn trong răng.

▪ Dời lực F_n về trục đối xứng của răng và chia thành hai thành phần (hình 5.18) :

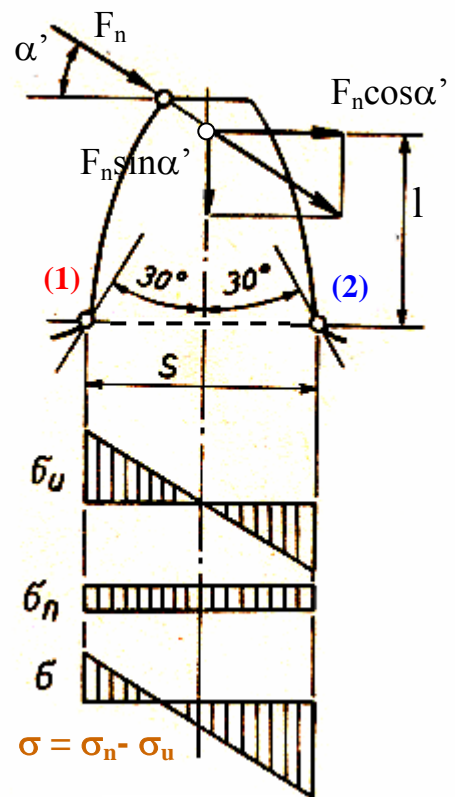
+ Thành phần $F_n \cos \alpha'$ gây ra ứng suất uốn σ_u

+ Thành phần $F_n \sin \alpha'$ gây ra ứng suất nén σ_n trên tiết diện nguy hiểm (đáy răng)

Trong đó: α' là góc áp lực trên vòng đỉnh ($\alpha' > \alpha_w$)

▪ Các vết nứt do mỏi uốn và hiện tượng gãy răng bắt đầu ở phía răng chịu kéo, do đó ta tính toán ứng suất uốn tại điểm (1) trên tiết diện đáy răng (hình 5.18).

Ta có : $\sigma = \sigma_u - \sigma_n$



Hình 5.18

$$\sigma = \frac{F_n \cdot \cos \alpha' \cdot l}{W_u} - \frac{F_n \cdot \sin \alpha'}{A} \quad (5.6)$$

Với : W_u , A là momen chống uốn và diện tích tiết diện nguy hiểm 1-2 :

$$W_u = \frac{s^2 \cdot b_w}{6}; A = b_w \cdot s$$

$$F_n : \text{tải trọng pháp tuyến} : F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}$$

Thay W_u , A và F_n vào (5.6), đồng thời xét đến sự tập trung tải trọng và tải trọng động bằng các hệ số $K_{F\beta}$; K_{Fv} , suy được: ⁽²⁾

$$\sigma = \frac{F_t}{b_w} \left(\frac{6 \cdot l \cos \alpha'}{s^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{s \cos \alpha_w} \right) K_{F\beta} K_{Fv}$$

l và s có thể tính theo modul của bánh răng : $s = g \cdot m$; $l = e \cdot m$ với g và e là các hệ số tỷ lệ.

$$\text{Suy ra: } \sigma = \frac{F_t}{b_w m} \left(\frac{6 \cdot e \cos \alpha'}{g^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{g \cos \alpha_w} \right) K_{F\beta} K_{Fv} \quad (5.7)$$

- Ứng suất σ tính theo (5.7) là *ứng suất danh nghĩa* tại vị trí (1) trên tiết diện nguy hiểm tính theo phương pháp gần đúng. *Ứng suất thực* lớn nhất tại tiết diện nguy hiểm : $\sigma_F = \sigma \cdot \alpha_\sigma$ với α_σ : là hệ số tập trung ứng suất lý thuyết ⁽³⁾. Suy ra:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w m} \left(\frac{6 \cdot e \cos \alpha'}{g^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{g \cos \alpha_w} \right) \alpha_\sigma \cdot K_{F\beta} K_{Fv} \quad (5.8)$$

$$\text{Đặt : } Y_F = \alpha_\sigma \left(\frac{6 \cdot e \cos \alpha'}{g^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{g \cos \alpha_w} \right)$$

Y_F phụ thuộc vào hình dạng răng, số răng Z và hệ số dịch dao x và được gọi là hệ số dạng răng (Y_F được tra theo các bảng hay theo các đồ thị trong các sổ tay thiết kế).

$$\text{Suy ra : } \sigma_F = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}}{b_w m} Y_F \quad (5.9)$$

- Với $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}} \Rightarrow$ điều kiện bền uốn :

$$\sigma_F = \frac{2T_1}{b_w \cdot d_{w1} \cdot m} Y_F \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma_F] \quad (5.10)$$

Đây chính là *công thức kiểm nghiệm* độ bền uốn của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.

- Do $Y_{F1} \neq Y_{F2}$ và $[\sigma_{F1}] \neq [\sigma_{F2}] \Rightarrow$ cần kiểm nghiệm độ bền uốn cho cả hai bánh răng :

$$\begin{cases} \sigma_{F1} = \frac{2T_1}{b_w \cdot d_{w1} \cdot m} Y_{F1} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma_{F1}] \\ \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] \end{cases} \quad (5.11)$$

- *Công thức thiết kế* : Chọn trước số răng Z_1 . Đặt $b_w = \psi_d \cdot d_{w1}$. Coi gần đúng $d_{w1} \approx d_1 = m \cdot Z_1 \Rightarrow b_w = \psi_d \cdot m \cdot Z_1$. Lấy trung bình : $K_{Fv} = 1.37$. Thay $b_w = \psi_d \cdot m \cdot Z_1$ và $d_{w1} \approx d_1 = m \cdot Z_1$ vào (5.10), suy được công thức thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng :

² Với bánh răng thẳng : $K_{F\alpha} = 1$

³ Hệ số tập trung ứng suất lý thuyết được xác định bằng phương pháp của Lý thuyết đàn hồi.

$$m \geq 1,4 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{Z_1^2 \cdot \psi_d [\sigma_F]}} \quad [\text{mm}] \quad (5.12)$$

Lưu ý rằng giá trị của $\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$ trong (5.12) được lấy bằng giá trị lớn nhất của $\frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]}$ và $\frac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]}$.

3. Tính độ bền bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng (hay răng chữ V)

Phương pháp tính toán bộ truyền bánh răng nghiêng hoàn toàn tương tự như bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng. Tuy nhiên, do đặc điểm về cấu tạo và ăn khớp của bộ truyền bánh răng nghiêng, các hệ số trong công thức tính toán bánh răng nghiêng sẽ khác so với các hệ số trong công thức tính toán trong bánh răng thẳng.

a) Đặc điểm trong tính toán độ bền BTBR trụ răng nghiêng

▪ Bánh răng nghiêng ăn khớp êm, tải trọng động và tiếng ồn giảm

Trong quá trình ăn khớp của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, hai răng vào và ra khớp đột ngột trên suốt bề rộng bánh răng, tải trọng được truyền đột ngột từ hai đôi răng sang một đôi răng và ngược lại \Rightarrow gây nên va đập và tiếng ồn nhiều.

Trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, hai răng vào khớp tại một điểm trên một mặt đầu, sau đó chiều dài tiếp xúc tăng dần, đạt đến giá trị lớn nhất, rồi giảm dần, cuối cùng hai răng ra khớp tại một điểm trên mặt đầu bên kia \Rightarrow các răng chịu tải và thôi tải dần dần \Rightarrow bánh răng nghiêng ăn khớp êm, tải trọng động và tiếng ồn giảm.

Giá trị hệ số tải trọng động K_v trong bánh răng nghiêng sẽ nhỏ hơn trong bánh răng thẳng.

▪ Tải trọng riêng trên răng nghiêng nhỏ hơn trên răng thẳng

Tổng chiều dài tiếp xúc l_H của các đôi răng ăn khớp trong bánh răng nghiêng lớn hơn trong bánh răng thẳng có cùng thông số \Rightarrow tải trọng riêng trên răng nghiêng nhỏ hơn \Rightarrow khả năng tải của bánh răng nghiêng cao hơn.

Tổng chiều dài tiếp xúc l_H trong bộ truyền bánh răng nghiêng có thể xác định theo công thức :

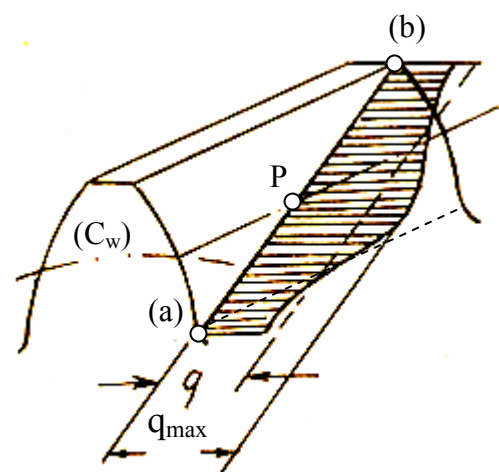
$$l_H = \frac{K_\epsilon \cdot \epsilon_\alpha \cdot b_w}{\cos \beta} \quad \text{với } K_\epsilon \text{ là hệ số thay đổi : } K_\epsilon = 0,9 \div 1$$

đối với bánh răng nghiêng, $K_\epsilon = 0,97 \div 1$ đối với bánh răng chữ V.

Với bánh răng nghiêng, hệ số tính đến tổng chiều dài tiếp xúc khi tính răng nghiêng theo độ bền tiếp xúc có thể lấy bằng : $Z_\epsilon = \sqrt{1/\epsilon_\alpha}$ đồng thời, khi tính bánh răng nghiêng về độ bền uốn, ta đưa thêm hệ số giảm ứng suất uốn Y_ϵ do tổng chiều dài tiếp xúc tăng lên. Ngoài ra, do hệ số trùng khớp của bánh răng nghiêng lớn hơn trong bánh răng thẳng có cùng thông số, tức là trong bánh răng nghiêng có nhiều đôi răng ăn khớp đồng thời hơn, nên hệ số K_α xét đến sự phân bố không đều của tải trọng giữa các đôi răng trong bánh răng nghiêng sẽ khác 1.

▪ Đường tiếp xúc trong bánh răng nghiêng nằm vắt chéo trên mặt răng

Do đó :



Hình 5.19a : Đường tiếp xúc nằm vắt chéo trên mặt răng

+ Độ cứng tổng cộng của đôi răng ăn khớp tại vùng tâm ăn khớp P lớn hơn tại các điểm (a) và (b) (hình 5.19a) \Rightarrow trong bánh răng nghiêng, có sự tập trung tải trọng tại vùng tâm ăn khớp (ngay cả khi không có các nguyên nhân khác như trục bị uốn...)

+ Tiết diện nguy hiểm không phải là tiết diện đáy răng mà là tiết diện xiên đi một góc $\mu < 90^\circ$ so với tiết diện đáy răng \Rightarrow ứng suất uốn sinh ra trên tiết diện nguy hiểm trong bánh răng nghiêng nhỏ hơn ứng suất uốn trên tiết diện nguy hiểm trong bánh răng thẳng.

Vì vậy, khi tính toán bánh răng nghiêng theo độ bền uốn, người ta đưa thêm hệ số Y_β xét đến ảnh hưởng của góc nghiêng của răng.

▪ **Bánh răng nghiêng được thay thế bằng bánh răng thẳng tương đương**

Hình dạng răng và kích thước trong mặt cắt pháp quyết định đến độ bền của răng.

Dạng răng của bánh răng trụ tròn răng nghiêng, có đường kính vòng chia d , số răng Z và mô đun pháp m_n , khi xét trên mặt cắt pháp sẽ gần giống dạng răng của bánh răng trụ tròn thẳng có đường kính vòng chia là $d_{td} = \frac{d}{\cos^2 \beta}$, mô đun $m_{td} = m_n$, số răng $Z_{td} = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$. Bánh răng thẳng này được gọi là *bánh răng thẳng tương đương* của bánh răng nghiêng.

b) Tính toán độ bền bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

▪ **Tính theo độ bền tiếp xúc**

Dựa trên cơ sở tính toán cho bánh răng trụ răng thẳng, có chú ý đến các đặc điểm của bánh răng nghiêng \Rightarrow công thức kiểm nghiệm và công thức thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng :

➤ **Công thức kiểm nghiệm**

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b_w} \frac{(u+1)}{u}} \leq [\sigma_H] \quad (5.13)$$

Trong đó :

Z_M : hệ số xét đến cơ tính của vật liệu, với bánh răng thép : $Z_M = 275(\text{MPa})^{1/2}$

Z_H : hệ số xét đến hình dạng bề mặt tiếp xúc: $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta}{\sin 2\alpha_w}}$

Z_ϵ : hệ số xét đến tổng chiều dài tiếp xúc : $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}}$

T_1 : momen xoắn trên bánh dẫn 1 [Nmm]

$K_{H\alpha}$: hệ số xét đến sự phân bố không đều tải trọng giữa các răng

$K_{H\beta}$: hệ số tập trung tải trọng, K_{HV} : hệ số tải trọng động.

➤ **Công thức thiết kế**

Với bánh răng bằng thép : $Z_M = 275(\text{MPa})^{1/2}$. Lấy gần đúng : $Z_H = 1,76$; $\epsilon_\alpha = 1,6$; $\alpha_w \approx 20^\circ$. Thay $b_w = \psi_d \cdot d_{w1}$ vào công thức (5.13), suy ra đường kính vòng lăn của bánh dẫn :

$$d_{w1} \geq 68,3 \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{\psi_d [\sigma_H]^2} \frac{(u+1)}{u}} \quad [\text{mm}] \quad (5.14)$$

Thay $b_w = \psi_a \cdot a_w$ vào công thức (5.13), suy ra khoảng cách trục :

$$a_w \geq 43(u+1)^3 \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{\psi_a [\sigma_H]^2 u}} \quad [\text{mm}] \quad (5.15)$$

Trong đó : $\psi_d = \frac{b_w}{d_w}$ và $\psi_a = \frac{b_w}{a_w}$: hệ số chiều rộng bánh răng.

▪ Tính theo độ bền uốn

➤ Công thức kiểm nghiệm

$$\begin{cases} \sigma_{F1} = \frac{2T_1}{b_w \cdot d_{w1} \cdot m_n} Y_{F1} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot K_{Fa} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma_{F1}] \\ \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] \end{cases} \quad (5.16)$$

Trong đó :

$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}$: hệ số giảm ứng suất uốn do tổng chiều dài tiếp xúc l_H tăng lên

$Y_{\beta} = 1 - \left(\frac{\beta}{140^\circ} \right)$: hệ số xét đến ảnh hưởng của góc nghiêng của răng

Y_{F1}, Y_{F2} : hệ số dạng răng, phụ thuộc số răng tương đương Z_{td} và hệ số dịch dao x (tra theo các bảng hay các đồ thị trong các sổ tay thiết kế).

T_1 : momen xoắn trên bánh dẫn 1 [N.mm]

m_n : môđun pháp của bánh răng nghiêng [mm]

➤ Công thức thiết kế

$$m \geq 1,12 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{Z_{td1}^2 \cdot \psi_d [\sigma_F]}} \quad [\text{mm}] \quad (4) \quad (5.17)$$

Lưu ý rằng giá trị của $\frac{Y_F}{[\sigma_F]}$ trong (5.17) được lấy bằng giá trị lớn nhất của $\frac{Y_{F1}}{[\sigma_{F1}]}$ và $\frac{Y_{F2}}{[\sigma_{F2}]}$.

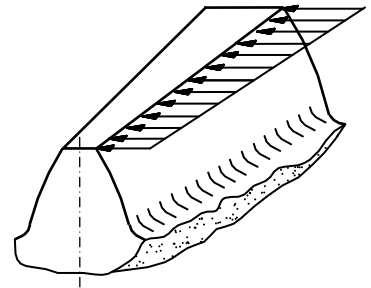
4. Tính độ bền bộ truyền bánh răng nón răng thẳng

a) Đặc điểm trong tính toán độ bền bánh răng nón răng thẳng

▪ Tương tự như trong bộ truyền bánh răng trụ, bộ truyền bánh răng nón được tính theo *độ bền tiếp xúc* (để tránh các dạng hỏng bề mặt như tróc rỗ bề mặt răng) và theo *độ bền uốn* (để tránh các dạng hỏng thể tích như gãy răng).

▪ So với bánh răng trụ, bánh răng nón có kích thước và khối lượng lớn hơn (với cùng một công suất truyền), chế tạo phức tạp hơn, lắp ráp đòi hỏi chính xác (phải bảo đảm cho đỉnh các nón trùng nhau). Khả năng tải của bánh răng nón cũng thấp hơn, do sự phân bố không đều của tải trọng dọc theo chiều rộng vành răng tăng lên (vì một trong hai bánh phải lắp theo kiểu trục chìa (côn-xôn)).

▪ Tải trọng trong bánh răng nón răng thẳng phân bố không đều dọc theo chiều rộng vành răng. Giá trị tải trọng riêng phụ thuộc vào độ biến dạng và độ cứng của răng trong các mặt cắt *dọc theo*



Hình 5.19b

⁴ Các hệ số $Y_{\varepsilon}, Y_{\beta}, K_{Fa}, K_{F\beta}, K_{FV}$ được đưa vào trong hệ số 1,12.

chiều rộng vành răng. Thế nhưng kích thước răng theo trên các mặt cắt nói trên cũng thay đổi tương ứng (hình 5.19b), do đó ứng suất uốn sinh ra tại chân răng và tỷ số q_n / ρ (với q_n là tải trọng riêng pháp tuyến và ρ là bán kính cong tương đương) hay tương ứng là ứng suất tiếp xúc sẽ không thay đổi dọc theo các mặt cắt này. Thông thường người ta tính ứng suất sinh ra trong bánh răng nón trên tiết diện răng trong mặt nón phụ trung bình.

▪ Khi tính toán, người ta thay thế bánh răng nón răng thẳng bằng bánh răng trụ tròn răng thẳng tương đương, nhưng do bộ truyền bánh răng nón chịu ảnh hưởng nhiều của sai số lắp ghép và chế tạo, nên khả năng tải của bộ truyền bánh răng nón chỉ bằng 0,85 lần khả năng tải của bộ truyền bánh răng trụ tương đương. Do đó, có thể tính toán bộ truyền bánh răng nón qua bánh răng thẳng tương đương, với tải trọng tăng lên 1/0,85 lần.

b) Tính bộ truyền bánh răng nón răng thẳng theo độ bền tiếp xúc

▪ Ứng suất tiếp xúc σ_H được tính theo công thức Héc :

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}} \quad (5.18)$$

Trong đó :

Z_M : hệ số xét đến cơ tính của vật liệu

q_n : tải trọng riêng pháp tuyến

ρ : bán kính cong tương đương của hai bề mặt tiếp xúc

▪ Bán kính cong tương đương được tính toán trên bánh răng trụ tương đương:

$$\text{Ta có : } \rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

$$\text{Với : } \rho_1 = \frac{d_{1td}}{2} \sin \alpha = \frac{d_1}{2 \cos \delta_1} \sin \alpha, \quad \rho_2 = \frac{d_{2td}}{2} \sin \alpha = \frac{d_2}{2 \cos \delta_2} \sin \alpha$$

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \quad (\alpha \text{ là góc phân răng})$$

$$\text{Trường hợp } \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ, \text{ suy ra : } \rho_1 = \frac{d_1}{2 \sin \delta_2} \sin \alpha, \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2 \cos \delta_2} \sin \alpha, \quad u = \operatorname{tg} \delta_2$$

$$\text{Do đó : } \rho = \frac{u d_1 \cos \delta_2}{2} \sin \alpha. \text{ Trong đó : } \cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{u^2 + 1}}$$

$$\text{Tóm lại : } \rho = \frac{u \cdot d_1 \cdot \sin \alpha}{2 \sqrt{u^2 + 1}} \quad (5.19)$$

▪ Tải trọng riêng q_n được tính toán như trong bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.

▪ Thay q_n và ρ vào biểu thức (5.18) và đưa hệ số 1/0,85 vào mômen xoắn $T_1 \Rightarrow$ công thức kiểm nghiệm bộ truyền bánh răng nón theo độ bền tiếp xúc :

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_1} \sqrt{\frac{2 T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{0,85 \cdot b} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq [\sigma_H] \quad (5.20)$$

$$\text{Trong đó : } Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}; \quad Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$$

▪ Với bánh răng thép : $Z_M = 275 \text{ (MPa)}^{\frac{1}{2}}$. Lấy : $\alpha = 20^\circ$; $\epsilon_\alpha = 1,6$. Đặt : $b = \psi_d \cdot d_1$. Thay $b = \psi_d \cdot d_1$ vào biểu thức (5.20), suy ra công thức thiết kế :

$$d_1 \geq 77.3 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{0,85 \psi_d [\sigma_H]^2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \quad [\text{mm}] \quad (5.21)$$

Có thể lấy $\psi_d = 0,3 \div 0,6$ và phải bảo đảm điều kiện : $b \leq 10.m_c$; $b \leq 0,3.R_c$

c) Tính bộ truyền bánh răng nón răng thẳng theo độ bền uốn

Tính toán tương tự như bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng \Rightarrow công thức kiểm nghiệm:

$$\begin{cases} \sigma_{F1} = \frac{2T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} Y_{F1}}{0,85 \cdot b \cdot d_1 \cdot m} \leq [\sigma_{F1}] \\ \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] \end{cases}$$

Hệ số dạng răng Y_F được theo số răng tương đương Z_{td} theo các bảng hay các đồ thị trong các sổ tay thiết kế. Trong đó : d_1 và m đường kính vòng chia trung bình và môđun vòng trung bình của bánh răng nón răng thẳng.

5.4. Kiểm nghiệm độ bền của răng khi chịu quá tải

Khi bánh răng chịu quá tải đột ngột trong thời gian ngắn, cần kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cực đại theo độ bền tĩnh.

1. Theo ứng suất tiếp xúc

Nhằm tránh biến dạng dư bề mặt hay bề mặt bị phá hủy do gòn.

$$\text{Điều kiện bền : } \sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1\max}}{T_1}} \leq [\sigma_H]_{\max}$$

$T_{1\max}$: momen xoắn quá tải trên bánh 1; σ_H : ứng suất tiếp xúc sinh ra trên bánh 1 khi chịu momen xoắn T_1 ; $[\sigma_H]_{\max}$: ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải

Lưu ý kiểm nghiệm cho bánh có $[\sigma_H]_{\max}$ nhỏ hơn

2. Theo ứng suất uốn

Nhằm tránh gãy răng do gòn và biến dạng dư do uốn.

$$\text{Điều kiện bền : } \sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{1\max}}{T_1} \leq [\sigma_F]_{\max}$$

$T_{1\max}$: momen xoắn quá tải trên bánh 1; σ_F : ứng suất uốn sinh ra trên bánh 1 khi chịu momen xoắn T_1 ; $[\sigma_F]_{\max}$: ứng suất uốn cho phép khi quá tải

Lưu ý cần kiểm nghiệm cho cả hai bánh.

5.5. Vật liệu và ứng suất cho phép

1. Vật liệu chế tạo bánh răng

- Yêu cầu của vật liệu : Phải thỏa mãn các yêu cầu về độ bền bề mặt (tránh tróc rỗ, mài mòn, dính...) và độ bền uốn (tránh gãy răng).
- Thường dùng thép nhiệt luyện, ngoài ra còn dùng gang, vật liệu phi kim loại.
- Thép chế tạo bánh răng được chia thành hai nhóm chính :

➤ Nhóm I

Độ rắn vật liệu $HB \leq 350$, nhiệt luyện : thường hóa hoặc tôi cải thiện. Nhờ độ rắn thấp nên có thể cắt gọt chính xác sau khi nhiệt luyện. Khả năng chạy mòn tốt. Để tránh dính bề mặt

răng, để tăng khả năng chạy mòn nên lấy : $H_1 \geq H_2 + (30 \div 50)HB$ (và nên lấy mác thép hai bánh khác nhau). Do độ rắn bề mặt răng thấp \Rightarrow ứng suất cho phép không cao \Rightarrow chỉ dùng cho bộ truyền chịu tải nhỏ và trung bình.

Mác thép thường dùng cho bánh răng thường hóa : CT51, CT61 (thép cacbon thông thường), C40, C45 (thép cacbon chất lượng tốt), cho bánh răng thường hóa : CT51, CT61, C40, C45, thép hợp kim 40Cr, 40CrNi.

➤ Nhóm II

Độ rắn của vật liệu $HB > 350$, nhiệt luyện : tôi bề mặt bằng dòng điện tần số cao, thấm than, thấm nitơ, thấm xianua, có thể đạt độ rắn $HRC = 50 \div 60$ ($^{\circ}$). Do độ rắn cao nên phải nhiệt luyện sau khi cắt răng. Nhiệt luyện làm răng bị cong vênh \Rightarrow dạng răng cần tu sửa bằng mài, mài nghiền... Khả năng chạy mòn rất kém \Rightarrow cần nâng cao độ chính xác chế tạo cũng như độ cứng của trục và ổ. Do độ rắn bề mặt răng cao \Rightarrow ứng suất cho phép tăng lên \Rightarrow khả năng tải tăng lên, đồng thời tăng khả năng chịu mòn và chống dính. Nên chọn mác thép và độ rắn hai bánh là như nhau.

Mác thép thường dùng : 40Cr, 40CrNi..(tôi bề mặt), C15, C20, 15Cr, 20Cr.. (thấm than rồi tôi)

2. Ứng suất cho phép

a) Khi tính theo độ bền mỏi tiếp xúc

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hgh}}{S_H} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{xH}$$

Trong đó : S_H : hệ số an toàn; Z_R, Z_V, K_{xH} : hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt răng, vận tốc vòng, kích thước bánh răng.

σ_{Hgh} : giới hạn bền mỏi tiếp xúc ứng với số chu kỳ chịu tải thực tế N_{HE} của bánh răng đang xét:

$$\sigma_{Hgh} = \sigma_{Hgh}^0 \sqrt[m_H]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}$$

σ_{Hgh}^0 : giới hạn bền mỏi tiếp xúc (dài hạn) ứng với số chu kỳ cơ sở N_{H0} , $m_H = 6$: bậc của đường cong mỏi tiếp xúc.

Trường hợp chịu tải không thay đổi :

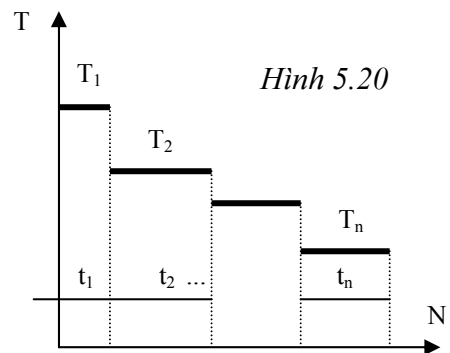
$$N_{HE} = 60 \cdot c \cdot n \cdot t_{\Sigma}$$

Với c : số lần ăn khớp của răng trong một vòng quay, n : số vòng quay của bánh răng (vòng/phút), t_{Σ} : tổng thời gian làm việc (giờ).

Trường hợp tải trọng thay đổi nhiều mức (hình 5.20), ta có : $N_{HE} = \sum \left(\frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H1}} \right)^{m_H} N_i$, hơn nữa ứng suất tiếp xúc tỷ lệ với căn bậc hai của momen xoắn, nên :

$$N_{HE} = 60 \cdot c \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^{m_H} n_i t_i$$

Với : n_i : số vòng quay trong một phút của bánh răng khi chịu momen xoắn T_i trong chế độ tải trọng thứ i , t_i : số giờ làm việc trong chế độ thứ i , T_1 : momen xoắn lớn nhất trên bánh dẫn 1.



Hình 5.20

⁵ Khi $HB > 350$, thường dùng đơn vị là HRC (Rockoen) : $1HRC \approx 10 HB$

b) Khi tính theo độ bền mỏi uốn

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Fgh}}{S_F} \cdot Y_R \cdot Y_S \cdot K_{xF}$$

s_F : hệ số an toàn; Y_S : hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước răng; Y_R : hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám bề mặt lượn chân răng; K_{xF} : hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng. σ_{Fgh} : giới hạn bền mỏi uốn của răng ứng với số chu kỳ chịu tải thực tế N_{HE} của bánh răng đang xét :

$$\sigma_{Fgh} = \sigma_{Fgh}^0 \sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \cdot K_{FC}$$

σ_{Fgh}^0 : giới hạn bền mỏi uốn (dài hạn) ứng với số chu kỳ cơ sở N_{F0}

$m_F = 6$: bậc của đường cong mỏi uốn, K_{FC} : hệ số giảm bớt giới hạn mỏi uốn khi bộ truyền quay hai chiều (khi bộ truyền quay 1 chiều : $K_{FC} = 1$, quay hai chiều : $K_{FC} = 0,7 \div 0,9$).

Trường hợp chịu tải không thay đổi :

$$N_{FE} = 60 \cdot c \cdot n \cdot t_\Sigma$$

Trường hợp tải trọng thay đổi nhiều mức (hình 5.20) :

$$N_{FE} = 60 \cdot c \sum_{i=1}^n (T_i/T_1)^{m_F} n_i t_i$$

c) Ứng suất cho phép khi quá tải

▪ Ứng suất tiếp xúc $[\sigma_H]_{\max}$ và ứng suất uốn $[\sigma_F]_{\max}$ khi quá tải phụ thuộc vào phương pháp nhiệt luyện bánh răng.

▪ Bánh răng thường hóa, tôi cải thiện ($HB \leq 350$):

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_{ch}; [\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_{ch}$$

Bánh răng tôi bề mặt, thấm than, thấm nitơ ($HB > 350$) :

$$[\sigma_H]_{\max} = 40HRC; [\sigma_F]_{\max} = 0,6\sigma_b$$

Với : HRC là độ rắn bề mặt răng, σ_b ; σ_{ch} là giới hạn bền và giới hạn chảy của vật liệu.

5.6. Trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng

▪ Khi thiết kế bộ truyền bánh răng, thường cho trước các thông số : momen xoắn T_1 trên bánh dẫn, số vòng quay n_1 của bánh dẫn, tỷ số truyền u của bộ truyền.

▪ Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng được tính toán theo trình tự sau :

1) Chọn vật liệu bánh răng, phương pháp nhiệt luyện, tra cơ tính của vật liệu (giới hạn bền σ_b , giới hạn chảy σ_{ch} , độ rắn bề mặt răng)

Đối với các bánh răng có độ rắn bề mặt $HB \leq 350$, thường chọn vật liệu bánh 1 có cơ tính cao hơn bánh 2, $HB_1 = HB_2 + (30 \div 50)$. Đối với các bánh răng có độ rắn bề mặt $HB > 350$, thường chọn vật liệu hai bánh như nhau.

2) Xác định ứng suất cho phép bao gồm $[\sigma_H]$, $[\sigma_F]$, $[\sigma_H]_{\max}$, $[\sigma_F]_{\max}$.

3) Tính sơ bộ đường kính vòng lăn d_{w1} theo điều kiện độ bền tiếp xúc

(Để tính toán, cần chọn trước các hệ số ψ_d , $K_{H\beta}$, K_{HV} ; đối với bánh răng nghiêng có thể lấy sơ bộ : $K_{H\alpha} = 1,1$).

4) Tính khoảng cách trục a_w sơ bộ theo d_{w1} và u . Chọn môđun $m_n = (0,01 \div 0,02)a_w$. Quy tròn theo tiêu chuẩn (với bánh răng thẳng thì m_n là môđun trên mặt cắt ngang của bánh răng).

5) Chọn sơ bộ góc nghiêng của răng : $\beta = 8^\circ \div 15^\circ$ với bánh răng trụ và $\beta = 26^\circ \div 40^\circ$ đối với bánh răng chữ V. Tính số răng $Z_1 = \frac{d_{w1} \cos \beta}{m_m}$ và $Z_2 = u Z_1$. Quy tròn các số răng theo số

nguyên. Tính lại β theo Z_1 và Z_2 đã được quy tròn theo công thức : $\beta = \arccos \frac{m_n (Z_1 + Z_2)}{2a_w}$

6) Tính chính xác khoảng cách trục a_w , đường kính các vòng lăn d_{w1} , d_{w2} theo m , Z_1 , Z_2 , β . Xác định bề rộng bánh răng b_w . Kiểm nghiệm hệ số trùng khớp dọc: $\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m} \leq 1,1$.

7) Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc và về độ bền uốn.

8) Kiểm nghiệm độ bền của răng khi chịu quá tải.

Nếu các phép tính kiểm nghiệm không thỏa mãn \Rightarrow cần thay đổi kích thước của bộ truyền (đường kính, môđun bánh răng), chọn lại vật liệu có độ bền cao hơn và tính toán lại.

9) Xác định các kích thước chủ yếu của bộ truyền.

10) Tính toán lực tác dụng lên bộ truyền.

5.7. Đánh giá truyền động bánh răng

▪ Ưu điểm

- + Khả năng tải lớn \Rightarrow kích thước nhỏ gọn.
- + Tỷ số truyền không thay đổi.
- + Hiệu suất cao, có thể đạt tới $0,97 \div 0,98$ trong một cấp.
- + Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy (chẳng hạn, đối với hộp giảm tốc công dụng chung, tuổi thọ có thể đạt đến 30000h).

▪ Nhược điểm

- + Công nghệ cắt răng phức tạp.
- + Yêu cầu cao về độ chính xác chế tạo cũng như lắp ráp.
- + Có nhiều tiếng ồn khi vận tốc lớn.

▪ Phạm vi sử dụng

Có thể truyền công suất từ nhỏ đến rất lớn (hàng chục ngàn KW), vận tốc có thể từ rất thấp đến rất cao (200m/s). Truyền động bánh răng được sử dụng rất rộng rãi trong tất cả các lĩnh vực của ngành chế tạo máy và dụng cụ đo. Trong các loại bộ truyền bánh răng, bộ truyền bánh răng trụ được sử dụng rộng rãi nhất vì chế tạo và sử dụng đơn giản, làm việc tin cậy, kích thước gọn.



TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

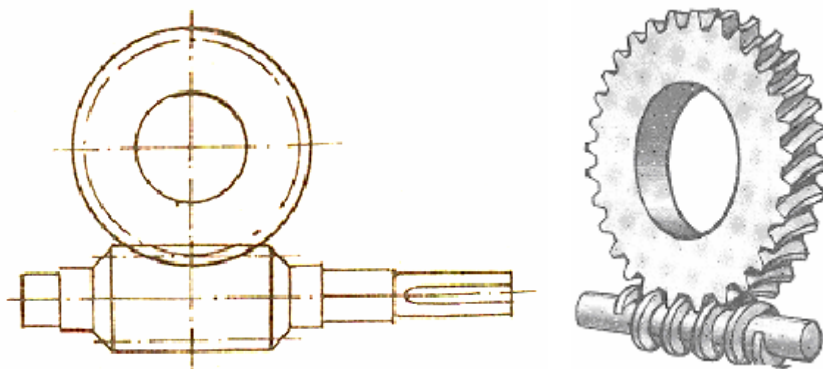
6.1. Khái niệm chung

1. Giới thiệu và phân loại bộ truyền trục vít

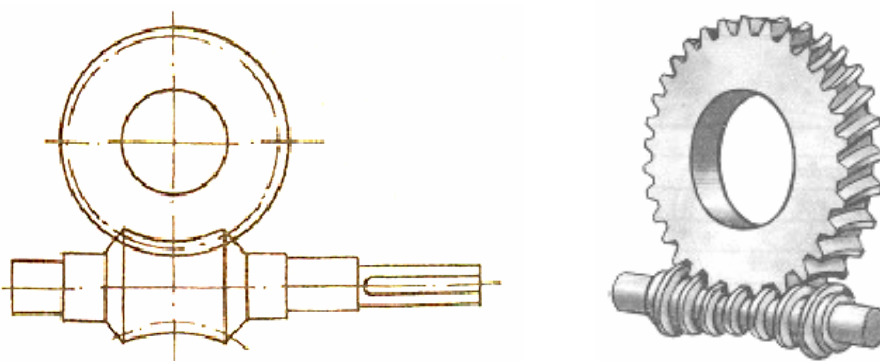
- Bộ truyền trục vít bao gồm trục vít và bánh vít, được dùng để truyền chuyển động và tải trọng giữa hai trục chéo nhau nhờ sự ăn khớp của các ren trên trục vít với các răng trên bánh vít. Thông thường góc chéo nhau giữa hai trục bằng $\Sigma = 90^\circ$, trục vít là trục *dẫn*, bánh vít là bánh *bị dẫn*.

- **Trục vít**

Có cấu tạo như một trục trên đó có nhiều vòng ren. Có nhiều loại trục vít như trục vít trụ (hình 6.1), trục vít lõm hay trục vít glôbôit (hình 6.2), tuy nhiên trục vít trụ dùng rộng rãi hơn cả. Chương này chỉ nghiên cứu trục vít trụ.



Hình 6.1 : Trục vít trụ



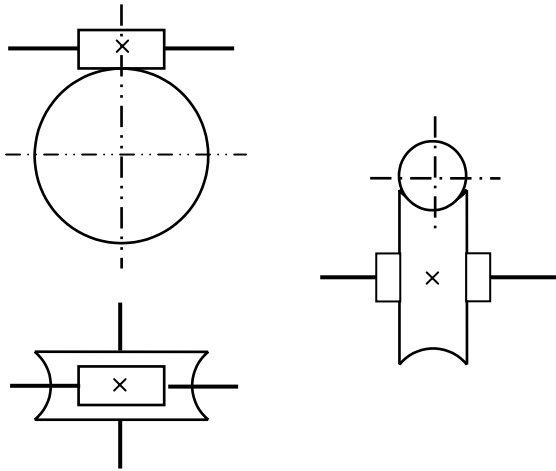
Hình 6.2 : Trục vít lõm (glôbôit)

- Sơ đồ bộ truyền trục vít trụ được trình bày trên hình 6.3a.
- Hình 6.3b trình bày hình ảnh của một hộp giảm tốc trục vít trụ một cấp
- Tùy theo *hình dạng ren*, trục vít trụ được phân thành ba loại (hình 6.4) :

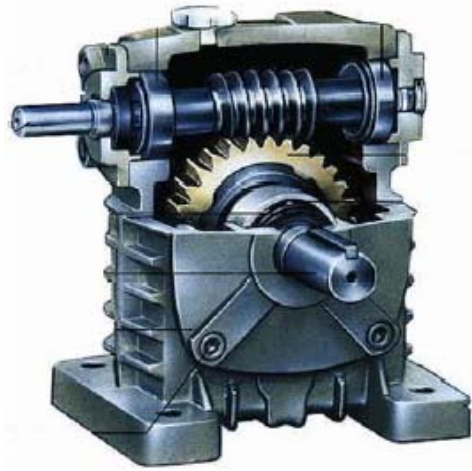
➤ **Trục vít ác-si-mét**

Trong mặt cắt dọc chứa đường tâm trục vít \Rightarrow cạnh răng là đoạn thẳng. Giao tuyến của mặt ren với mặt cắt ngang là đường xoắn ốc ác-si-mét. Có thể cắt ren trên máy tiện thông

thường. Mặt ren khó mài, muốn mài phải dùng đá mài định hình, gây khó khăn cho việc gia công và độ chính xác giảm \Rightarrow thường dùng khi độ rắn bề mặt ren nhỏ hơn 350HB và không mài.



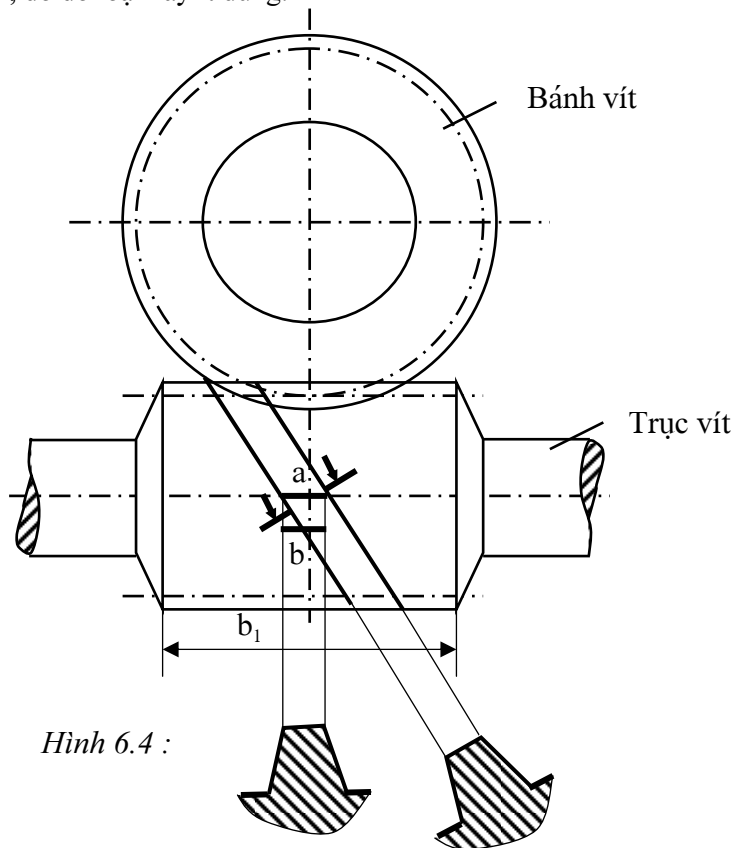
Hình 6.3a : Sơ đồ động bộ truyền trục vít trụ



Hình 6.3b : Hộp giảm tốc trục vít một cấp

➤ Trục vít côn-vô-lút

Trong mặt cắt pháp tuyến với đường ren \Rightarrow cạnh răng là đoạn thẳng. Giao tuyến của mặt ren với mặt cắt ngang là đường côn-vô-lút. Cũng có thể tiện ren trên máy tiện thông thường, nhưng cũng cần đá mài đặc biệt để mài, do đó loại này ít dùng.



Hình 6.4 :

(a) Ác-si-mét

(b) Thân khai

(c) Côn-vô-lút

➤ Trục vít thân khai

Trong mặt cắt tiếp xúc với mặt trụ cơ sở \Rightarrow cạnh răng là đoạn thẳng. Giao tuyến của mặt ren với mặt cắt ngang là đường thân khai. Đây chính là bánh răng trụ tròn thân khai răng nghiêng, có góc nghiêng rất lớn, số răng khá nhỏ ($1 \div 4$ răng, gọi là *số mới ren*). Có thể mài bằng đá mài dẹt \Rightarrow thích hợp cho các bộ truyền có yêu cầu độ rắn bề mặt ren lớn hơn 45HRC.

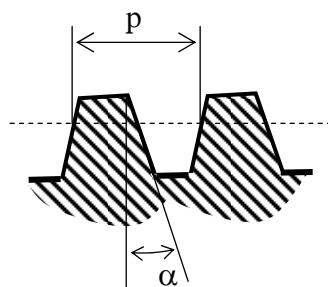
▪ Bánh vít

Chế tạo bằng dao phay lăn, có hình dạng giống hệt như trục vít sẽ ăn khớp với bánh vít (chỉ khác là đường kính đỉnh dao lớn hơn đường kính đỉnh ren trục vít để tạo nên khe hở hướng tâm ở chân răng bánh vít). Quá trình chuyển động khi cắt gọt giống hệt như quá trình ăn khớp giữa trục vít và bánh vít, vị trí đặt dao khi cắt giống như vị trí trục vít khi ăn khớp, do đó mặt chân răng bánh vít là một phần mặt xuyến, đồng thời mặt trụ chia và mặt trụ lăn của bánh vít trùng nhau. Để ren trục vít tiếp xúc với ren bánh vít được nhiều hơn, mặt đỉnh răng bánh vít cũng được chế tạo có hình mặt xuyến (hình 6.7)

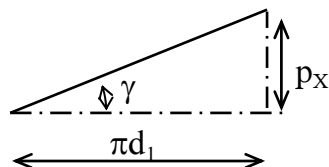
Trong chương này chỉ trình bày bộ truyền trục vít trụ có dạng ren ácsimét.

2. Thông số chủ yếu của bộ truyền trục vít

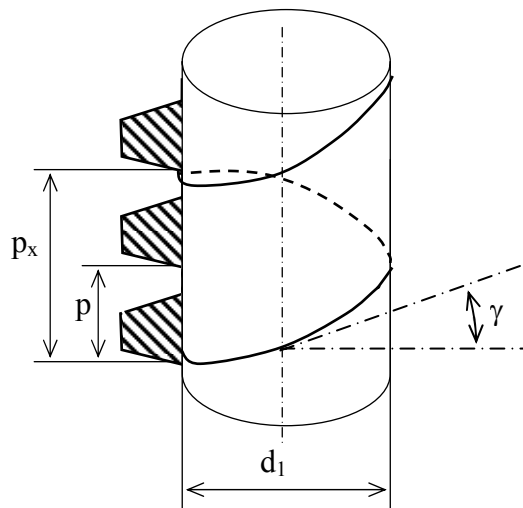
(đối với bộ truyền trục vít ácsimét)



Hình 6.5



Hình 6.6a



Hình 6.6b

▪ Trục vít

Trong mặt cắt vuông góc với trục của bánh vít và chứa đường tâm trục vít \Rightarrow trục vít có profin răng hình thang, giống như thanh răng. Góc profin răng : $\alpha = 20^\circ$ (hình 6.5).

+ Môđun dọc của trục vít : $m = \frac{p}{\pi}$ với p : bước dọc của trục vít.

Giá trị của m được chọn theo dãy số tiêu chuẩn : m = 1; 1,25; (1,5); 1,6; 2; 2,5; (3); (3,5); 4; 5; (6); 6,3; (7); 8; 10; 12,5; 16; (18); 20; 25.

+ Hệ số đường kính q : $q = \frac{d_1}{m}$

Để cắt bánh vít, dùng dao phay lăn có hình dạng và kích thước giống như trục vít sẽ ăn khớp với bánh vít (trừ đường kính đỉnh dao) \Rightarrow để hạn chế số lượng dao cắt bánh vít, người ta

đưa vào hệ số đường kính q. Ứng với mỗi trị số của modun m tiêu chuẩn chỉ quy định một số trị số của q nhất định, nhờ đó hạn chế được số cỡ dao cắt bánh vít.

Giá trị của q được chọn theo dãy số tiêu chuẩn theo bảng dưới đây : q = 6,3; (7,1); 8; (9); 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25.

Các giá trị của m và q được dùng trong thực tế ghi trong bảng dưới đây:

m	2	2,5	3		4						5			6			
q	16	12	12	14	9	10	12	14	16	9	10	12	9	10	12	14	
m	8				10				12			16					
q	8	9	10	12	8	10	12	8		10	8	9					

+ Đường kính mặt trụ chia của trục vít : $d_1 = q \cdot m$

+ Đường kính mặt trụ lăn : $d_{w1} = (q+2x)m$

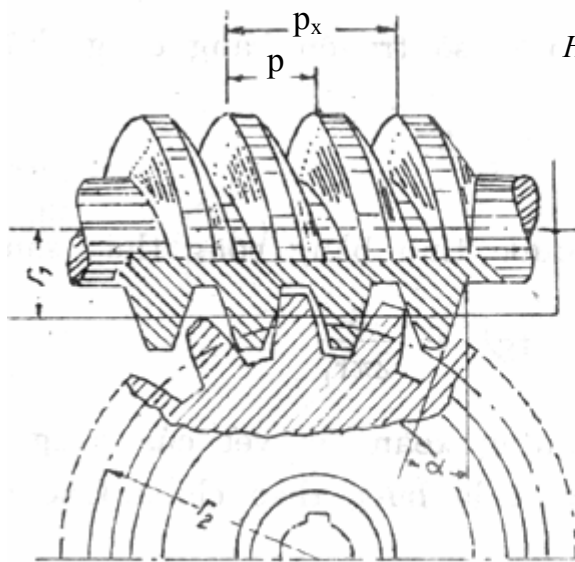
Trong đó : x : hệ số dịch dao khi cắt bánh vít.

+ Số ren (số mỗi ren) của trục vít : $Z_1 = 1; 2; 4$

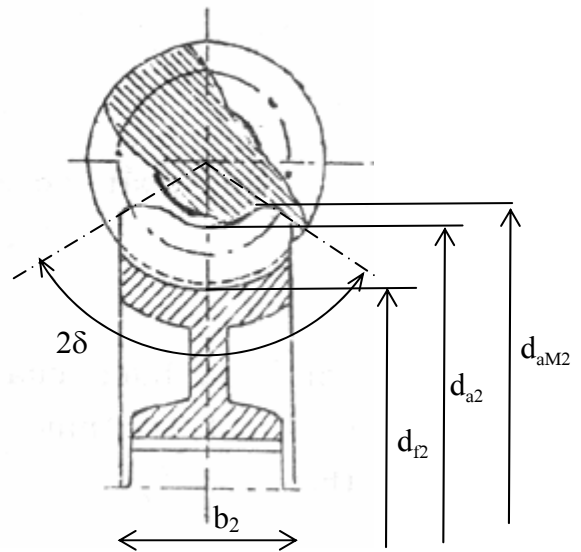
+ Góc xoắn vít trên mặt trụ chia γ (hình 6.6) : $\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_x}{\pi d_1} = \frac{p Z_1}{\pi d_1} = \frac{\pi m Z_1}{\pi d_1} \Rightarrow \operatorname{tg} \gamma = \frac{Z_1}{q}$

Với : p_x là bước của đường xoắn vít (bước xoắn); p là bước dọc của trục vít : $p_x = Z_1 \cdot p$

Thông thường lấy : $v = 5 \div 20^\circ$



Hình 6.7



Số răng Z_1 càng nhỏ \Rightarrow góc xoắn γ càng nhỏ \Rightarrow hiệu suất của bộ truyền sẽ thấp. Z_1 càng lớn \Rightarrow hiệu suất tăng nhưng chế tạo phức tạp, kích thước bộ truyền sẽ tăng. Khi truyền động với công suất lớn không nên dùng $Z_1 = 1$. Khi $u = 10 \div 18$, nên lấy $Z_1 = 4$, khi $u = 18 \div 40$ nên lấy $Z_1 = 2$ và khi $u > 40$ nên lấy $Z_1 = 1$. Ngoài ra, khi chọn Z_2 cần lưu ý sao cho $Z_2 = u \cdot Z_1$ không quá lớn làm bộ truyền cồng kềnh hoặc quá nhỏ sẽ xảy ra cắt chân răng, nên dựa vào tỉ số truyền u để chọn Z_1 sao cho Z_2 thỏa mãn điều kiện : $28 \leq Z_2 \leq 60$.

+ Góc xoắn vít trên mặt trụ lăn γ_w :

Suy luận tương tự như $\operatorname{tg} \gamma$, ta có : $\operatorname{tg} \gamma_w = \frac{Z_1}{q+2x}$

+ Đường kính mặt trụ đỉnh, mặt trụ chân ren :

$d_{a1} = d_1 + 2h' \cdot m$ với : $h' = 1$

$d_{f1} = d_1 - 2h'' \cdot m$ với : $h'' = 1,25$

+ Chiều dài phần cắt ren trên trục vít b_1 : được lấy theo điều kiện ăn khớp cùng một lúc với nhiều răng bánh vít nhất.

▪ Bánh vít

+ Góc nghiêng β của răng trên bánh vít : $\beta = \gamma$

+ Modul ngang m_s của bánh vít : modul đo trên mặt trụ chia của bánh vít trong mặt cắt vuông góc với trục của bánh vít và chứa đường tâm trục vít.

Modul ngang m_s của bánh vít cũng chính bằng modul dọc m của trục vít.

+ Số răng bánh vít : Z_2 .

+ Đường kính mặt trụ chia d_2 , mặt trụ lăn d_{w2} : $d_{w2} = d_2 = m_s Z_2 = m Z_2$

+ Đường kính mặt trụ đỉnh và mặt trụ chân :

$$d_{a2} = d_2 + 2(h' + x)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(h'' - x) \text{ với : } h' = 1, h'' = 1,25$$

+ Đường kính lớn nhất của bánh vít :

$$d_{aM2} = d_2 + d_1(1 - \cos\delta)$$

với 2δ : góc tiếp xúc giữa ren trục vít và răng bánh vít (hình 6.7). Thường lấy : $2\delta = 100^\circ$

+ Bề rộng b_2 của bánh vít (lấy theo điều kiện đảm bảo góc tiếp xúc 2δ).

▪ Khoảng cách trục

Ta có : $a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}$. Suy ra : $a_w = 0,5m(q + Z_2 + 2x)$

Giá trị của a_w được lấy theo dãy số tiêu chuẩn : 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500.

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

▪ Dịch chỉnh trong bộ truyền trục vít chủ yếu nhằm bảo đảm khoảng cách trục a tiêu chuẩn hay định trước. Để bảo đảm khoảng cách trục a_w cho trước, cần xác định hệ số dịch dao theo

biểu thức : $x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + Z_2)$.

3. Độ chính xác của bộ truyền trục vít

▪ Cũng như bộ truyền bánh răng, tiêu chuẩn Việt nam quy định 12 cấp chính xác : 1 ÷ 12 (cấp 1 có độ chính xác cao nhất). Với các bộ truyền yêu cầu cao về độ chính xác động học, dùng từ cấp chính xác 3 ÷ 6. Cấp chính xác 7, 8, 9 thường dùng cho các bộ truyền để truyền tải trọng. Việc chọn cấp chính xác dựa trên vận tốc trượt.

▪ Với mỗi cấp chính xác cũng quy định 3 chỉ tiêu : chỉ tiêu chính xác động học, chỉ tiêu làm việc êm, chỉ tiêu về mức tiếp xúc giữa ren trục vít và răng bánh vít.

▪ Tiêu chuẩn còn quy định 6 dạng khe hở giữa ren trục vít và răng bánh vít A, B, C, D, E, H (theo thứ tự khe hở cạnh răng giảm dần).

Giữa dạng khe hở cạnh răng và cấp chính xác động học có mối liên hệ với nhau như sau :

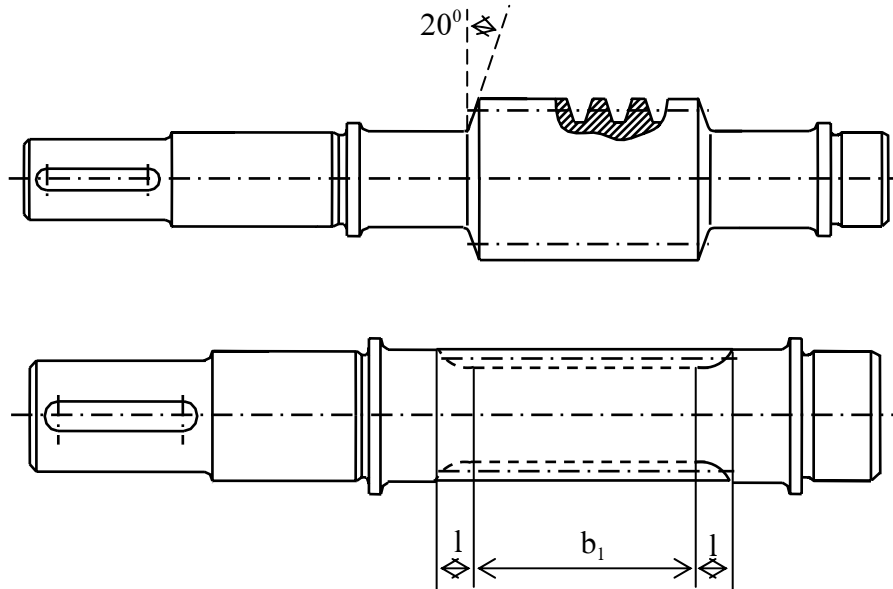
Dạng khe hở :	A, B	C	D	E, H
Cấp chính xác động học :	5-12	3-9	3-8	1-6

▪ Ngoài ra, do bộ truyền trục vít rất nhạy với các sai số lắp ghép hơn bộ truyền bánh răng, nên tiêu chuẩn còn quy định chặt chẽ hơn về dung sai khoảng cách trục và dung sai vị trí mặt

phẳng trung bình của bánh vít so với trục vít. Khi lắp, vị trí này được kiểm tra bằng các vết tiếp xúc.

4. Kết cấu trục vít và bánh vít

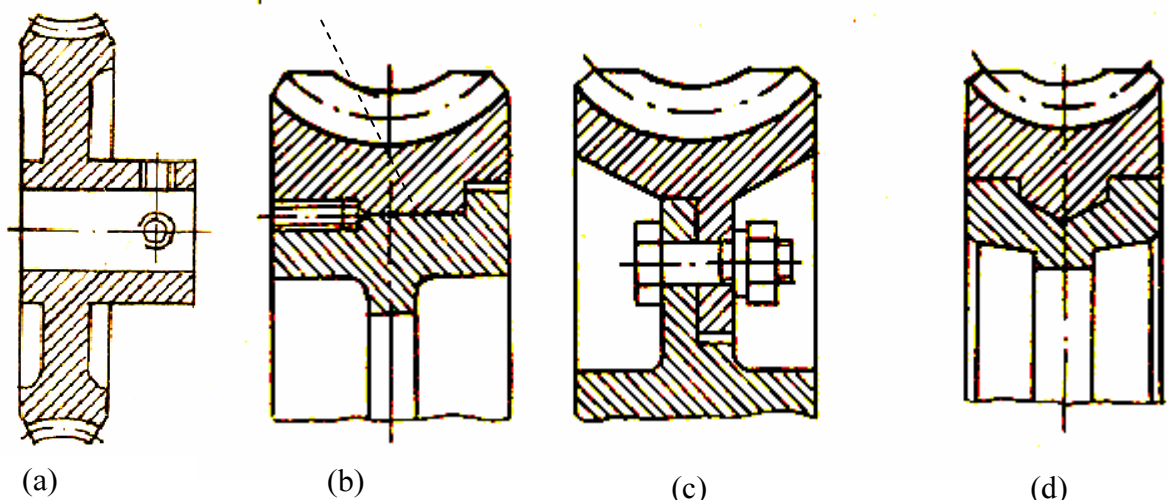
- Trục vít thường được chế tạo liền với trục. Trường hợp đường kính chân ren trục vít nhỏ hơn đường kính trục, cần lưu ý làm đoạn thoát dụng cụ cắt khi gia công ren (hình 6.8).



Hình 6.8 : Kết cấu trục vít liền trục

- Bánh vít được chế tạo riêng rồi lắp lên trục.
 Khi $d_{a2} \leq 120\text{mm} \Rightarrow$ chế tạo bánh vít liền khối (hình 6.9a)
 Khi d_{a2} lớn, để tiết kiệm kim loại màu \Rightarrow thường chế tạo bánh vít bằng vật liệu giảm ma sát (đồng thanh...), rồi ghép vào thân bánh vít bằng gang (nhờ độ dôi và bắt vít thêm - hình 6.9b, bu lông - hình 6.9c..). Trong sản xuất hàng loạt, thường dùng vành bánh vít bằng đồng thanh đúc trực tiếp vào moayơ (hình 6.6d).

Dùng mối ghép có độ dôi



Hình 6.9

6.2. Cơ học truyền động trục vít

1. Vận tốc và tỷ số truyền

▪ Vận tốc vòng

Vận tốc vòng v_1 và v_2 của bánh vít và trục vít :

$$\boxed{v_1 = \frac{\pi d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}} \quad \boxed{v_2 = \frac{\pi d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}} \quad [\text{m/s}] \quad (6.1)$$

▪ Vận tốc trượt

Tại điểm tiếp xúc trùng với tâm ăn khớp P (hình 6.10), ta có: $\vec{v}_2 = \vec{v}_1 + \vec{v}_t$

Trong đó: \vec{v}_t là vận tốc tương đối, nằm theo phương tiếp tuyến với đường xoắn ốc của ren trục vít trên mặt trụ lăn và gọi là *vận tốc trượt*. Như vậy khi bộ truyền làm việc, ren trục vít trượt dọc trên răng bánh vít.

Dựa trên hình 6.10, suy ra : $v_t = \frac{v_1}{\cos \gamma_w} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 1000 \cdot \cos \gamma_w}$

Với bộ truyền không dịch chỉnh ($x = 0$) : $d_{w1} = d_1 = m q$; $\gamma_w = \gamma$

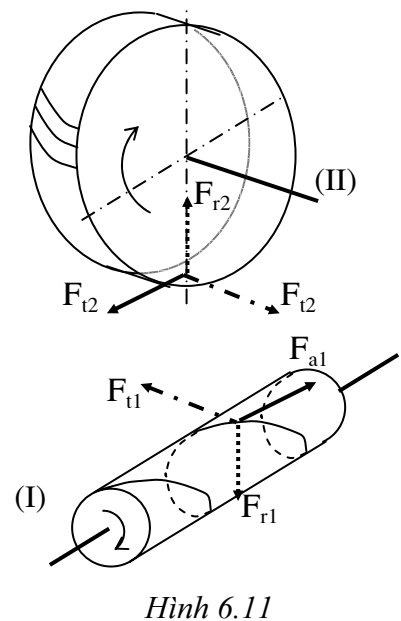
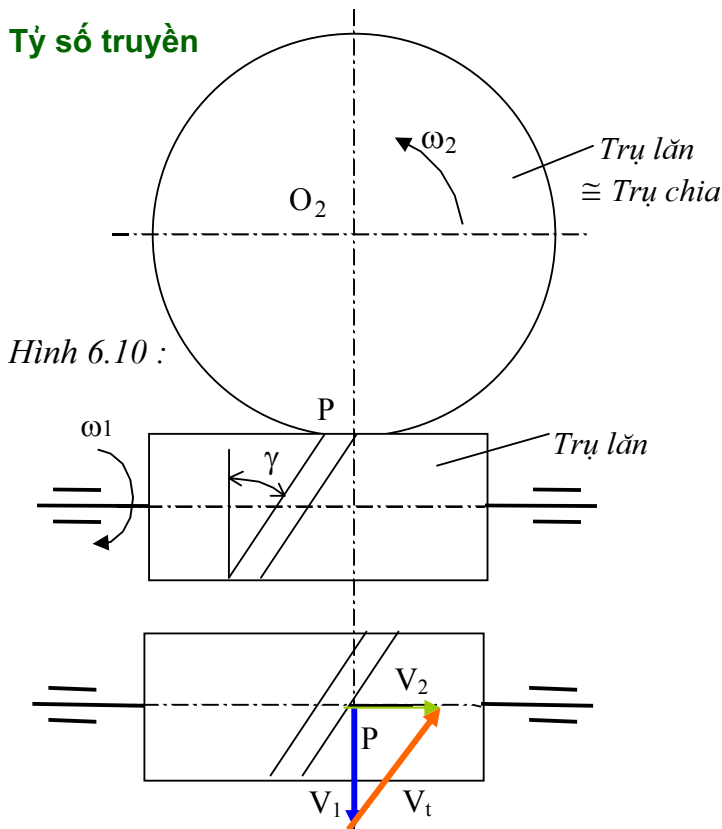
Mặt khác : $\tan \gamma = \frac{Z_1}{q}$; $\cos \gamma = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \gamma}} = \frac{q}{\sqrt{Z_1^2 + q^2}}$

Tóm lại : $\boxed{v_t = \frac{m n_1}{19100} \cdot \sqrt{Z_1^2 + q^2}}$

Ta thấy, vận tốc trượt v_t bao giờ cũng lớn hơn vận tốc vòng v_1 của trục vít. Hiện tượng trượt dọc răng làm tăng mất mát về ma sát, làm giảm hiệu suất, làm tăng nguy hiểm về mòn và dính.

Trong tính toán thiết kế, vận tốc trượt chính là cơ sở để chọn vật liệu bánh vít. Khi vận tốc trượt lớn phải dùng vật liệu có hệ số ma sát thấp và có khả năng chống dính lớn.

▪ Tỷ số truyền



Ta có : $u = \frac{n_1}{n_2}$.

Kết hợp với biểu thức (6.1), suy ra : $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1}{v_2} \cdot \frac{d_2}{d_{w1}} = \frac{1}{\operatorname{tg}\gamma_w} \cdot \frac{d_2}{d_{w1}} \Rightarrow \boxed{u = \frac{d_2}{d_1 \cdot \operatorname{tg}\gamma}}$

Mà : $\operatorname{tg}\gamma = \frac{\pi m Z_1}{\pi d_1}$; $d_2 = m Z_2 \Rightarrow \boxed{u = \frac{Z_2}{Z_1}}$

Với $Z_1 = 1; 2; 4$ và $28 \leq Z_2 \leq 60$, do đó tỷ số truyền u của bộ truyền trục vít khá lớn.

2. Lực tác dụng trong bộ truyền

■ Lực tác dụng giữa ren trục vít và răng bánh vít phân bố trên chiều dài tiếp xúc, quy ước coi như lực tập trung tại tâm ăn khớp P. Lực pháp tuyến F_n nằm trong mặt cắt pháp $n-n$ và được phân thành ba thành phần : lực vòng F_{t1} , lực dọc trục F_a và lực hướng tâm F_r .

■ Do trục trục vít và trục bánh vít vuông góc nhau nên :

$$\vec{F}_{a1} = -\vec{F}_{t2}; \vec{F}_{t1} = -\vec{F}_{a2}; \vec{F}_{r1} = -\vec{F}_{r2} \text{ (hình 6.11)}$$

■ Ta có :

$$\boxed{F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}}$$

Khi trục vít là trục chủ động quay, lực vòng F_{t1} trên trục vít có thể tính theo lực dọc trục F_{a1} theo biểu thức (tương tự như quan hệ giữa lực vòng F_t cần tác dụng lên đai ốc chịu lực dọc trục F_a trong khớp ren vít khi muốn vặn đai ốc vào) :

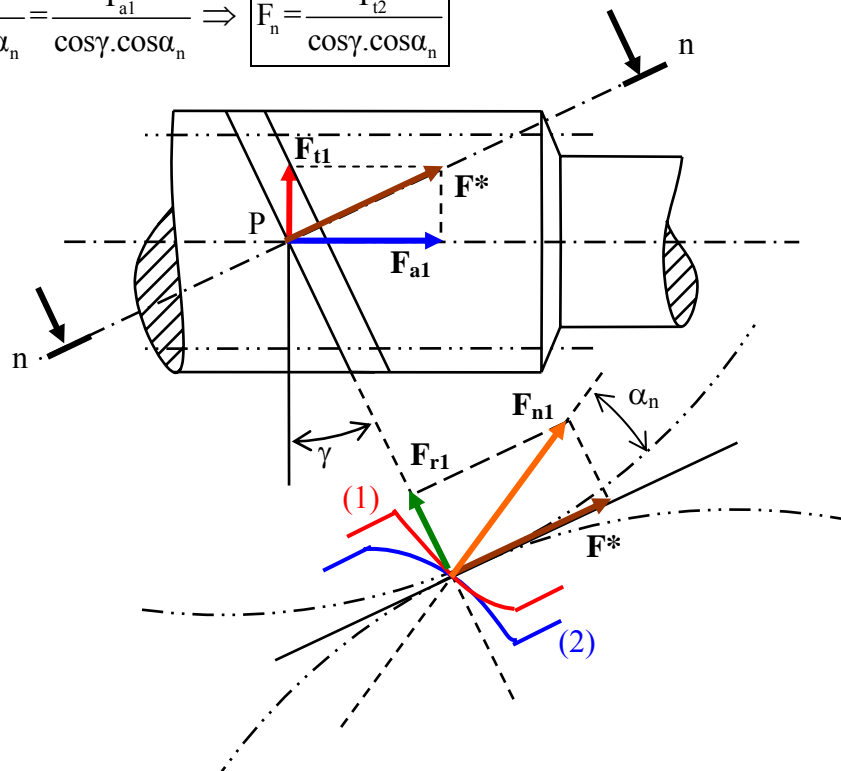
$$\boxed{F_{t1} = F_{a2} = F_{a1} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$$

Lực hướng tâm (hình 6.12) :

$$\boxed{F_{r1} = F_{r2} = F^* \operatorname{tg}\alpha_n = \frac{F_{a1}}{\cos\gamma} \operatorname{tg}\alpha_n = \frac{F_{t2}}{\cos\gamma} \operatorname{tg}\alpha_n}$$

Lực pháp tuyến toàn phần :

$$\boxed{F_n = \frac{F^*}{\cos\alpha_n} = \frac{F_{a1}}{\cos\gamma \cdot \cos\alpha_n} \Rightarrow F_n = \frac{F_{t2}}{\cos\gamma \cdot \cos\alpha_n}}$$



Hình 6.12: Lực tác dụng khi ăn khớp trong bộ truyền trục vít

- Thông thường : $\varphi' < 3^\circ \Rightarrow$ có thể bỏ qua ảnh hưởng của lực ma sát, đồng thời coi góc áp lực pháp α_n bằng với góc profin ren trục vít : $\alpha_n \approx \alpha$. Do đó :

$$\boxed{F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}}; \boxed{F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \gamma}; \boxed{F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma}}; \boxed{F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma \cdot \cos \alpha}}$$

3. Hiệu suất truyền động trục vít

- Công suất truyền động bị mất mát do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít, ma sát trong ổ trục và do khuấy dầu. Chỉ kể đến tổn thất do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{T_2 \omega_2}{T_1 \omega_1} = \frac{F_{t2} \cdot d_2 \cdot \omega_2}{F_{t1} \cdot d_1 \cdot \omega_1}$$

- Khi trục vít dẫn động, ta có : $F_{t1} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')$. Mặt khác : $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \operatorname{tg} \gamma}$.

Suy ra : $\boxed{\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}}}$

- Nếu kể đến mất mát công suất do khuấy dầu : $\boxed{\eta = 0,95 \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}}}$

➤ Ghi chú

+ Hiệu suất η tăng khi góc xoắn vít γ trên mặt trụ chia của trục vít tăng hay khi góc ma sát thay thế φ' giảm. Do $\operatorname{tg} \gamma = Z_1/q \Rightarrow$ muốn tăng γ phải giảm q hay tăng Z_1 . Khi Z_1 tăng \Rightarrow chế tạo bộ truyền phức tạp hơn, đồng thời làm tăng Z_2 khiến kích thước bộ truyền tăng. Khi q giảm $\Rightarrow d_1 = m \cdot q$ giảm \Rightarrow trục vít không đủ độ cứng. Do đó, thực tế thường lấy γ không quá 25° . Với bộ truyền công suất lớn không nên lấy $Z_1 = 1$, vì khi đó hiệu suất thấp, mất mát công suất nhiều, bộ truyền sẽ nóng.

+ Trường hợp bánh vít là bánh dẫn, hiệu suất truyền động bằng $\eta = 0,95 \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi')}$. Nếu góc vít γ

nhỏ hơn góc ma sát thay thế φ' thì hiệu suất bộ truyền sẽ nhỏ hơn 0 \Rightarrow bộ truyền bị tự hãm, chuyển động không thể truyền ngược từ trục vít sang bánh vít. Sử dụng tính chất tự hãm này trong các cơ cấu nâng và một số cơ cấu khác.

6.3. Tính toán độ bền bộ truyền trục vít

1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

a) Các dạng hỏng chủ yếu

Truyền động trục vít cũng có các dạng hỏng tương tự như trong truyền động bánh răng, nhưng do xuất hiện hiện tượng trượt dọc răng với vận tốc trượt v_t lớn, sinh nhiệt nhiều, đồng thời, điều kiện hình thành màng dầu bôi trơn ma sát ướt tại chỗ tiếp xúc không thuận lợi \Rightarrow hiện tượng *dính* và *mòn nguy hiểm hơn cả*.

▪ Dính

Đặc biệt nguy hiểm khi bánh vít làm bằng vật liệu tương đối rắn (như đồng thanh không thiếc, gang...).

Khi bánh vít làm bằng vật liệu tương đối rắn, hiện tượng dính đặc biệt nguy hiểm bởi vì dưới tác dụng của tải trọng và vận tốc lớn, các hạt kim loại ở răng bánh vít bị đứt ra, dính chặt vào mặt ren trục vít, làm mặt ren trục vít bị sần sùi, khi tiếp xúc với bánh vít, ren trục vít sẽ mài mòn nhanh răng bánh vít.

Với vật liệu bánh vít mềm hơn (như đồng thanh thiếc), kim loại bị đứt ra thành từng lớp mỏng, quét dần lên bề mặt ren trục vít, mà không làm cho mặt ren trục vít bị sần sùi \Rightarrow hiện tượng dính ít nguy hiểm hơn.

▪ Mòn

Thường xảy ra ở răng bánh vít, do răng bánh vít làm bằng vật liệu có cơ tính thấp hơn. Mòn càng nhanh khi lắp ghép không chính xác, dầu bôi trơn có lẫn cặn bẩn, bề mặt trục vít không đủ nhẵn, hoặc khi đóng mở máy luôn (lúc này điều kiện bôi trơn không tốt).

Mòn làm giảm thời hạn làm việc của bộ truyền. Răng bị mòn nhiều sẽ bị gãy.

▪ Tróc rỗ bề mặt răng

Xảy ra chủ yếu ở các bánh vít làm bằng *đồng thanh thiếc* có độ bền chống dính cao.

b) Chỉ tiêu tính toán

▪ Do chưa có phương pháp tin cậy để tính về mòn và dính, hơn nữa mòn và dính cũng liên quan đến ứng suất tiếp xúc \Rightarrow vẫn tính toán bộ truyền trục vít theo độ bền tiếp xúc và theo độ bền uốn như trong bánh răng theo điều kiện :

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] \quad \sigma_F \leq [\sigma_F]$$

Ảnh hưởng của dính và mòn được chú ý đến khi chọn ứng suất tiếp xúc cho phép.

Vì bánh vít làm bằng đồng thanh hay gang là vật liệu có cơ tính kém hơn vật liệu trục vít là thép \Rightarrow tính toán độ bền tiến hành cho răng bánh vít.

- Ngoài ra thân trục vít có tiết diện tương đối nhỏ, lại đặt trên hai ổ cách nhau khá xa (nhất là khi bộ truyền có tỷ số truyền lớn, khi đó đường kính bánh vít khá lớn), do đó chịu ứng suất uốn lớn \Rightarrow cần kiểm tra độ bền của thân trục vít theo hệ số an toàn (xem phần tính toán trục).
- Do có hiện tượng trượt dọc răng với vận tốc trượt lớn \Rightarrow mất mát công suất vì ma sát \Rightarrow nung nóng bộ truyền \Rightarrow sau khi tính toán độ bền cần tính về nhiệt.

2. Tính toán độ bền tiếp xúc của răng bánh vít

▪ Sử dụng công thức Héc, điều kiện bền tiếp xúc có dạng :

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n}{2\rho}} \leq [\sigma_H] \quad (6.2)$$

Trong đó : Z_M : hệ số xét đến cơ tính của vật liệu; ρ : bán kính cong tương đương; q_n : tải trọng riêng pháp tuyến; $[\sigma_H]$: ứng suất tiếp xúc cho phép của vật liệu bánh vít.

- Bán kính cong tương đương : $\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$

Do hiện tượng dính và tróc rỗ bắt đầu ở vùng tâm ăn khớp \Rightarrow tiến hành tính toán bán kính cong tương đương tại vùng này. Ở vùng tâm ăn khớp, sự ăn khớp của bộ truyền trục vít tương đương với sự ăn khớp của bánh răng nghiêng với một thanh răng sinh nghiêng có cạnh thẳng

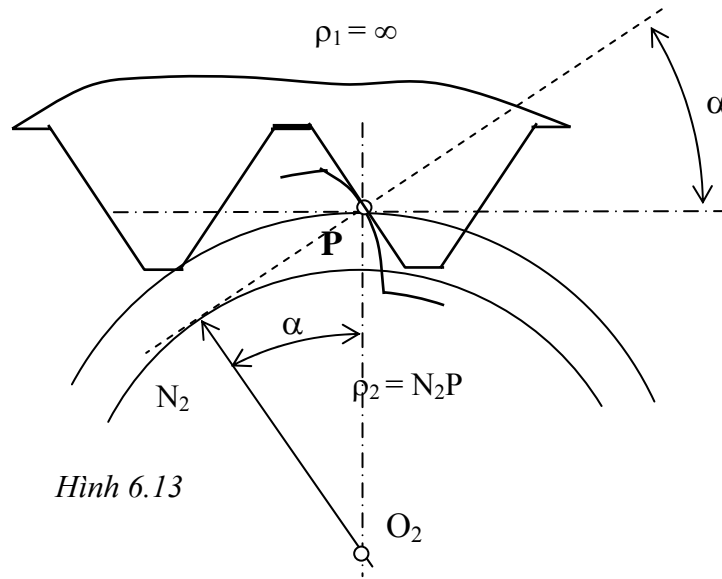
(hình 6.13) : $\rho_1 = \infty$; $\rho_2 = N_2 P = O_2 P . \sin \alpha = \frac{d_2}{2} . \sin \alpha \Rightarrow \boxed{\rho = \rho_2 = \frac{d_2}{2} . \sin \alpha} \quad (6.3)$

- Tải trọng riêng pháp tuyến : $q_n = \frac{F_n}{l_H}$

+ Gần đúng, có thể xem bánh vít như bánh răng nghiêng có góc nghiêng β với : $\beta = \gamma \Rightarrow$ tổng chiều dài tiếp xúc giữa các răng của bánh vít và ren trục vít : $l_H = \frac{b \cdot \varepsilon_\alpha \cdot K_\varepsilon}{\cos \gamma}$ với b : chiều dài răng bánh vít, ε_α là hệ số trùng khớp ngang, K_ε là hệ số thay đổi : $K_\varepsilon = 0,75$.

+ Bánh vít ôm trực vít theo cung tròn với góc ôm 2δ

\Rightarrow chiều dài răng bánh vít : $b = \pi d_1 \frac{2\delta}{360^\circ}$ với δ tính bằng độ.



Hình 6.13

+ Lực pháp tuyến toàn phần : $F_n = \frac{2T_2}{d_2 \cos \alpha \cdot \cos \gamma}$

Thay l_H và F_n vào biểu thức của q_n và xét đến sự tập trung tải trọng và tải trọng động bằng các hệ số $K_{H\beta}$ và $K_{H\alpha}$, suy ra : $q_n = \frac{2T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot 360^\circ}{d_1 \cdot d_2 \cdot \pi \cdot 2\delta \cdot K_\epsilon \cdot \epsilon_\alpha \cdot \cos \alpha}$ (6.4)

Thay (6.4) và (6.3) vào (6.2) và lấy trung bình : $K_\epsilon = 0,75$; $\epsilon_\alpha = 1,8$; $2\delta = 100^\circ$; $\alpha = 20^\circ$.
Trục vít bằng thép, ăn khớp với bánh vít bằng đồng thanh hay gang : $Z_M = 210(\text{MPa})^{1/2} \Rightarrow$
Công thức kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của răng bánh vít :

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha}}{d_1}} \leq [\sigma_H] \quad (6.5)$$

• Thay $d_1 = mq$; $d_2 = mZ_2$ và $m \approx \frac{2a_w}{Z_2 + q}$ vào (6.5) suy được công thức thiết kế bộ truyền trục vít bánh vít theo độ bền tiếp xúc :

$$a_w \geq (Z_2 + q)^3 \sqrt{\left(\frac{170}{Z_2 [\sigma_H]} \right)^2 \frac{T_2 K_{H\beta} K_{H\alpha}}{q}} \quad (6.6)$$

3. Tính toán độ bền uốn của răng bánh vít

Việc xác định ứng suất uốn ở chân răng bánh vít rất phức tạp vì dạng răng bánh vít thay đổi theo chiều rộng bánh vít và chân răng lại cong \Rightarrow dùng cách tính gần đúng : coi bánh vít như bánh răng trụ răng nghiêng có góc nghiêng $\beta = \gamma$ và tiến hành tính toán tương tự như đối với bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng. Từ công thức của bánh răng nghiêng, với lực vòng trên bánh vít bằng : $F_t = \frac{2T_2}{d_2}$, lấy trung bình : $\gamma = 10^\circ \Rightarrow Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} \approx 0,93$; $K_\epsilon = 0,75$; $\epsilon_\alpha = 1,8$

$\Rightarrow Y_\epsilon = \frac{1}{K_\epsilon \epsilon_\alpha} = 0,74 \Rightarrow$ công thức kiểm nghiệm độ bền uốn của răng bánh vít :

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

Trong đó : m_n là môđun pháp của răng bánh vít : $m_n = m.\cos\gamma$; Y_F : hệ số dạng răng của bánh vít, được tra trong các sổ tay thiết kế theo số răng tương đương : $Z_{td} = \frac{Z_2}{\cos^3\gamma}$, b_2 : bề rộng bánh vít.

4. Kiểm nghiệm độ bền của răng bánh vít khi chịu quá tải

Tương tự như trong bộ truyền bánh răng :

- Kiểm nghiệm *theo ứng suất tiếp xúc* (nhằm tránh biến dạng dư hay dính bề mặt răng) :

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2max}}{T_2}} \leq [\sigma_H]_{max}$$

Trong đó : T_{2max} ; T_2 : momen lớn nhất và momen xoắn danh nghĩa

σ_H : ứng suất tiếp xúc khi chịu momen xoắn T_2

$[\sigma_H]_{max}$: ứng suất tiếp xúc khi bánh vít chịu quá tải

- Kiểm nghiệm *theo ứng suất uốn* (nhằm tránh biến dạng dư do uốn hay gãy răng do giòn) :

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{T_{2max}}{T_2} \leq [\sigma_F]_{max}$$

Trong đó : T_{2max} ; T_2 : momen lớn nhất và momen xoắn danh nghĩa

σ_F : ứng suất uốn khi chịu momen xoắn T_2

$[\sigma_F]_{max}$: ứng suất uốn khi bánh vít chịu quá tải

5. Tính toán nhiệt bộ truyền trục vít

- Khi làm việc, do vận tốc trượt v_t lớn \Rightarrow bộ truyền sinh nhiệt nhiều \Rightarrow nhiệt độ của dầu trong hộp giảm tốc trục vít có thể vượt quá giới hạn cho phép \Rightarrow phá hỏng màng dầu bôi trơn giữa các bề mặt tiếp xúc của ren trục vít và răng bánh vít \Rightarrow gây nên dính.

Do đó, phải tiến hành tính toán nhiệt của bộ truyền trục vít theo điều kiện : $\theta \leq [\theta]$

với θ : nhiệt độ của dầu trong hộp giảm tốc; $[\theta]$: nhiệt độ cho phép của dầu.

- Điều kiện cân bằng nhiệt của hộp giảm tốc :

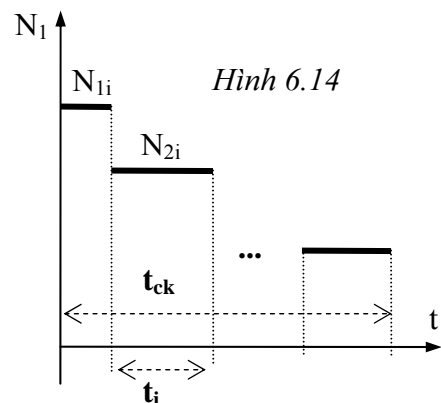
Nhiệt lượng sinh ra bằng nhiệt lượng thoát đi (trong 1 đơn vị thời gian):

$$1000.(1-\eta).N_1 = K_T(\theta - \theta_0)A(1+\psi) \quad [Wh]$$

η : hiệu suất của bộ truyền; N_1 : công suất trên trục vít [KW]; K_T : hệ số tỏa nhiệt [W/(m².°C)]; θ : nhiệt độ của dầu [°C]; θ_0 : nhiệt độ của môi trường không khí [°C]; A : diện tích bề mặt thoát nhiệt của hộp [m²]; $\psi = 0,25$: hệ số xét đến sự thoát nhiệt qua đáy hộp xuống bề máy.

$$\text{Suy ra : } \theta = \frac{1000(1-\eta)N_1}{K_TA(1+\psi)\beta} + \theta_0 \leq [\theta] \quad (6.7)$$

Với β là hệ số xét đến sự giảm nhiệt sinh ra trong một đơn vị thời gian do bộ truyền làm việc ngắt quãng hay do tải trọng làm việc giảm so với tải trọng danh nghĩa N_1 : $\beta = \frac{t_{ck}N_1}{\sum N_{li}t_i}$; t_{ck}



là chu kỳ tải trọng; N_{li} , t_i là công suất và thời gian chịu tải ở chế độ thứ i của chu kỳ (hình 6.14).

Nếu điều kiện (6.7) không thỏa mãn, cần dùng các biện pháp; làm nguội nhân tạo (lắp quạt gió ở đầu trục vít, dùng ống dẫn nước làm nguội...). Khi thiết kế có thể chọn trước nhiệt độ của dầu nhỏ hơn nhiệt độ cho phép \Rightarrow suy ra diện tích tỏa nhiệt của vỏ hộp.

6.4. Vật liệu chế tạo và ứng suất cho phép

1. Vật liệu chế tạo

▪ Yêu cầu

Do trong bộ truyền trục vít xuất hiện vận tốc trượt lớn, đồng thời điều kiện hình thành màng dầu bôi trơn không thuận lợi \Rightarrow mòn và dính xảy ra tương đối nhiều \Rightarrow cần phối hợp vật liệu trục vít và bánh vít sao cho có hệ số ma sát f thấp, ít bị dính và lâu mòn (khi f thấp \Rightarrow giảm mòn, mặt khác hiệu suất truyền động tăng \Rightarrow sinh nhiệt ít hơn \Rightarrow giảm dính).

Ngoài ra, do tỷ số truyền u lớn \Rightarrow tần số chịu tải của trục vít lớn hơn nhiều so với bánh vít \Rightarrow vật liệu trục vít phải có cơ tính cao hơn vật liệu bánh vít.

Do vậy, thường chọn trục vít bằng thép ăn khớp với bánh vít làm bằng vật liệu giảm ma sát như đồng thanh, gang.

▪ Trục vít

Được chế tạo từ thép cacbon chất lượng tốt, thép hợp kim.

+ Khi chịu tải nhỏ hoặc trung bình : dùng thép C45, C50... tôi cải thiện; HB < 350, sau khi cắt ren trục vít không mài.

+ Khi chịu tải lớn hay trung bình : dùng thép cacbon trung bình (C45, 40Cr, 40CrNi...), tôi bề mặt hay tôi thể tích đạt độ rắn HRC = 50÷55 hoặc thép ít cacbon (15Cr, 20Cr, 18CrMnTi...) thấm than đạt độ rắn HRC = 58÷63, sau khi thấm than, bề mặt ren trục vít được mài và đánh bóng.

▪ Bánh vít

Vận tốc trượt là cơ sở để chọn vật liệu chế tạo bánh vít và cấp chính xác chế tạo của bộ truyền. Bánh vít thường được làm bằng vật liệu giảm ma sát, chia thành 3 nhóm :

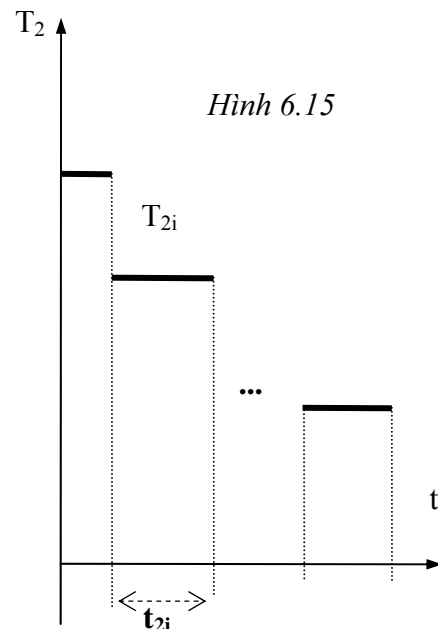
I) Đồng thanh, $\sigma_b < 300\text{MPa}$, bao gồm :

+ Đồng thanh nhiều thiếc (như BCuSn10P1, BCuSn10NiP,...) : chống dính tốt, nhưng đắt tiền, chỉ dùng khi $v_t = 6\div 25\text{m/s}$.

+ Đồng thanh thiếc kẽm (như BCuSn6Zn6Pb3, BCuSn5Zn5Pb5) : dùng khi $v_t = 5\div 12\text{m/s}$

II) Đồng thanh không thiếc (như BCuAl10Fe4Ni4), đồng thau (như LCu66Al6Fe3Mg2, LCu58Mg2Pb2,...), $\sigma_b > 300\text{MPa}$:

có cơ tính tốt, rẻ tiền hơn đồng thanh thiếc, nhưng chống dính kém, chỉ dùng khi $v_t < 5\text{m/s}$. Để tăng khả năng chống dính và giảm mòn, trục vít được mài và đánh bóng cẩn thận, đồng thời cần có độ rắn cao HRC ≥ 45 .



Hình 6.15

III) Gang xám tương đối mềm : như GX12-28; GX15-32... dùng thích hợp cho các bộ truyền quay chậm, tải thấp với $v_t < 2\text{m/s}$.

2. Ứng suất cho phép

Bánh vít làm bằng vật liệu có cơ tính kém hơn trục vít nên trong tính toán độ bền chỉ cần xác định ứng suất cho phép đối với vật liệu bánh vít.

a) Ứng suất tiếp xúc cho phép

▪ *Bánh vít bằng đồng thanh thiếc*, $\sigma_b < 300\text{MPa}$, có độ bền chống dính cao \Rightarrow ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ được xác định theo điều kiện tránh hỏng vì mỗi bề mặt răng :

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H0}]^{m_H} \sqrt[10^7]{N_{HE}}$$

Với : $[\sigma_{H0}]$: ứng suất tiếp xúc cho phép ứng với số chu kỳ chịu tải là 10^7 .

$[\sigma_{H0}] = (0,75 \div 0,90) \cdot \sigma_b$ với σ_b : giới hạn bền kéo của vật liệu.

m_H : bậc của đường cong mỗi tiếp xúc $m_H = 8$

N_{HE} : số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương: $N_{HE} = 60 \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_{2i}}{T_{2\max}} \right)^4 n_{2i} t_{2i}$

Trong đó: T_{2i} , n_{2i} , t_{2i} : momen xoắn trên bánh vít, số vòng quay của bánh vít, số giờ làm việc ở chế độ thứ i ; $T_{2\max}$: momen xoắn lớn nhất trong các momen xoắn T_{2i} (hình 6.15).

▪ *Bánh vít bằng đồng thanh không thiếc, đồng thau hay gang* : Dạng hỏng về dính đặc biệt nguy hiểm \Rightarrow ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ được xác định theo điều kiện chống dính, phụ thuộc vào vận tốc trượt v_t , không phụ thuộc vào số chu kỳ chịu tải (hay nói khác đi, $[\sigma_H]$ được xác định từ điều kiện độ bền tĩnh) ($[\sigma_H]$ được cho trong các tài liệu thiết kế chi tiết máy).

b) Ứng suất uốn cho phép

▪ *Bánh vít bằng đồng thanh* : $[\sigma_F] = [\sigma_{F0}]^{m_F} \sqrt[10^7]{N_{FE}}$

Với : $[\sigma_{F0}]$ ứng suất uốn cho phép ứng với số chu kỳ chịu tải là 10^6 ; $[\sigma_{F0}] = 0,25\sigma_{ch} + 0,08\sigma_b$ khi bộ truyền quay một chiều, $[\sigma_{F0}] = 0,16\sigma_b$ khi bộ truyền quay hai chiều. σ_{ch} và σ_b : giới hạn chảy và giới hạn bền kéo của đồng thanh; m_F : bậc của đường cong mỗi uốn : $m_F = 9$; N_{FE} :

số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương : $N_{FE} = 60 \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_{2i}}{T_{2\max}} \right)^9 n_{2i} t_{2i}$

Trong đó: T_{2i} , n_{2i} , t_{2i} : momen xoắn trên bánh vít, số vòng quay của bánh vít, số giờ làm việc ở chế độ thứ i ; $T_{2\max}$: momen xoắn lớn nhất trong các momen xoắn T_{2i} .

▪ *Bánh vít bằng gang* :

$[\sigma_F] = 0,12\sigma_{bu}$ khi bộ truyền quay một chiều; $[\sigma_F] = 0,075\sigma_{bu}$ khi bộ truyền quay hai chiều

Trong đó : σ_{bu} : giới hạn bền uốn

c) Ứng suất cho phép khi quá tải

Đồng thanh thiếc: $[\sigma_H]_{\max} = 4\sigma_{ch}$; $[\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_{ch}$

Đồng thanh không thiếc: $[\sigma_H]_{\max} = 2,6\sigma_{ch}$; $[\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_{ch}$

Gang : $[\sigma_H]_{\max} = 1,5[\sigma_H]$; $[\sigma_F]_{\max} = 0,6\sigma_b$

Trong đó : σ_{ch} : giới hạn chảy, σ_b : giới hạn bền kéo.

6.6. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít

- Khi thiết kế bộ truyền trục vít, thường biết trước : momen xoắn trên trục vít, số vòng quay trong một phút của trục vít, tỷ số truyền u .
- Có thể tiến hành thiết kế bộ truyền theo trình tự sau đây :
 - 1) Dự đoán vận tốc trượt v_t , chọn vật liệu bánh vít, trục vít và cách chế tạo, phương pháp nhiệt luyện, cấp chính xác.
 - 2) Xác định ứng suất cho phép.
 - 3) Chọn số ren Z_1 của trục vít, tính số răng bánh vít : $Z_2 = u.Z_1$, chọn hệ số đường kính q . Chọn sơ bộ hiệu suất η , suy ra $T_2 = u\eta T_1$. Chọn sơ bộ $K_{H\beta} \cdot K_{HV} = 1,1 \div 1,3$.
 - 4) Tính sơ bộ khoảng cách trục a_w theo điều kiện độ bền tiếp xúc (điều kiện 6.6).
Tính môđun $m \approx \frac{2a_w}{Z_2 + q}$. Qui tròn m theo trị số tiêu chuẩn.
 - 5) Kiểm nghiệm vận tốc trượt v_t , hệ số tải trọng $K_{H\beta}K_{HV}$ và hiệu suất η . Nếu sai nhiều so với các trị số đã chọn sơ bộ \Rightarrow cần chọn lại cho hợp lý hơn (có khi phải chọn lại vật liệu).
Sau đó tính lại a_w và m hoặc kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc.
Khoảng cách trục a_w có thể nhận giá trị bất kỳ. Nếu muốn lấy a_w theo tiêu chuẩn có thể dùng bộ truyền dịch chỉnh.
 - 6) Kiểm nghiệm ứng suất uốn của răng bánh vít
 - 7) Xác định các kích thước chủ yếu của bộ truyền
 - 8) Kiểm nghiệm độ bền thân trục vít theo hệ số an toàn
 - 9) Tính toán nhiệt (kiểm tra nhiệt độ của dầu trong hộp giảm tốc).
 - 10) Tính lực tác dụng trong bộ truyền.

6.7. Đánh giá bộ truyền trục vít

- **Ưu điểm**
 - + Làm việc êm, không ồn như trong truyền động bánh răng hoặc xích
 - + Thực hiện tỷ số truyền lớn trong một cấp
 - + Có khả năng tự hãm
- **Nhược điểm**
 - + Hiệu suất thấp, sinh nhiệt nhiều do có hiện tượng trượt dọc răng (có thể phải dùng biện pháp làm nguội như dùng quạt...)
 - + Cần dùng vật liệu giảm ma sát (đồng thanh...) đắt tiền để chế tạo vành bánh vít.
 - + Yêu cầu cao về độ chính xác lắp ghép
- **Phạm vi sử dụng**

Truyền động trục vít đắt tiền và phức tạp hơn truyền động bánh răng, do đó chỉ sử dụng khi cần truyền chuyển động giữa các trục chéo nhau, sử dụng ở các cơ cấu yêu cầu tỷ số truyền lớn, hoặc khi cần lợi dụng khả năng tự hãm của bộ truyền. Mặt khác hiệu suất thấp và nguy hiểm về dính cũng hạn chế khả năng truyền công suất của bộ truyền.

Bộ truyền trục vít được dùng để truyền động công suất không quá 50÷60 kW, làm việc ngắn hạn, trong các máy nâng chuyển, ô tô, máy cắt kim loại. Tỷ số truyền u trong khoảng 20÷60, đôi khi có thể lên đến 100.

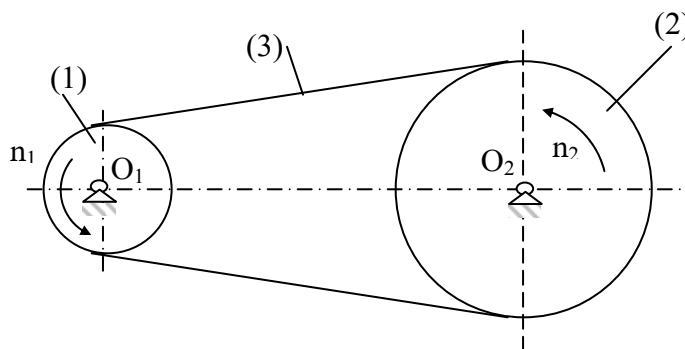


TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

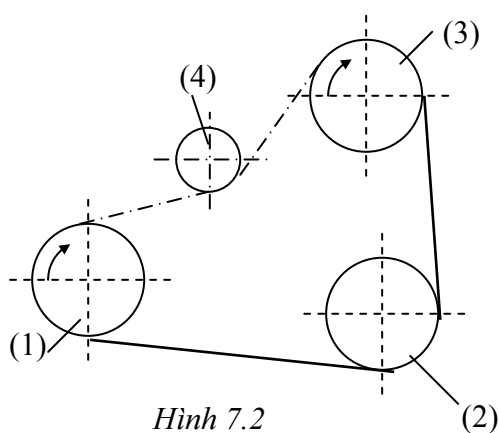
7.1. Khái niệm chung

1. Giới thiệu bộ truyền xích

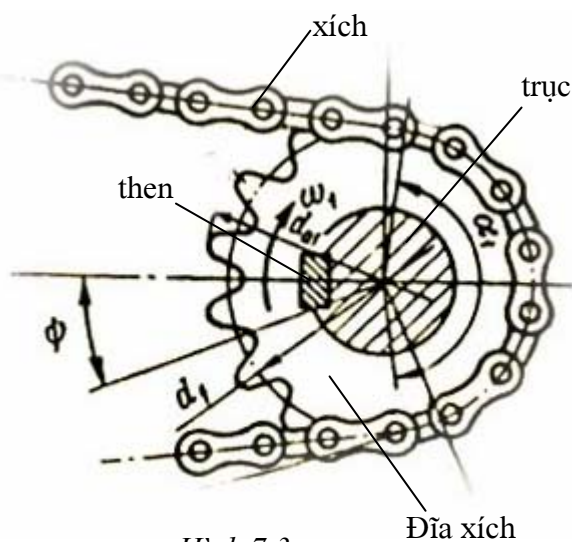
- Bộ truyền xích đơn giản (hình 7.1) bao gồm hai đĩa xích (đĩa dẫn 1 và đĩa bị dẫn 2) nối với giá bằng khớp quay và một dây xích (3) (liên kết mềm) mắc trên hai đĩa. Ngoài ra, trong bộ truyền xích còn sử dụng thiết bị căng xích (bộ phận (4) - hình 7.2), thiết bị bôi trơn, che chắn.
- Chuyển động quay và tải trọng từ đĩa dẫn (1) sang đĩa bị dẫn (2) nhờ sự ăn khớp giữa các mắt xích với các răng của đĩa xích (hình 7.3). Có thể dùng một bộ truyền xích để truyền động từ một đĩa dẫn sang nhiều đĩa bị dẫn (hình 7.2).
- Theo công dụng, truyền động xích có thể phân thành : xích kéo, xích trục (để nâng hạ, vận chuyển vật nặng), xích truyền động (để truyền tải trọng và chuyển động quay). Chương này chủ yếu trình bày *xích truyền động*.
- Cấu tạo, kích thước, vật liệu, cơ tính và độ chính xác của xích được quy định trong tiêu chuẩn.



Hình 7.1:



Hình 7.2



Hình 7.3:

2. Các loại xích truyền động và đĩa xích

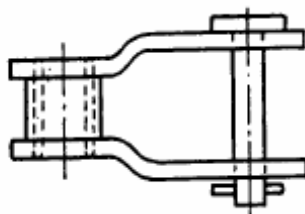
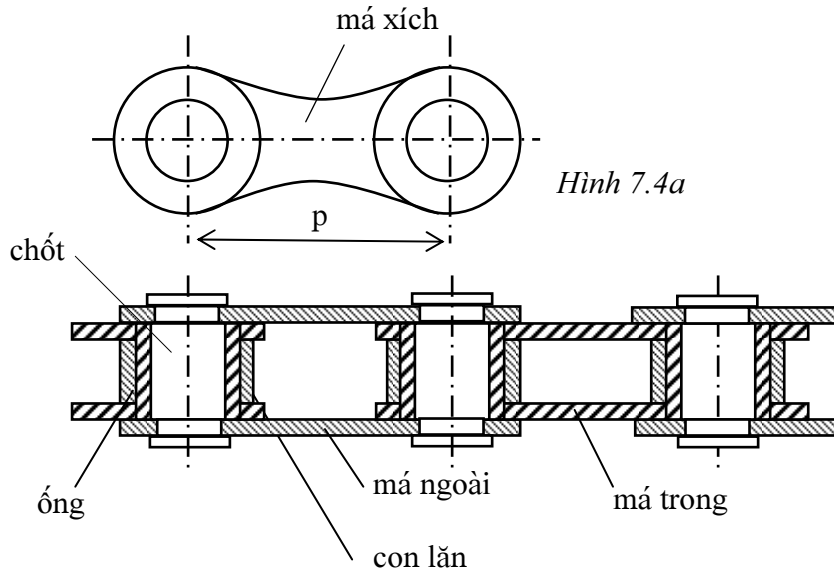
a) Các loại xích truyền động

▪ Xích ống con lăn

+ Kết cấu xích con lăn được trình bày trên hình 7.4a bao gồm má xích ngoài, má xích trong, chốt, ống, con lăn. Má trong lắp chặt với ống, má ngoài lắp chặt với chốt, chốt và ống có khe hở tạo thành khớp quay, nhờ đó khi xích vào ăn khớp với các răng đĩa, má ngoài và

chốt xoay sẽ tương đối với má trong và ống. Con lăn lắp có khe hở với ống, có tác dụng giảm mòn cho răng đĩa xích.

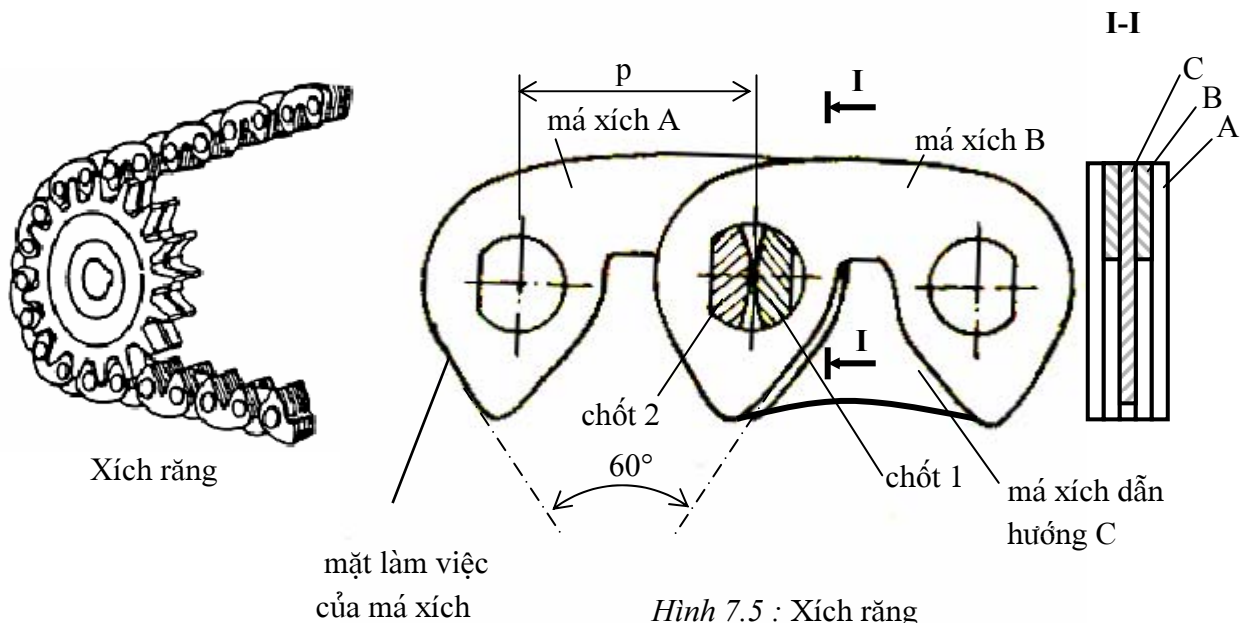
+ Để nối các mắt xích hai đầu với nhau tạo thành vòng kín, thường dùng chốt chết. Số mắt xích nên dùng *số chẵn*, nếu dùng số mắt xích lẻ phải dùng mắt xích *chuyển có má cong* (hình 7.4b), làm xích bị yếu do chịu thêm ứng suất uốn.



Hình 7.4b



Hình 7.4c



▪ Xích ống

Cấu tạo giống xích con lăn, nhưng không có con lăn \Rightarrow khối lượng giảm, giá thành hạ, nhưng bản lề xích và răng đĩa xích chóng mòn.

▪ Xích răng

+ Gồm nhiều má xích hình răng, xếp xen kẽ nhau và nối với nhau bằng các bản lề. Bề mặt làm việc của mỗi má xích là hai mặt ngoài, dạng phẳng hợp với nhau một góc 60° (hình 7.5) và sẽ tiếp xúc với hai răng của đĩa xích (hình 7.9).

+ Kết cấu bản lề được mô tả trên hình 7.5 : Má xích A có lỗ định hình được lắp chặt với chốt hình quạt (1). Tương tự, má xích B cũng có lỗ định hình, được lắp chặt với chốt hình quạt (2). Hai chốt (1) và (2) tiếp xúc nhau theo một đường sinh của mặt trụ ngoài của chốt. Khi hai má xích xoay tương đối với nhau, hai chốt (1) và (2) lăn không trượt với nhau.

+ Để xích không bị tuột khỏi đĩa theo phương dọc trục, dùng má xích dẫn hướng C không có răng. Má xích dẫn hướng C có thể đặt chính giữa (khi đó trên đĩa xích cần phay rãnh tương ứng) hoặc dùng hai má xích dẫn hướng áp vào hai mặt mút của đĩa xích (hình 7.5).

Xích răng có kết cấu chắc chắn hơn xích con lăn, khả năng tải cao hơn, làm việc ít bị ồn, nhưng nặng nề, chế tạo phức tạp hơn.

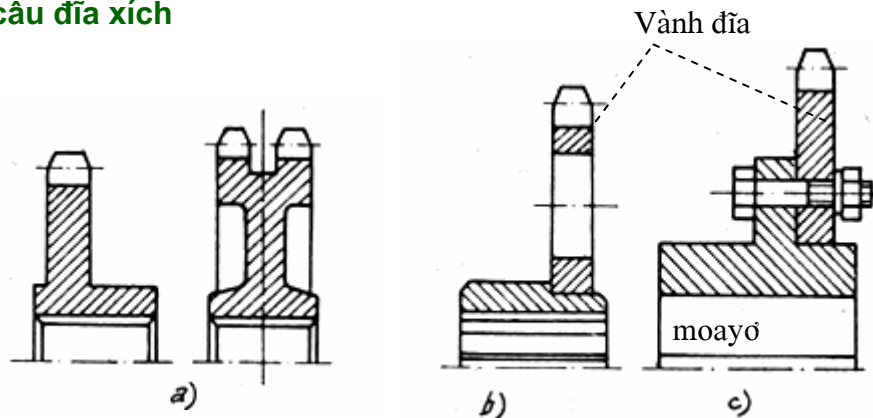
▪ Xích ống chỉ dùng cho các bộ truyền không quan trọng, làm việc vận tốc thấp ($v \leq 1\text{m/s}$), có yêu cầu khối lượng nhỏ. Xích răng được dùng khi công suất và vận tốc lớn. Với tải trọng và vận tốc trung bình, dùng xích con lăn thích hợp hơn.

▪ Tùy theo công suất truyền, xích ống và xích con lăn có thể là một dây hay nhiều dây.

Với xích ống con lăn, khi tải trọng lớn, vận tốc cao, để khỏi chọn bước xích lớn gây nên những va đập mạnh có hại và kích thước bộ truyền công kênh, có thể tăng số dây xích lên.

Chương này chủ yếu nghiên cứu xích ống con lăn.

b) Kết cấu đĩa xích

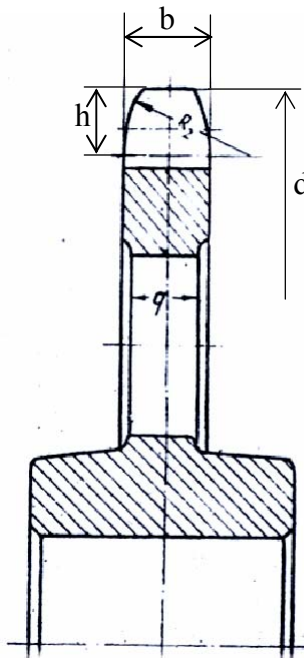


Hình 7.6 : Kết cấu đĩa xích : a) Đĩa xích một dây xích và đĩa xích hai dây xích b) Vành đĩa ghép với moayơ bằng mối ghép hàn c) Vành đĩa ghép moayơ bằng bu lông

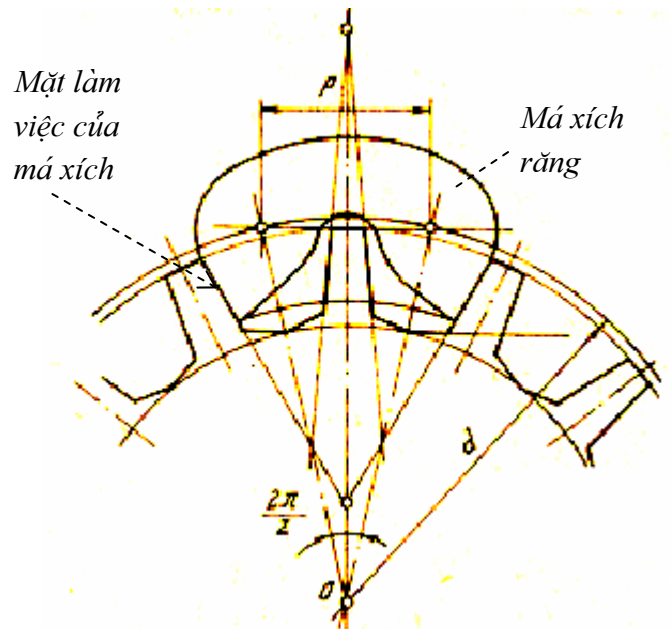
▪ Kết cấu đĩa xích tương tự như kết cấu bánh răng (hình 7.6, hình 7.7), chỉ khác ở phần vành răng. Kích thước và dạng profin răng đĩa xích phụ thuộc loại xích và được tiêu chuẩn hóa.

▪ Đĩa xích có đường kính nhỏ được chế tạo bằng phương pháp dập. Với đĩa xích có đường kính trung bình và lớn, vành đĩa được chế tạo riêng rồi ghép lên moayơ bằng hàn hay bu lông... (hình 7.6b, hình 7.6c).

- Profin răng đĩa xích con lăn gồm : cung lõm bán kính r , cung lõm CD bán kính R ; đoạn thẳng chuyển tiếp BC; cung lồi AB bán kính R_1 (hình 7.8). Profin trên hình chiếu cạnh có cung lồi bán kính R_2 (hình 7.7).

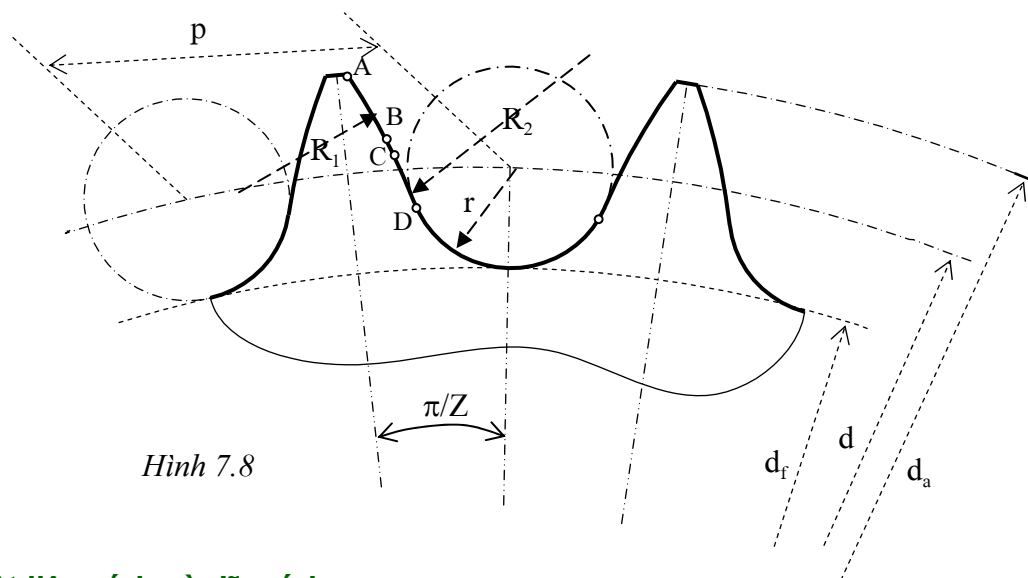


Hình 7.7 :
Kết cấu đĩa xích



Hình 7.9 : Đĩa xích răng

- Profin răng của xích răng có dạng hình thang (hình 7.9).



Hình 7.8

c) Vật liệu xích và đĩa xích

▪ Má xích

Thép cán nguội (thép cacbon chất lượng tốt và thép hợp kim như : C40, C45, 40Cr, 40CrNi), tôi đạt độ rắn HRC = 40 ÷ 50

▪ Bản lề (chốt, ống, con lăn)

Thép ít cacbon C15, C20, 15Cr thấm than rồi tôi đạt độ rắn HRC = 50 ÷ 65

▪ **Đĩa xích**

- + Chịu tải nhỏ, vận tốc thấp ($v < 3\text{m/s}$) \Rightarrow gang xám GX20 hay gang có độ bền cao hơn
- + Tải trọng và vận tốc cao hơn \Rightarrow thép cacbon hay thép hợp kim C45, 40Cr, 40CrNi, tôi đạt độ rắn HRC = 50÷60 hoặc thép ít cacbon như C15, C20 thấm than rồi tôi.

3. Thông số chủ yếu của bộ truyền xích (xích ống con lăn)

a) Đường kính vòng chia và số răng đĩa xích

- **Đường kính vòng chia** của đĩa dẫn và đĩa bị dẫn : d_1 và d_2 .

Vòng chia là vòng tròn đi qua tâm các bản lề xích.

$$\text{Ta có : } \sin\left(\frac{\pi}{Z}\right) \approx \frac{p/2}{d/2} \Rightarrow \boxed{d_1 = \frac{p}{\sin(\pi/Z_1)}} \text{ và : } \boxed{d_2 = \frac{p}{\sin(\pi/Z_2)}} \quad (7.1)$$

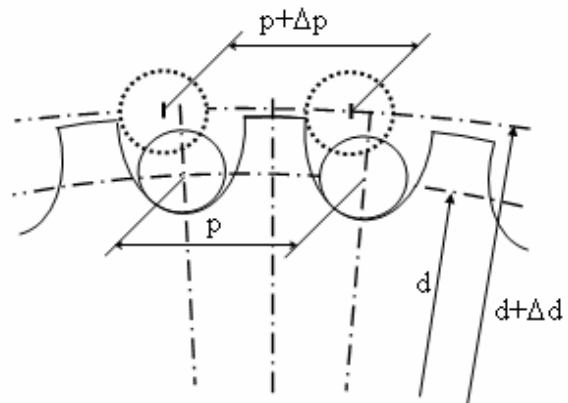
- **Số răng** của đĩa dẫn và đĩa bị dẫn : Z_1 và Z_2

+ Khi số răng đĩa xích Z càng giảm \Rightarrow góc xoay tương đối φ giữa chốt và ống khi xích vào và ra khớp với đĩa xích càng lớn ($\varphi = 2\pi/Z$ - hình 7.12) \Rightarrow xích càng mòn nhanh. Mặt khác, khi Z càng nhỏ \Rightarrow va đập của mắt xích khi vào tiếp xúc với răng đĩa càng tăng lên \Rightarrow xích làm việc càng ồn. Do vậy, cần hạn chế Z_{\min} .

Với xích con lăn, có thể lấy như sau : khi $v \geq 2\text{m/s} \Rightarrow Z_{\min} = 17$, khi $v < 2\text{m/s} \Rightarrow Z_{\min} = 15$.

+ Khi số răng Z càng lớn \Rightarrow mòn xảy ra chậm hơn, nhưng khi tăng số răng đĩa nhỏ Z_1 thì số răng đĩa xích lớn $Z_2 = u \cdot Z_1$ (với $u > 1$) sẽ tăng lên; khi Z_2 lớn quá \Rightarrow sau một thời gian làm việc xích bị mòn, rất dễ bị tuột xích.

Thật vậy, do bị mòn, bước xích lúc còn mới là p sẽ tăng thành $p + \Delta p$, đường kính d của vòng tròn đi qua tâm các bản lề sẽ tăng lên thành $d + \Delta d$ với $\Delta d = \frac{\Delta p}{\sin(\pi/Z)} \Rightarrow$ với cùng một



Hình 7.10

lượng mòn, làm tăng bước xích cùng một lượng

Δp , nếu Z tăng, thì Δd tăng, nghĩa là xích ăn khớp với răng đĩa xích càng xa tâm đĩa \Rightarrow càng dễ bị tuột xích hơn (hình 7.10) \Rightarrow cần hạn chế $Z_{2\max}$

Với xích con lăn, có thể lấy : $Z_{2\max} = 100 \div 120$.

+ Z_1 và Z_2 nên lấy là số lẻ ăn khớp với số mắt xích chẵn \Rightarrow các bản lề và răng đĩa xích sẽ mòn đều hơn.

b) Bước xích

- Bước xích p càng lớn \Rightarrow khả năng tải càng cao, nhưng tải trọng động, va đập và tiếng ồn càng tăng \Rightarrow khi vận tốc cao nên chọn bước xích p nhỏ.

Tuy nhiên, khi lấy bước xích p nhỏ, thì khả năng tải của bộ truyền sẽ giảm, khi đó với xích ống con lăn để bảo đảm khả năng tải có thể tăng số dây xích.

- Khi thiết kế phải kiểm tra điều kiện : $p \leq p_{\max}$. Giá trị p_{\max} tra bảng trong các tài liệu về thiết kế chi tiết máy.

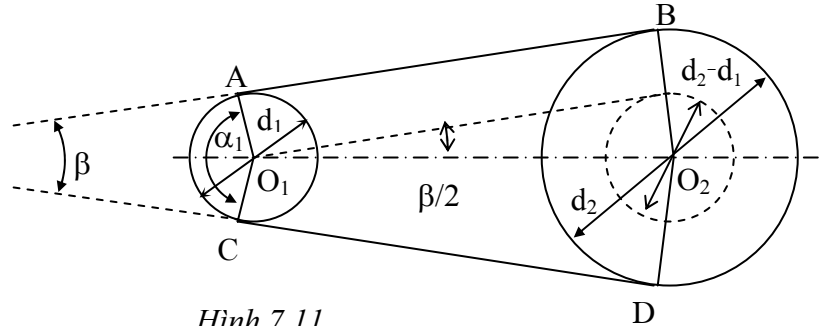
c) Khoảng cách trục và số mắt xích

- Khoảng cách trục $a = O_1O_2$ (hình 7.11).

+ Khi **a nhỏ** \Rightarrow chiều dài xích nhỏ \Rightarrow số mắt xích ít \Rightarrow tần số chịu tải của các bản lề xích sẽ tăng lên. Mặt khác, góc ôm α_1 trên đĩa nhỏ sẽ giảm. Khoảng cách trục a_{\min} được chọn theo điều kiện $\alpha_1 \geq 120^\circ$ và hai đĩa xích không chạm nhau :

$$\text{Điều kiện } \alpha_1 \geq 120^\circ : \alpha_1 = \pi - \beta [\text{rad}] \text{ với: } \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \approx \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a} \Rightarrow \boxed{a_{\min} \geq d_2 - d_1}.$$

Điều kiện để hai đĩa xích không chạm nhau : $a_{\min} \geq 0,5(d_{a2} + d_{a1}) + (30 \div 50)\text{mm}$ với d_{a2}, d_{a1} là đường kính vòng đỉnh răng đĩa dẫn và đĩa bị dẫn.



Hình 7.11

+ Khi **a quá lớn** \Rightarrow bộ truyền công kênh, số mắt xích sẽ nhiều \Rightarrow khi mòn xích chóng bị chùng \Rightarrow khi làm việc sẽ rung nhiều \Rightarrow cần hạn chế : $a_{\max} \leq 80.p$

Thông thường nên lấy $\boxed{a = (30 \div 50).p}$.

+ Từ khoảng cách trục $a \Rightarrow$ suy được chiều dài xích (hình 7.11) :

$$L = 2AB + \widehat{AC} + \widehat{BD}$$

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

$$\Rightarrow L = 2a \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{\beta(d_2 - d_1)}{2} \text{ với } \beta [\text{rad}]$$

$$\text{Do : } \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \approx 1 - 0,5\left(\frac{\beta}{2}\right)^2 \text{ và : } \beta \approx \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

$$\text{Suy ra : } \boxed{L = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}}$$

▪ Số mắt xích X : $X = \frac{L}{p}$

Thay $\pi.d \approx Z.p$ vào công thức tính L , suy ra :

$$\boxed{X = 0,5(Z_1 + Z_2) + \frac{2a}{p} + \frac{0,25.(Z_2 - Z_1)^2.p}{\pi^2 a}} \quad (7.2)$$

Số mắt xích X được quy tròn theo *số chẵn* (để tránh dùng mắt xích chuyển có má cong để nối xích thành vòng kín).

▪ Từ X suy lại được khoảng cách trục a :

$$\boxed{a = 0,25.p \left[X - 0,5(Z_1 + Z_2) + \sqrt{\left[X - 0,5(Z_1 + Z_2) \right]^2 - 2 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{\pi} \right)^2} \right]} \quad (7.3)$$

▪ Để xích không quá căng, ảnh hưởng không tốt đến độ mòn của xích, cần giảm bớt khoảng cách trục a một lượng : $\Delta a = (0,002 \div 0,004).a$ đối với các bộ truyền xích không điều chỉnh được khoảng cách trục hoặc các bộ truyền xích đặt nghiêng một góc $\theta < 70^\circ$ so với đường nằm ngang.

7.2. Cơ học truyền động xích

1. Vận tốc và tỉ số truyền

- Vận tốc trung bình của xích : $V = \frac{\pi \cdot n \cdot d}{60 \cdot 1000}$. Xem rằng: $\pi \cdot d \approx Z \cdot p \Rightarrow V = \frac{nZp}{60 \cdot 1000}$

Trong đó : n [vòng/phút]; Z : số răng; p : bước xích [mm], V [m/s]

Vận tốc vòng trung bình trên hai đĩa xích bằng nhau $\Rightarrow V_1 = V_2 \Rightarrow n_1 Z_1 = n_2 Z_2$

$$\Rightarrow \text{Tỷ số truyền trung bình : } u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

- Thực ra, trên đây là vận tốc và tỷ số truyền trung bình. Tỷ số truyền *tức thời* u của bộ truyền xích biến đổi theo thời gian, bởi vì các mắt xích ăn khớp với các răng của đĩa xích theo hình đa giác (hình 7.12).

Trên đĩa dẫn (1), bản lề A đang ăn khớp, B sắp vào khớp với răng C. Vận tốc V_A của bản lề được phân thành : V_x hướng dọc theo nhánh xích (vận tốc xích); V_y hướng vuông góc với nhánh xích.

$$\text{Ta có: } V_x = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_1 \cdot \cos \theta_1 \quad (7.4)$$

$$\text{Và: } V_y = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_1 \cdot \sin \theta_1$$

Với θ_1 thay đổi từ $-\varphi_1/2$ đến $\varphi_1/2$; $\varphi_1 = 2\pi/Z_1$.

Tương tự cho đĩa bị dẫn:

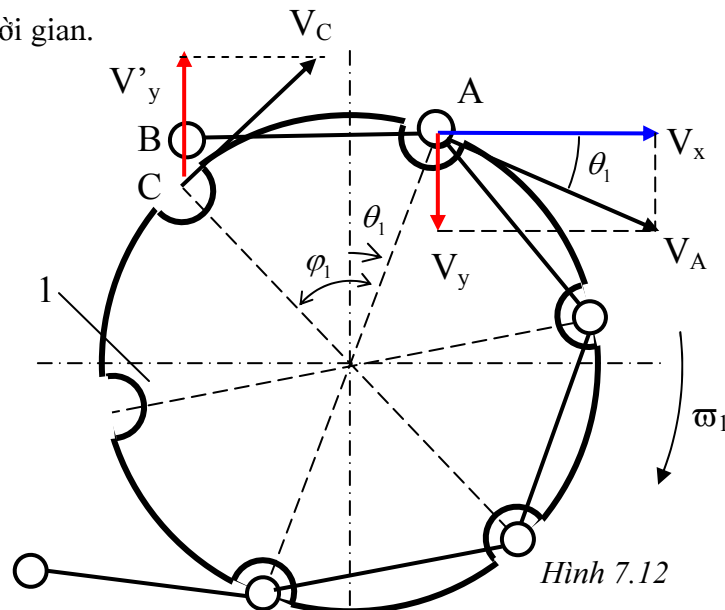
$$V_x = 0,5 \cdot \omega_2 \cdot d_2 \cdot \cos \theta_2 \quad (7.5)$$

Với θ_2 cũng thay đổi từ $-\varphi_2/2$ đến $\varphi_2/2$; $\varphi_2 = 2\pi/Z_2$.

Từ (7.4) và (7.5), suy được tỉ số truyền tức thời :

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cdot \cos \theta_2}{d_1 \cdot \cos \theta_1}$$

Do θ_1 và θ_2 thay đổi theo thời gian \Rightarrow tỉ số truyền tức thời u và vận tốc xích V_x cũng thay đổi theo thời gian.



- Do vận tốc của xích và của đĩa bị dẫn thay đổi theo thời gian (cho dù ω_1 = hằng số) \Rightarrow xích chuyển động có gia tốc \Rightarrow gây nên tải trọng động. Ngoài ra, khi bản lề B vào ăn khớp với răng đĩa xích tại C, thành phần vận tốc theo phương thẳng đứng của B điểm là V_y , còn thành phần thẳng đứng của vận tốc của điểm C là V_y' , hai thành phần này hướng ngược nhau \Rightarrow khi

vào khớp gây nên va đập bản lề xích và răng đĩa. Các va đập liên tiếp sẽ gây nên tiếng ồn trong bộ truyền.

Tải trọng động và va đập càng tăng lên khi số răng Z càng nhỏ, khi số vòng quay n_1 và bước xích p càng tăng (bởi vì khi đó gia tốc cực đại của xích và thành phần V_y' của vận tốc bản lề C càng lớn). Do đó cần hạn chế n_1 và không nên lấy p quá lớn.

2. Lực tác dụng trong bộ truyền xích

a) Lực căng trên các nhánh xích

- Khi chưa làm việc, trọng lượng xích gây nên lực căng ban đầu F_0 :

$$F_0 \approx K_f \cdot q_m \cdot a \cdot g \quad [N]$$

Với: a : chiều dài đoạn xích tự do (lấy gần đúng bằng khoảng cách trục a); q_m : khối lượng một mét xích; K_f : hệ số phụ thuộc độ võng f của xích; g : gia tốc trọng trường $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Hệ số $K_f = 6, 4, 2$ và 1 ứng với bộ truyền nằm ngang, nghiêng một góc $\theta < 40^\circ$, $\theta \geq 40^\circ$ và $\theta = 90^\circ$.

Lưu ý rằng khi góc nghiêng φ của bộ truyền càng lớn \rightarrow ảnh hưởng của trọng lượng đoạn xích tự do đến F_0 càng nhỏ \Rightarrow khi φ càng lớn $\rightarrow K_f$ càng nhỏ.

- Khi truyền momen xoắn T_1 , trên các mắt xích ăn khớp với răng đĩa xích sẽ xuất hiện lực vòng: $F_t \approx 2T_1 / d_1$. Lúc này, lực căng trên hai nhánh xích bị thay đổi : trên nhánh dẫn F_0 tăng lên thành F_1 , trên nhánh bị dẫn F_0 biến thành thành F_2 .

Điều kiện cân bằng đĩa xích, cho ta : $F_t = F_1 - F_2$

- Ngoài ra, khi xích vòng qua đĩa xích sẽ sinh ra lực ly tâm làm xuất hiện lực căng phụ F_v trên các nhánh xích : $F_v \approx q_m \cdot v^2$. Trong đó : v : vận tốc xích, q_m : khối lượng một mét xích.

Thật vậy, xét một phân tố xích chắn cung $d\alpha$, lực ly tâm trên phân tố (hình 7.13):

$$dF_{lt} = dm \cdot \frac{d}{2} \omega^2 = dm \cdot \frac{2v^2}{d} \cdot \frac{d}{2} \cdot d\alpha \quad \text{Mà : } dm = q_m \cdot \frac{d}{2} \cdot d\alpha \quad \text{Suy ra : } dF_{lt} = q_m \cdot v^2 d\alpha \quad (7.6)$$

Lực ly tâm dF_{lt} gây ra lực căng phụ F_v trên các nhánh xích.

$$\text{Điều kiện cân bằng của phân tố xích, cho ta : } dF_{lt} = 2F_v \sin\left(\frac{d\alpha}{2}\right) \approx F_v d\alpha \quad (7.7)$$

Từ (7.6) và (7.7) suy ra lực căng phụ F_v : $F_v \approx q_m \cdot v^2$

- Tóm lại, khi làm việc lực căng trên các nhánh xích :

$$\begin{cases} F_2 = F_0 + F_v \\ F_1 = F_t + F_2 \end{cases}$$

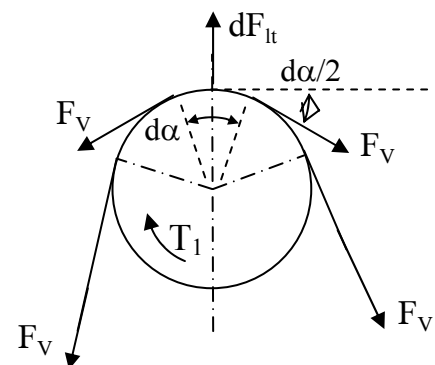
b) Lực tác dụng trên trục đĩa xích

- Lực tác dụng lên đĩa xích do lực vòng F_t và trọng lượng xích gây nên. Do vậy, lực F_r tác dụng lên trục đĩa xích được tính gần đúng theo công thức:

$$F_r = K_x F_t \quad (7.8)$$

Với K_x : hệ số xét đến trọng lượng xích.

Khi bộ truyền nằm ngang hay nghiêng một góc $\theta \leq 40^\circ$: $K_x = 1,15$; khi bộ truyền nghiêng một góc $\theta > 40^\circ$ hoặc thẳng đứng : $K_x = 1,05$ (khi θ càng nhỏ \Rightarrow ảnh hưởng của trọng lượng xích đến F_r sẽ càng lớn).



Hình 7.13

Lực F_r có điểm đặt nằm trên đường tâm trục, tại điểm giữa bề rộng bánh xích, có chiều hướng từ tâm bánh xích lắp lên trục đến tâm bánh xích kia.

7.3. Tính toán truyền động xích

1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

a) Các dạng hỏng chủ yếu

▪ Mòn bản lề xích

Dạng hỏng thường gặp nhất, vì khi xích con lăn chịu tải, bề mặt tiếp xúc giữa chốt và ống chịu áp suất lớn, có sự xoay tương đối khi vào và ra khớp với răng đĩa xích, trong điều kiện bôi trơn ma sát ướt không thể hình thành.

Chốt và ống chỉ mòn một phía, nên khi bản lề xích bị mòn thì bước xích p sẽ tăng lên, xích ăn khớp không chính xác với răng đĩa xích; càng bị mòn \Rightarrow xích ăn khớp càng xa tâm đĩa \Rightarrow xích hay bị tuột khỏi đĩa. Đồng thời, mòn làm yếu các mắt xích \Rightarrow xích có thể bị đứt.

▪ Các phần tử của xích bị hỏng do mỏi

Các phần tử của xích như má xích, con lăn... bị hỏng do mỏi dẫn đến *xích bị đứt, con lăn bị rỗ bề mặt hoặc bị vỡ*. Hỏng vì mỏi do tác dụng của ứng suất thay đổi gây ra bởi tải trọng làm việc, tải trọng động hay va đập; thường chỉ xảy ra khi bộ truyền chịu tải trọng lớn, vận tốc cao, làm việc trong hộp kín, được bôi trơn tốt nên ít mòn.

▪ Xích bị đứt

Do bộ truyền bị quá tải lớn khi mở máy hoặc do tải trọng va đập lớn gây nên

▪ Mòn răng, gãy răng đĩa xích

b) Chỉ tiêu tính toán

Mòn bản lề là dạng hỏng nguy hiểm hơn cả \Rightarrow chỉ tiêu tính toán bộ truyền xích: tính về *độ bền mòn*, theo điều kiện:

$$p_0 \leq [p_0]$$

Với p_0 : áp suất sinh ra trong bản lề; $[p_0]$: áp suất cho phép.

2. Tính toán xích con lăn về độ bền mòn

- Áp suất sinh ra trong bản lề xích phải thỏa mãn điều kiện:

$$p_0 = \frac{F_t \cdot K}{A} \leq [p_0] \quad (7.9)$$

Với: F_t : lực vòng [N]; A là diện tích tính toán của bản lề xích 1 dãy, $A = d_0 \cdot b_0$ với d_0 : đường kính chốt [mm]; b_0 : chiều dài ống [mm]; $[p_0]$: áp suất cho phép [MPa], xác định bằng thực nghiệm ứng với các điều kiện xác định.

- Vì điều kiện làm việc thực tế khác với điều kiện thí nghiệm \Rightarrow đưa vào công thức (7.9) hệ số điều kiện sử dụng xích: $K = K_d \cdot K_a \cdot K_0 \cdot K_{dc} \cdot K_b \cdot K_c$;

K_d : hệ số tải trọng động.

K_a : hệ số xét đến chiều dài xích hay khoảng cách trục a .

Xích càng dài \rightarrow số lần ăn khớp với răng đĩa trong một đơn vị thời gian sẽ giảm \rightarrow xích ít bị mòn hơn \Rightarrow khi khoảng cách trục a càng lớn $\rightarrow K_a$ càng nhỏ

K_0 : hệ số xét đến cách bố trí bộ truyền (nằm ngang hay nằm chếch một góc so với phương ngang một góc θ).

Bộ truyền đặt càng nghiêng \rightarrow độ mòn cho phép càng giảm bởi vì xích càng dễ bị tuột \Rightarrow khi góc nghiêng φ càng lớn $\rightarrow K_0$ càng lớn

K_{dc} : hệ số xét đến khả năng điều chỉnh lực căng xích.

Nếu khoảng cách trục có thể điều chỉnh được: $K_{dc} = 1$; nếu dùng đĩa căng xích hay con lăn căng xích: $K_{dc} = 1,1$; nếu không điều chỉnh được khoảng cách trục và cũng không có bộ phận căng xích: $K_{dc} = 1,25$.

K_b : hệ số xét đến ảnh hưởng của điều kiện bôi trơn.

Bôi trơn liên tục: $K_b = 0,8$; bôi trơn nhỏ giọt: $K_b = 1$; bôi trơn định kỳ: $K_b = 1,5$

K_C : hệ số xét đến chế độ làm việc liên tục.

- Để thuận tiện trong tính toán \Rightarrow biến đổi công thức (7.9) như sau:

$$N_1 = \frac{F_t \cdot v}{1000} \leq \left(\frac{[p_0] \cdot A}{1000 \cdot K} \right) \left(\frac{Z_1 n_1 p}{60 \cdot 1000} \right) \Rightarrow N_1 \leq \left(\frac{[p_0] \cdot A \cdot p \cdot Z_{01} \cdot n_{01}}{6 \cdot 10^7} \right) \frac{1}{K} \frac{1}{(Z_{01}/Z_1)} \frac{1}{(n_{01}/n_1)}$$

$$\Rightarrow N_1 \leq \frac{[N]}{K K_Z K_n} \text{ với: } K_n = \frac{n_{01}}{n_1}; K_Z = \frac{Z_{01}}{Z_1} \Rightarrow \boxed{N_t = N_1 \cdot K \cdot K_Z \cdot K_n \leq [N]} \quad (7.10)$$

Trong đó: $[N] = \frac{[p_0] \cdot A \cdot p \cdot Z_{01} \cdot n_{01}}{6 \cdot 10^7}$: công suất cho phép xác định bằng *thực nghiệm* ứng với

các điều kiện như khi xác định áp suất cho phép $[p_0]$: bộ truyền *một dây*, bước xích p , diện tích A , số răng đĩa xích nhỏ là $Z_{01} = 25$, số vòng quay đĩa dẫn là n_{01} (khi thiết kế, giá trị n_{01} được tra bảng trong các tài liệu thiết kế chi tiết máy).

N_t được gọi là công suất tính toán; N_1 : công suất trên đĩa xích dẫn.

- Từ đó, suy ra *cách tính toán xích theo độ bền mòn* như sau:

Căn cứ trên điều kiện sử dụng thực tế, tra bảng trong sổ tay thiết kế, xác định K . Từ Z_1 , tính được K_Z . Chọn n_{01} trong bảng gần với n_1 nhất để tính K_n . Tính được N_t . Dựa vào n_{01} đã chọn và N_t vừa tính, tra bảng sẽ tìm được bước xích p thỏa mãn được điều kiện $N_t \leq [N]$, đồng thời tìm được chiều dài ống b_0 và đường kính chốt d_0 .

- Trường hợp muốn giảm bước xích p để giảm va đập và đường kính các đĩa xích, có thể dùng nhiều dây xích \Rightarrow điều kiện chọn bước xích (7.10) trở thành:

$$\boxed{N_t = \frac{N_1 \cdot K \cdot K_Z \cdot K_n}{K_x} \leq [N]} \quad (7.11)$$

Với K_x : hệ số xét đến sự phân bố không đều của tải trọng cho các dây xích (khi số dây xích càng tăng, sự phân bố của tải trọng lên các dây xích càng không đều).

Ứng với số dây xích 1; 2; 3; 4, ta có: $K_x = 1; 1,7; 2,5; 3$.

7.4. Trình tự thiết kế bộ truyền xích

▪ Số liệu cho trước

Công suất N_1 , momen xoắn T_1 ; số vòng quay trong một phút n_1 của bánh dẫn, tỷ số truyền u ; công dụng và điều kiện làm việc của bộ truyền.

▪ Yêu cầu

Chọn loại xích, xác định số răng đĩa xích, bước xích, khoảng cách trục a , số mắt xích, đường kính các đĩa xích, lực tác dụng lên trục của bộ truyền xích.

▪ Trình tự tiến hành

1) Chọn loại xích

So với xích ống, xích con lăn có độ bền mòn cao hơn; chế tạo xích con lăn không phức tạp và đắt bằng xích răng \Rightarrow với $v < 10 \div 15 \text{ m/s}$, dùng xích ống con lăn, trước hết dùng một dãy xích.

2) Chọn số răng Z_1 của đĩa nhỏ. Tính $Z_2 = u \cdot Z_1$

Nên chọn Z_1, Z_2 là số lẻ, ăn khớp với số mắt xích chẵn \Rightarrow tránh dùng mắt xích có má cong để nối xích thành vòng kín, đồng thời xích mòn đều hơn. Khi Z càng nhỏ, đĩa bị dẫn quay càng không đều, va đập tăng, mòn càng nhanh. Nhưng Z_1 lớn $\Rightarrow Z_2$ càng lớn \Rightarrow tăng kích thước đĩa xích và dễ gây tuột xích \Rightarrow Tối ưu nên chọn theo công thức kinh nghiệm: $Z_1 = 29 - 2 \cdot u \geq 19$ trong đó u là tỷ số truyền.

3) Xác định bước xích p dựa trên công suất tính toán N_t (điều kiện 7.10 và 7.11). Kiểm tra điều kiện $p \leq p_{\max}$. Nếu không thỏa mãn thì với xích ống con lăn, phải tăng số dãy xích để giảm giá trị bước xích.

4) Định sơ bộ khoảng cách trục a : $a \approx (30 \div 50)p \Rightarrow$ Tính số mắt xích X (công thức 7.2) và quy tròn theo số chẵn gần nhất \Rightarrow Tính chính xác khoảng cách trục a (công thức 7.3). Để xích không quá căng, cần giảm bớt khoảng cách trục a một lượng $\Delta a = (0,002 \div 0,004) \cdot a$

5) Tính đường kính các đĩa xích (công thức 7.1).

6) Tính lực tác dụng lên trục của bộ truyền xích (công thức 7.8)

7.5. Đánh giá bộ truyền xích

▪ Ưu điểm

+ Có thể truyền momen xoắn và chuyển động đến một số trục cách xa nhau tương đối xa (dùng bộ truyền đai kích thước sẽ cồng kềnh, tỷ số truyền không ổn định do đai làm việc có trượt, không bảo đảm độ tin cậy; dùng truyền động bánh răng không thuận lợi vì phải bố trí nhiều bánh răng nối không).

+ So với bộ truyền đai, khả năng tải và hiệu suất của bộ truyền xích cao hơn, kết cấu nhỏ gọn hơn (hiệu suất của bộ truyền xích: $\eta = 0,96 \div 0,98$).

+ Lực tác dụng lên trục bộ truyền xích nhỏ hơn so với trong bộ truyền đai, vì không yêu cầu căng xích với lực căng ban đầu (bộ truyền đai cần phải có lực căng ban đầu nhằm tạo ra ma sát trên bánh đai và dây đai).

+ Do không có trượt \Rightarrow tỷ số truyền trung bình là không đổi.

▪ Nhược điểm

+ Có nhiều tiếng ồn khi làm việc do va đập khi vào khớp, nhất là khi đĩa xích có số răng nhỏ và bước xích lớn.

+ Vận tốc tức thời của xích và của đĩa bị dẫn không ổn định.

+ Bản lề mòn tương đối nhanh, do bôi trơn bề mặt tiếp xúc khó khăn.

+ Kết cấu phức tạp, chi phí chế tạo và bảo dưỡng chăm sóc (bôi trơn, điều chỉnh độ căng của xích...) cao hơn so với bộ truyền đai.

▪ Phạm vi sử dụng

Thường dùng để truyền chuyển động giữa các trục có khoảng cách trung bình, từ một trục đến một số trục, để giảm tốc hoặc tăng tốc. Sử dụng phổ biến trong các máy nông nghiệp, máy vận chuyển, máy mỏ, máy công cụ, tay máy... Thông thường công suất truyền $N < 120 \text{ KW}$, khoảng cách trục a đến 8m . Với các bộ truyền có tốc độ cao (đĩa dẫn lắp với trục động cơ), vận tốc xích $v = 6 \div 25 \text{ m/s}$, tỷ số truyền $u \leq 3$. Với bộ truyền có tốc độ chậm (đĩa dẫn lắp ở trục ra của hộp giảm tốc), vận tốc xích $v = 2 \div 6 \text{ m/s}$, tỷ số truyền $u \leq 6$; khi $v \leq 2 \text{ m/s}$, tỷ số truyền có thể lên tới $10 \div 15$.

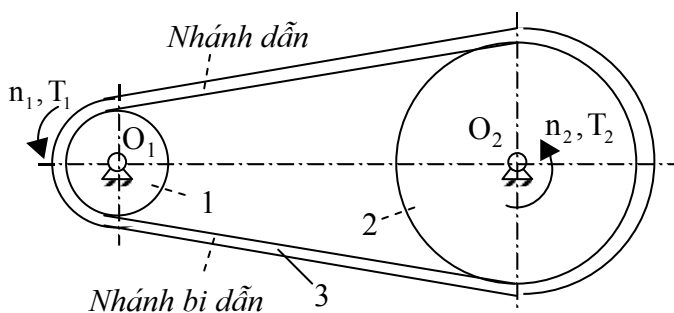


TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

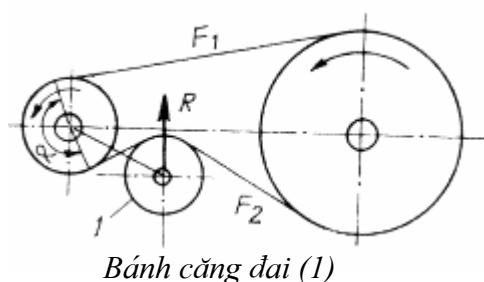
8.1. Khái niệm chung

1. Giới thiệu bộ truyền đai

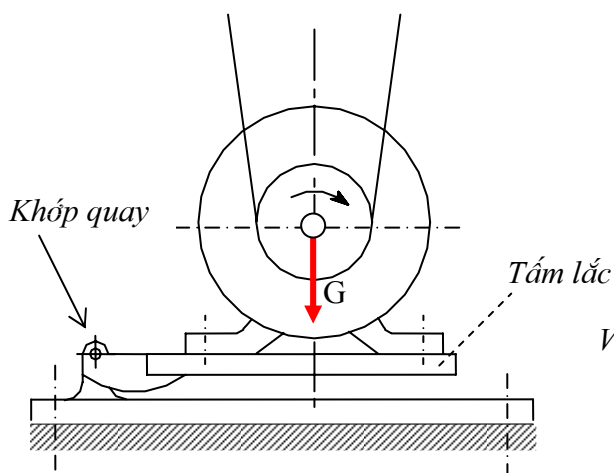
- Bộ truyền đai (hình 8.1) thường bao gồm: bánh đai dẫn (1), bánh đai bị dẫn (2) và dây đai (3) mắc lên hai bánh đai. Dây đai trong bộ truyền đai là một khâu mềm (khâu dẻo) liên kết hai bánh đai lại với nhau. Các bánh đai được nối với giá bằng khớp quay.
- Chuyển động quay và tải trọng được truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn nhờ lực ma sát giữa dây đai và bánh đai. Để có lực ma sát, cần phải tạo lực căng ban đầu F_0 trên các nhánh đai.
- Để tạo lực căng ban đầu F_0 trên hai nhánh đai, đồng thời để điều chỉnh lực căng đai khi dây đai bị dẫn sau một quá trình làm việc, có thể dùng trọng lượng động cơ (động cơ được đặt trên tấm lắc - hình 8.3), dùng cơ cấu vít để đẩy động cơ dịch chuyển trên rãnh trượt (hình 8.4), hoặc dùng thêm bánh căng đai (hình 8.2).



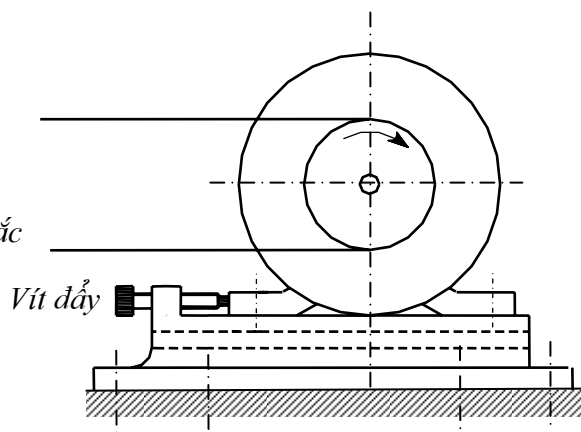
Hình 8.1



Hình 8.2



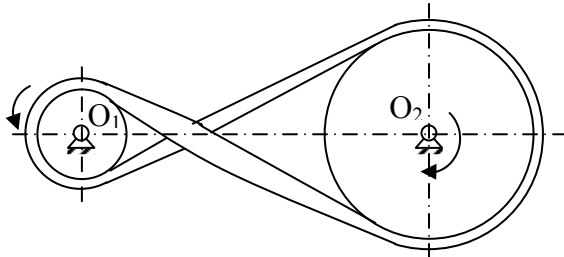
Hình 8.3



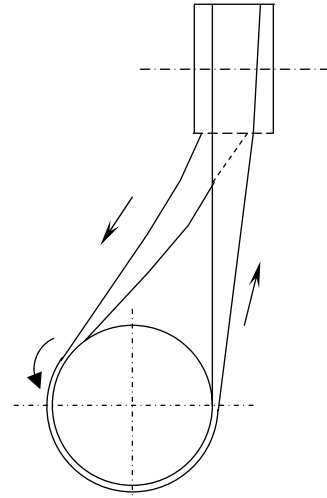
Hình 8.4

- Bộ truyền đai có thể dùng để truyền chuyển động giữa hai trục song song quay cùng chiều (hình 8.1), giữa hai trục song song quay ngược chiều (hình 8.5), giữa hai trục chéo nhau (hình 8.6) hay cắt nhau.

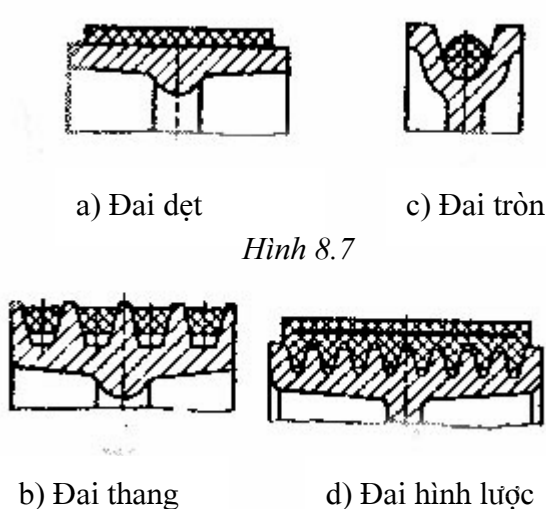
- Dựa trên hình dạng tiết diện đai, phân thành: đai dẹt (hình 8.7a), đai thang (hình 8.7b), đai tròn (hình 8.7c), đai hình lược (hay đai nhiều chêm - hình 8.7d). Ngoài ra, còn dùng *đai răng*, truyền lực nhờ sự ăn khớp của các răng trên đai và trên bánh đai (hình 8.8).



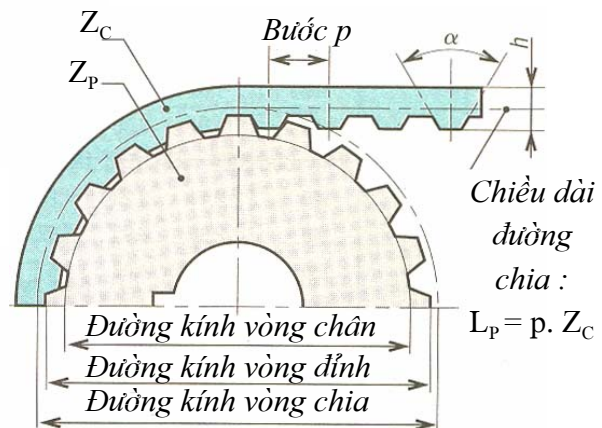
Hình 8.5 : Hai trục quay song song và ngược chiều nhau



Hình 8.6 : Hai trục quay chéo nhau



Hình 8.7



Hình 8.8: Đai răng

2. Các loại đai và kết cấu bánh đai

a) Các loại đai

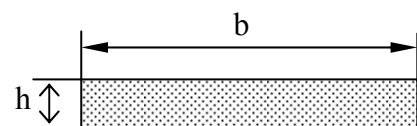
▪ Đai dẹt

Gồm đai da, đai vải cao su, đai sợi bông, đai sợi len, đai làm bằng các loại vật liệu tổng hợp, trong đó đai vải cao su được sử dụng rộng rãi hơn cả.

➤ Đai vải cao su

Gồm nhiều lớp vải bông và cao su được sun-phua hóa. Vải có mô đun đàn hồi lớn hơn cao su, được dùng để chịu phần lớn tải trọng, còn cao su bảo đảm cho đai làm việc như một khối nguyên, bảo vệ lớp vải không bị hư hại và nâng cao hệ số ma sát. Đai vải cao su có độ bền cao, đàn hồi tốt, ít chịu ảnh hưởng của độ ẩm và thay đổi nhiệt độ, tuy nhiên cao su không chịu được dầu, xăng và chất kiềm.

➤ Đai da



Hình 8.9

Khả năng tải tốt, tuổi thọ cao, chịu va đập tốt, nhưng đắt tiền nên ít dùng.

➤ **Đai sợi bông**

Mềm, rở, thích hợp với vận tốc cao. Do mềm nên có thể làm việc với bánh đai có đường kính nhỏ. Khả năng tải thấp. Không dùng được ở nơi ẩm ướt và nhiệt độ cao.

➤ **Đai sợi len**

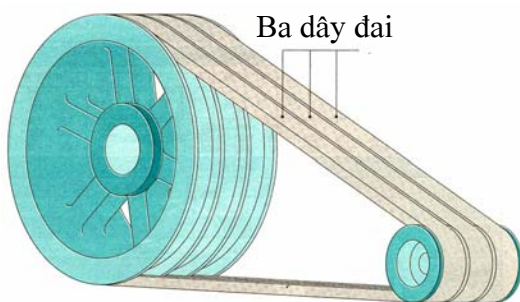
Dệt từ sợi dọc bằng len và sợi ngang bằng bông, chịu tải trọng va đập tốt, có thể làm việc với bánh đai đường kính nhỏ, nhưng đắt tiền nên ít dùng.

➤ **Đai làm bằng các vật liệu tổng hợp**

Độ bền, tuổi thọ cao, chịu được va đập, có thể truyền được công suất lớn (đến 150KW), có thể làm việc với vận tốc cao ($v \leq 60\text{m/s}$), bánh đai có đường kính nhỏ.

Đai dệt thường chế tạo thành những *băng dài*, khi dùng tùy theo khoảng cách trục, được cắt ra và nối lại thành vòng kín bằng cách dán, khâu hoặc dùng các chi tiết kim loại.

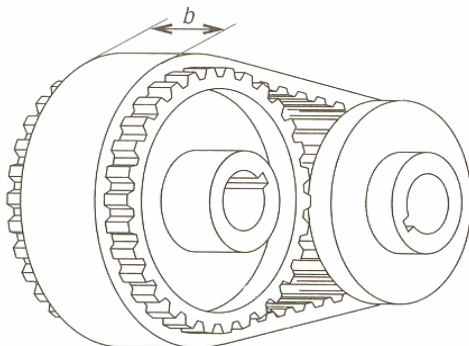
Chiều rộng b và chiều cao h của đai dệt được tiêu chuẩn hóa (hình 8.9).



Hình 8.10a : Bộ truyền đai thang



Hình 8.10b : Bộ truyền đai dệt



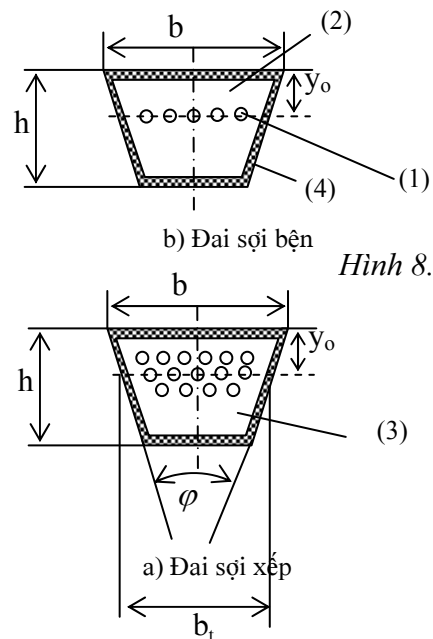
Hình 8.10c : Bộ truyền đai răng

▪ **Đai thang**

Mặt làm việc của đai thang là hai mặt bên, tiếp xúc với các rãnh hình thang tương ứng trên bánh đai (hình 8.7b).

Ma sát trên đai thang có thể xem như ma sát trên rãnh, do đó ma sát giữa đai thang và bánh đai lớn hơn trong đai dệt, độ bám của đai thang tốt hơn trên đai dệt. Góc chêm của đai thang : $\varphi = 40^\circ$.

Về cấu tạo, đai thang có hai loại: đai sợi xếp (hình 8.11a) và đai sợi bện (hình 8.11b). Các lớp *sợi xếp hoặc sợi bện* (1) được bố trí ở lớp trung hòa hoặc đối xứng với lớp trung hòa. Lớp cao su (2) chịu kéo, lớp cao su (3) chịu nén, bảo đảm cho đai làm việc như một khối nguyên

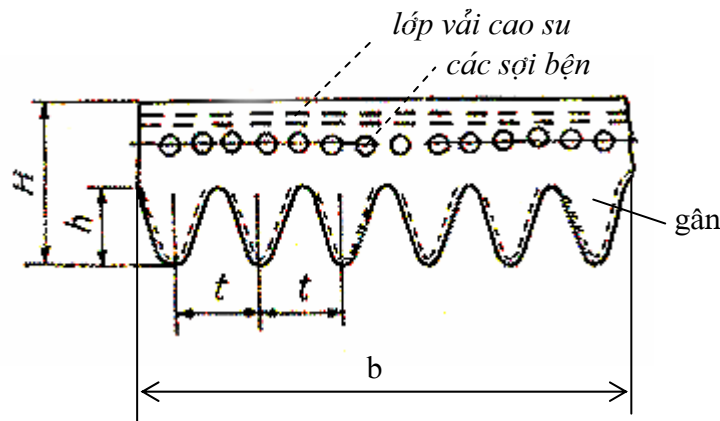


Hình 8.11

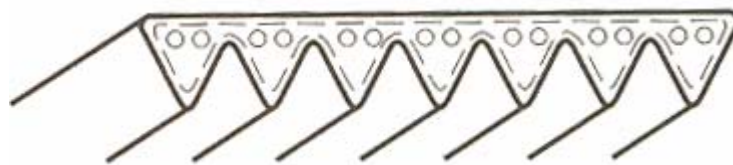
và làm tăng độ dẻo cho đai. Lớp vỏ (4) bằng vải cao su bọc quanh đai bảo vệ và làm giảm mòn cho đai (hình 8.11).

Đai thang được chế tạo thành vòng liên, không phải nối đầu, nên làm việc êm hơn so với đai dẹt nối đầu.

Kích thước tiết diện đai được tiêu chuẩn hóa: b, h, b_1, φ, y_0 , với b_1 là chiều rộng tính toán. Đối với đai thang *thường* TCVN quy định 6 loại kích thước tiết diện đai Z, O, A, B, C, D (kích thước tiết diện tăng dần), tương ứng với tiêu chuẩn Liên xô ГОСТ : O, A, Б, В, Г, Д. Chiều dài đai cũng được tiêu chuẩn hóa.



Hình 8.12 : Đai hình lược



▪ Đai hình lược

Gồm nhiều *gân* phân bố dọc theo chiều rộng và nằm ở mặt trong của đai (hình 8.12). Số gân thường lấy chẵn : $z = 2 \div 20$ gân. Các gân này tiếp xúc với các rãnh hình thang trên bánh đai (hình 8.7d). Trong phần phẳng của đai, có một số lớp vải cao su và các sợi bên.

Đai hình lược phối hợp được ưu điểm *liền khối và dẻo* của đai dẹt với *độ bám tốt* của đai thang \Rightarrow khả năng tải cao hơn đai thang, và có thể mắc trên bánh đai có đường kính nhỏ hơn, làm việc ổn định với tỷ số truyền lớn hơn.

Đai hình lược cũng được chế tạo thành vòng liên, không phải nối đầu.

Kích thước tiết diện (b, H, t, h) và chiều dài đai được tiêu chuẩn hóa (hình 8.12). Tiêu chuẩn Liên xô ГОСТ quy định ba loại kích thước tiết diện đai hình lược : K, Л, М (kích thước tiết diện tăng dần). Chiều dài đai hình lược cũng được tiêu chuẩn hóa.

▪ Đai răng

Có thể xem đai răng như đai dẹt có các răng phân bố đều ở mặt trong của đai (hình 8.8, hình 8.10c). Đai răng được chế tạo thành vòng kín. Bộ truyền đai răng hoạt động theo nguyên lý ăn khớp, không có trượt, tỷ số truyền lớn, hiệu suất cao, yêu cầu lực căng ban đầu bé, do đó lực tác dụng lên trục và ổ nhỏ.

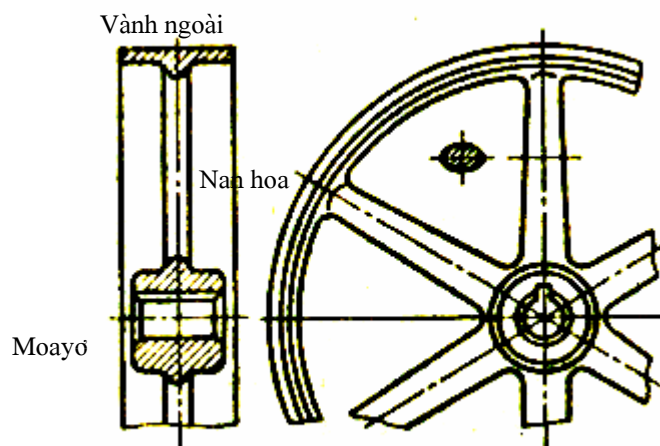
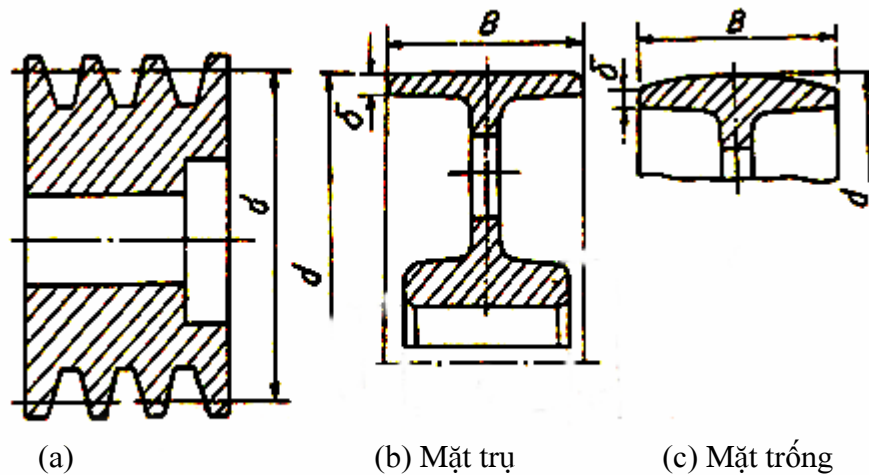
Thông số cơ bản của đai răng là môđun $m = p/\pi$, môđun được tiêu chuẩn hóa.

b) Kết cấu bánh đai

- Kết cấu bánh đai phụ thuộc vào loại đai, khả năng công nghệ và quy mô sản xuất.

+ Bánh đai có đường kính $d \leq 100\text{mm}$ thường được chế tạo bằng *dập, đúc*, không khoét lõm (hình 8.13a).

+ Khi đường kính lớn hơn dùng bánh đai *khoét lõm*, có lỗ (hình 8.13b) hoặc có 4 đến 6 nan hoa (hình 8.13d) để giảm bớt khối lượng \Rightarrow bánh đai thường gồm có ba phần : vành ngoài tiếp xúc với đai, moayơ để lắp lên trục và đĩa hay nan hoa nối vành với moayơ (hình 8.13d).

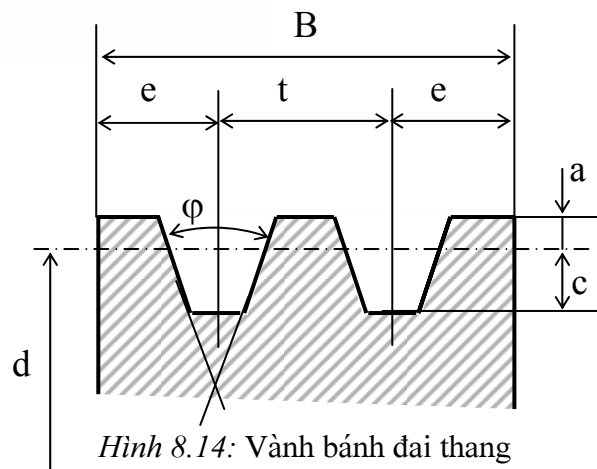


Hình 8.13d

▪ Kết cấu vành bánh đai phụ thuộc vào loại đai :

+ Với đai *dẹt* : Mặt ngoài là mặt trụ, mặt trống (hình 8.13b, c) (mặt trống nhằm tránh cho đai khỏi bị tuột khỏi bánh đai theo phương dọc trục).

+ Với đai *thang*: Kích thước rãnh đai hình thang được tiêu chuẩn hóa (φ, e, t, c, B) (hình 8.14).



Hình 8.14: Vành bánh đai thang

Với đai thang, góc chêm φ trên bánh đai được lấy nhỏ hơn góc chêm trên dây đai: $\varphi = 34^\circ, 36^\circ, 38^\circ, 40^\circ$ bởi vì khi mắc đai lên bánh đai và bộ truyền làm việc, phần đai phía trên lớp trung hòa chịu kéo, phần dưới chịu nén \rightarrow góc chêm thực tế của đai bị giảm xuống \Rightarrow cần phải giảm góc chêm của bánh đai xuống cho phù hợp, nhờ đó tải trọng

sẽ phân bố đều hơn cho đai và bánh đai. Đường kính bánh đai càng nhỏ \Rightarrow đai càng bị biến dạng nhiều hơn \Rightarrow lấy góc chêm của bánh đai càng nhỏ.

3. Các thông số chủ yếu của bộ truyền đai

a) Đường kính tính toán của bánh dẫn d_1 , bánh bị dẫn d_2

Với đai dẹt : d_1, d_2 là đường kính ngoài của bánh đai.

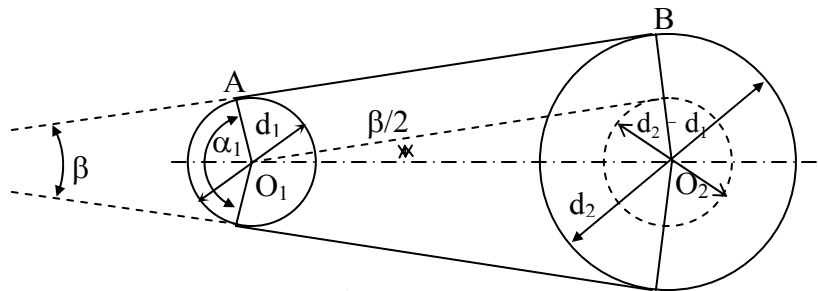
Với đai thang : d_1, d_2 là đường kính vòng tròn qua lớp trung hòa của các đai. Lớp trung hòa của dây đai là lớp không chịu kéo, mà cũng không chịu nén khi dây đai vòng qua các bánh đai.

Đường kính bánh đai không nên lấy quá nhỏ, nhằm tránh cho đai khỏi chịu ứng suất uốn quá lớn khi đai vòng qua bánh đai.

b) Góc ôm α_1 trên bánh đai nhỏ

Tương tự như trong bộ truyền xích :
$$\alpha_1 \approx \pi - \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ [Rad]} \quad (8.1)$$

Khi α_1 nhỏ \Rightarrow khả năng tải (kéo) của bộ truyền đai sẽ giảm \Rightarrow cần phải có điều kiện: $\alpha_1 \geq 150^\circ$ (với đai dẹt) và $\alpha_1 \geq 120^\circ$ (với đai thang).



Hình 8.15

c) Chiều dài đai L

Tương tự như trong bộ truyền xích :

$$L = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (8.2)$$

d) Khoảng cách trục a

- Từ L, có thể suy ra khoảng cách trục a giữa hai bánh đai :

$$a = \frac{1}{4} \left[L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right)^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \right] \quad (8.3)$$

- Khi a càng lớn $\Rightarrow \alpha_1$ càng lớn (trường hợp $u \neq 1$) và tần số thay đổi ứng suất trong đai sẽ giảm \Rightarrow tuổi thọ của đai tăng lên (trong một vòng chạy của dây đai, ứng suất trong đai thay đổi giữa hai giá trị max và min. Khi a càng lớn \Rightarrow chiều dài đai L tăng lên \Rightarrow số vòng chạy của đai trong 1 giây $= v/L$ với v là vận tốc đai, giảm xuống \Rightarrow tần số thay đổi ứng suất trong đai sẽ giảm).

Khi a quá lớn \Rightarrow bộ truyền công kênh, các nhánh đai có thể bị rung.

Do vậy, cần phải khống chế hợp lý khoảng cách trục a_{\max} và a_{\min} .

Với đai thang nên lấy : $a_{\min} \geq 0,55(d_1 + d_2) + h$; $a_{\max} = 2(d_1 + d_2)$, với h là chiều cao đai thang.

- Khi a càng nhỏ, số vòng chạy của đai trong 1 giây tăng lên \Rightarrow tuổi thọ của đai giảm xuống \Rightarrow nên lấy : $v/L = 3 \div 5$ đối với đai dẹt; $v/L = 20 \div 30$ đối với đai thang.

8.2. Cơ học truyền động đai

1. Vận tốc và tỷ số truyền

- Gọi v_1 và v_2 là vận tốc vòng trên bánh dẫn và bánh bị dẫn.

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \text{ [m/s]} \quad \text{và} \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000} \text{ [m/s]} \quad (8.4)$$

Trong đó : d_1, d_2 [mm]; n_1, n_2 [vòng /phút].

Do có hiện tượng trượt đàn hồi giữa dây đai và bánh đai, vận tốc vòng của bánh bị dẫn giảm xuống : $v_2 < v_1$. Do đó thể viết: $v_2 = v_1(1 - \xi)$, ξ được gọi là hệ số trượt.

- Suy ra tỷ số truyền u của bộ truyền đai:
$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} \quad (8.5)$$

Nếu bỏ qua hiện tượng trượt :
$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (8.6)$$

2. Lực tác dụng trong bộ truyền đai

a) Lực căng trên các nhánh đai

- Để có lực ma sát cần thiết giữa dây đai và bánh đai \Rightarrow cần phải mắc đai lên bánh đai với lực căng ban đầu F_0 .

- Khi truyền momen xoắn T_1 , lực căng trên nhánh dẫn tăng thành F_1 , trên nhánh bị dẫn giảm xuống còn F_2 (hình 8.16a).

- Xét cân bằng bánh đai, ta có :

$$\begin{aligned} T_1 &= (F_1 - F_2) \cdot \frac{d_1}{2} \\ \Rightarrow F_1 &= \frac{2T_1}{d_1} + F_2 \\ \Rightarrow F_1 &= F_t + F_2 \end{aligned} \quad (8.7)$$

Với $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$: được gọi là lực vòng

trên bánh dẫn.

- Giả sử độ tăng lực căng trên nhánh dẫn bằng độ giảm lực căng trên nhánh bị dẫn :

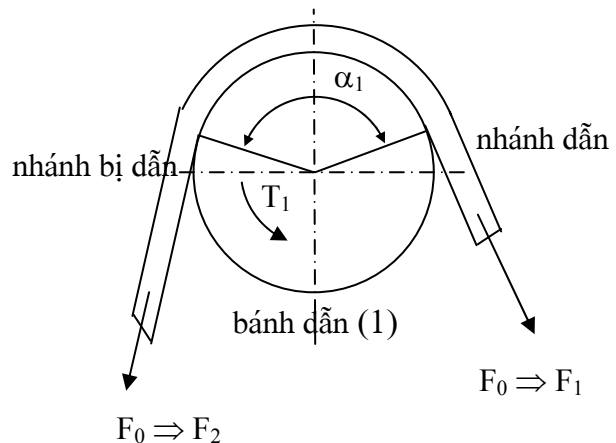
$$F_0 - F_2 = F_1 - F_0 \Rightarrow F_1 + F_2 = 2F_0 \quad (8.8)$$

Từ (8.7) và (8.8) suy ra :

$$\begin{cases} F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} \\ F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} \end{cases} \quad (8.9)$$

- Mặt khác, giữa lực căng trên nhánh dẫn F_1 và lực căng trên nhánh bị dẫn F_2 quan hệ theo công thức Euler như sau : $F_1 - q_m v^2 = (F_2 - q_m v^2) \cdot e^{f^* \alpha_1}$ (8.10)

Trong đó : q_m : khối lượng một mét dây đai; v : vận tốc dài của dây đai; $F_v = q_m v^2$ chính là lực căng phụ trên các nhánh dây đai do lực ly tâm khi dây đai vòng qua bánh đai gây ra; α_1 : góc ôm trên bánh đai dẫn; f^* : hệ số ma sát thay thế (hệ số ma sát tương đương) giữa bánh đai và dây đai.



Hình 8.16a

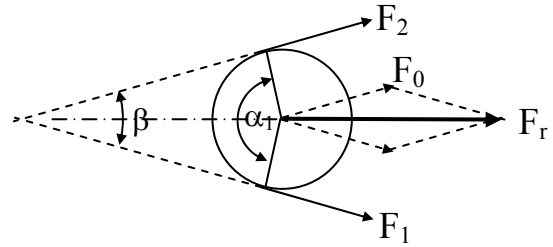
Từ (8.9) và (8.10), suy ra :
$$\boxed{F_1 = \frac{\lambda}{\lambda-1} F_t + F_v}; \boxed{F_2 = \frac{F_t}{\lambda-1} + F_v}; \boxed{F_0 = \frac{F_t}{2} \frac{\lambda+1}{\lambda-1} + F_v} \quad (8.11)$$

với : $\lambda = e^{f\alpha_1}$; e là cơ số của logarit Neper.

b) Lực tác dụng trên trục bánh đai

Lực căng trên các bánh đai truyền đến trục và ổ trục. Lực tác dụng lên trục của bánh đai (hình 8.16b) : $\vec{F}_r = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$

$$\begin{aligned} \Rightarrow F_r &= \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos\beta} \\ \Rightarrow F_r &\approx 2F_0 \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \\ \Rightarrow \boxed{F_r \approx 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)} \quad (8.12) \end{aligned}$$



Hình 8.16b

Thông thường lực tác dụng F_r lên trục lớn hơn 2 đến 3 lần lực vòng F_t . Đây là một nhược điểm của bộ truyền đai.

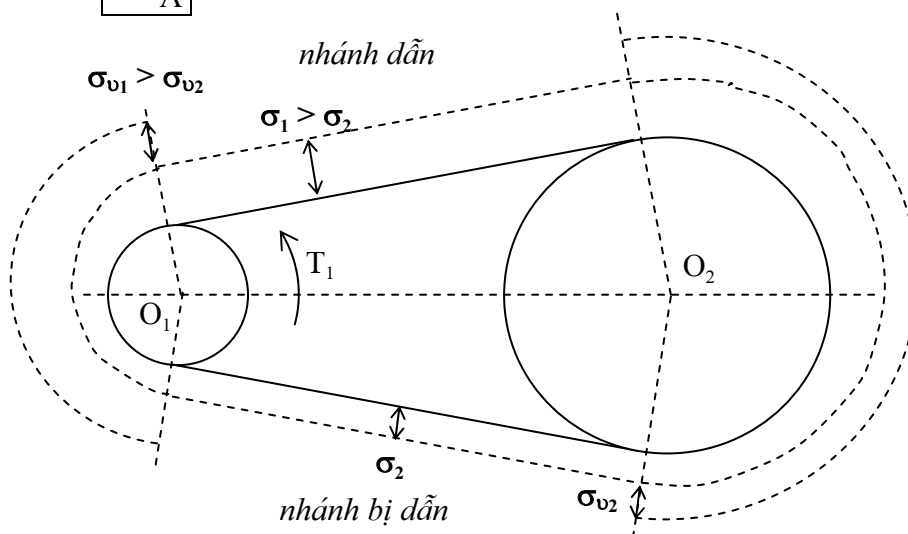
3. Ứng suất trong đai

■ Dưới tác dụng của lực căng ban đầu F_0 , trên mặt cắt ngang của đai xuất hiện ứng suất căng ban đầu σ_0 : $\boxed{\sigma_0 = \frac{F_0}{A}}$ với A : diện tích tiết diện dây đai.

■ Khi đai làm việc, lực căng trên các nhánh đai là F_1, F_2 gây nên các ứng suất kéo :

$$\begin{cases} \sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{\lambda}{\lambda-1} \sigma_t + \sigma_v \\ \sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{\sigma_t}{\lambda-1} + \sigma_v \end{cases} \quad (8.13)$$

với : $\boxed{\sigma_v = \frac{F_v}{A}}$ ứng suất do lực căng phụ F_v gây nên
 $\boxed{\sigma_t = \frac{F_t}{A}}$ ứng suất có ích do lực vòng F_t gây nên.



Hình 8.17

■ Ngoài ra, trong các đoạn đai vòng qua bánh đai xuất hiện ứng suất uốn σ_{u1}, σ_{u2} :

$$\boxed{\sigma_{u1} = \frac{Eh}{d_1}}; \quad \boxed{\sigma_{u2} = \frac{Eh}{d_2}} \text{ với } h \text{ là chiều cao tiết diện đai.}$$

Do ứng suất uốn trong đai khi đai vòng qua bánh đai tỷ lệ nghịch với đường kính bánh đai d và tỷ lệ thuận với chiều cao dây đai $h \Rightarrow$ để hạn chế ứng suất uốn không nên dùng đai có chiều cao lớn và đường kính bánh đai quá nhỏ.

▪ Như vậy ứng suất tổng tác dụng trong đai thay đổi lặp lại trong một vòng chạy của đai, đạt trị số nhỏ nhất $\sigma_{\min} = \sigma_2$ trên nhánh bị dẫn và trị số lớn nhất σ_{\max} trên nhánh dẫn khi đai vào tiếp xúc với bánh đai nhỏ:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{u1} \quad \text{Hay : } \sigma_{\max} = \frac{\lambda}{\lambda - 1} \sigma_t + \sigma_v + \sigma_{u1}$$

▪ Ứng suất thay đổi là nguyên nhân gây nên sự hỏng vì mỏi của đai.

4. Hiện tượng trượt trong bộ truyền đai

a) Trượt đàn hồi

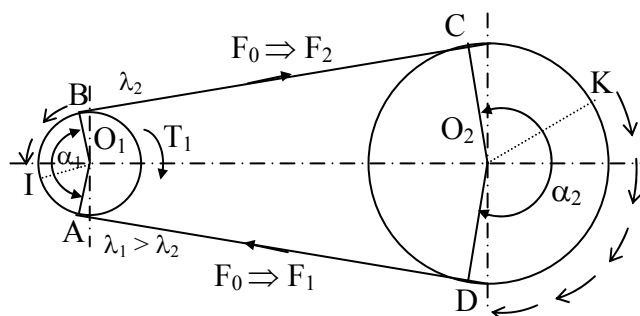
▪ Trên bánh dẫn (1), đai vào tiếp xúc với bánh đai tại A với lực căng $F_1 \Rightarrow$ biến dạng của đai là λ_1 , đai rời khỏi bánh đai tại B với lực căng là $F_2 \Rightarrow$ biến dạng của đai là λ_2 (hình 8.18). Do $F_1 > F_2$ nên $\lambda_1 > \lambda_2 \Rightarrow$ khi đai vòng qua bánh dẫn, đai bị co lại, sinh ra sự trượt giữa đai và bánh dẫn, đai chạy chậm hơn bánh dẫn. Ngược lại, trên bánh bị dẫn, đai bị dãn dần ra, đai chạy nhanh hơn bánh bị dẫn.

▪ Hiện tượng trượt trên đây là kết quả của biến dạng đàn hồi khác nhau trên hai nhánh đai và được gọi là trượt đàn hồi.

▪ Trượt đàn hồi càng nhiều khi chênh lệch lực căng $F_t = F_1 - F_2$ càng lớn, do đó muốn truyền được lực vòng, không thể tránh khỏi trượt đàn hồi \Rightarrow trượt đàn hồi *không thể khắc phục* được.

▪ Tuy nhiên, trượt đàn hồi không xảy ra trên toàn bộ cung ôm $AB = \alpha_1$ và $CD = \alpha_2$, mà chỉ xảy ra trên cung IB và KD (bởi vì, khi mới vào tiếp xúc, sự thay đổi lực căng còn nhỏ \Rightarrow biến dạng đàn hồi thay đổi chưa đáng kể, chỉ sau cung tĩnh, sự thay đổi của biến dạng đàn hồi mới rõ rệt \Rightarrow sự trượt mới bắt đầu). Cung IB và KD gọi là *cung trượt*. Cung AI và CK gọi là *cung tĩnh*.

▪ Khi tải trọng F_t càng tăng thì cung trượt càng lớn, cung tĩnh càng giảm.



Hình 8.18

b) Trượt trơn

▪ Khi lực vòng F_t tăng lên đến mức F_t lớn hơn lực ma sát F_{ms} sinh ra giữa đai và bánh đai, tức là khi bộ truyền bị quá tải \Rightarrow cung trượt chiếm toàn bộ cung ôm \Rightarrow xảy ra hiện tượng trượt trơn *hoàn toàn* giữa dây đai và bánh đai dẫn : bánh bị dẫn dừng lại, hiệu suất của bộ truyền bằng không.

▪ Có thể tránh trượt trơn bằng cách cho đai làm việc với tải trọng thích hợp.

- Trượt dần hồi và trượt trơn làm cho tỷ số truyền của bộ truyền đai không ổn định, làm cho đai và bánh đai mau mòn.

5. Khả năng kéo, đường cong trượt và đường cong hiệu suất

- Khả năng kéo của bộ truyền đai đặc trưng bằng lực vòng F_t (hoặc momen xoắn T_1).

Bỏ qua lực căng phụ F_v do lực ly tâm gây nên, ta có : $F_t = \frac{2(\lambda-1)}{\lambda+1} \cdot F_0$ hay : $F_t = 2 \cdot \psi \cdot F_0$.

Trong đó : $\psi = \frac{\lambda-1}{\lambda+1} = \frac{F_t}{2F_0}$. ψ được gọi là *hệ số kéo* \Rightarrow Khả năng kéo của bộ truyền đai

phụ thuộc vào lực căng ban đầu F_0 và hệ số kéo ψ (tức là vào hệ số ma sát f^* giữa đai và bánh đai và góc ôm α_1 trên bánh đai).

- Bằng thực nghiệm, người ta xây dựng được *đường cong trượt* cho mối quan hệ giữa hệ số trượt $\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$ và hệ số kéo ψ (hình 8.19).

Ta thấy, khi ψ tăng từ 0 đến giá trị ψ_0 , hệ số trượt ξ tăng theo tỉ lệ bậc nhất, bởi vì biến dạng lúc này tuân theo định luật Húc, đai chỉ có trượt *dần hồi*.

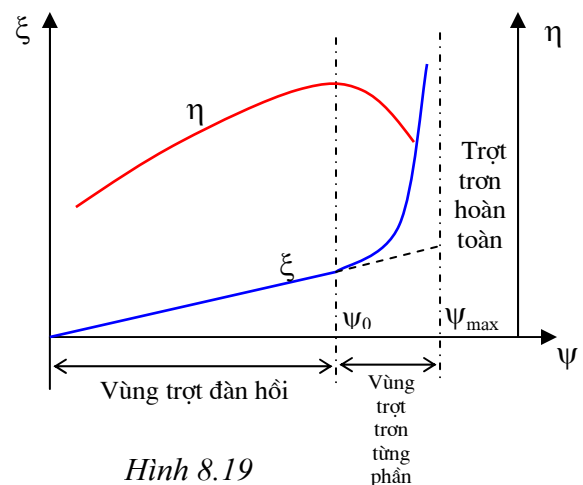
Khi ψ tiếp tục tăng, ngoài trượt dần hồi còn có trượt *trơn từng phần* (vừa trượt dần hồi, vừa trượt trơn), ξ tăng nhanh.

Khi $\psi = \psi_{\max}$, đai bị trượt trơn hoàn toàn, ξ tăng lên vô hạn.

- Bằng thực nghiệm cũng xây dựng được đường cong quan hệ giữa hiệu suất η và hệ số kéo ψ , gọi là *đường cong hiệu suất* (hình 8.19).

Ở giai đoạn đầu, khi ψ tăng thì η tăng theo (do công suất mất mát ở các ổ trục giảm tương đối so với công suất có ích). η đạt cực đại khi $\psi = \psi_0$. Khi $\psi > \psi_0$, hiệu suất giảm nhanh (vì xuất hiện mất mát công suất do trượt trơn).

- Như vậy, đai làm việc có lợi nhất khi $\psi = \psi_0$, tại đây hiệu suất lớn nhất và khả năng kéo của đai tương đối lớn. ψ_0 được gọi là *khả năng kéo tới hạn* của bộ truyền đai.



Hình 8.19

8.3. Tính toán truyền động đai

1. Chỉ tiêu tính toán truyền động đai

- Mặc dù đai chưa bị đứt nhưng không thể làm việc được nếu tải trọng tác dụng vượt quá khả năng kéo của đai ứng với hệ số kéo tới hạn ψ_0 (khi đó đai bị trượt trơn từng phần) \Rightarrow *khả năng kéo* là chỉ tiêu chủ yếu về khả năng làm việc của bộ truyền đai.

Chỉ tiêu này được bảo đảm nếu thỏa mãn : $\psi = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0} \leq \psi_0 \Rightarrow \boxed{\sigma_t \leq 2\psi_0\sigma_0}$

- Mặt khác, do tác dụng của ứng suất thay đổi lặp lại sau một vòng chạy của đai \Rightarrow đai có thể bị hỏng do mỏi sau một số chu kỳ làm việc nhất định \Rightarrow bên cạnh khả năng kéo, *tuổi thọ* cũng là một chỉ tiêu quan trọng.

Chỉ tiêu này được bảo đảm nếu σ_t nhỏ hơn một giá trị cho phép.

▪ Bằng thực nghiệm, người ta xác định được trị số ứng suất cho phép $[\sigma_t]$ đảm bảo hai điều kiện nêu trên để đai có thể làm việc không bị trượt trơn (đảm bảo khả năng kéo) và lâu bền (đảm bảo được tuổi thọ).

▪ Như vậy đai được tính toán theo điều kiện :

$$\sigma_t \leq [\sigma_t] \quad \text{với:} \quad \sigma_t = \frac{F_t}{A} \cdot K_d$$

Trong đó :

F_t : lực vòng [N];

A : diện tích tiết diện đai [mm^2];

σ_t : ứng suất có ích [MPa];

$[\sigma_t]$: ứng suất có ích cho phép [MPa];

K_d : hệ số tải trọng động, kể đến ảnh hưởng của tải trọng động và chế độ làm việc của bộ truyền (tra bảng trong các sổ tay thiết kế).

2. Tính toán đai dẹt

▪ Với đai dẹt : $A = b \cdot h$ với b và h : bề rộng và chiều cao của đai dẹt. Lực vòng : $F_t = \frac{1000N_1}{v}$ với N_1 : công suất trên bánh chủ động [kW]; v : vận tốc đai [m/s]

▪ Ứng suất có ích cho phép : $[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 C_\alpha C_v C_b$

Trong đó :

+ $[\sigma_t]_0$: ứng suất có ích cho phép xác định bằng thực nghiệm với điều kiện $\psi = \psi_0$, tỷ số truyền $u = 1$ ($d_1 = d_2$ và $\alpha_1 = 180^\circ$), bộ truyền nằm ngang, vận tốc $v = 10\text{m/s}$, tải trọng làm việc êm (không có va đập).

+ C_α : hệ số kể đến góc ôm trên bánh đai nhỏ (khi góc ôm α_1 càng bé thì khả năng kéo của bộ truyền càng bé).

$C_\alpha = 1 - 0,033(180^\circ - \alpha_1)$ trong đó : α_1 tính bằng độ

+ C_v : hệ số kể đến ảnh hưởng của vận tốc vòng (khi vận tốc vòng càng lớn, lực ly tâm càng lớn, khả năng kéo của bộ truyền càng giảm).

$C_v = 1,04 - 0,0004 \cdot v^2$ với đai vải cao su.

+ C_b : hệ số kể đến ảnh hưởng của cách bố trí bộ truyền và cách căng đai.

Bộ truyền có bộ phận tự căng đai : $C_b = 1$; khi $0 \leq \beta \leq 60^\circ \Rightarrow C_b = 1$; khi $60^\circ \leq \beta \leq 80^\circ \Rightarrow C_b = 0,9$; khi $80^\circ < \beta \leq 90^\circ \Rightarrow C_b = 0,8$.

▪ Thay thế A , F_t và $[\sigma_t]$, suy ra công thức xác định bề rộng B của đai dẹt :

$$b \geq \frac{1000 \cdot N_1 \cdot K_d}{[\sigma_t]_0 \cdot h \cdot v \cdot C_b \cdot C_\alpha \cdot C_v} \quad (8.14)$$

Thông thường chọn h theo d_1 sao cho h/d_1 không quá lớn, nhằm tránh ứng suất uốn quá lớn trên bánh đai nhỏ (khi h/d_1 quá lớn \Rightarrow ứng suất uốn sinh ra trong đai : $\sigma_{u1} = hE/d_1$ sẽ quá lớn).

3. Tính toán truyền động đai thang

▪ Gọi z là số đai. Tiết diện đai hình thang : $A = A_1 \cdot z$, trong đó: A_1 : diện tích một đai, phụ thuộc vào loại tiết diện đai, loại tiết diện đai thang được chọn theo momen xoắn T_1 tác dụng lên bánh dẫn (tra bảng trong các tài liệu thiết kế chi tiết máy).

▪ Điều kiện bền : $\sigma_t = \frac{F_t}{A} \cdot K_d \leq [\sigma_t]$ trở thành : $\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_d}{A_1 \cdot z} \leq [\sigma_t]$

$$\Rightarrow z \geq \frac{F_t \cdot K_d}{A_1 \cdot [\sigma_t]} \Rightarrow z \geq \frac{F_t \cdot v \cdot K_d}{A_1 \cdot v \cdot [\sigma_t]} \Rightarrow \boxed{z \geq \frac{N \cdot K_d}{[N]}} \quad (8.15)$$

Trong đó: N : công suất tác dụng trên bánh dẫn [kW]

$$[N] = A_1 \cdot v \cdot [\sigma_t] : \text{công suất có ích cho phép [kW]}: \boxed{[N] = [N]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_z}$$

$[N]_0$: công suất có ích cho phép xác định bằng thực nghiệm cho mỗi loại tiết diện đai, ứng với d_1 xác định và vận tốc v khác nhau, với điều kiện số đai $z=1$, tỷ số truyền $u=1$, góc ôm $\alpha_1 = 180^\circ$, chiều dài l_0 , làm việc không có va đập (tra bảng trong các tài liệu thiết kế chi tiết máy).

▪ Vì điều kiện làm việc thực tế của đai khác với điều kiện thí nghiệm để xác định $[N]_0$, do đó cần hiệu chỉnh lại $[N]$ bằng các hệ số tương ứng :

C_α : hệ số xét đến ảnh hưởng của góc ôm α_1

(khi α_1 tăng \Rightarrow khả năng kéo của bộ truyền tăng).

C_u : hệ số xét đến ảnh hưởng của tỷ số truyền u

(khi u tăng $\Rightarrow d_2$ tăng, đai ít bị uốn hơn khi vòng qua bánh đai lớn).

C_L : hệ số xét đến ảnh hưởng của chiều dài đai L

(khi L/L_0 tăng \Rightarrow tần số thay đổi ứng suất trong đai giảm \Rightarrow tuổi thọ bộ truyền tăng lên)

C_z : hệ số xét đến sự phân bố không đều của tải trọng cho các đai

(khi z tăng \Rightarrow tải trọng càng phân bố không đều trên các đai)

▪ Số đai z không nên quá 6 đai, vì khi z càng lớn tải trọng càng phân bố không đồng đều cho các đai, đồng thời làm tăng chiều rộng bánh đai.

8.4. Trình tự thiết kế truyền động đai

▪ Số liệu cho trước

Công suất truyền lớn nhất N [kW], số vòng quay trong một phút n_1 của bánh dẫn, tỷ số truyền u , công dụng và điều kiện làm việc của bộ truyền, cách bố trí bộ truyền.

▪ Yêu cầu xác định

Vật liệu đai (loại đai) và các kích thước cơ bản của tiết diện đai, kích thước của bánh đai, khoảng cách trục a , chiều dài đai L , số đai Z (với đai thang), lực tác dụng lên trục của bộ truyền.

1. Trình tự thiết kế bộ truyền đai dẹt

a) Chọn loại đai theo điều kiện làm việc. Khi $v < 30\text{m/s}$, nên dùng đai vải cao su.

b) Xác định d_1 theo công thức kinh nghiệm : $d_1 = (1100 \div 1300) \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}}$. Chọn d_1 theo trị số

tiêu chuẩn.

Kiểm nghiệm vận tốc đai : $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \leq 25 \div 30\text{m/s}$. Nếu v quá lớn cần chọn d_1 nhỏ hơn.

c) Tính $d_2 = u.d_1(1 - \xi)$ (với đai dẹt bằng vải cao su : $\xi = 0,01$)

Chọn d_2 theo trị số tiêu chuẩn.

Tính lại số vòng quay thực tế : $n_2 = (1 - \xi).n_1 \frac{d_1}{d_2}$

Nếu n_2 sai lệch nhiều so với n_2 (lớn hơn $3 \div 5\%$), cần chọn lại d_1 và d_2 .

d) Xác định khoảng cách trục a và chiều dài đai L :

Có thể chọn a theo chiều dài tối thiểu L_{\min} : $L = L_{\min}$, với L_{\min} tính theo điều kiện đảm bảo số vòng chạy của đai $\frac{V}{L} = 3 \div 5$ lần/giây hay $L_{\min} = v/(3 \div 5)$ Sau đó, xác định a theo L_{\min} .

Kiểm tra điều kiện : $a \geq 2(d_1 + d_2)$ nhằm giảm tần số thay đổi ứng suất trong đai có lợi về tuổi thọ và bảo đảm α_1 không quá nhỏ ảnh hưởng đến khả năng kéo của đai. Nếu không thỏa mãn điều kiện này, lấy $a = 2(d_1 + d_2)$ và tính lại L .

Để nối đai, cần tăng L thêm một lượng $100 \div 400\text{mm}$, tùy theo cách nối.

e) Tính góc ôm α_1 . Kiểm nghiệm điều kiện : $\alpha_1 \geq 150^\circ$ (góc ôm quá nhỏ sẽ làm giảm khả năng tải của bộ truyền đai). Nếu không thỏa mãn điều kiện này, cần tăng a hay dùng puli căng đai.

f) Xác định chiều cao h và bề rộng b của đai dẹt (chọn trước chiều cao h theo trị số tiêu chuẩn và sau đó tính b theo điều kiện (8.14), lấy b theo trị số tiêu chuẩn).

g) Tính bề rộng B của bánh đai : $B = 1,1b + (10 \div 15)\text{mm}$.

h) Tính lực tác dụng lên trục của bộ truyền đai theo công thức (8.12).

2. Trình tự thiết kế bộ truyền đai thang

a) Chọn loại tiết diện đai theo công suất cần truyền N_1 và số vòng quay n_1 (tra bảng trong các tài liệu thiết kế chi tiết máy). Có thể chọn vài phương án để tính toán và cuối cùng quyết định phương án tối ưu.

b) Xác định đường kính d_1 của bánh đai nhỏ : tra bảng trong các tài liệu thiết kế chi tiết máy tùy theo loại tiết diện đai được chọn sẽ có $d_{1\min}$, lấy: $d_1 = 1,2d_{1\min}$, d_1 theo trị số tiêu chuẩn.

Tính vận tốc đai v . Nếu $v > 25\text{m/s}$ nên dùng d_1 nhỏ hơn.

Tính d_2 . Lấy d_2 theo trị số tiêu chuẩn.

Kiểm nghiệm lại số vòng quay thực tế $n_2 = (1 - \xi).n_1 \frac{d_1}{d_2}$ (sai số không được vượt quá 4% so với yêu cầu).

c) Xác định a khoảng cách trục a và chiều dài L của đai : a được chọn dựa trên yêu cầu về kết cấu của máy hoặc dựa vào u và d_1 để tra bảng tìm ra a .

Kiểm tra điều kiện : $2(d_1 + d_2) \geq a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h$ với h là chiều cao của đai thang.

Tính L theo a và quy tròn L theo tiêu chuẩn, sau đó tính chính xác a theo L tiêu chuẩn.

d) Tính góc ôm α_1 . Kiểm nghiệm điều kiện : $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

e) Xác định số đai z cần thiết: $z \geq \frac{N.K_d}{[N]}$

z phải là số nguyên và không nên quá $5 \div 12$ đai.

f) Tính bề rộng B của bánh đai và đường kính ngoài của bánh đai.

g) Tính lực tác dụng lên trục của bộ truyền đai theo công thức (8.12).

8.5. Đánh giá bộ truyền đai

▪ Ưu điểm

- + Kết cấu đơn giản, giá thành hạ
- + Làm việc êm, không ồn nhờ độ dẻo của đai \Rightarrow thích hợp với vận tốc v lớn
- + Có khả năng truyền động giữa hai trục xa nhau
- + Đề phòng được quá tải cho máy, nhờ đai trượt trên bánh đai khi quá tải.

▪ Nhược điểm

- + Khuôn khổ kích thước lớn (cùng điều kiện làm việc, đường kính bánh đai lớn hơn 5 lần đường kính bánh răng)
- + Tỷ số truyền u khác hằng số, do sự trượt đàn hồi không tránh khỏi của đai.
- + Lực tác dụng lên trục và ổ lớn, do phải căng đai với lực căng ban đầu F_0 (lớn gấp từ 2 đến 3 lần so với lực tác dụng từ bộ truyền bánh răng truyền đến trục và ổ).
- + Tuổi thọ đai thấp (trong khoảng từ 1000h đến 5000h).

▪ Phạm vi sử dụng

Truyền động đai được dùng khi cần truyền động giữa hai trục cách nhau khá xa. Trong hệ truyền động cơ khí, đai thường đặt ở cấp nhanh (chịu tải nhỏ hơn) hay bố trí sát với động cơ nhằm đề phòng quá tải cho máy.

Truyền động đai được sử dụng để truyền công suất dưới 50 kW, vận tốc tới 30m/s.

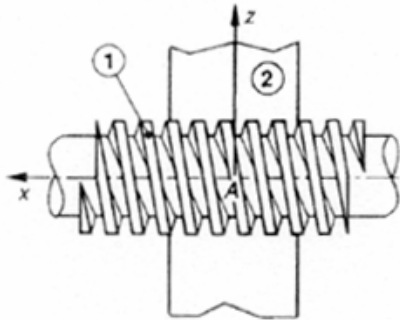


TRUYỀN ĐỘNG VÍT - ĐAI ỐC

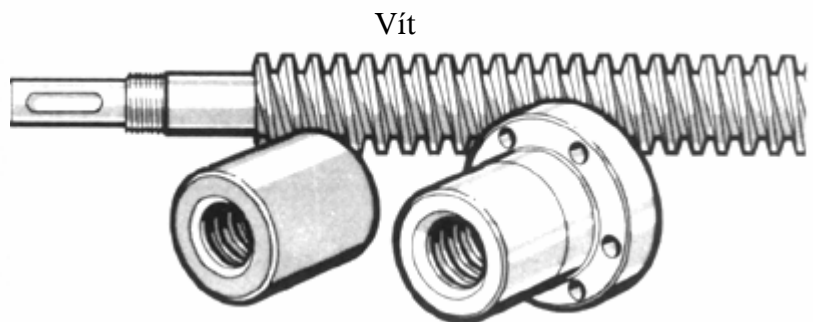
9.1. Khái niệm chung

1. Giới thiệu bộ truyền vít - đai ốc

- Bộ truyền vít đai ốc dùng để biến đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến nhờ sự tiếp xúc và đẩy nhau của ren vít và ren đai ốc.
- Bao gồm hai bộ phận chính: vít (1) có ren ngoài, đai ốc (2) có ren trong (hình 9.1).



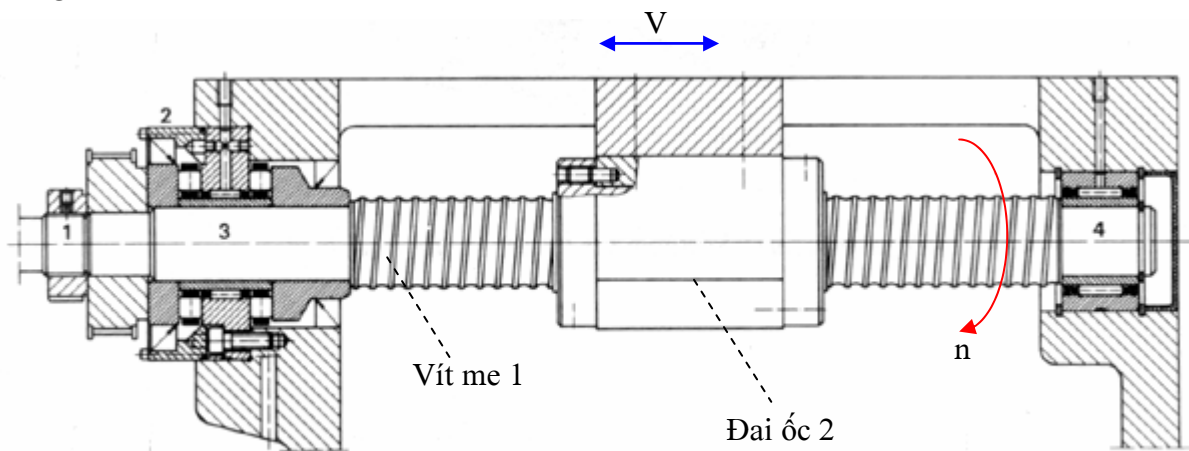
Hình 9.1a



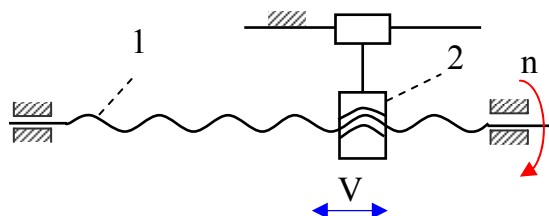
Hình 9.1b

Đai ốc

- Tùy theo yêu cầu về bố trí kết cấu và sử dụng có thể có các phương án phối hợp chuyển động của vít và đai ốc như sau :



Hình 9.2a : Cơ cấu chạy dao trong máy tiện



+ Vít quay, đai ốc tịnh tiến

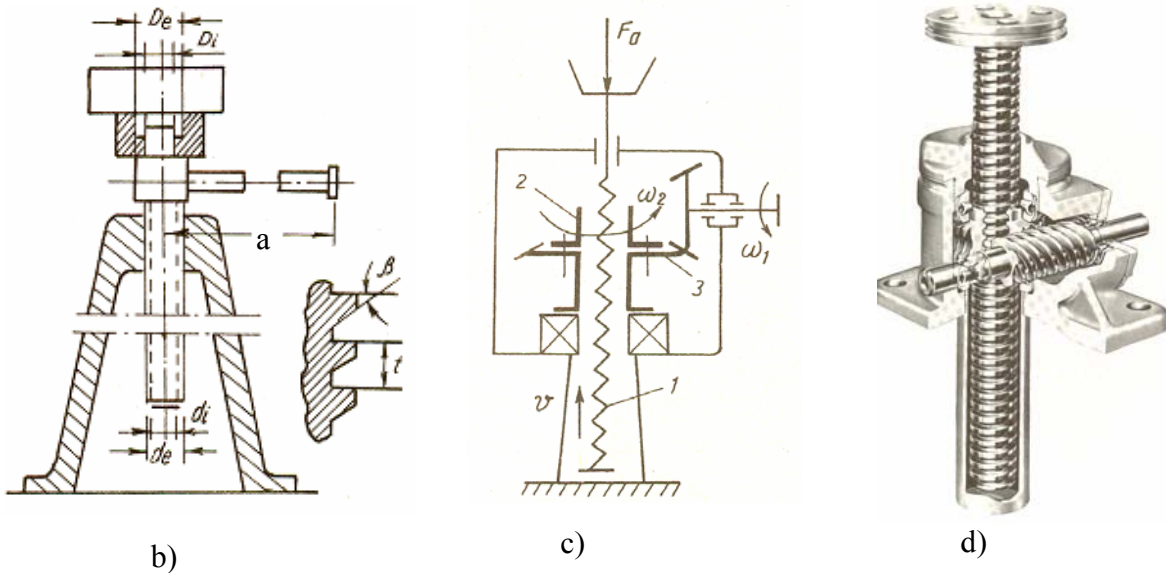
Ví dụ vít chạy dao trong máy tiện trên hình 9.2a : hai đầu vít 1 được đặt trên hai gối đỡ, đai ốc gắn cứng với bàn chạy dao, bàn chạy dao nối với thân máy bằng khớp trượt (dùng sống trượt hay rãnh trượt); khi quay vít 1, đai ốc gắn với bàn chạy dao sẽ chuyển động tịnh tiến so với thân máy.

+ Vít vừa quay vừa tịnh tiến, đai ốc cố định

Ví dụ cơ cấu máy ép, cơ cấu kích vít (hình 9.2b).

+ Đai ốc quay, vít tịnh tiến.

Ví dụ cơ cấu kích vít trên hình 9.2c và hình 9.2d. Trên hình 9.2c bánh răng nón 3 gắn cố định với đai ốc 2 và nối với thân máy bằng khớp quay, do đó khi quay bánh răng 3, đai ốc sẽ quay, còn vít sẽ tịnh tiến. Trên hình 9.3d thay vì dùng bộ truyền bánh răng nón, dùng bộ truyền trục vít.



Hình 9.2 : Cơ cấu kích vít

2. Phân loại bộ truyền vít đai ốc

Tùy theo hình dạng ren trong tiết diện dọc trục được sử dụng, bộ truyền vít đai ốc được chia thành các loại:

- Bộ truyền vít đai ốc dùng *ren hình thang* (hình 9.3a): có độ bền khá cao, dễ gia công, tiếp nhận được tải trọng dọc trục lớn, thường dùng trong các cơ cấu truyền lực hai chiều.

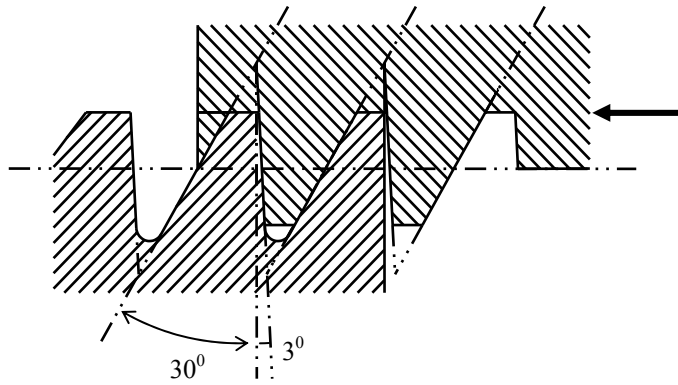
Trong các *vít tải*, để tạo lực dọc trục lớn, thường dùng ren hình thang bước lớn. Trong vít me của cơ cấu chạy dao máy tiện, để giảm ma sát, tăng hiệu suất truyền động, thường dùng ren nhiều đầu mối. Để khử khe hở do mòn, đai ốc của vít me thường gồm hai nửa (đai ốc hai nửa, đai ốc ghép - hình 9.4a).

- Bộ truyền vít đai ốc dùng *ren hình răng cưa* (hình 9.3b) : hiệu suất truyền động tương đối cao, dùng trong các bộ truyền chịu lực theo một chiều nhất định (vít của máy ép, vít của cơ cấu kích vít,...).

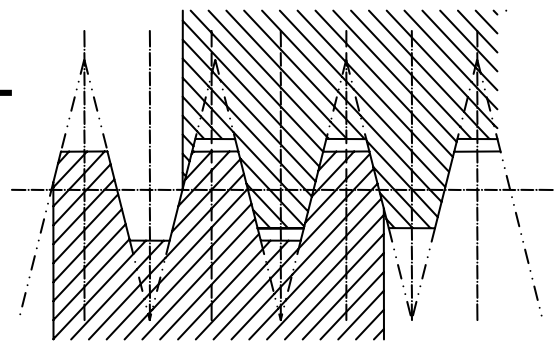
Đối với cơ cấu kích vít, để dễ tự hãm, thường dùng ren một đầu mối (có góc vít γ bé).

- Bộ truyền vít đai ốc dùng *ren hình vuông* (hình 9.3c): hiệu suất truyền động rất cao nhưng ren vuông khó chế tạo, khi mòn tạo thành khe hở dọc trục khó khắc phục, do đó hiện nay ít dùng.
- Bộ truyền vít đai ốc dùng *ren tam giác* (hình 9.3d) để thực hiện các dịch chuyển chính xác, không quan tâm đến hiệu suất truyền động.

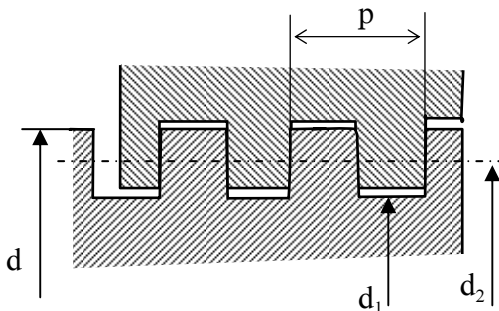
Để thực hiện dịch chuyển chính xác, dùng ren bước nhỏ. Để đảm bảo cho bộ truyền không có khe hở, dùng đai ốc kép (hình 9.4b).



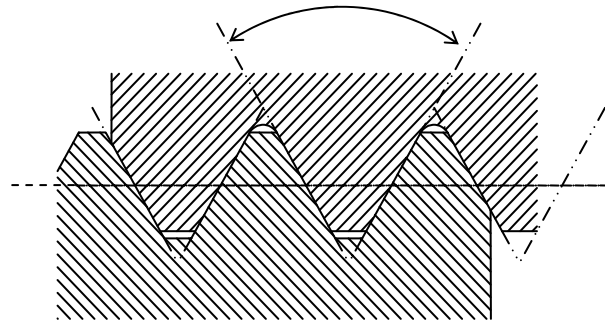
Hình 9.3b : Ren ren cửa



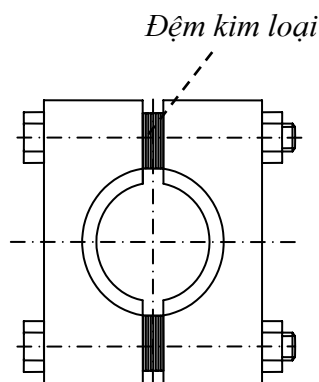
Hình 9.3a : Ren hình thang
60°



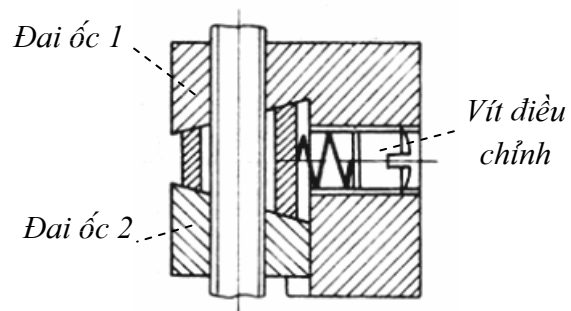
Hình 9.3a : Ren hình vuông



Hình 9.3d : Ren tam giác



Hình 9.4a: Đai ốc hai nửa



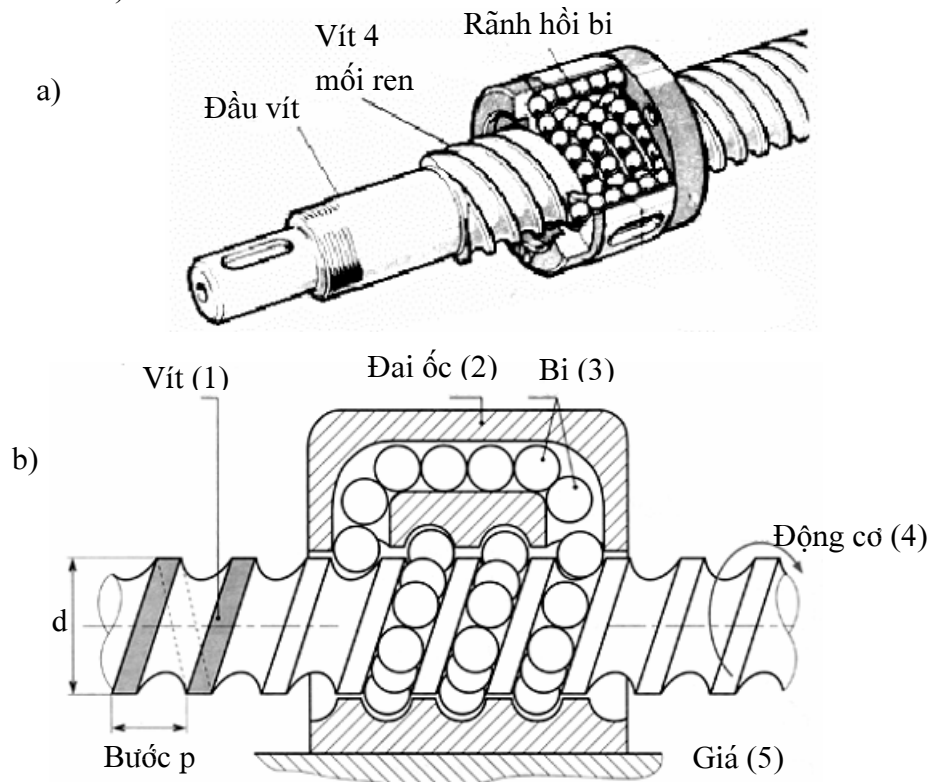
Hình 9.4b: Đai ốc kép

+ Ngoài ra, để giảm ma sát, do đó giảm được độ mòn của vít và tăng được hiệu suất truyền động, đồng thời có thể nâng cao độ chính xác của chuyển động, gần đây sử dụng rộng rãi bộ truyền vít đai ốc bi.

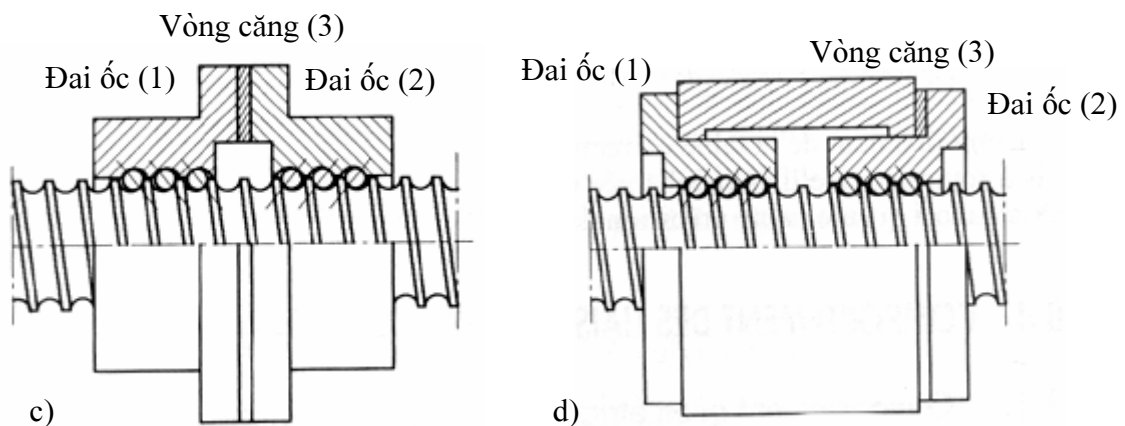
Kết cấu bộ truyền vít đai ốc bi như trên hình 9.5a và b. Giữa các rãnh của đai ốc (1) và vít (2) có đặt các viên bi (3), nhờ đó ma sát trượt giữa ren vít và ren đai ốc biến thành ma sát lăn giữa các viên bi với ren vít và ren đai ốc. Để bảo đảm ma sát lăn hoàn toàn, bi cần phải chuyển động liên tục nhờ máng (4) để dẫn bi từ rãnh cuối của đai ốc về rãnh đầu (còn gọi là rãnh hồi bi).

Để khử khe hở giữa vít và đai ốc hình thành trong quá trình truyền lực, người ta dùng đai ốc kép (hình 9.5c) bao gồm hai đai ốc (1) và (2), ở giữa đặt vòng căng (3) có bề mặt được đánh bóng với chiều dày nhất định để tạo nên lực căng sơ bộ khử khe hở giữa đai ốc và bi.

Nhờ vòng căng, các rãnh của hai đai ốc tỳ sát vào bề mặt viên bi và do đó khe hở bị triệt tiêu (hình 9.5c và 9.5d).



Hình 9.5a, b : Vít me - đai ốc bi



Hình 9.5c, d : Điều chỉnh khe hở trong cơ cấu vít - đai ốc bi

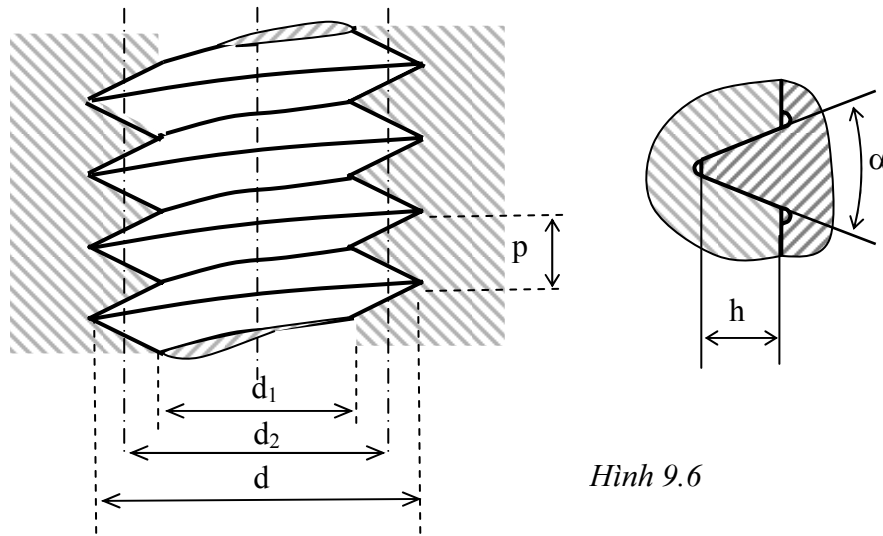
So với cơ cấu vít - đai ốc thường, cơ cấu vít - đai ốc bi có hiệu suất cao hơn (do giảm được ma sát giữa các bề mặt tiếp xúc, hiệu suất có thể đạt $0,9 \div 0,95$) và có thể bảo đảm chuyển động ổn định ở vận tốc nhỏ; ít bị nung nóng; độ chính xác cao hơn. Nhược điểm là độ cứng vững thấp hơn, hành trình ngắn hơn và bôi trơn thường khó thực hiện.

3. Các thông số chủ yếu của bộ truyền vít đai ốc

▪ Các thông số của ren

- + Đường kính ngoài (đường kính danh nghĩa) của ren vít d , của ren đai ốc D .
- + Đường kính trong của ren vít d_1 , của ren đai ốc D_1 .

+ Đường kính trung bình của ren vít : $d_2 = \frac{d_1 + d}{2}$, của ren đai ốc : $D_2 = \frac{D_1 + D}{2}$



Hình 9.6

+ Bước ren : p

Bước ren có hai loại : bước nhỏ và bước lớn.

+ Bước xoắn vít p_x (bước của đường xoắn ốc).

+ Số mối ren của vít : n

Với ren một đầu mối : $p_x = p$; Với ren n đầu mối : $p_x = np$

+ Góc vít γ (góc nâng của đường xoắn ốc trên mặt trụ trung bình).

$$\text{Ta có : } \operatorname{tg} \gamma = \frac{p_x}{\pi d_2} = \frac{np}{\pi d_2} \quad (9.1)$$

+ Góc prôfin răng (góc tiết diện răng) : α

+ Chiều cao làm việc của ren : h

■ Các thông số khác

+ Chiều cao của đai ốc H

+ Số vòng ren của đai ốc x

+ Khoảng dịch chuyển cần thiết l_0 của vít hay của đai ốc (chiều cao nâng trong kích vít, hành trình bàn chạy dao trong cơ cấu chạy dao...)

+ Chiều dài l_r của phần gia công ren trên vít, l_r phụ thuộc vào khoảng dịch chuyển cần thiết l_0 của vít hay đai ốc. Với kích vít thường lấy : $l_r = (8 \div 10)d$.

+ Khoảng cách giữa hai gờ đỡ vít : l

+ Đường kính ngoài cùng của đai ốc D_e . Thường chọn bằng : $D_e = (3 \div 3,5)d$.

+ Tỷ số $\frac{ds}{d\varphi} = \frac{p_x}{2\pi} = \frac{np}{2\pi}$ cho biết chuyển vị của một trong hai chi tiết so với góc quay của chi tiết kia.

9.2. Tính toán bộ truyền vít đai ốc

1. Các dạng hỏng chủ yếu và chỉ tiêu tính toán

■ Dạng hỏng chủ yếu là mòn mặt ren \Rightarrow cần tính toán bộ truyền theo độ bền mòn theo điều kiện: $p_0 \leq [p_0]$ trong đó : p_0 : áp suất trên mặt ren, $[p_0]$: áp suất cho phép.

Muốn giảm mòn cần chọn vật liệu thích hợp và bôi trơn tốt.

- Ngoài ra, các vít chịu lực lớn có thể gãy hỏng do không đủ độ bền \Rightarrow cần kiểm nghiệm vít về *độ bền*. Với các vít dài và chịu nén \Rightarrow có thể bị uốn dọc và không ổn định \Rightarrow cần kiểm nghiệm vít về *ổn định* (tính về uốn dọc).

2. Tính bộ truyền vít đai ốc theo độ bền mòn

- Áp suất sinh ra trên bề mặt tiếp xúc giữa ren vít và đai ốc phải thỏa mãn điều kiện :

$$p_0 = \frac{F_a}{\pi d_2 h x} \leq [p_0]$$

F_a : lực dọc trục [N], d_2 : đường kính trung bình của vít [mm], h : chiều cao làm việc của ren [mm], x : số vòng ren trên đai ốc.

- Ta có : $h = \psi_h \cdot p$ với : p là bước ren

Với ren thang, hệ số $\psi_h = 0,5$; ren răng cưa : $\psi_h = 0,75$; ren tam giác : $\psi_h = 0,54$

Và: $x = \frac{H}{p}$ với H : chiều cao đai ốc.

$$\text{Suy ra : } p_0 = \frac{F_a}{\pi d_2 \psi_h H} \leq [p_0]$$

$$\text{Đặt: } H = \psi_H d_2$$

Hệ số $\psi_h = 1,2 \div 2,5$ đối với đai ốc nguyên và $\psi_h = 2,5 \div 3,5$ đối với đai ốc ghép.

$$\text{Suy ra: } d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_h \psi_H [p_0]}} \quad (9.2)$$

Lấy d_2 theo giá trị tiêu chuẩn. Tra tiêu chuẩn \Rightarrow các thông số khác của vít như d, d_1, p .

Áp suất cho phép : $[p_0] = 11 \div 13 \text{ MPa}$ đối với vít bằng thép tôi - đai ốc bằng đồng thanh;

$[p_0] = 8 \div 10 \text{ MPa}$ đối với thép không tôi - đồng thanh; $[p_0] = 4 \div 6 \text{ MPa}$ đối với thép không tôi - gang.

3. Tính bộ truyền vít đai ốc về độ bền

Khi làm việc, vít vừa chịu kéo (hoặc nén) vừa chịu xoắn \Rightarrow điều kiện bền:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (9.3)$$

(theo lý thuyết bền thế năng biến đổi hình dáng - lý thuyết bền thứ 4)

Trong đó :

$$\sigma \text{ là ứng suất kéo do lực dọc trục } F_a : \sigma = \frac{4F_a}{\pi d_1^2}$$

$$\tau \text{ là ứng suất xoắn do momen xoắn } T \text{ (momen làm quay vít hay đai ốc) : } \tau = \frac{T}{W_0} = \frac{16T}{\pi d_1^3}$$

d_1 : đường kính trong của ren vít

W_0 : momen chống xoắn của vít

$$[\sigma]: \text{ ứng suất cho phép : } [\sigma] = \frac{\sigma_{ch}}{s}$$

σ_{ch} : giới hạn chảy của vật liệu; s : hệ số an toàn, có thể lấy : $s = 3$.

4. Tính bộ truyền vít đai ốc theo điều kiện ổn định

- Để vít không bị hỏng do uốn dọc, lực nén phải thỏa mãn điều kiện ổn định Euler:

$$\boxed{F_a \leq \frac{F_{th}}{s}} \quad (9.4)$$

Với : F_a : lực dọc trục; F_{th} : tải trọng tối hạn; s : hệ số an toàn về ổn định $s = 2,5 \div 4$.

- Tải trọng tối hạn F_{th} được xác định dựa trên độ mềm λ của vít:

$$\boxed{\lambda = \frac{\mu l}{i}}$$

μ : hệ số phụ thuộc vào phương pháp cố định hai đầu vít.

l : chiều dài tính toán của vít.

$\mu = 1$: khi hai đầu vít đặt trên ổ trục có chiều dài ổ $B \leq 2d_0$ với d_0 : đường kính ổ

$\mu = 2$: khi một đầu bị ngàm, một đầu tự do

$\mu = 0,7$: khi một đầu bị ngàm, một đầu đặt trên ổ trục có chiều dài ổ $B \leq 2d_0$

$\mu = 0,5$: khi cả hai đầu bị ngàm

Lưu ý nếu dùng đai ốc làm gối đỡ thứ hai \Rightarrow coi như vít bị ngàm một đầu.

Với vít hai gối đỡ \Rightarrow chiều dài tính toán l là khoảng cách giữa hai gối đỡ. Với vít một gối đỡ

\Rightarrow chiều dài tính toán l là khoảng cách từ giữa chiều cao đai ốc đến gối đỡ.

- Khi $\lambda \geq 100$:
$$\boxed{F_{th} = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2}}$$
 (công thức Euler).

$J \approx \frac{\pi d_1^4}{64}$: momen quán tính của tiết diện vít; E : mô đun đàn hồi của vít.

- Khi $60 < \lambda < 100$: F_{th} được tính theo công thức thực nghiệm:
$$\boxed{F_{th} = 0,25\pi d_1^2 (a - b\lambda)}$$

a và b hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào vật liệu vít:

Với thép 45 : $a = 450$; $b = 1,67$

Với thép: $a = 473$; $b = 1,87$

- Khi $\lambda \leq 60$: không cần kiểm nghiệm về ổn định.

9.3. Trình tự thiết kế bộ truyền vít đai ốc

▪ Số liệu cho trước

Trị số của tải trọng dọc trục F_a của vít, khoảng dịch chuyển cần thiết l_0 của vít hay đai ốc, công dụng và điều kiện làm việc của bộ truyền.

▪ Trình tự thiết kế

1) Chọn vật liệu vít và đai ốc (dựa trên công dụng của bộ truyền)

2) Xác định áp suất cho phép $[p_0]$, ứng suất cho phép $[\sigma]$ (nếu cần kiểm nghiệm về độ bền)

3) Chọn profin ren (dựa trên trị số và chiều của lực dọc trục F_a). Xác định ψ_H . Chọn kết cấu đai ốc dựa trên công dụng của bộ truyền (đai ốc nguyên, đai ốc hai nửa, đai ốc kép...) \Rightarrow xác định ψ_H .

4) Xác định đường kính trung bình d_2 của vít theo điều kiện bền mòn (9.2). Chọn d_2 theo tiêu chuẩn. Dựa trên d_2 , tra tiêu chuẩn \Rightarrow các thông số khác của vít như d , d_1 . Dựa vào công dụng bộ truyền, yêu cầu tự hãm hay không để chọn số mối ren n , bước ren $p \Rightarrow$ xác định góc vít γ theo biểu thức (9.1) và chiều dài phân gia công ren l_r của vít.

5) Xác định chiều cao H và số vòng ren x của đai ốc : $H = \psi_H d_2$, $x = \frac{H}{p}$.

6) Kiểm nghiệm độ bền của vít theo điều kiện (9.3) (với các vít chịu tải lớn).

7) Kiểm nghiệm vít về điều kiện ổn định theo điều kiện (9.4) (với các vít dài và chịu nén).

9.4. Đánh giá bộ truyền vít đai ốc

▪ Ưu điểm

- + Kết cấu đơn giản, dễ chế tạo, gọn.
- + Khả năng tải cao, làm việc tin cậy.
- + Làm việc êm, không ồn.
- + Tạo được lực dọc trục rất lớn (gấp hàng trăm lần lực vòng làm quay vít).
- + Có thể thực hiện các di chuyển chậm và chính xác.

▪ Nhược điểm

- + Hiệu suất thấp do ma sát trên ren.
- + Ren bị mòn nhanh do ma sát lớn.

▪ Phạm vi sử dụng

Sử dụng rộng rãi trong các thiết bị nhằm tạo lực lớn như kích vít, vít ép...; trong các cơ cấu yêu cầu chuyển vị chính xác (cơ cấu chạy dao trong máy cắt, các dụng cụ đo, các thiết bị định vị và điều chỉnh).



CÁC CHI TIẾT MÁY ĐỖ NỐI

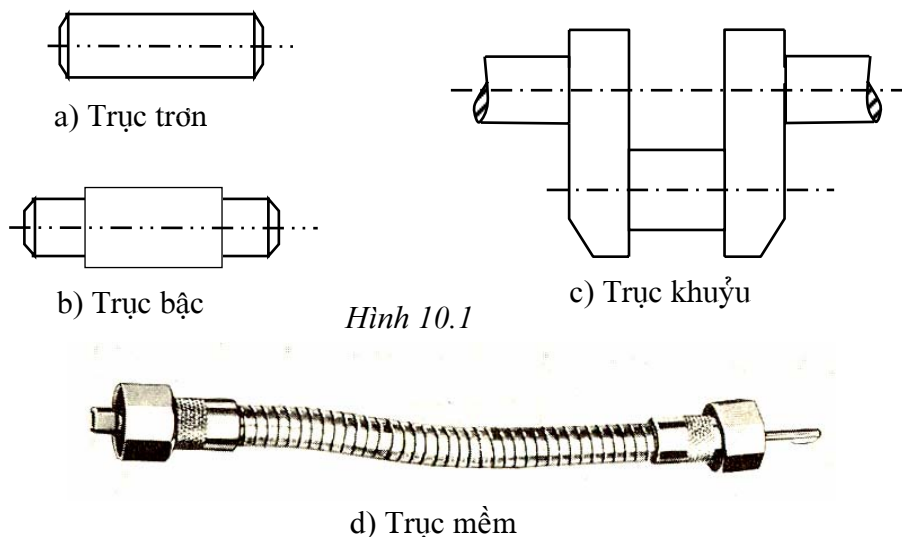
CHƯƠNG X

TRỤC

10.1. Khái niệm chung

1. Giới thiệu và phân loại trục

- Trục dùng để đỡ các chi tiết máy quay (bánh răng, đĩa xích...), để truyền momen xoắn hoặc để thực hiện cả hai nhiệm vụ trên.
- Theo đặc điểm chịu lực, phân thành :
 - + *Trục truyền* : vừa đỡ các chi tiết máy quay vừa truyền momen xoắn \Rightarrow chịu cả momen uốn lẫn momen xoắn
 - + *Trục tâm* : chỉ đỡ chi tiết máy \Rightarrow chỉ chịu momen uốn
- Theo hình dạng đường tâm trục, phân thành (hình 10.1):
 - + *Trục thẳng* : đường tâm trục là đường thẳng, loại này thông dụng
 - + *Trục khuỷu*: đường tâm trục là đường gấp khúc, dùng trong các máy bơm kiểu pittông, động cơ đốt trong...
 - + *Trục mềm* : hình dạng đường tâm trục có thể thay đổi trong quá trình chuyển động, dùng để truyền chuyển động và momen xoắn giữa các bộ phận máy có vị trí tương đối thay đổi khi làm việc.



Hình 10.1

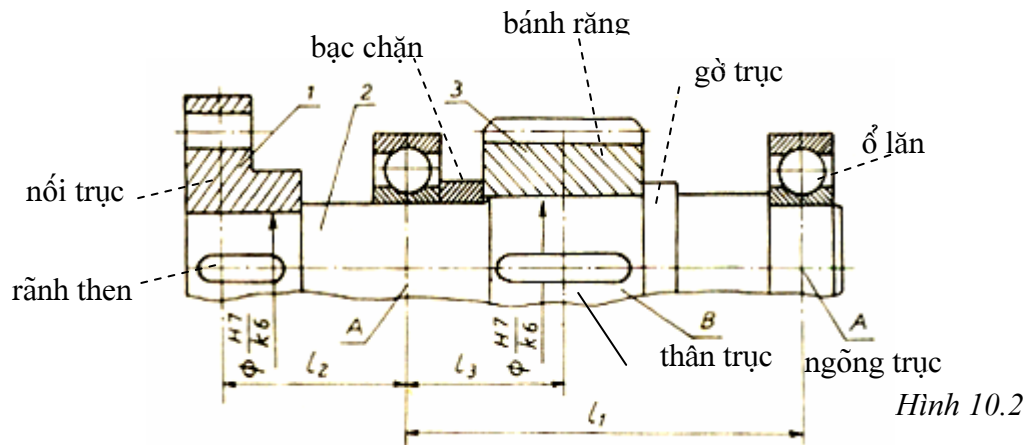
- Theo cấu tạo, phân thành : trục trơn (đường kính trục không đổi trên suốt chiều dài trục), trục bậc (có dạng trụ tròn, gồm nhiều đoạn trục có đường kính khác nhau), trục đặc, trục rỗng

2. Kết cấu và vật liệu trục

a) Kết cấu trục

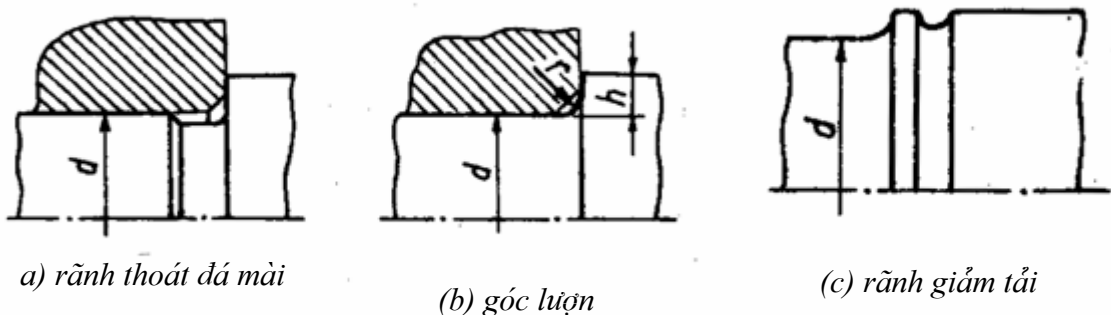
- Kết cấu trục được xác định dựa trên :
 - + Trị số và sự phân bố lực tác dụng lên trục

- + Cách bố trí và cố định các chi tiết máy trên trục
- + Phương pháp gia công, yêu cầu về lắp ghép v.v.
- Trục thường được chế tạo dưới dạng trục bậc. Trục trơn ít dùng vì không phù hợp với đặc điểm phân bố ứng suất khác nhau theo chiều dài trục và lắp ghép khó khăn. Khi cần giảm khối lượng, dùng trục rỗng (tuy nhiên giá thành chế tạo trục rỗng khá đắt).
- Trục thường bao gồm các phần chính sau :



- *Ngông trục* : phần tiếp xúc giữa trục và ổ trục. Đường kính ngông trục chỗ lắp với ổ lăn phải lấy theo giá trị tiêu chuẩn : 8; 9; 10; 12; 15; 17; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65;...
 - *Thân trục* : phần trục dùng để lắp các chi tiết máy quay (như bánh răng, bánh đai, đĩa xích, khớp nối...). Đường kính thân trục nên lấy theo dãy số tiêu chuẩn để thuận lợi cho việc kiểm tra kích thước : 15 ; 16 ; 17 ; 18 ; 19 ; 20 ; 21 ; 22 ; 24 ; 25 ; 26 ; 28 ; 30 ; 32 ; 34 ; 36 ; 38 ; 40 ; 42 ; 45 ; 48 ; 50 ; 52 ; 55 ; 60...
 - *Các đoạn trục chuyển tiếp* : phần nằm giữa hai đoạn trục có đường kính khác nhau. Các phần trục chuyển tiếp có thể là:
 - + Rãnh thoát đá mài (hình 10.3a), tuy nhiên rãnh này làm tăng tập trung ứng suất \Rightarrow chỉ dùng cho trục chịu momen uốn nhỏ.
 - + Góc lượn với bán kính không đổi hay thay đổi (hình 10.3b), giúp giảm bớt tập trung ứng suất và thường được dùng ở các trục chịu tải lớn.
- Để giảm tập trung ứng suất ở các đoạn trục chuyển tiếp, bán kính góc lượn nên lấy lớn nhất có thể được (góc lượn trên trục phải nhỏ hơn góc lượn hay cạnh vát của chi tiết máy lắp trên trục, để chi tiết máy có thể tỳ sát vào mặt định vị của vai trục).
- + Rãnh giảm tải (hình 10.3c)...

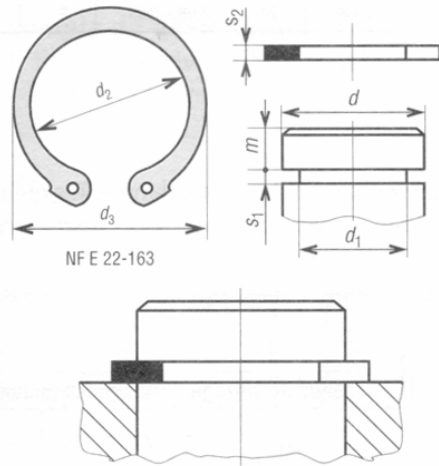
Hình 10.3



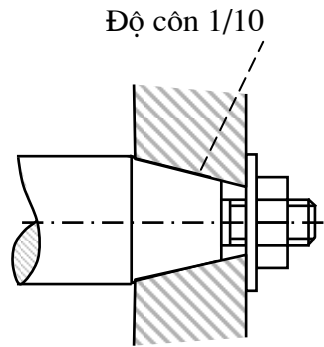
▪ **Để cố định các chi tiết máy trên trục :**

+ Theo phương *tiếp tuyến* (giữ cho chi tiết máy không quay tương đối so với trục) : dùng then, then hoa, trục định hình; ghép bằng độ dôi...

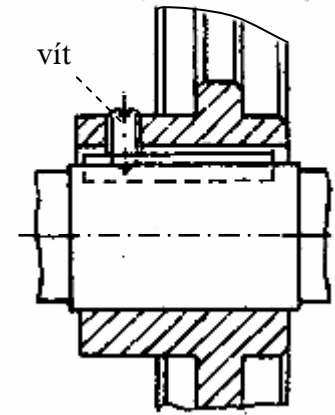
+ Theo phương *dọc trục* : dùng vai trục, gờ trục, bạc (hình 10.2), vòng hãm lò xo (hình 10.4a), vít (hình 10.4b), mặt côn + đai ốc (hình 10.4c), vòng chặn + bulông (hình 10.4c), ghép bằng độ dôi...



Hình 10.4a : Vòng hãm lò xo



Hình 10.4c :
Ghép bằng mặt côn

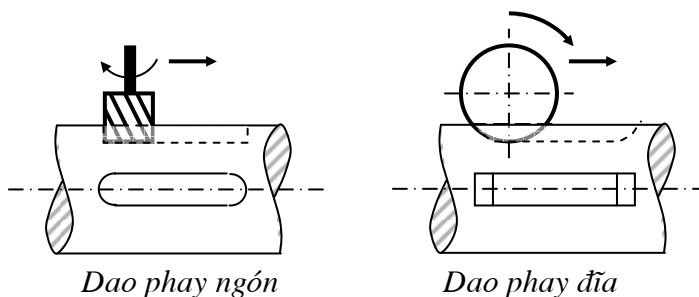


Hình 10.4b : Cố định bánh
răng trên trục bằng vít

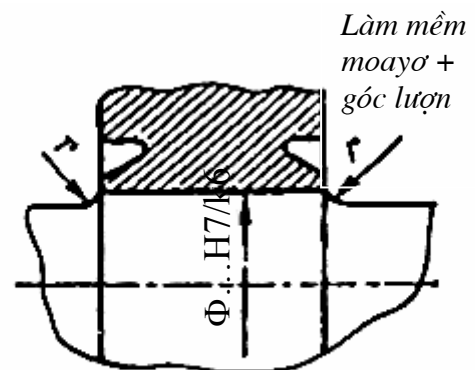
▪ **Biện pháp nâng cao độ bền mỏi của trục**

Trục chịu ứng suất thay đổi \Rightarrow thường hỏng do mỏi. Vết nứt do mỏi thường xảy ra ở chỗ tập trung ứng suất (chỗ thay đổi đường kính trục như vai trục, gờ trục, chỗ có rãnh then, rãnh lùi đá mài, chỗ ghép bằng độ dôi...) \Rightarrow Để nâng cao sức bền mỏi của trục :

+ **Về mặt kết cấu** : Tăng bán kính góc lượn ở chỗ chuyển tiếp giữa hai bậc trục; đường kính hai đoạn trục kề nhau nên chênh lệch nhau càng ít càng tốt; vát mép lỗ trên trục. Đối với rãnh then, dùng dao phay đĩa thay vì dùng dao phay ngón để phay rãnh then (hình 10.5a). Đối với mối ghép có độ dôi, chỗ tiếp xúc giữa moayơ và trục chịu tập trung ứng suất lớn \Rightarrow có thể vát mép hay tăng độ mềm của mép moayơ (làm mỏng moayơ tại phần mép - hình 10.5b).



Hình 10.5a



Hình 10.5b

+ **Về mặt công nghệ** : Dùng các phương pháp như lăn nén, phun bi để san phẳng các nhấp mô bề mặt; thấm than, thấm xianua rồi tôi để tăng độ rắn bề mặt; gia công nhẵn bề mặt trục nhằm làm giảm các nhấp mô.

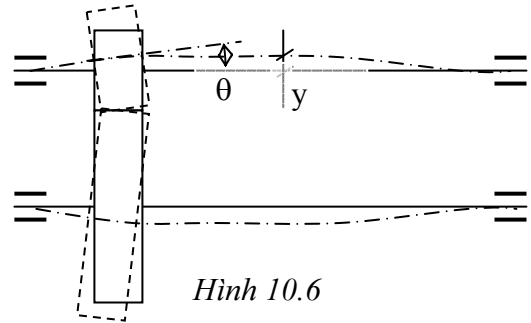
b) Vật liệu trục

- *Yêu cầu* : Độ bền cao, ít nhạy với tập trung ứng suất, có thể nhiệt luyện và dễ gia công
- Chủ yếu dùng *thép cacbon và thép hợp kim* :
 - + Trục chịu ứng suất không lớn : thép CT5 không nhiệt luyện
 - + Khi yêu cầu có khả năng tải tương đối cao : thép C35, C45, C50.. nhiệt luyện (thường hóa).
 - + Khi chịu ứng suất lớn, làm việc trong máy quan trọng : thép 40Cr, 40CrNi.. tôi cải thiện hay tôi bề mặt bằng dòng điện cao tần.
 - + Trục quay nhanh, lắp ổ trượt, ngõng trục cần có độ rắn cao : thép C20, 20Cr.. thấm than rồi tôi (\Rightarrow tăng độ chịu mòn).
- Thường dùng phôi rèn hay phôi cán để chế tạo trục, ít dùng phôi đúc.

10.2. Phương pháp tính toán thiết kế trục

1. Các dạng hỏng chủ yếu và chỉ tiêu tính toán

- Phần lớn các trục, nhất là các trục ở máy quay nhanh thường bị gãy hỏng vì mỏi do tác dụng của ứng suất thay đổi có chu kỳ \Rightarrow độ bền mỏi của trục là chỉ tiêu quan trọng nhất về khả năng làm việc của trục \Rightarrow *tính toán trục theo độ bền mỏi*.
- Khi trục chịu quá tải đột ngột, chẳng hạn khi mở máy, trục có thể bị biến dạng dư quá lớn hoặc gãy hỏng \Rightarrow cần *kiểm nghiệm trục theo độ bền tĩnh*.
- Độ ứng uốn của trục có ảnh hưởng đến sự làm việc của các chi tiết máy quay và ổ trục. Ví dụ khi trục lắp bánh răng bị võng nhiều \Rightarrow phá hỏng sự ăn khớp chính xác của cặp bánh răng \Rightarrow tải trọng phân bố không đều dọc theo bề rộng vành răng. Khi góc xoay của trục tại chỗ ổ trục quá lớn \Rightarrow làm mòn vệt mép ổ; làm thay đổi khe hở giữa ngõng trục và lót ổ, phá hủy màng dầu bôi trơn ma sát ướt trong ổ trượt (hình 10.6).



Hình 10.6

Biến dạng xoắn của các đoạn trục trong các cơ cấu như đầu phân độ máy phay, ... ảnh hưởng đến độ chính xác của chi tiết gia công. Biến dạng xoắn của trục liên bánh răng \Rightarrow tăng sự phân bố không đều của tải trọng trên bề rộng vành răng và giữa các bánh răng ...

Do vậy, bên cạnh độ bền, cũng cần *tính toán trục theo độ cứng uốn và độ cứng xoắn*.

- Đối với các trục quay nhanh, trục còn có thể bị hỏng do dao động \Rightarrow trong những trường hợp này, cũng cần *kiểm nghiệm trục về dao động*.

2. Tính toán trục về độ bền

- Chỉ tiêu quan trọng nhất đối với phần lớn các trục là *độ bền*, ngoài ra là độ cứng và đối với các trục quay nhanh là độ ổn định dao động.
- Tính thiết kế trục về độ bền bao gồm các bước sau đây : chọn vật liệu trục, xác định các ứng suất cho phép; tính sơ bộ đường kính trục; tính gần đúng đường kính các đoạn trục; kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi (tính chính xác trục), kiểm nghiệm trục về quá tải.

a) Tính sơ bộ đường kính trục

Để tính toán độ bền của trục, cần phải xác định momen xoắn, momen uốn... trên các tiết diện trục. Tuy nhiên, lúc đầu chỉ biết momen xoắn tác dụng lên trục, chưa biết kích thước các phần chủ yếu của trục (như chiều dài các đoạn trục...), nên chưa thể xác định được momen uốn \Rightarrow chưa thể xác định

chính xác đường kính các đoạn trục. Do vậy trước hết phải dựa vào momen xoắn T hoặc các công thức kinh nghiệm để xác định sơ bộ đường kính trục.

▪ Tính theo momen xoắn T

$$\text{Điều kiện bền về xoắn : } \tau = \frac{T}{W_0} \approx \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau]$$

$$\text{Suy ra : } d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{9,55 \cdot 10^6 \text{ N}}{0,2[\tau] \cdot n}} \text{ [mm]}$$

N : công suất truyền qua trục [KW], n : số vòng quay của trục trong 1 phút [vòng/phút], $[\tau]$: ứng suất xoắn cho phép.

Với vật liệu trục là thép CT5, thép 45, 40Cr có thể lấy $[\tau] = (15 \div 50) \text{ MPa}$, trị số nhỏ đối với trục vào của hộp giảm tốc, trị số lớn - trục ra.

▪ Tính theo công thức thực nghiệm

+ Đường kính đầu vào của hộp giảm tốc nối với động cơ điện bằng khớp nối :

$$d = (0,8 \div 1,2) d_{\text{động cơ}} \text{ với } d_{\text{động cơ}} : \text{đường kính trục động cơ.}$$

+ Đường kính trục bị dẫn : $d = (0,3 \div 0,35) \cdot a$ với a là khoảng cách trục.

b) Tính gần đúng đường kính các đoạn trục

Từ đường kính trục sơ bộ, định sơ bộ kết cấu trục, chiều dài các đoạn trục..., sau đó tính toán momen uốn trên các tiết diện trục. Bước tính gần đúng trục nhằm xác định đường kính các đoạn trục dựa trên tác dụng đồng thời của momen uốn và momen xoắn.

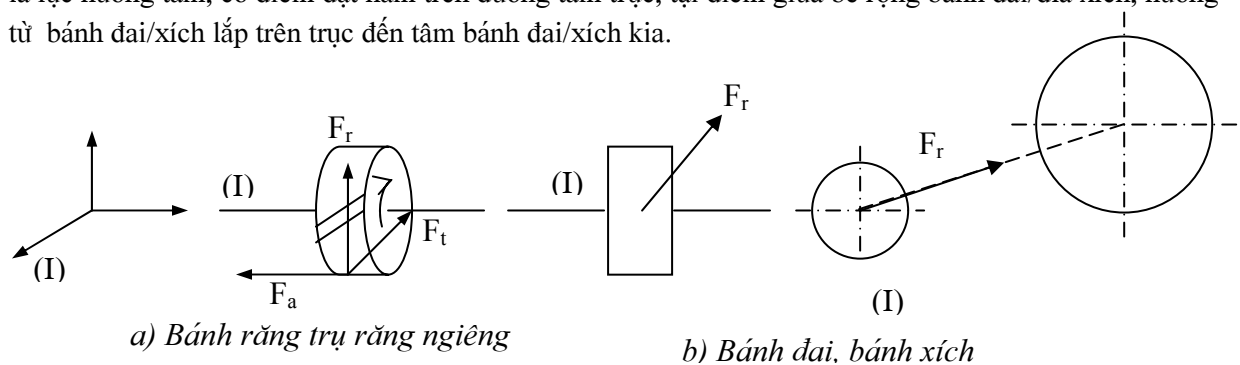
Có thể tiến hành theo các bước sau đây:

➤ Xác định tải trọng tác dụng lên trục

Tải trọng tác dụng lên trục gồm momen xoắn; lực tác dụng khi ăn khớp trong bộ truyền bánh răng, trục vít, bánh vít...; lực căng đai, lực căng xích; lực lệch tâm do sự không đồng trục khi lắp hai nửa khớp nối. Trọng lượng bản thân trục, lực ma sát trong các ổ trục thường được bỏ qua khi tính toán.

▪ Lực tác dụng khi ăn khớp trong bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng chẳng hạn, bao gồm : lực vòng F_v , lực hướng tâm F_r , lực dọc trục F_a , coi như tập trung tại tâm ăn khớp và đặt tại điểm giữa bề rộng bánh răng. Khi dời về tâm trục, lực F_t tương đương với một lực F_t đặt tại tâm trục và momen xoắn T; lực F_a tương đương với một lực F_a đặt tại tâm trục và momen uốn M_u .

▪ Đối với bộ truyền đai/xích, lực tác dụng F_r lên trục do lực căng đai/xích tạo nên. Các lực này đều là lực hướng tâm, có điểm đặt nằm trên đường tâm trục, tại điểm giữa bề rộng bánh đai/đĩa xích, hướng từ bánh đai/xích lắp trên trục đến tâm bánh đai/xích kia.

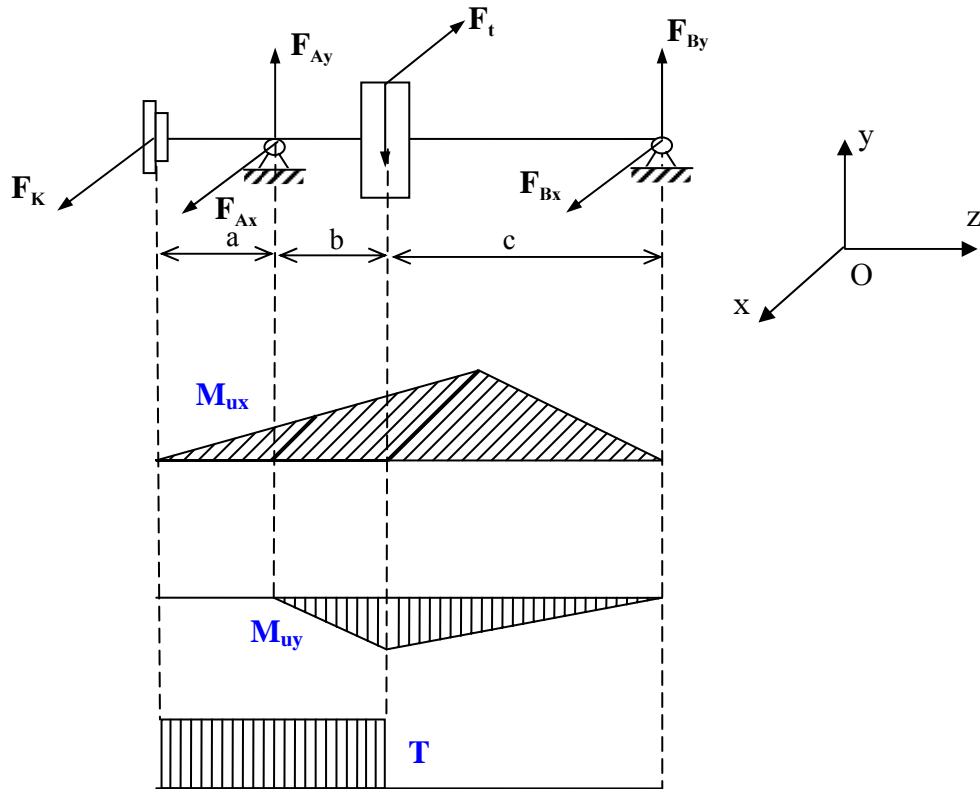


Hình 10.7: Lực tác dụng lên trục

▪ Khi dùng khớp nối, do sự không đồng tâm giữa các trục được nối \Rightarrow trên khớp nối xuất hiện lực hướng tâm F_k , tính gần đúng theo công thức : $F_k \approx (0,2 \div 0,3) \cdot F_t$ với F_t là lực vòng trên khớp nối

$F_t = \frac{2T}{D_1}$, T : momen xoắn, D_1 : đường kính vòng tròn qua tâm các chốt nếu dùng nối trực chốt đàn hồi.

Lực F_k có điểm đặt nằm trên đường tâm trục, phương chiều bất kỳ phụ thuộc sai số ngẫu nhiên khi lắp ghép khớp nối, nhưng trong sơ đồ tính toán, nên chọn phương chiều như thế nào để lực F_k làm tăng ứng suất và biến dạng do lực vòng của các chi tiết quay khác lắp trên trục gây nên.



Hình 10.8: Ví dụ về sơ đồ tính và biểu đồ mômen

➤ *Xác định chiều dài các đoạn trục, vị trí điểm đặt các lực tác dụng lên trục, vị trí điểm đặt các lực tại các ổ trục.*

+ Dựa trên đường kính trục sơ bộ \Rightarrow tiến hành định sơ bộ kết cấu trục. Khi xác định đường kính các đoạn trục, cần dựa vào các yêu cầu về lắp ghép : tháo lắp thuận tiện; yêu cầu về công nghệ : thuận tiện khi gia công; yêu cầu về cố định và định vị các chi tiết máy trên trục...

+ Từ đường kính chỗ lắp ổ trục \Rightarrow tra sổ tay ổ lăn để tìm chiều rộng ổ lăn hay xác định chiều dài ổ trượt. Dựa vào đường kính trục chỗ lắp bánh răng, bánh vít, bánh xích, bánh đai, khớp nối \Rightarrow xác định chiều dài moayơ của các chi tiết máy nói trên.

+ Dựa vào sơ đồ động của trục và điều kiện làm việc cụ thể, chiều dài moayơ của các chi tiết quay, chiều rộng ổ, khe hở cần thiết và một số yếu tố khác để xác định chiều dài các đoạn trục.

+ Xác định vị trí điểm đặt các lực tác dụng lên trục, vị trí điểm đặt các lực tại ổ trục.

➤ *Lập sơ đồ tính toán trục*

Trục được xem như một dầm đặt trên các gối tựa là các ổ trục (hình 10.8).

➤ *Tính phản lực tác dụng tại các gối đỡ trong mặt phẳng zOy và zOx. Vẽ biểu đồ momen uốn M_{uy} và M_{ux} trong các mặt phẳng zOy và zOx. Vẽ biểu đồ momen xoắn T*

➤ *Tính momen uốn tổng M_u và momen tương đương M_{td} tại các tiết diện nguy hiểm*

$$M_u = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$$

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75T^2} \quad [\text{Nmm}]$$

➤ *Tính đường kính trục tại các tiết diện nói trên*

Ta có :
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

Với $[\sigma]$: ứng suất cho phép của thép làm trục (tra bảng trong các sổ tay thiết kế).

➤ *Định kết cấu trục*

Dựa theo đường kính của các tiết diện trục vừa tính được và chiều dài các đoạn trục tương ứng, đồng thời chú ý đến yêu cầu về lắp ghép (tháo lắp thuận tiện, không làm hỏng các bề mặt trục) và yêu cầu công nghệ (bảo đảm độ chính xác và thuận tiện khi gia công), yêu cầu về cố định và định vị các chi tiết máy trên trục, để xác định đầy đủ kết cấu trục.

c) Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi (tính chính xác trục)

▪ Trên đây, khi xác định đường kính trục, chưa xét đến một số yếu tố ảnh hưởng đến độ bền mỏi của trục như đặc tính thay đổi của chu kỳ ứng suất, các yếu tố gây tập trung ứng suất, yếu tố kích thước, chất lượng bề mặt .v.v... Vì vậy sau khi định kết cấu trục, cần kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi có xét đến các yếu tố ảnh hưởng nêu trên.

▪ Kết cấu trục vừa thiết kế bảo đảm độ bền mỏi nếu hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm thỏa mãn điều kiện :

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s] \quad (10.1)$$

Trong đó : $[s] = 1,5 \div 2$: hệ số an toàn cho phép. Khi cần tăng độ cứng trục, lấy $[s] = 2,5 \div 3$ và không cần kiểm tra độ cứng của trục.

s_{σ} : hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất uốn :

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\beta \cdot \epsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}$$

s_{τ} : hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất xoắn :

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\beta \cdot \epsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}$$

Với : $\sigma_{-1}; \tau_{-1}$: giới hạn mỏi uốn và mỏi xoắn trong chu trình đối xứng của mẫu nhẵn có đường kính 7÷10mm

$\sigma_a; \tau_a$: biên độ ứng suất uốn và ứng suất xoắn trong tiết diện của trục

$\sigma_m; \tau_m$: ứng suất uốn và ứng suất xoắn trung bình

$\psi_{\sigma}; \psi_{\tau}$: hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi

$\epsilon_{\sigma}; \epsilon_{\tau}$: hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước tiết diện trục đến độ bền mỏi

$k_{\sigma}; k_{\tau}$: hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và khi xoắn

β : hệ số tăng bền bề mặt

▪ Nếu không thỏa mãn điều kiện (10.1) có thể :

+ Tăng đường kính trục hoặc chọn vật liệu có độ bền cao hơn.

+ Tìm các biện pháp giảm tập trung ứng suất (ví dụ, dùng dao phay đĩa thay vì dùng dao phay ngón để phay rãnh then, tăng bán kính góc lượn) hoặc dùng các biện pháp tăng bền bề mặt.

▪ Cách xác định ứng suất trong các tiết diện trục

Dưới tác dụng của momen uốn M_u và momen xoắn T , trong các tiết diện trục xuất hiện ứng suất xoắn τ và ứng suất uốn σ_u (bỏ qua ứng suất kéo hoặc nén do lực dọc trục sinh ra).

- Ứng suất uốn trên trục thay đổi theo *chu trình đối xứng* :

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M_u}{W_u}$$

với : W_u : momen chống uốn của tiết diện trục.

$$\text{Trục đặc, tiết diện tròn, đường kính } d : W_u = \frac{\pi d^3}{32}$$

- Ứng suất xoắn trên trục thay đổi theo :

+ *Chu trình mạch động* nếu trục quay *một* chiều :

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_0}$$

với : W_0 : momen chống xoắn của tiết diện trục.

$$\text{Trục đặc, tiết diện tròn, đường kính } d : W_0 = \frac{\pi d^3}{16}$$

+ *Chu trình đối xứng* nếu trục quay *hai* chiều :

$$\tau_m = 0; \tau_a = \tau_{\max} = \frac{T}{W_0}$$

d) Kiểm nghiệm trục về độ bền quá tải

Điều kiện bền khi chịu quá tải :

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{qt}$$

(theo thuyết bền thế năng biến đổi hình dáng)

$$\text{Với : } \sigma_u = \frac{M_{qt}}{W_u} \quad \text{và : } \tau = \frac{T_{qt}}{W_0}$$

Trục tiết diện tròn, đường kính d : $W_u = 0,1d^3$; $W_0 = 0,2d^3$

$[\sigma]_{qt}$, T_{qt} : momen uốn và momen xoắn quá tải tại tiết diện nguy hiểm

3. Tính trục về độ cứng

a) Tính độ cứng uốn

Điều kiện bảo đảm độ cứng uốn của trục : $f \leq [f]$; $\varphi \leq [\varphi]$

Với : f , φ : độ võng, góc xoay của tiết diện trục; $[f]$, $[\varphi]$: độ võng, góc xoay cho phép

b) Tính độ cứng xoắn

Điều kiện bảo đảm độ cứng xoắn của trục : $\theta \leq [\theta]$

Với : θ : góc xoắn của trục; $[\theta]$: góc xoắn cho phép.

Các giá trị của f , φ và θ được định theo phương pháp của môn học Sức bền vật liệu.

4. Tính toán trục về dao động

▪ Khi trục làm việc, dao động xuất hiện do sự thay đổi có chu kỳ của tải trọng, do sự không cân bằng của các khối lượng quay (\Rightarrow gây ra lực quán tính ly tâm). Trục có thể dao động ngang, dao động dọc, dao động xoắn.

▪ Đối với phần lớn các trục quay nhanh, lực kích thích chủ yếu là lực ly tâm do các chi tiết máy quay mất cân bằng gây ra. Tần số dao động của lực ly tâm bằng tần số quay của trục. Khi tần số quay của trục bằng hoặc bằng bội số của tần số dao động riêng của trục thì xảy ra hiện tượng cộng hưởng. Vận tốc góc của trục khi xảy ra cộng hưởng gọi là *vận tốc góc tới hạn*.

Để tránh cộng hưởng, thường cho trục làm việc thấp hơn hay cao hơn vận tốc góc tới hạn.

- Tính toán trục về dao động là một bài toán phức tạp. Ở đây chỉ xét bài toán đơn giản về dao động ngang của trục do lực ly tâm gây nên.

Xét một trục có lắp một đĩa có khối lượng m , trọng tâm của đĩa nằm cách đường tâm trục một khoảng e và đĩa đặt cách đều hai ổ trục. Bỏ qua ảnh hưởng của khối lượng trục.

Khi trục quay đều với vận tốc góc ω , lực ly tâm Q tác dụng lên trục làm trục bị võng một lượng y .

Ta có : $Q = m\omega^2(y + e)$ (10.2)

Trong đó : $y = \frac{Ql^3}{48EJ}$

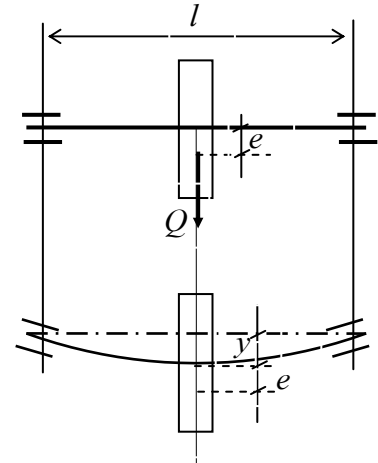
Với J : momen quán tính của tiết diện trục, l : khoảng cách hai gối đỡ trục, E : môđun đàn hồi.

Suy ra : $Q = \frac{48EJ}{l^3} \cdot y = Cy$ (10.3)

Với $C = \frac{48EJ}{l^3}$ là lực gây nên độ võng bằng một đơn vị.

Từ (10.2) và (10.3), suy ra : $m\omega^2(y + e) = Cy$

$\Rightarrow \boxed{y = \frac{e}{\frac{C}{m\omega^2} - 1}}$ (10.4)



Hình 10.8

Từ (10.4), ta thấy : khi ω tăng thì y tăng. Khi $\omega = \sqrt{\frac{C}{m}}$ thì $y \rightarrow \infty$, khi đó xảy ra hiện tượng cộng hưởng, trục sẽ bị phá hỏng. Vận tốc góc tới hạn của trục : $\omega_{th} = \sqrt{\frac{C}{m}}$.

Số vòng quay tới hạn của trục trong một phút : $n_{th} = \frac{60}{2\pi} \omega_{th} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{m}}$

Nếu gọi y_t là độ võng tĩnh do trọng lượng $G = m \cdot g$ của trục gây ra thì $y_t = \frac{G}{C} \Rightarrow C = \frac{G}{y_t} = \frac{mg}{y_t}$.

Từ đó suy ra : $\boxed{n_{th} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{y_t}}}$ (10.5)

Như vậy để tránh cộng hưởng làm hỏng trục, vận tốc quay của trục khi làm việc ổn định phải nhỏ hơn hay lớn hơn vận tốc tới hạn.



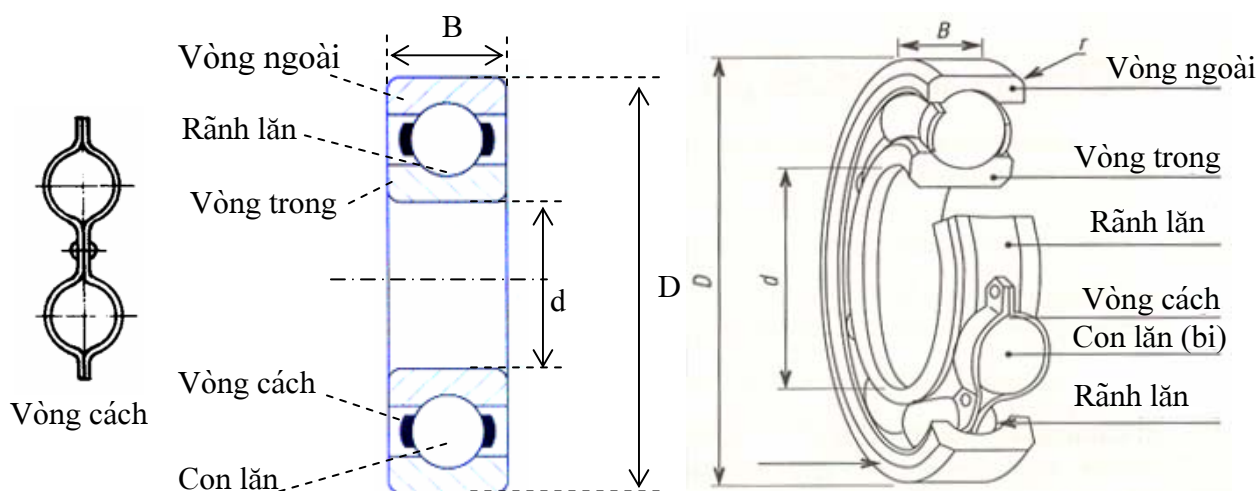
- Ổ trục được dùng để đỡ trục, giữ cho trục có vị trí xác định trong không gian, tiếp nhận tải trọng và truyền đến bộ máy.
- Tùy theo dạng ma sát trong ổ phân thành : ổ trượt (ma sát trong ổ là ma sát trượt) và ổ lăn (ma sát trong ổ là ma sát lăn).
- Theo khả năng tiếp nhận tải trọng, phân thành : ổ đỡ, chịu tải trọng hướng tâm (tải trọng vuông góc với đường tâm ngỗng trục); ổ đỡ chặn, chịu đồng thời tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục; ổ chặn, chịu tải trọng dọc trục.

Chương này nghiên cứu về ổ lăn.

11.1. Khái niệm chung

1. Giới thiệu về ổ lăn

- Ổ lăn gồm 4 bộ phận chính : vòng trong (3) lắp với ngỗng trục, vòng ngoài (1) lắp với vỏ máy hay thân máy, con lăn (3), vòng cách (4) (hình 12.1a).
- Ma sát sinh ra giữa vòng trong, vòng ngoài và con lăn là ma sát lăn, hệ số ma sát lăn tương đối nhỏ \rightarrow tổn thất ma sát rất ít.



Hình 12.1a : Ổ bi đỡ một dãy

- Khi làm việc, một trong hai vòng quay, vòng kia đứng yên. Vòng cách có tác dụng giữ cho các con lăn không tiếp xúc với nhau \rightarrow giảm mòn cho các con lăn. Rãnh lăn (trong ổ bi) nhằm giảm ứng suất tiếp xúc σ_H trên bi, hạn chế bi di động dọc trục.
- Con lăn có các loại : bi, đĩa trụ, đĩa trống, đĩa côn, đĩa kim (đĩa trụ nhỏ và dài), đĩa (trụ) xoắn (con lăn hình trụ rỗng, làm bằng băng thép mỏng cuộn lại \Rightarrow có tính đàn hồi cao) (hình 12.1b).

2. Phân loại ổ lăn

- Theo khả năng tiếp nhận tải trọng, phân thành :
 - + Ổ đỡ : chịu lực hướng tâm F_r , không chịu hoặc chỉ chịu một phần nhỏ lực dọc trục F_a .
 - + Ổ đỡ chặn : chịu được đồng thời cả lực hướng tâm F_r và lực dọc trục F_a .

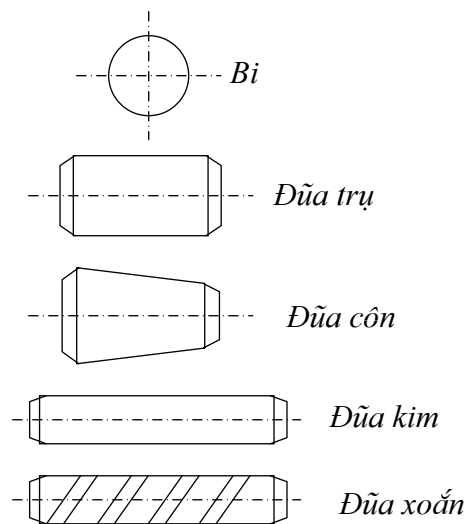
+ Ổ chặn : chỉ chịu được lực dọc trục F_a .

- Theo hình dạng con lăn, phân thành : ổ bi (con lăn là viên bi hình cầu) và ổ đĩa (con lăn có dạng hình đĩa).
- Theo số dãy con lăn, phân thành : ổ một dãy, ổ hai dãy, ổ bốn dãy...
- Với cùng đường kính trong d , tùy theo bề rộng B có cỡ ổ khác nhau : ổ hẹp, ổ bình thường, ổ rộng, ổ rất rộng.

Với cùng đường kính trong d , tùy theo đường kính ngoài D có các cỡ ổ khác nhau : cỡ đặc biệt nhẹ, cỡ nhẹ, cỡ trung bình, cỡ nặng.

Loại và cỡ ổ khác nhau \Rightarrow khả năng tải và khả năng làm việc với vận tốc cao sẽ khác nhau.

- Theo khả năng tự lựa của ổ, phân thành : ổ tự lựa và ổ không tự lựa. Ổ tự lựa : mặt trong của vòng ngoài là mặt cầu \Rightarrow góc nghiêng giữa đường trục vòng trong và vòng ngoài cho phép từ 2° - 3° (thường sử dụng cho các kết cấu không thể khắc phục được sai số về đồng tâm khi lắp ghép, đối với các trục dài và bị dẫn nổ nhiều do nhiệt độ tăng khi làm việc).



Hình 12.1b : Con lăn

3. Độ chính xác chế tạo của ổ lăn

Độ chính xác chế tạo ổ lăn quyết định bởi độ chính xác của các kích thước lắp ghép các vòng ổ và độ chính xác khi quay (độ đảo hướng tâm, độ đảo dọc trục...).

Tiêu chuẩn quy định 5 cấp chính xác : 0, 6, 5, 4, 2 (theo thứ tự độ chính xác tăng dần).

Thường dùng cấp chính xác 0 (hộp giảm tốc, hộp tốc độ, các kết cấu thông thường trong ngành cơ khí). Cấp chính xác cao hơn được dùng trong trục chính máy cắt kim loại, trục trong các dụng cụ đo chính xác...

4. Các loại ổ lăn thường dùng

Ổ lăn nói chung được tiêu chuẩn hóa và được sản xuất tập trung trong các nhà máy chuyên môn hóa (tiêu chuẩn Việt nam TCVN-3776-83). Có nhiều loại và nhiều cỡ kích thước khác nhau. Ở đây, giới thiệu một số loại chính được sử dụng nhiều nhất.

a) Ổ bi đỡ một dãy

Chủ yếu chịu lực F_r , đồng thời có thể chịu được lực F_a nhỏ (khoảng 70% lực hướng tâm không dùng hết). Góc nghiêng cho phép của trục : $[\theta] = 15^\circ - 20^\circ$. Ưu điểm: rẽ tiền, kết cấu gối đỡ đơn giản, chịu được tải trọng tương đối lớn, hệ số ma sát khá nhỏ. Nhược điểm : chịu tải trọng va đập kém do tiếp xúc điểm (hình 12.1a).

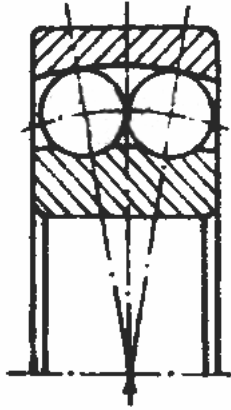
Dùng thích hợp với các trục ngắn có hai ổ với $l/d < 10$ với l : khoảng cách hai gối đỡ, d : đường kính ngoài trục.

b) Ổ bi đỡ lòng cầu hai dãy - Ổ đĩa đỡ lòng cầu hai dãy

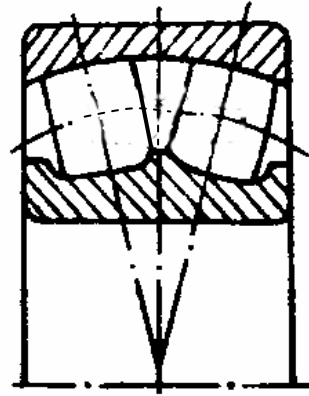
Chủ yếu để chịu lực hướng tâm F_r , nhưng cũng có thể chịu được lực dọc trục F_a khá nhỏ (khoảng 20% lực hướng tâm không dùng hết). Có khả năng tự lựa (do lòng trong của vòng ngoài là mặt cầu, con lăn trong ổ đĩa đỡ có dạng hình tròn) (hình 12.2, 12.3 và 12.4). Góc nghiêng cho phép của trục : $[\theta] = 2^\circ - 3^\circ$.

So với ổ bi đỡ lòng cầu hai dây cùng kích thước, khả năng chịu lực hướng tâm F_r của ổ đĩa đỡ lòng cầu hai dây gấp đôi, giá thành cao hơn.

Dùng thích hợp cho các trục truyền chung có nhiều ổ trục, các trục bị uốn nhiều hoặc trong trường hợp khó bảo đảm lắp các ổ trục được đồng tâm (trục máy dẹt, máy nghiền bi, máy sàng rung ...)



Hình 12.2 : Ổ bi đỡ lòng cầu hai dây (không vẽ vòng cách)

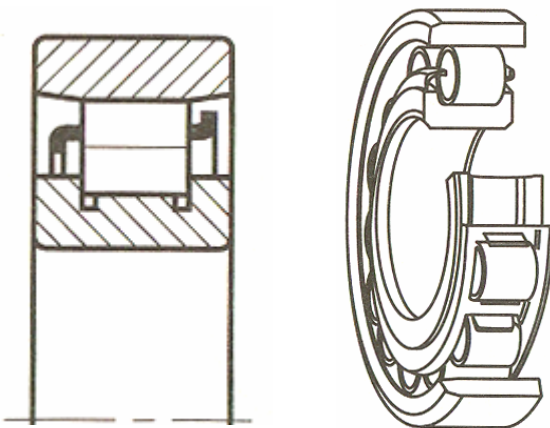


Hình 12.3 : Ổ đĩa đỡ lòng cầu hai dây (không vẽ vòng cách)

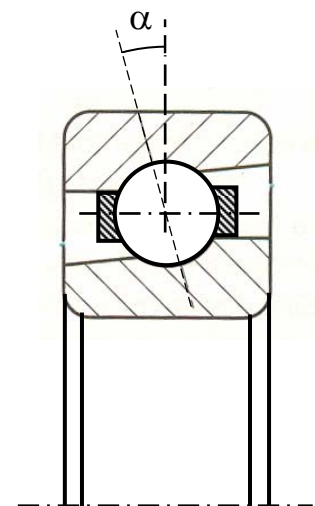


Hình 12.4 : Ổ đĩa đỡ lòng cầu hai dây

c) Ổ đĩa trụ ngắn đỡ một dây



Hình 12.5 : Ổ đĩa trụ ngắn đỡ một dây



Hình 12.6 : Ổ bi đỡ chặn một dây

So với ổ bi đỡ một dãy cùng kích thước, loại này chịu được lực hướng tâm F_r lớn hơn (khoảng 1,7 lần), chịu va đập tốt hơn (nhờ diện tích tiếp xúc lớn hơn). Tuy nhiên, không chịu được lực dọc trục F_a , không cho phép trục nghiêng (ổ có yêu cầu cao về lắp đồng tâm) và đắt tiền hơn ổ bi đỡ một dãy (khoảng 1,2 lần) (hình 12.5).

Thường dùng trong hộp giảm tốc, trục chính của các máy cắt kim loại.

d) Ổ bi đỡ chặn một dãy

Tiếp nhận được cả lực hướng tâm F_r và lực dọc trục F_a (một chiều).

Khả năng chịu lực hướng tâm F_r khoảng 1,3 - 1,4 lần ổ bi đỡ một dãy cùng kích thước.

Khả năng chịu lực dọc trục F_a phụ thuộc vào góc tiếp xúc α ($\alpha = 12^\circ, 26^\circ, 36^\circ$). Khi α càng lớn \Rightarrow khả năng chịu lực dọc trục F_a càng lớn, nhưng tốc độ giới hạn của ổ giảm (hình 12.6).

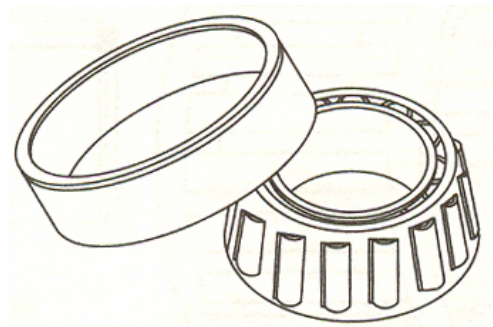
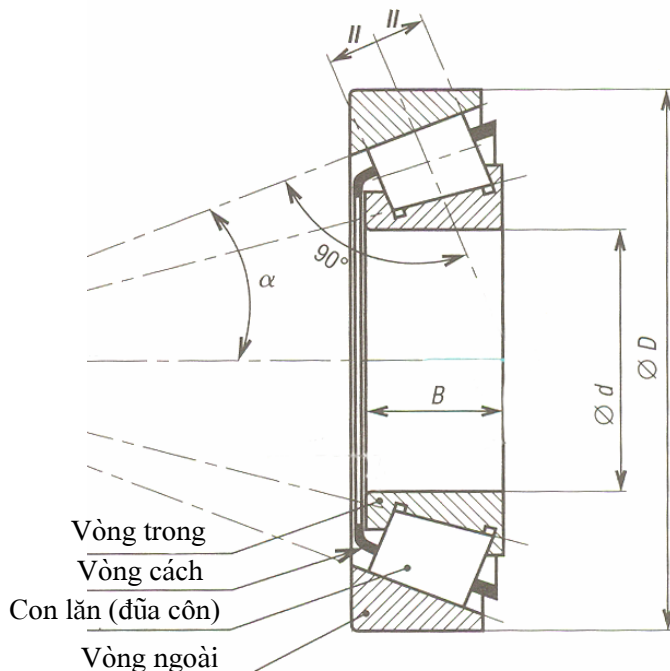
e) Ổ đĩa côn đỡ chặn

Tiếp nhận cả lực hướng tâm F_r và lực dọc trục F_a (một chiều) khá lớn. Khả năng chịu lực hướng tâm F_r khoảng 1,7 lần ổ bi đỡ một dãy cùng kích thước, chịu được lực dọc trục F_a lớn hơn so với ổ bi đỡ chặn. Điều chỉnh khe hở và bù lại lượng mòn thuận tiện (hình 12.18).

Để bảo đảm đĩa lăn không trượt trong rãnh lăn, các đỉnh côn của đĩa và bề mặt rãnh lăn phải trùng nhau (hình 12.7).

Góc tiếp xúc α bằng 1/2 góc đỉnh côn của mặt rãnh lăn trên vòng ngoài (hình 12.7) : $\alpha = 10^\circ - 16^\circ$. Góc côn của đĩa : $1,5^\circ - 2^\circ$.

Thường dùng trong các trục lắp bánh răng côn, bánh răng nghiêng trong các hộp giảm tốc công suất lớn.



Hình 12.7 : Ổ đĩa côn đỡ chặn

f) Ổ đĩa trụ dài (ổ kim)

Con lăn ổ đây là đĩa kim, nghĩa là đĩa trụ dài và nhỏ.

Số đĩa kim nhiều gấp mấy lần số đĩa trong các ổ đĩa thông thường.

Ổ kim có thể thiếu vòng trong hay vòng ngoài, chịu được lực hướng tâm F_r rất lớn, nhưng không chịu được lực dọc trục F_a ; tuổi thọ thấp (hình 12.8).

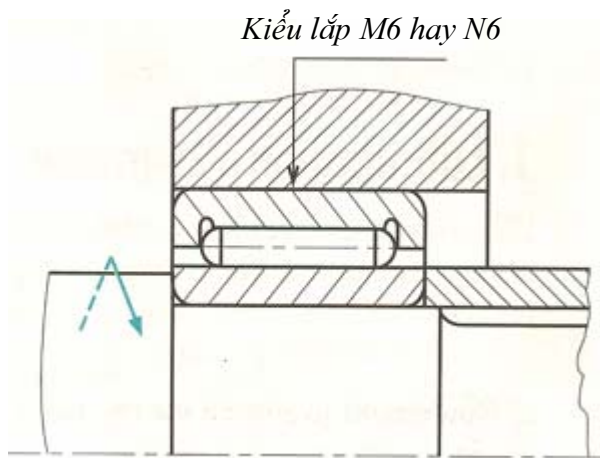
Ổ kim được dùng ở những chỗ yêu cầu kích thước hạn chế theo phương hướng kính (trục khuỷu, hộp tốc độ của máy cắt kim loại, bơm bánh răng...).

g) Ổ chặn

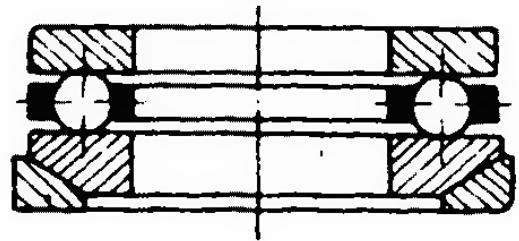
Chỉ chịu được lực dọc trục F_a . Làm việc với vận tốc thấp và trung bình (khi vận tốc cao, ổ chặn làm việc không tốt do tác hại của lực ly tâm và momen con quay).

Ổ bi chặn có kiểu một lớp hoặc hai lớp. Ổ một lớp (hình 12.9) có một vòng được lắp chặt trên trục, còn vòng kia lắp có khe hở và ổ chịu được lực dọc trục một chiều.

Ổ chặn được dùng trong gối đỡ cần trục quay, bộ ly hợp...



Hình 12.8 : Ổ đĩa kim



Hình 12.9 : Ổ bi chặn một lớp

11.2. Lực và ứng suất trong 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 cho các con lăn trong ổ đỡ. Những con lăn nằm ở phía dưới, trong vùng chịu tải, choán một cung không quá 180° mới chịu lực. Con lăn nằm trong mặt phẳng tác dụng của lực F_r chịu lực lớn nhất F_0 (hình 12.10).

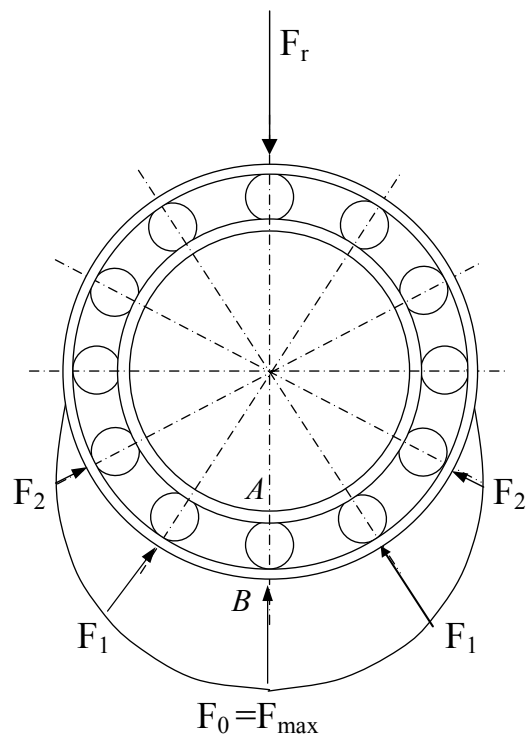
Điều kiện cân bằng của vòng trong :

$$F_r = F_0 + \sum_{i=1}^n 2F_i \cdot \cos i\gamma$$

Với : $\gamma = \frac{2\pi}{z}$, n là một nửa số con lăn nằm

trong vùng chịu tải : $n \leq z/4$, z là số con lăn.

▪ Khi giả sử vòng ổ không bị uốn dưới tác dụng của lực và ổ không có khe hở hướng



Hình 12.10: Sự phân bố lực trên các con lăn (ổ đỡ)

tâm, tính toán cho **ổ bi đỡ**, người ta suy được :

$$F_0 = \frac{F_r}{1 + 2 \cdot \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma} = \frac{k \cdot F_r}{z}$$

Trong đó : $k = z / (1 + 2 \cdot \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma)$

Lấy trung bình $z = 15 \Rightarrow K = 4,37 \Rightarrow F_0 \approx 4,37 \cdot \frac{F_r}{z}$

▪ Nếu xét đến ảnh hưởng của khe hở hướng tâm và sự không chính xác của kích thước các chi tiết trong ổ \Rightarrow số con lăn chịu tải sẽ ít hơn \Rightarrow có thể lấy : $F_0 = 5 \cdot \frac{F_r}{z}$

▪ Như vậy, sự phân bố tải trọng phụ thuộc khá nhiều vào kích thước khe hở trong ổ và độ chính xác về hình dáng các chi tiết trong ổ \Rightarrow công nghệ chế tạo ổ đòi hỏi độ chính xác rất cao. Do mòn trong quá trình sử dụng \Rightarrow khe hở hướng tâm tăng dần \Rightarrow số con lăn chịu tải giảm xuống \Rightarrow tải trọng F_0 tăng lên, khiến ổ càng mòn nhanh \Rightarrow trong quá trình làm việc, chất lượng của ổ ngày một kém đi cho đến khi bị hư hỏng.

2. Ứng suất tiếp xúc trong ổ lăn

▪ Dưới tác dụng của lực hướng tâm F_r , tại vùng tiếp xúc giữa con lăn với vòng trong và vòng ngoài xuất hiện ứng suất tiếp xúc σ_H .

Tại điểm A và điểm B (hình 12.10) cùng chịu lực lớn nhất F_0 , tuy nhiên ứng với điểm A, hai mặt tiếp xúc là hai mặt lồi, còn tại điểm B, hai mặt tiếp xúc là một mặt lồi và một mặt lõm \Rightarrow ứng suất tiếp xúc có trị số lớn nhất σ_{Hmax} tại điểm tiếp xúc A giữa vòng trong và con lăn, khi điểm này nằm trên phương tác dụng của lực F_r .

▪ Khi ổ lăn làm việc, mỗi điểm trên bề mặt ổ và con lăn sẽ đi vào vùng tiếp xúc, chịu tải tăng dần rồi thôi tải khi ra khỏi vùng tiếp xúc $\Rightarrow \sigma_H$ thay đổi theo *chu kỳ mạch động gián đoạn*.

▪ Tần số thay đổi của σ_H (và do đó khả năng tải của ổ) phụ thuộc vòng nào quay :

+ Khi vòng trong quay, vòng ngoài đứng yên, cứ sau một vòng quay, một điểm trên vòng trong sẽ chịu một lần ứng suất σ_{Hmax} .

+ Khi vòng ngoài quay, vòng trong đứng yên \Rightarrow cứ mỗi lần con lăn vào tiếp xúc với điểm A, vòng trong chịu một lần ứng suất $\sigma_{Hmax} \Rightarrow$ trong trường hợp này, tần số thay đổi của ứng suất tiếp xúc trên vòng trong tăng lên \Rightarrow ổ chóng bị hỏng vì mỗi hơn.

11.3. Tính toán ổ lăn

Ổ lăn được tiêu chuẩn hóa và được chế tạo với độ chính xác cao. Khi thiết kế máy, không thiết kế ổ mà chỉ cần chọn loại ổ và cỡ kích thước ổ phù hợp.

1. Các dạng hỏng chủ yếu và chỉ tiêu tính toán ổ lăn

a) Các dạng hỏng chủ yếu

▪ Tróc vì mỏi bề mặt làm việc

Do kết quả tác dụng lâu dài của ứng suất tiếp xúc σ_H thay đổi có chu kỳ.

Đây là dạng hỏng chủ yếu đối với các ổ lăn làm việc trong điều kiện bình thường (tải trọng và số vòng quay lớn và trung bình) và được che kín không có các hạt kim loại và bụi lọt vào.

▪ **Biến dạng dư bề mặt**

Do tác dụng của tải trọng va đập hoặc do tải trọng tĩnh quá lớn. Đây là dạng hỏng chủ yếu đối với các ổ chịu tải trọng lớn và quay chậm hoặc không quay.

- Ngoài ra, khi ổ làm việc còn xuất hiện các dạng hỏng khác :
 - *Mòn vòng ổ và con lăn* do môi trường làm việc nhiều bụi bặm.
 - *Vỡ vòng cách* do tác dụng của lực ly tâm (thường thấy ở các ổ quay nhanh).
 - *Vỡ vòng ổ và con lăn* (thường do ổ bị quá tải, va đập hoặc lắp ghép không chính xác).
- Xuất phát từ hai dạng hỏng cơ bản là *tróc rỗ bề mặt làm việc* và *biến dạng dư* lớp bề mặt, người ta tiến hành thực nghiệm để xác định hai đặc trưng cơ bản về khả năng làm việc của ổ : khả năng tải động và khả năng tải tĩnh.

b) Chỉ tiêu tính toán

Tính toán ổ lăn xuất phát từ hai chỉ tiêu:

- Tính theo *khả năng tải động* (theo độ bền lâu) để tránh tróc vì mỗi bề mặt làm việc (với ổ lăn làm việc với số vòng quay trong một phút n cao hay tương đối cao)
- Tính theo *khả năng tải tĩnh* để tránh biến dạng dư bề mặt (với ổ lăn làm việc với n thấp hay đứng yên)

2. Chọn kích thước ổ lăn theo khả năng tải động

a) Khả năng tải động của ổ lăn

Bề mặt con lăn và các vòng ổ chịu tác dụng của ứng suất tiếp xúc σ_H thay đổi có chu kỳ.

Phương trình đường cong mỏi :

$$\sigma_H^{m_H} \cdot N = \text{const} \quad (12.1)$$

N : số chu kỳ thay đổi ứng suất (số chu kỳ chịu tải), m_H : bậc của đường cong mỏi tiếp xúc

Do σ_H có quan hệ với tải trọng Q [N] tác dụng lên ổ, còn N có quan hệ với tuổi thọ L [triệu vòng quay] \Rightarrow Bằng thực nghiệm cũng xây dựng được quan hệ :

$$Q^q \cdot L = \text{const} \quad (12.2)$$

Trong đó :

Q là tải trọng quy ước (tải trọng hướng tâm đối với ổ đỡ và ổ đỡ chặn khi vòng ngoài không quay, hay tải trọng dọc trục đối với ổ chặn khi một trong hai vòng quay); $q = 3$ đối với ổ bi và $q = 10/3$ đối với ổ đĩa (hình 12.11).

Có thể viết lại (2) như sau :

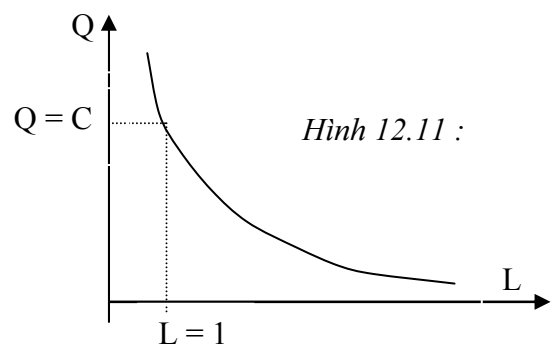
$$Q^q \cdot L = C^q$$

$$\Rightarrow \boxed{C = Q \cdot L^{1/q}}$$

(12.3)

Với $L = 1$ triệu vòng quay, ta có : $C = Q$.

C được gọi là *khả năng tải động của ổ lăn*.



Hình 12.11 :

Như vậy khả năng tải động của ổ lăn là tải trọng không đổi [N] mà ổ (có vòng ngoài đứng yên) có thể chịu được với tuổi thọ (số chu kỳ làm việc cho đến hỏng) là $L = 1$ triệu vòng quay.

Khả năng tải động C được cho trong các sổ tay thiết kế phụ thuộc loại ổ và kích thước ổ.

Ghi chú

Công thức (12.3) chỉ đúng khi $n \geq 10$ vòng/phút và $n < n_{th}$ số vòng quay tới hạn của ổ đang xét (n_{th} tra bảng trong các sổ tay thiết kế).

b) Chọn kích thước ổ lăn theo khả năng tải động

- Nếu $n \geq 10$ vòng/phút \Rightarrow ổ lăn được chọn theo khả năng tải động để bảo đảm độ bền lâu (tuổi thọ) của ổ (nhằm tránh dạng hỏng tróc rỗ bề mặt làm việc).

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

$$C_{tinh} = Q \cdot L^{\frac{1}{q}}$$

Trong đó : Q là tải trọng làm việc quy ước [kN]

L là tuổi thọ cần thiết [triệu vòng quay]

$q = 3$ (ổ bi); $q = 10/3$ (ổ đĩa)

Tra bảng trong sổ tay thiết kế, chọn ổ có đường kính trong d bằng đường kính ngõng trục lắp ổ (đã được xác định khi thiết kế trục), có khả năng tải động C thỏa mãn điều kiện :

$$C_{tinh} \leq C$$

Dựa vào đường kính d đã chọn, sẽ tra được các kích thước khác của ổ lăn như đường kính ngoài D , bề rộng ổ B , đường kính con lăn...

Ghi chú :

+ Trường hợp $1 \leq n \leq 10$ v/ph \Rightarrow cũng tính chọn ổ theo khả năng tải động nhưng lấy $n = 10$ vòng/phút để tính C_{tinh} .

+ Trường hợp n lớn cần kiểm tra điều kiện $n \leq n_{gh}$ trong đó : n_{gh} số vòng quay giới hạn của ổ lăn (tra bảng trong các sổ tay thiết kế).

+ Quan hệ giữa tuổi thọ L_h [giờ] và L [triệu vòng quay] : $L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h$

▪ Xác định tải trọng quy ước Q (khi chọn ổ chịu tải trọng không đổi)

Với ổ bi đỡ, ổ bi đỡ chặn, ổ đĩa côn đỡ chặn :

$$Q = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_d \cdot K_t$$

Với ổ lăn chặn :

$$Q = F_a \cdot K_d \cdot K_t$$

Trong đó :

F_r : lực hướng tâm (phản lực tại các ổ đã được xác định khi xác định trục [kN])

F_a : lực dọc trục, tùy thuộc vào loại ổ [kN]

X, Y : hệ số tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục

V : hệ số phụ thuộc vào vòng nào quay :

khi vòng trong quay : $V = 1$

khi vòng ngoài quay : $V = 1,2$

K_d : hệ số xét đến ảnh hưởng của tải trọng động.

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

Các hệ số X, Y, K_d, K_t tra bảng trong các sổ tay thiết kế.

▪ Xác định lực dọc trục F_a

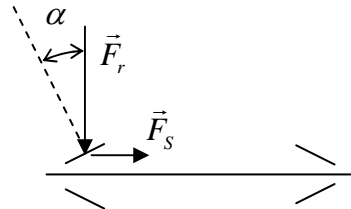
+ Đối với ổ bi đỡ, ổ bi đỡ lòng cầu hai dãy, ổ đĩa đỡ lòng cầu hai dãy $\Rightarrow F_a$ là tổng các lực dọc trục ngoài (lực ăn khớp ở các bộ truyền) tác dụng lên trục và truyền đến ổ.

+ Đối với ổ đỡ chặn, do tồn tại góc tiếp xúc $\alpha \Rightarrow$ khi F_r tác dụng sẽ sinh ra lực dọc trục phụ F_s :

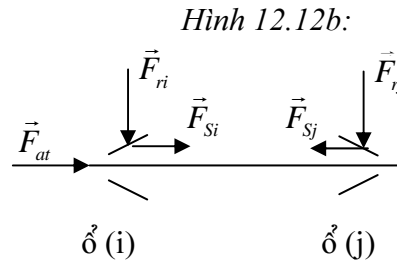
Với ổ bi đỡ chặn : $F_s = e.F_r$; e : hệ số phụ thuộc góc tiếp xúc α (tra bảng).

Với ổ đĩa côn đỡ chặn : $F_s = 0,83.e.F_r$; hệ số $e = 1,5.tg\alpha$

Lực F_s trên một ổ sẽ tác động lên trục và từ trục tác động lên ổ kia.



Hình 12.12a:



Hình 12.12b:

Xét sơ đồ bố trí ổ như hình 12.12b. Gọi F_{at} là tổng lực dọc trục ngoài từ các chi tiết quay tác dụng lên trục và truyền tới ổ. Gọi F_{ri} và F_{rj} là lực hướng tâm tác dụng lên ổ (i) và ổ (j). Gọi F_{si} và F_{sj} là lần lượt là lực dọc trục phụ tại ổ (i) và ổ (j) \Rightarrow Lực dọc trục F_a được tính như sau :

- Với ổ (i) :

Tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ (i) : $\sum F_i = F_{sj} \pm F_{at}$

Lấy dấu (+) nếu F_{at} cùng chiều với F_{sj} , dấu (-) nếu F_{at} ngược chiều với F_{sj}

Nếu $\sum F_i \geq F_{si} \Rightarrow$ lấy $F_{ai} = \sum F_i$

Nếu $\sum F_i \leq F_{si} \Rightarrow$ lấy $F_{ai} = F_{si}$

- Với ổ (j) :

Tương tự, tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ (j) : $\sum F_j = F_{si} \pm F_{at}$

Lấy dấu (+) nếu F_{at} cùng chiều với F_{si} , dấu (-) nếu F_{at} ngược chiều với F_{si}

Nếu $\sum F_j \geq F_{sj} \Rightarrow$ lấy $F_{aj} = \sum F_j$

Nếu $\sum F_j \leq F_{sj} \Rightarrow$ lấy $F_{aj} = F_{sj}$

- Ví dụ tính toán

Tính lực dọc trục tác dụng lên hai ổ (i) và (j) trên sơ đồ chữ O hình 12.12b.

Biết $F_{at} = 3000N$, $F_{si} = 1500N$, $F_{sj} = 1000N$.

Ta có : $\sum F_i = F_{sj} - F_{at} \Rightarrow \sum F_i = 1000 - 3000 = -2000 < F_{si} \Rightarrow F_{ai} = F_{si} = 1500N$

$\sum F_j = F_{si} + F_{at} \Rightarrow \sum F_j = 1500 + 3000 = 4500N > F_{sj} \Rightarrow F_{aj} = \sum F_j = 4500N$

▪ Xác định tải trọng quy ước Q khi ổ chịu tải trọng thay đổi

Tải trọng quy ước Q được thay bằng tải trọng tương đương bằng Q_E tính theo công thức :

$$Q_E = \sqrt[q]{\sum (Q_i^q \cdot L_i) / \sum L_i}$$

Trong đó : $q = 3$ đối với ổ bi ; $q = 10/3$ đối với ổ đĩa

Q_i : tải trọng quy ước tính toán như trên

L_i : thời hạn chịu tải trọng Q_i tính bằng triệu vòng quay.

Ghi chú

Sau khi tính toán lựa chọn ổ theo khả năng tải động, cần kiểm tra ổ theo khả năng tải tĩnh.

3. Chọn kích thước ổ theo khả năng tải tĩnh

a) Khả năng tải tĩnh của ổ lăn

Từ biểu thức (12.2) \Rightarrow có thể tăng Q lên vô hạn nếu giảm L xuống rất thấp. Thực tế, Q bị giới hạn bởi khả năng tải tĩnh của ổ lăn (giới hạn bởi độ bền tĩnh).

Khả năng tải tĩnh C_0 [kN] của ổ lăn là tải trọng tĩnh gây nên tại vùng tiếp xúc chịu tải lớn nhất của con lăn và rãnh lăn biến dạng dư tổng cộng bằng 0,0001 giá trị đường kính con lăn.

Khả năng tải tĩnh C_0 được cho trong các sổ tay thiết kế phụ thuộc loại ổ và kích thước ổ.

b) Chọn kích thước ổ theo khả năng tải tĩnh

Với ổ lăn không quay hoặc quay với số vòng quay rất thấp : $n \leq 1v/ph \Rightarrow$ ổ lăn được chọn theo khả năng tải nhằm tĩnh để phòng biến dạng dư lớp bề mặt theo điều kiện : $P_0 \leq C_0$

Trong đó : P_0 : tải trọng tĩnh quy ước [kN] ; C_0 : khả năng tải tĩnh của ổ lăn

+ Đối với ổ đỡ, ổ đỡ chặn : $P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$ nhưng không nhỏ hơn $P_0 = F_r$

+ Đối với ổ chặn : $P_0 = F_a$

Trong đó : X_0, Y_0 : hệ số tải trọng hướng tâm và dọc trục tĩnh (tra bảng)

11.4. Lắp ghép, định vị, bôi trơn và che kín ổ lăn

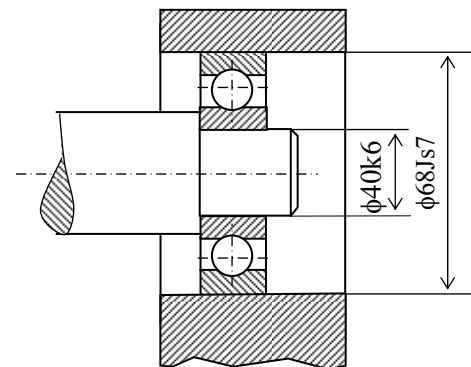
1. Lắp ghép ổ lăn

Ổ lăn là chi tiết tiêu chuẩn \Rightarrow vòng trong được lắp trên trục theo *hệ lỗ*, vòng ngoài được lắp trên vỏ hộp theo *hệ trục*.

Vòng ổ quay (so với tải trọng) chịu tải tuần hoàn, ví dụ vòng trong của ổ lăn lắp trong hộp giảm tốc, được *lắp cố định* (lắp trung gian thiên về độ dôi) so với trục để tránh di trượt bề mặt lắp ghép, dung sai của trục có thể lấy như sau : js6, k6, m6, n6

Vòng ổ không quay (so với tải trọng) chịu tải cục bộ, ví dụ vòng ngoài của ổ lăn lắp trong hộp giảm tốc, được *lắp có độ hở* (lắp trung gian thiên độ hở) so với vỏ hộp \Rightarrow ổ có thể di chuyển dọc trục khi cần điều chỉnh khe hở hoặc khi dẫn nở vì nhiệt, tránh không cho ổ bị kẹt; đồng thời khi va đập hay chấn động, vòng ổ có thể xoay theo bề mặt lắp ghép \rightarrow thay đổi chỗ tiếp xúc chịu tải \rightarrow rãnh lăn mòn đều hơn, dung sai của lỗ có thể lấy như sau : H7, K7, Js7, Js6.

Cách ghi kiểu lắp của ổ lăn được trình bày trên hình 12.13.



Hình 12.13: Ghi kiểu lắp ổ lăn

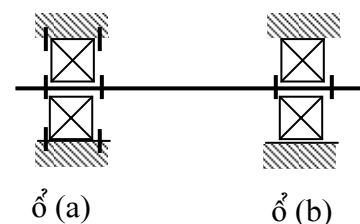
2. Định vị ổ lăn trên trục và trong vỏ máy

(Cố định vị trí ổ theo phương dọc trục)

Thường dùng hai phương pháp sau để định vị ổ lăn trên trục và trong vỏ hộp :

▪ Phương pháp I

Với ổ (a) : vòng trong cố định trên trục (dùng đai ốc hãm, vòng hãm lò xo, vai trục, gờ trục...), vòng ngoài cố định trên vỏ hộp (dùng nắp ổ, gờ của vỏ hộp, gờ của ống lót...) \Rightarrow cản



Hình 12.14 : Phương pháp I

trở dịch chuyển dọc trục về cả hai phía, chịu được cả lực hướng tâm F_r và lực dọc trục F_a . (ổ được gọi là **ổ cố định**)

Với ổ (b) : vòng trong cố định trên trục (dùng vai trục, gờ trục, đai ốc hãm, vòng hãm lò xo..), vòng ngoài để tự do có thể dịch chuyển dọc trục về cả hai phía \Rightarrow chỉ chịu được lực F_r (ổ (b) được gọi là **ổ tùy động**) - hình 12.14 và 12.15. Do ổ tùy động chỉ chịu lực hướng tâm \rightarrow có thể dùng ổ bi đỡ một dãy, ổ đĩa trụ ngăn đỡ một dãy, ổ bi đỡ lồng cầu hai dãy...

Ưu điểm

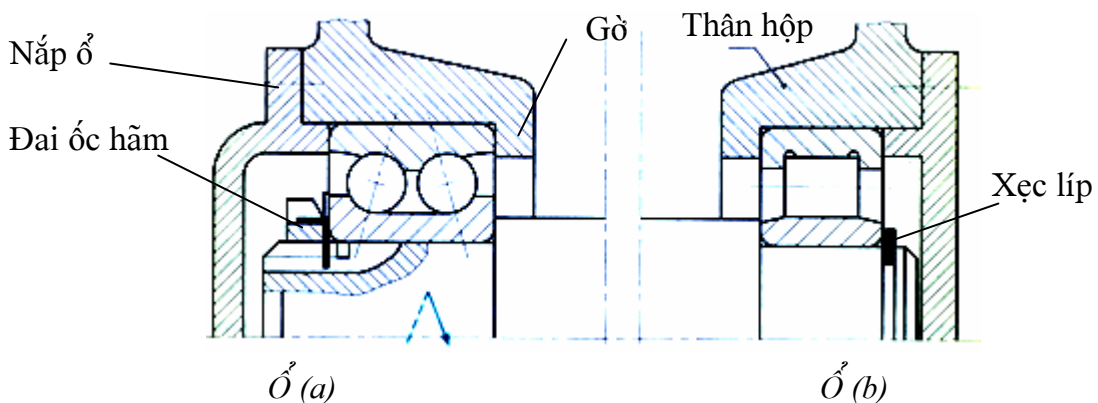
- Khi trục giãn nở dài vì nhiệt, ổ tùy động có thể dịch chuyển đến vị trí mới \Rightarrow không gây kẹt ổ.
- Dung sai kích thước theo chiều dài của các khâu thành phần trên trục và trên vỏ không có yêu cầu cao, vì ngay cả khi trục không đạt yêu cầu về dung sai đã đề ra, độ chính xác lắp ghép và chất lượng ổ lăn vẫn không bị ảnh hưởng.

Nhược điểm

Phải cố định chắc chắn một đầu ổ trên trục và trong vỏ \Rightarrow kết cấu gối đỡ ổ (a) phức tạp.

Phương pháp này thường được sử dụng khi chiều dài trục tương đối lớn: $l = (10 \div 12) d$ (với d : đường kính ngõng trục) và chịu nhiệt độ tương đối cao (ví dụ trục vít trong hộp giảm tốc trục vít).

Khi dùng phương pháp này, độ cứng vững của trục tương đối thấp \Rightarrow để nâng cao độ cứng vững của trục, có thể dùng hai ổ như nhau tại vị trí ổ cố định (a).

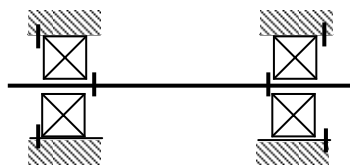


Hình 12.15 : Phương pháp I, ổ (a) cố định, dùng ổ bi đỡ chặn hai dãy; ổ (b) tùy động, dùng ổ đĩa đỡ.

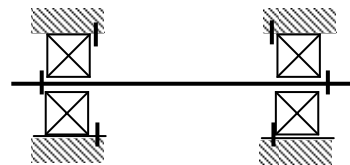
■ Phương pháp II

Mỗi ổ sẽ ngăn không cho trục dịch chuyển về một phía.

➤ **Sơ đồ A :** (hình 12.16)



Sơ đồ A (kiểu chữ O)



Sơ đồ B (kiểu chữ X)

Hình 12.16 : Phương pháp II

Kết cấu đơn giản \Rightarrow dùng nhiều trong chế tạo máy. Tuy nhiên, khi trục bị dẫn nở dài vì nhiệt, ổ có thể bị kẹt \Rightarrow dùng cho các đoạn trục tương đối ngắn : $l = (6 \div 8)d$. Khi dùng ổ bi đỡ hoặc ổ đĩa đỡ, cần chừa khe hở $a = 0,2 \div 1 \text{ mm}$ giữa nắp ổ và vòng ngoài để tránh kẹt ổ (lưu ý với ổ đĩa côn đỡ chặn, không cho phép khe hở).

➤ **Sơ đồ B :** (hình 12.16)

Kết cấu bộ phận ổ và việc điều chỉnh khe hở phức tạp hơn sơ đồ A (điều chỉnh khe hở của ổ bằng cách dịch chuyển vòng trong so với vòng ngoài nhờ đai ốc), nhưng tránh được kẹt ổ khi trục dẫn dài do nhiệt, bởi vì khi đó vòng ngoài có thể dịch chuyển được nhờ khe hở tương đối lớn giữa vòng ngoài và nắp ổ.

Sử dụng khi trục tương đối dài, nhiệt độ thay đổi lớn. Sử dụng hạn chế.

Đệm điều chỉnh khe hở trong ổ

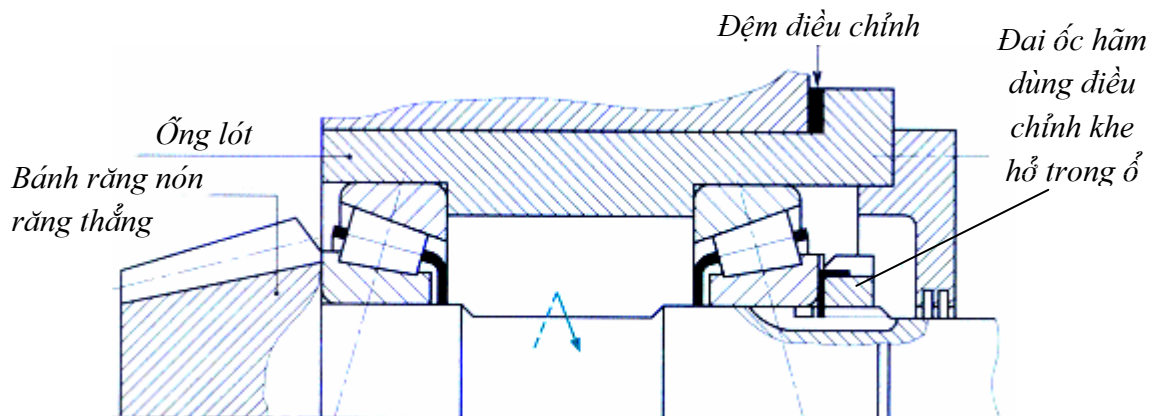


Hình 12.17 : Phương pháp II, sơ đồ A (kiểu chữ O), dùng ổ bi đỡ chặn

Đệm điều chỉnh khe hở trong ổ



Hình 12.18: Phương pháp II, sơ đồ A (kiểu chữ O), dùng ổ đĩa côn đỡ chặn



Hình 12.19 : Phương pháp II, sơ đồ B (kiểu chữ X), dùng ổ đĩa côn đỡ chặn

3. Bôi trơn và che kín ổ lăn

a) Bôi trơn

Bôi trơn nhằm ngăn rỉ, giảm ma sát, làm nguội cục bộ bề mặt làm việc, làm nguội ổ. Chất bôi trơn còn có tác dụng che kín khe hở giữa ổ và bộ phận che kín, giảm tiếng ồn.

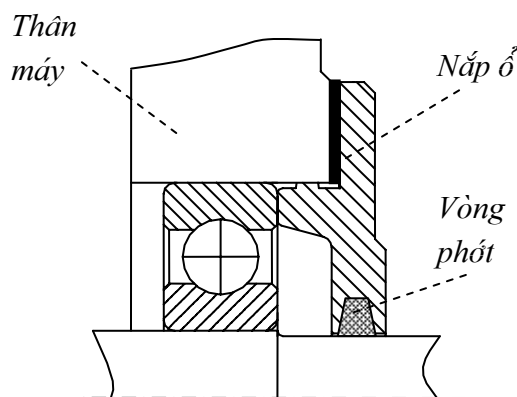
Để bôi trơn ổ, có thể dùng mỡ hay dầu khoáng để bôi trơn.

Mỡ : Mỡ bôi trơn được dùng rộng rãi khi nhiệt độ ổ không cao ($<100^{\circ}\text{C}$), không có các yêu cầu quay phải rất nhẹ và kết cấu gối trục dễ tháo để rửa và thay mỡ.

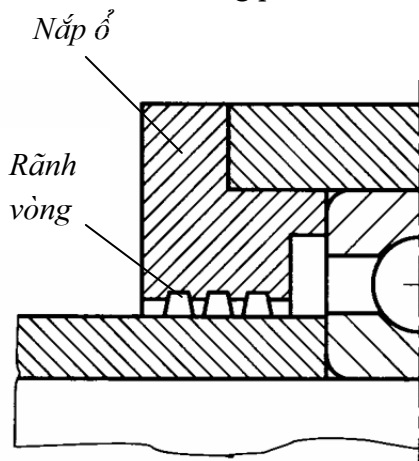
Dầu : Dầu bôi trơn được dùng khi cần giảm mát mát do ma sát đến mức thấp nhất, khi nhiệt độ cao hoặc làm việc ở chỗ ẩm ướt. Nhiệt độ cho phép của ổ khi dùng dầu bôi trơn là 120°C .

Khi $v > 5\text{m/s} \Rightarrow$ nên dùng dầu bôi trơn.

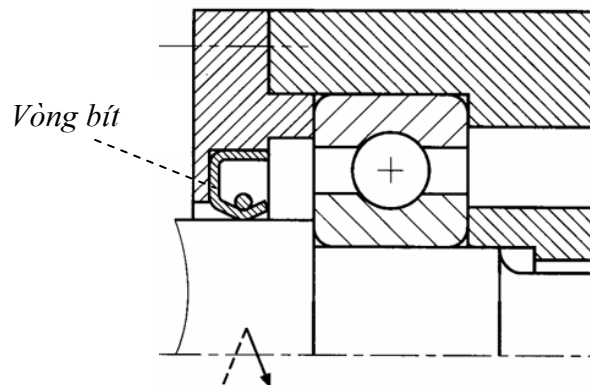
b) Che kín ổ lăn



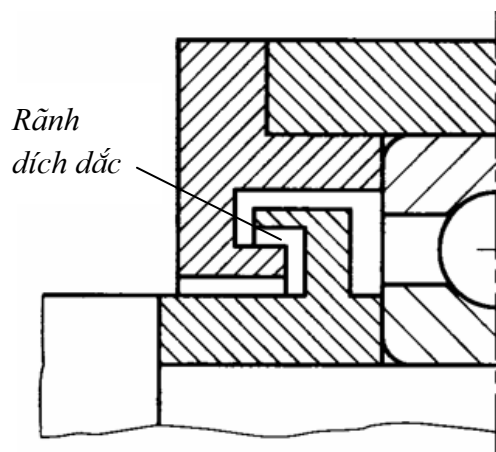
Hình 12.20 : Vòng phốt



Hình 12.22: Rãnh vòng



Hình 12.21: Vòng bít



Hình 12.23: Rãnh dích dắc

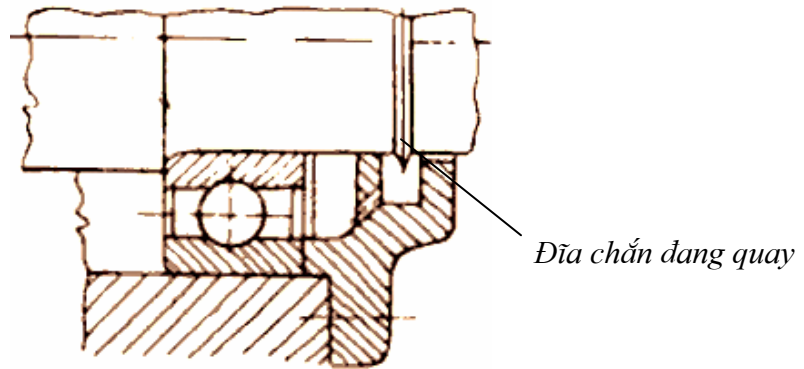
Che kín ổ nhằm ngăn bụi, các hạt mài mòn và nước từ ngoài lọt vào ổ, ngăn không cho dầu chảy ra ngoài.

Một vài kiểu che kín thường dùng :

+ Che kín nhờ tiếp xúc: vòng phốt (hình 12.20), vòng bít (hình 12.21)... dùng khi vận tốc thấp và trung bình.

+ Che kín bằng nhiều rãnh vòng (hình 12.22) trên chiều dài nắp ổ (cứ mỗi lần đi qua một rãnh vòng, áp suất của dầu giảm xuống); bằng các rãnh dích dắc (hình 12.23) (có tác dụng cản sự chảy của chất lỏng qua các rãnh hẹp)... Dùng khi vận tốc bất kỳ.

+ Che kín nhờ ly tâm : dầu hoặc chất bẩn rơi vào đĩa chắn đang quay (hình 12.24) sẽ bị hất ra do lực ly tâm. Dường khi vận tốc trung bình và cao.



Hình 12.24: Đĩa chắn



TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] *Chi tiết máy tập I*, Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lắm, Nxb. Giáo dục, Hà Nội 1997.
- [2] *Chi tiết máy tập II*, Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lắm, Nxb. Giáo dục, Hà Nội 1994.
- [3] *Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy*, Trịnh Chất, Nxb. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội 1998.
- [4] *Giáo trình Chi tiết máy*, Nguyễn Văn Yển, Nxb. Giao thông Vận tải, Hà Nội 2004.
- [5] *Thiết kế chi tiết máy*, Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lắm, Nxb. Giáo dục, Hà Nội 1998.
- [6] *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí*, Tập I, Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, Nxb. Giáo dục, Hà Nội 1997.
- [7] *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí*, Tập II, Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, Nxb. Giáo dục, Hà Nội 2000.
- [8] *Cơ sở kỹ thuật cơ khí*, Đỗ Xuân Định, Bùi Lê Gòn, Phạm Đình Sùng, Nxb. Xây dựng, Hà Nội 2001.
- [9] *Cơ sở thiết kế máy, phần I*, Nguyễn Hữu Lộc, Nguyễn Tuấn Kiệt, Nguyễn Thanh Nam, Phan Tấn Hùng, Trường Đại học Bách khoa Thành phố Hồ Chí Minh 2001.
- [10] *Dung sai và lắp ghép*, Ninh Đức Tốn, Nxb. Giáo dục, Hà Nội 2001.
- [11] *Dung sai và lắp ghép*, Hà Văn Vui, Nxb. Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội 2003.
- [12] *Vẽ Kỹ thuật cơ khí tập I*, Trần Hữu Quế, Nxb. Giáo dục, Hà Nội 1996.
- [13] *Vẽ Kỹ thuật cơ khí tập II*, Trần Hữu Quế, Nxb. Giáo dục, Hà Nội 1998.
- [14] *Guide des Sciences et Technologies Industrielles*, Jean-Louis Fanchon, Editions Nathan AFNOR, Paris 1999
- [15] *Mechanical Engineering Design*, Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke. McGraw-Hill Inc., USA 1989.
- [16] *Elément des machines*, Tec. & Doc., Paris 1983.



MỤC LỤC

PHẦN I.....	1
NHỮNG VẤN ĐỀ CƠ BẢN TRONG THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY	1
CHƯƠNG I.....	1
ĐẠI CƯƠNG VỀ THIẾT KẾ MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY.....	1
1.1. Các vấn đề chung.....	1
1. Máy, bộ phận máy và chi tiết máy	1
2. Những yêu cầu chủ yếu đối với máy và chi tiết máy	1
3. Các bước thiết kế một máy	2
4. Các bước thiết kế một chi tiết máy	2
5. Một số đặc điểm khi tính toán thiết kế chi tiết máy	3
1.2. Tải trọng và ứng suất	3
1. Tải trọng tác dụng lên máy và chi tiết máy	3
2. Ứng suất	4
1.3. Độ bền mỏi của chi tiết máy	5
1. Hiện tượng phá huỷ do mỏi	5
2. Những nhân tố ảnh hưởng đến độ bền mỏi của chi tiết máy	6
3. Các biện pháp nâng cao độ bền mỏi của chi tiết máy	8
1.4. Vật liệu chế tạo chi tiết máy	8
1. Những yêu cầu đối với vật liệu chế tạo chi tiết máy	8
2. Các loại vật liệu thường dùng trong ngành chế tạo máy	9
1.5. Vấn đề tiêu chuẩn hóa trong thiết kế máy	10
1. Định nghĩa tiêu chuẩn hoá.....	10
2. Lợi ích của tiêu chuẩn hoá	10
3. Các đối tượng được tiêu chuẩn hóa	11
4. Công tác tiêu chuẩn ở nước ta	11
CHƯƠNG II	12
NHỮNG CHỈ TIÊU CHỦ YẾU VỀ KHẢ NĂNG LÀM VIỆC CỦA CHI TIẾT MÁY	12
2.1. Độ bền	12
1. Khái niệm về độ bền	12
2. Phương pháp tính độ bền.....	12
3. Cách xác định ứng suất sinh ra trong chi tiết máy	12
4. Cách xác định ứng suất cho phép	13
2.2. Độ bền mòn	14
2.3. Độ cứng	14
2.4. Độ chịu nhiệt (khả năng chịu nhiệt)	15
2.5. Tính ổn định dao động.....	15
CHƯƠNG III.....	17
ĐỘ TIN CẬY CỦA MÁY VÀ CHI TIẾT MÁY	17
3.1. Khái niệm chung.....	17
1. Định nghĩa	17
2. Các chỉ tiêu đánh giá độ tin cậy	17
3.2. Xác suất làm việc không hỏng $R(t)$	17

3.3. Cường độ hỏng λ (t).....	18
3.4. Tuổi thọ	19
3.5. Hệ số sử dụng K_s	19
3.6. Biện pháp nâng cao độ tin cậy của máy và chi tiết máy.....	19
PHẦN II.....	20
TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ.....	20
CHƯƠNG IV.....	21
TRUYỀN ĐỘNG BÁNH MA SÁT	21
4.1. Khái niệm chung.....	21
1. Giới thiệu về truyền động bánh ma sát.....	21
2. Phân loại truyền động bánh ma sát	21
4.2. Cơ học truyền động bánh ma sát	22
1. Sự trượt trong bộ truyền bánh ma sát	22
2. Vận tốc và tỷ số truyền.....	23
3. Lực ép cần thiết trong bộ truyền bánh ma sát	24
4.3. Tính độ bền bộ truyền bánh ma sát	25
1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán	25
2. Tính bộ truyền bánh ma sát trụ theo độ bền tiếp xúc	26
2. Tính toán độ bền bộ truyền bánh ma sát nón	27
4.4. Vật liệu và ứng suất cho phép.....	27
1. Vật liệu	27
2. Ứng suất tiếp xúc cho phép	28
4.5. Đánh giá bộ truyền bánh ma sát	28
CHƯƠNG V	29
TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG.....	29
5.1. Khái niệm chung.....	29
1. Giới thiệu và phân loại bộ truyền bánh răng	29
2. Thông số chủ yếu của bộ truyền bánh răng.....	31
3. Kết cấu bánh răng.....	35
4. Độ chính xác của bộ truyền bánh răng	36
5.2. Tải trọng trong truyền động bánh răng.....	37
1. Lực tác dụng lên các răng khi ăn khớp trong BTBR trụ răng thẳng	37
2. Lực tác dụng lên các răng khi ăn khớp trong BTBR trụ răng nghiêng	37
3. Lực tác dụng lên các răng khi ăn khớp trong BTBR nón răng thẳng.....	38
4. Các hệ số tải trọng.....	39
5. Ứng suất trên răng bánh răng	40
5.3. Tính độ bền bộ truyền bánh răng.....	41
1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán bộ truyền bánh răng.....	41
2. Tính độ bền bộ truyền bánh răng trụ tròn răng thẳng	42
3. Tính độ bền bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng (hay răng chữ V).....	46
4. Tính độ bền bộ truyền bánh răng nón răng thẳng	48
5.4. Kiểm nghiệm độ bền của răng khi chịu quá tải	50
1. Theo ứng suất tiếp xúc	50
2. Theo ứng suất uốn	50

5.5. Vật liệu và ứng suất cho phép.....	50
1. Vật liệu chế tạo bánh răng.....	50
2. Ứng suất cho phép.....	51
5.6. Trình tự thiết kế bộ truyền bánh răng	52
5.7. Đánh giá truyền động bánh răng	53
CHƯƠNG VI.....	54
TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT	54
6.1. Khái niệm chung.....	54
1. Giới thiệu và phân loại bộ truyền trục vít.....	54
2. Thông số chủ yếu của bộ truyền trục vít.....	56
3. Độ chính xác của bộ truyền trục vít	58
4. Kết cấu trục vít và bánh vít	59
6.2. Cơ học truyền động trục vít.....	60
1. Vận tốc và tỷ số truyền.....	60
2. Lực tác dụng trong bộ truyền	61
3. Hiệu suất truyền động trục vít.....	62
6.3. Tính toán độ bền bộ truyền trục vít	62
1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán	62
2. Tính toán độ bền tiếp xúc của răng bánh vít	63
3. Tính toán độ bền uốn của răng bánh vít.....	64
4. Kiểm nghiệm độ bền của răng bánh vít khi chịu quá tải.....	65
5. Tính toán nhiệt bộ truyền trục vít.....	65
6.4. Vật liệu chế tạo và ứng suất cho phép	66
1. Vật liệu chế tạo.....	66
2. Ứng suất cho phép.....	67
6.6. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít.....	68
6.7. Đánh giá bộ truyền trục vít.....	68
CHƯƠNG VII	69
TRUYỀN ĐỘNG XÍCH.....	69
7.1. Khái niệm chung.....	69
1. Giới thiệu bộ truyền xích.....	69
2. Các loại xích truyền động và đĩa xích.....	69
3. Thông số chủ yếu của bộ truyền xích (xích ống con lăn)	73
7.2. Cơ học truyền động xích.....	75
1. Vận tốc và tỉ số truyền	75
2. Lực tác dụng trong bộ truyền xích	76
7.3. Tính toán truyền động xích.....	77
1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán	77
2. Tính toán xích con lăn về độ bền mòn	77
7.4. Trình tự thiết kế bộ truyền xích	79
7.5. Đánh giá bộ truyền xích	79
CHƯƠNG VIII	81
TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	81
8.1. Khái niệm chung.....	81

1. Giới thiệu bộ truyền đai.....	81
2. Các loại đai và kết cấu bánh đai.....	82
3. Các thông số chủ yếu của bộ truyền đai.....	86
8.2. Cơ học truyền động đai.....	87
1. Vận tốc và tỷ số truyền.....	87
2. Lực tác dụng trong bộ truyền đai	87
3. Ứng suất trong đai	88
4. Hiện tượng trượt trong bộ truyền đai.....	89
5. Khả năng kéo, đường cong trượt và đường cong hiệu suất	90
8.3. Tính toán truyền động đai.....	90
1. Chỉ tiêu tính toán truyền động đai.....	90
2. Tính toán đai dẹt.....	91
3. Tính toán truyền động đai thang	91
8.4. Trình tự thiết kế truyền động đai	92
1. Trình tự thiết kế bộ truyền đai dẹt.....	92
2. Trình tự thiết kế bộ truyền đai thang.....	93
8.5. Đánh giá bộ truyền đai	94
Chương IX	95
TRUYỀN ĐỘNG VÍT - ĐAI ỐC.....	95
9.1. Khái niệm chung.....	95
1. Giới thiệu bộ truyền vít - đai ốc	95
2. Phân loại bộ truyền vít đai ốc.....	96
3. Các thông số chủ yếu của bộ truyền vít đai ốc.....	98
9.2. Tính toán bộ truyền vít đai ốc.....	99
1. Các dạng hỏng chủ yếu và chỉ tiêu tính toán	99
2. Tính bộ truyền vít đai ốc theo độ bền mòn	100
3. Tính bộ truyền vít đai ốc về độ bền.....	100
4. Tính bộ truyền vít đai ốc theo điều kiện ổn định	100
9.3. Trình tự thiết kế bộ truyền vít đai ốc	101
9.4. Đánh giá bộ truyền vít đai ốc	102
PHẦN III	103
CÁC CHI TIẾT MÁY ĐỖ NỐI	103
CHƯƠNG X	103
TRỤC	103
10.1. Khái niệm chung.....	103
1. Giới thiệu và phân loại trục	103
2. Kết cấu và vật liệu trục.....	103
10.2. Phương pháp tính toán thiết kế trục	106
1. Các dạng hỏng chủ yếu và chỉ tiêu tính toán	106
2. Tính toán trục về độ bền.....	106
3. Tính trục về độ cứng	110
4. Tính toán trục về dao động.....	110
CHƯƠNG XI.....	112
Ổ LĂN.....	112

11.1. Khái niệm chung.....	112
1. Giới thiệu về ổ lăn.....	112
2. Phân loại ổ lăn.....	112
3. Độ chính xác chế tạo của ổ lăn.....	113
4. Các loại ổ lăn thường dùng.....	113
11.2. Lực và ứng suất trong ổ lăn	116
1. Sự phân bố lực trên các con lăn.....	116
2. Ứng suất tiếp xúc trong ổ lăn	117
11.3. Tính toán ổ lăn.....	117
1. Các dạng hỏng chủ yếu và chỉ tiêu tính toán ổ lăn.....	117
2. Chọn kích thước ổ lăn theo khả năng tải động	118
3. Chọn kích thước ổ theo khả năng tải tĩnh.....	121
11.4. Lắp ghép, định vị, bôi trơn và che kín ổ lăn	121
1. Lắp ghép ổ lăn.....	121
2. Định vị ổ lăn trên trục và trong vỏ máy	121
3. Bôi trơn và che kín ổ lăn	124
TÀI LIỆU THAM KHẢO	126
MỤC LỤC	127

