

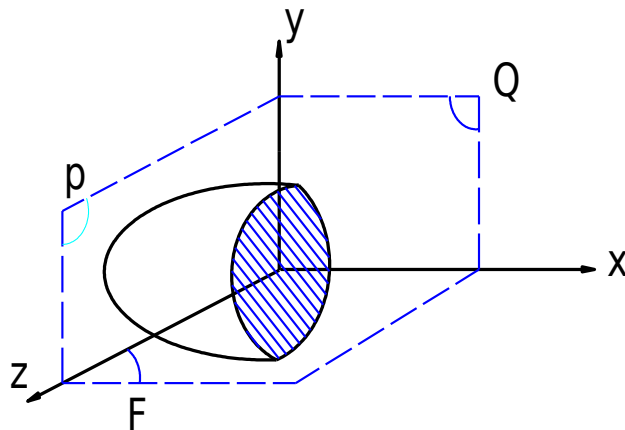
BỘ LAO ĐỘNG - THƯƠNG BINH VÀ XÃ HỘI
TỔNG CỤC DẠY NGHỀ

GIÁO TRÌNH

Tên môn học: Cơ kỹ thuật
NGHỀ: KỸ THUẬT MÁY LẠNH VÀ
ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ

TRÌNH ĐỘ: TRUNG CẤP NGHỀ

Ban hành kèm theo Quyết định số: 120/QĐ – TCDN Ngày 25 tháng 02 năm 2013 của Tổng cục trưởng Tổng cục dạy nghề



Hà Nội, Năm 2013

TUYÊN BỐ BẢN QUYỀN

Tài liệu này thuộc loại sách giáo trình nên các nguồn thông tin có thể được phép dùng nguyên bản hoặc trích dùng cho các mục đích về đào tạo hoặc tham khảo.

Mọi mục đích khác mang tính lệch lạc hoặc sử dụng với mục đích kinh doanh thiếu lành mạnh sẽ bị nghiêm cấm.

LỜI GIỚI THIỆU

Giáo trình cơ kỹ thuật nằm trong số giáo trình viết theo chủ trương của Tổng cục dạy nghề nhằm xây dựng một bộ giáo trình thống nhất dùng cho ngành dạy nghề mà cụ thể là nghề kỹ thuật máy lạnh và điều hòa không khí trình độ Cao đẳng nghề và trung cấp nghề trên toàn quốc.

Cơ sở để biên soạn giáo trình là chương trình khung đào tạo nghề kỹ thuật máy lạnh và điều hòa không khí trình độ Cao đẳng nghề và trung cấp nghề đã được Bộ Lao động Thương binh và xã hội ban hành theo thông tư 38/2011/TT-BLĐTBXH năm 2011.

Nội dung của giáo trình đã được xây dựng trên cơ sở kế thừa những nội dung đang được giảng dạy tại các trường, kết hợp với định hướng mới cho các kỹ thuật viên trong thời kỳ công nghiệp hoá và hiện đại hoá đất nước. Giáo trình cũng được xây dựng theo hướng liên thông với các chương trình đào tạo Cao đẳng, Đại học kỹ thuật và Sư phạm kỹ thuật hiện hành nhằm tạo điều kiện và cơ sở để người học tiếp tục học tập nâng cao sau này. Đề cương của giáo trình đã được sự tham gia đóng góp ý kiến của các chuyên gia đang giảng dạy trong các trường đại học, cao đẳng và các trường nghề cũng như của các doanh nghiệp tại hội nghị thông qua chương trình cho ngành đào tạo.

Giáo trình được biên soạn cho nghề kỹ thuật máy lạnh và điều hòa không khí trình độ Cao đẳng nghề và trung cấp nghề. Với các nghề hoặc các chuyên ngành khác khi sử dụng cần có sự điều chỉnh phù hợp với yêu cầu của ngành học.

Giáo trình do các giáo viên đã giảng dạy nhiều năm trong các trường Cao đẳng nghề biên soạn. Quá trình biên soạn giáo trình đã nhận được sự đóng góp ý kiến của tập thể giáo viên trường Cao đẳng nghề Công nghiệp Hà Nội.

Tuy các tác giả đã có nhiều cố gắng song lần đầu xuất bản giáo trình không thể tránh khỏi những khiếm khuyết nhất định. Các tác giả hy vọng nhận được sự đóng góp ý kiến của các trường cũng như của bạn đọc để có

thể hoàn thiện giáo trình hơn nữa. Mọi đóng góp xin gửi về Nhà Xuất Bản, Tổng cục dạy nghề hoặc trường Cao đẳng nghề Công nghiệp Hà Nội.

Xin chân thành cảm ơn

Hà Nội, ngày 15 tháng 1 năm 2013

Tham gia biên soạn

Chủ biên: Thạc sĩ Nguyễn Quang Tuyến

MỤC LỤC

ĐỀ MỤC	TRANG
1. Lời giới thiệu	2
2. Mục lục	4
3. Chương trình môn học Cơ kỹ thuật	5
4. Phần 1: Cơ học vật rắn biến dạng	7
5. Chương 1: Những khái niệm	7
6. Chương 2: Kéo nén đúng tâm	67
7. Chương 3: Cắt – Dập	23
8. Chương 4: Xoắn thanh tròn	28
9. Chương 5: Uốn phẳng của thanh thẳng	38
10. Phần 2: Nguyên lý máy	59
11. Chương 6: Những khái niệm cơ bản của nguyên lý máy	63
12. Chương 7: Cơ cấu truyền chuyển động quay	67
13. Chương 8: Cơ cấu biến đổi chuyển động	86
14. Tài liệu tham khảo	94

TÊN MÔN HỌC: CƠ KỸ THUẬT

Mã môn học: MH 08

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

+ Cơ kỹ thuật là môn học kỹ thuật cơ sở được đưa vào giảng dạy ngay từ học kỳ đầu tiên của khoá học, bố trí song song với các môn học khác như vẽ kỹ thuật, vật liệu, đo lường kỹ thuật ...

+ Là môn học bắt buộc

Mục tiêu của môn học:

- Viết được các phương trình cân bằng cho một hệ lực phẳng bất kỳ;
 - Trình bày được phương pháp vẽ biểu đồ nội lực cho thanh có các dạng chịu lực khác nhau;

- Trình bày được cách phân tích lực, xác định mặt cắt nguy hiểm và tính toán độ bền cho một số kết cấu đơn giản;
- Viết được phương trình cân bằng và tính được phản lực cho các liên kết cơ bản;
- Tính toán được kiểm bền được cho một số kết cấu có sẵn;
- Tính toán thiết kế được kích thước của một số kết cấu thường dùng trong lắp đặt;
- Rèn luyện tính cẩn thận, khả năng tư duy sáng tạo, phong cách làm việc độc lập cũng như kỹ năng hoạt động theo nhóm.

Nội dung của môn học:

Số TT	Tên chương/mục	Thời gian			
		Tổng số	Lý thuyết	Thực hành Bài tập	Kiểm tra* (LT hoặc TH)
I	Các khái niệm Các định nghĩa và khái niệm Tải trọng Nội lực và Ứng suất Phương pháp mặt cắt Biến dạng Các giả thiết cơ bản về vật liệu	6	6		
II	Kéo nén đúng tâm Lực dọc và biểu đồ lực dọc Ứng suất, định luật Húc trong kéo nén đúng tâm Biến dạng Các bài toán cơ bản về kéo nén đúng tâm	6	4	1	1
III	Cắt, Dập Lực cắt và Ứng suất Biến dạng cắt, định luật húc trong cắt Biến dạng dập Các bài toán cơ bản về cắt dập	5	4	1	
IV	Xoắn thanh tròn Mô men xoắn nội lực, biểu đồ mô men Ứng suất Biến dạng	5	4	1	

	Các bài toán cơ bản về xoắn				
V	Uốn ngang phẳng thanh thẳng Nội lực, biểu đồ nội lực Ứng suất Các bài toán cơ bản về uốn	8	5	2	1
VI	Các khái niệm cơ bản về nguyên lý máy Lịch sử phát triển môn học Các định nghĩa	3	3		
VII	Các cơ cấu truyền chuyển động quay Cơ cấu bánh răng Cơ cấu xích Cơ cấu Trục vít - Bánh vít Cơ cấu đai truyền Cơ cấu bánh ma sát	6	5	1	
VIII	Cơ cấu biến đổi chuyển động Cơ cấu Bánh răng - Thanh răng Cơ cấu Tay quay - Con trượt Cơ cấu Cam Cơ cấu Cu lít Cơ cấu cóc Cơ cấu Man	6	5	1	
	Cộng	45	36	7	2

PHẦN I: CƠ HỌC VẬT RẮN BIẾN DẠNG

CHƯƠNG 1: NHỮNG KHÁI NIỆM

Mã chương: MH08 – 01

Mục tiêu:

- Nêu được các khái niệm về: Tải trọng, nội lực, ứng suất và các giả thiết cơ bản về vật liệu.
- Xác định được giới hạn nghiên cứu của môn học.
- Phân tích được trạng thái làm việc, biến dạng của thanh
- Xác định được dạng biến dạng cơ bản của thanh
- Sử dụng phương pháp mặt cắt để xác định nội lực trong thanh;
- Rèn luyện tính cẩn thận, khả năng tư duy sáng tạo, phong cách làm việc độc lập cũng như kỹ năng hoạt động theo nhóm.

Nội dung chính:

1. NHIỆM VỤ VÀ ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU CỦA MÔN HỌC:

1.1. Nhiệm vụ:

Cơ học vật rắn biến dạng nghiên cứu các hình thức biến dạng của vật thực, để tìm ra những kích thước thích đáng cho mỗi cơ cấu hoặc tiết máy sao cho bền nhất và rẻ nhất.

Trong ngành chế tạo máy hoặc trong các công trình, các vật liệu như thép gang, bê tông... là các vật rắn thực. Nghĩa là vật thể sẽ biến dạng, bị phá huỷ dưới tác dụng của ngoại lực, nhiệt độ.

Khi thiết kế các bộ phận công trình hoặc các chi tiết máy ra phải đảm bảo:

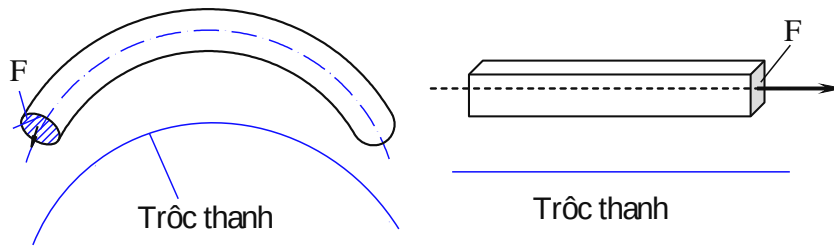
- Chi tiết máy không bị phá huỷ tức là đủ bền.
- Chi tiết máy không bị biến dạng quá lớn tức là đủ cứng.
- Chi tiết máy luôn giữ được hình dạng cân bằng ban đầu tức là đảm bảo điều kiện ổn định.

Môn cơ học vật rắn biến dạng có nhiệm vụ đưa ra các phương pháp tính toán độ bền, độ cứng và độ ổn định của các bộ phận công trình hoặc các chi tiết máy.

1.2. Đối tượng nghiên cứu:

Đối tượng nghiên cứu của môn học là vật rắn biến dạng, mà chủ yếu là các thanh.

Thanh là một vật thể được tạo ra do một hình phẳng F có tiết diện là



Hình 1-1

hình tròn hay hình chữ nhật... di chuyển trong không gian sao cho trọng tâm C của nó luôn luôn ở trên một đoạn đường cong trong không gian, còn hình phẳng thì luôn vuông góc với đường cong. Chiều dài đường cong lớn gấp nhiều lần so với kích thước của tiết diện F . Khi di chuyển như vậy hình phẳng F dựng lên trong không gian một vật thể gọi là Thanh (Hình 1-1).

- Đoạn đường cong được gọi là trục của thanh. Hình phẳng F được gọi là mặt cắt của thanh.

- Trục thanh và mặt cắt ngang của thanh là hai yếu tố đặc trưng cho khái niệm thanh.

- Thanh có mặt cắt ngang không thay đổi hoặc thay đổi theo từng đoạn. Trong tính toán ta thường biểu diễn thanh bằng đường trục của nó (trục thanh có thể là đường thẳng hoặc đường cong).

- Tóm lại, dựa theo kích thước theo ba phương: thanh là vật thể có kích thước theo hai phương rất nhỏ so với phương thứ ba.

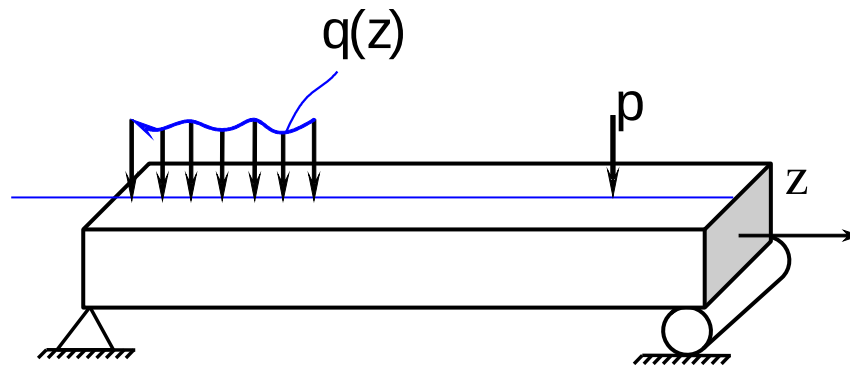
2. TẢI TRỌNG - ỨNG SUẤT:

2.1. Ngoại lực:

Những lực tác động từ môi trường bên ngoài hay từ các vật khác lên vật thể đang xét gọi là ngoại lực. Ngoại lực bao gồm tải trọng tác động và phản lực tại các liên kết. Căn cứ vào hình thức tác dụng, ngoại lực được phân ra lực tập trung và lực phân bố.

- Lực tập trung là lực tác dụng trên một diện tích truyền lực bé, có thể coi là một điểm trên vật (lực P).

- Lực phân bố là lực tác dụng trên một đoạn dài hay trên một diện tích truyền lực đáng kể của vật (hình 1-2).



Hình 1-2

2.2. Nội lực:

Dưới tác động của ngoại lực, vật thể bị biến dạng, các lực liên kết giữa các phân tử của vật tăng lên để chống lại sự biến dạng của vật. Độ tăng của lực liên kết chống lại sự biến dạng của vật được gọi là nội lực. Nếu tăng dần ngoại lực thì nội lực cũng tăng dần để cân bằng với ngoại lực. Tùy từng loại vật liệu, nội lực chỉ tăng đến một giới hạn nhất định. Nếu tăng ngoại lực quá lớn, nội lực không đủ sức chống lại, vật liệu sẽ bị phá hỏng. Vậy nội lực là các lực liên kết giữa các phân tử bên trong vật thể phát sinh nhằm chống lại sự biến dạng của vật dưới tác dụng của ngoại lực.

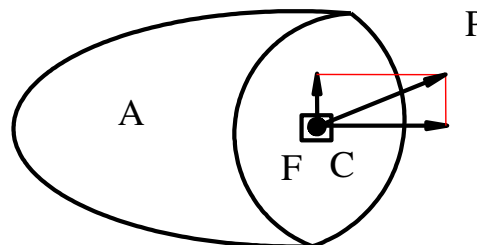
2.3. Ứng suất:

Ứng suất là trị số nội lực trên một đơn vị diện tích của mặt cắt. Thứ nguyên của ứng suất là N/cm^2 , kN/cm^2 , ký hiệu \bar{P} .

- Giả sử lấy một điểm C nào đó trên mặt cắt phần A. Ta lấy một diện tích F chứa C. Trên diện tích F có nội lực phân bố với hợp lực

có véc tơ \bar{P} : ta có: $\frac{\bar{P}}{F} = \bar{P}_{tb}$

\bar{P}_{tb} : được gọi là ứng suất trung bình tại C.



Hình 1-3

Chiều của véc tơ \bar{P}_{tb} cùng chiều với véc tơ \bar{P} . Nếu F tiến đến không thì \bar{P}_{tb} tiến đến một giới hạn. Giới hạn đó được gọi là ứng suất toàn phần tại điểm C. Ký hiệu \bar{P} .

$$\bar{P} = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta \bar{P}}{\Delta F}$$

Trong tính toán người ta phân ứng suất toàn phần ra làm hai thành phần (Hình 1-3).

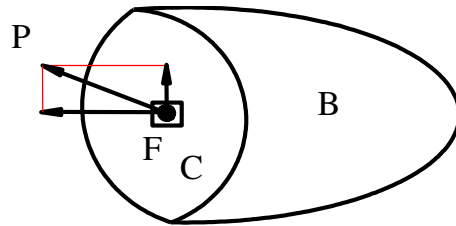
- Thành phần vuông góc với mặt cắt được gọi là ứng suất pháp: ký hiệu

- Thành phần nằm trong mặt cắt được gọi là ứng suất tiếp. Ký hiệu: .

Như vậy:

$$\bar{P} = \sqrt{\frac{2}{2} \frac{2}{2}}$$

Những điều vừa phân tích ở trên đối với A cũng làm tương tự như phần B

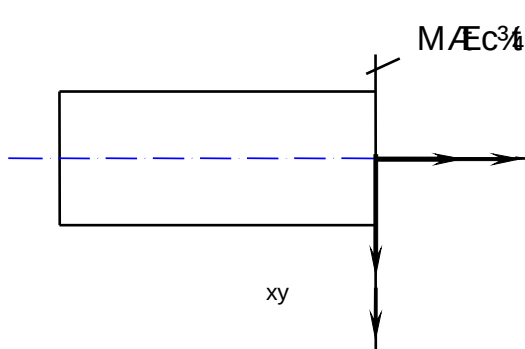


Hình 1-4

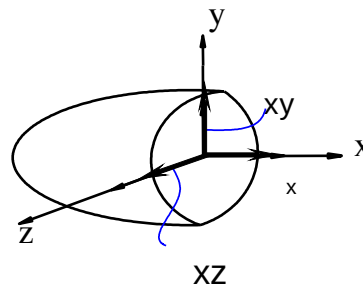
Từ nay về sau ta quy ước về dấu và cách viết ứng suất như sau:

- Ứng suất pháp được coi là dương khi véc tơ biểu diễn có chiều cùng với chiều dương pháp tuyến ngoài mặt cắt. Ký hiệu: σ_x .

- Ứng suất tiếp được coi là dương khi pháp tuyến ngoài của mặt cắt quay một góc 90° theo chiều quay của kim đồng hồ sẽ trùng với chiều của ứng suất tiếp (hình 1-7)



Hình 1-5



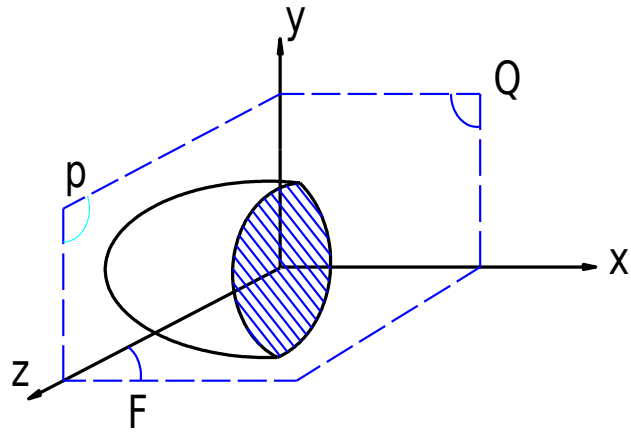
Hình 1-6

Ứng suất tiếp kèm theo hai chỉ số. Chỉ số thứ nhất chỉ chiều pháp tuyến ngoài, chỉ số thứ hai chỉ chiều ứng suất tiếp. Ví dụ: σ_{xz} , σ_{xy} , (hình 1-6).

2.4. Trạng thái ứng suất:

Nếu qua C xét các mặt cắt khác nhau thì tương ứng với mỗi vị trí của mặt cắt ta được một véc tơ \bar{P} có giá trị khác nhau. Tập hợp mọi ứng suất \bar{P} ứng với tất cả các mặt cắt qua C được gọi là trạng thái ứng suất.

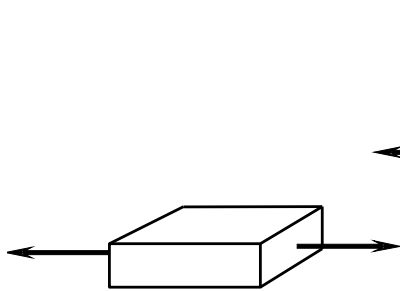
Người ta đã chứng minh được: Qua một điểm ta luôn tìm được ba mặt cắt vuông góc với nhau. Trên ba mặt cắt đó thành phần ứng suất tiếp bằng 0. Các mặt cắt đó được gọi là mặt cắt chính, ứng suất trên mặt cắt đó được gọi là ứng suất chính.



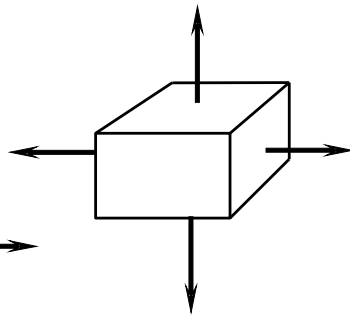
Hình 1-7

Đối với ba mặt chính xảy ra ba trường hợp:

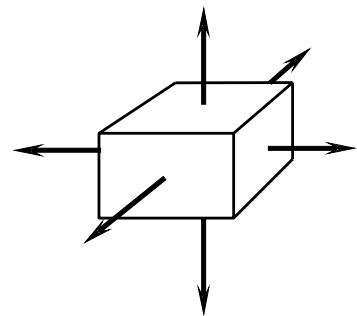
- Trạng thái ứng suất đơn: Trên một mặt chính có ứng suất pháp. Trên hai mặt chính còn lại ứng suất pháp bằng không (hình 1-8).
- Trạng thái ứng suất phẳng: Trên hai mặt chính có ứng suất pháp. Trên một mặt chính còn lại ứng suất pháp bằng không (hình 1-9).
- Trạng thái ứng suất khối: Trên ba mặt chính đều có ứng suất pháp (hình 1-10).



Hình 1-8



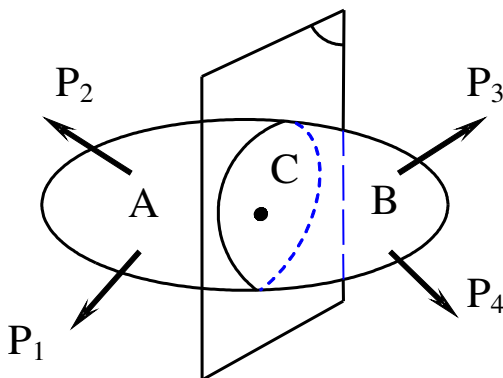
Hình 1-9



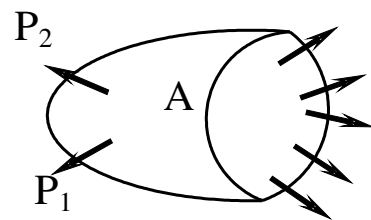
Hình 1-10

- Các ứng suất chính được quy ước $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ (vẽ giá trị đại số)

3. PHƯƠNG PHÁP MẶT CẮT:



Hình 1-11



Hình 1-12

Muốn xác định nội lực ta dùng phương pháp mặt cắt. Xét vật thể chịu lực ở trạng thái cân bằng (hình 1-11). Để tìm nội lực tại điểm C nào đó ta tưởng tượng dùng một mặt phẳng qua C. Cắt vật thể ra làm hai phần A và B. Ta xét một phần nào đó. Ví dụ phần A (hình 1-12), phần A cân bằng dưới tác dụng của các ngoại lực tác động lên nó (P_1, P_2) và hệ lực tương hỗ phân bố trên mặt cắt tác động từ phần B lên phần A. Hệ lực đó chính là nội lực trên mặt cắt. Từ đó ta có thể xác định được nội lực tại mặt cắt đi qua điểm C thông qua giá trị của ngoại lực ở phần A.

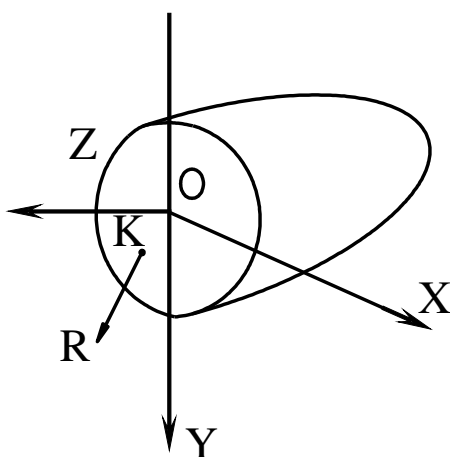
Vậy nội dung của phương pháp mặt cắt là:

1. Dùng một mặt phẳng tưởng tượng cắt ngang qua vật thể tại điểm định xác định nội lực.
2. Bỏ đi một phần vật thể ở một phía của mặt phẳng cắt, thay thế tác động của phần vật thể đó lên phần còn lại bằng các nội lực.
3. Viết phương trình cân bằng cho phần vật thể đang xét. Nội lực tác động lên mặt cắt ngang phải cân bằng được với các ngoại lực đang tác động lên phần vật thể còn lại.
4. Xác định giá trị của các nội lực.
5. Ý nghĩa: Như vậy phương pháp mặt cắt cho phép xác định nội lực tại một điểm bất kỳ thuộc vật bằng cách biến nó thành ngoại lực.

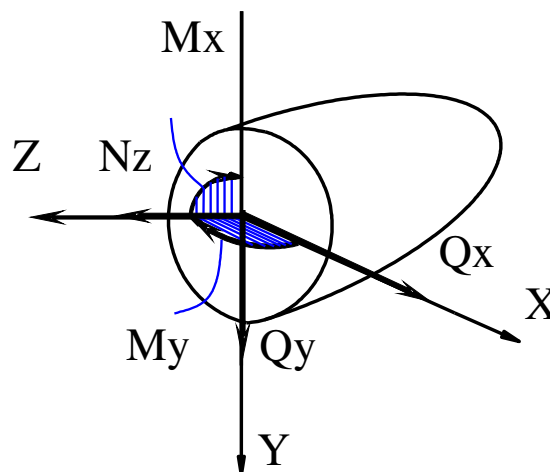
4. CÁC THÀNH PHẦN NỘI LỰC TRÊN MẶT CẮT NGANG:

Muốn xác định nội lực ta phải dùng phương pháp mặt cắt (đã trình bày ở mục 1.3).

Giả sử xét sự cân bằng của phần phải hợp lực của hệ nội lực đặc trưng cho tác dụng của phần trái lên phần phải được biểu diễn bằng véc tơ \bar{P} đặt tại điểm K nào đó (hình 1-13)



Hình 1-13



Hình 1-14

Thu gọn hợp lực \bar{P} đặt tại điểm K về trọng tâm O của mặt cắt ngang. Ta sẽ được một lực \bar{R} có véc tơ bằng \bar{R} và một ngẫu lực có mô men \bar{M} (véc tơ chính và mô men chính của hệ nội lực).

Lực \bar{R} và \bar{M} có phương chiều bất kỳ trong không gian. Để thuận lợi ta phân \bar{R} làm ba thành phần trên hệ trục tọa độ vuông góc chọn như hình 1-13.

- Thành phần nằm trên trục Z gọi là lực dọc.

Ký hiệu: N_z

- Thành phần nằm trên các trục X và Y trong mặt cắt ngang gọi là lực cắt. Ký hiệu Q_x, Q_y . Ngẫu lực \bar{M} cũng được phân làm ba thành phần.

- Thành phần mô men quay xung quanh các trục X, Y (tác dụng trong các mặt phẳng ZOY và ZOX vuông góc với mặt cắt ngang) gọi là mô men uốn. Ký hiệu M_x và M_y .

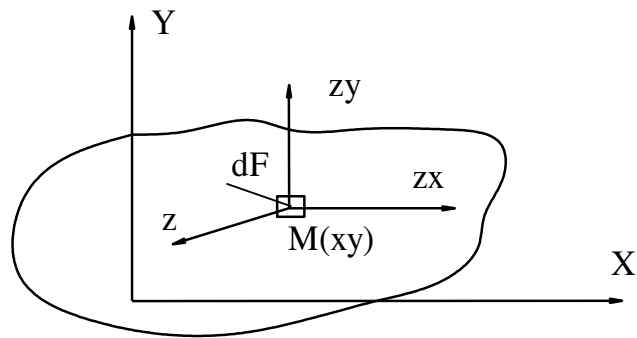
- Thành phần mô men quay xung quanh trục Z (tác dụng trong mặt phẳng của mặt cắt ngang) gọi là mô men xoắn. Ký hiệu M_z (hình 8-12).

$N_z, Q_x, Q_y, M_x, M_y, M_z$ là sáu thành phần nội lực trên mặt cắt ngang. Chúng được xác định từ điều kiện cân bằng tĩnh học để xác định nội lực dưới tác dụng của ngoại lực.

5. QUAN HỆ GIỮA NỘI LỰC VÀ ỨNG SUẤT TRÊN MẶT CẮT NGANG:

Gọi ứng suất tại một điểm $M(X,Y)$ bất kỳ trên mặt cắt ngang (hình 1-15) các thành phần hình chiếu của \bar{P} là:

- Ứng suất pháp σ_z
 - Ứng suất tiếp τ_{zx}, τ_{zy} được phân tích làm hai thành phần



Hình 1-15

Lấy một diện tích phân tố dF bao quanh M . Các lực phân tố do các ứng suất gây ra là $\sigma_z \cdot dF, \tau_{zy} \cdot dF, \tau_{zx} \cdot dF$.

Tổng cộng tất cả các tác dụng của các lực phân tố đó trên toàn thể mặt cắt, chính là các thành phần nội lực trên mặt cắt ngang. Từ ý nghĩa đó ta có các biểu thức liên hệ giữa ứng suất và các thành phần nội lực như sau:

$$N_z = \int_F \sigma_z \cdot dF ; \quad (1-1)$$

$$M_x = \int_F \sigma_z \cdot Y \cdot dF ; \quad (1-2)$$

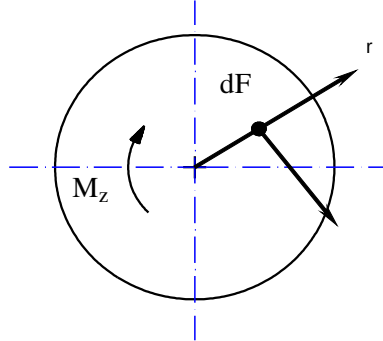
$$M_y = \int_F \sigma_z \cdot X \cdot dF \quad (1-3)$$

$$Q_y = \int_F \tau_{zy} \cdot dF ; \quad (1-4)$$

$$Q_x = \int_F \tau_{zx} \cdot dF \quad (1-5)$$

$$M_z = \int_F (x \cdot Y - y \cdot X) dF \quad (1-6)$$

- Riêng mặt cắt ngang tròn tại điểm M ta phân ra làm hai thành phần:
- Một thành phần vuông góc với bán kính. Ký hiệu dF .
- Một thành phần hướng theo bán kính. Ký hiệu r .



Hình 1-16

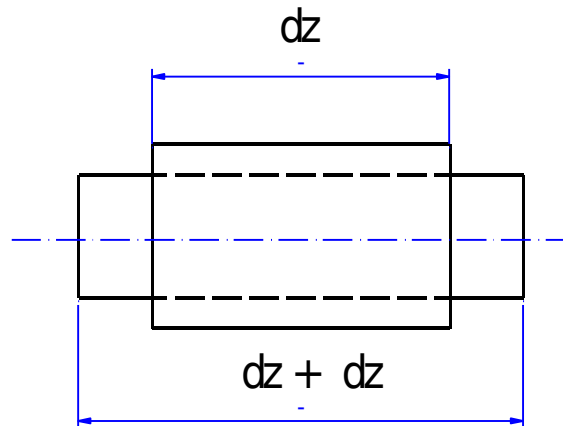
$$M_z = \int_F dF$$

Ta có:

6. BIẾN DẠNG:

6.1. Biến dạng dài:

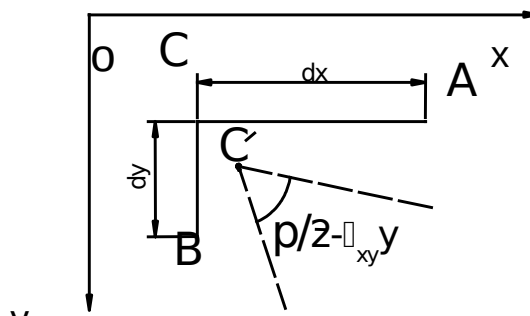
Xét một đoạn thẳng vi phân, dz tại điểm C. Sau khi biến dạng đoạn vi phân dz này dài ra đoạn $dz + dz$. Ta gọi dz là độ dãn dài tuyệt đối của đoạn dz (hình 1-6). Tỷ số $\frac{dz}{dz}$ gọi là độ dãn dài tỷ đối.



Hình 1.17

6.2. Biến dạng góc:

Giả sử trong mặt phẳng OXY, ta lấy hai đoạn thẳng vi phân dx và dy vuông góc tại C (hình 1-18). Sau khi biến dạng dx và dy trở thành dx' và dy' ; hình chiếu dx' và dy' trên mặt phẳng OXY không vuông góc với nhau nữa mà hợp lại với nhau một góc bằng $(\frac{\pi}{2} - \gamma_{xy})$. Ta gọi γ_{xy} là biến dạng góc trong mặt phẳng OXY tại điểm C.



Hình 1-18

Ký hiệu độ biến dạng góc là γ_{xy} không theo hai chỉ số chỉ mặt phẳng xét biến dạng góc.

7. CÁC GIẢ THIẾT CƠ BẢN VỀ VẬT LIỆU:

7.1. Tính đàn hồi của vật thể:

Dưới tác dụng của ngoại lực hay nhiệt độ, vật thể đều bị biến dạng. Qua thí nghiệm chứng tỏ rằng, đối với mỗi loại vật liệu, nếu lực tác dụng chưa vượt quá một giới hạn xác định, khi bỏ lực vật thể trở lại hình dạng và kích thước ban đầu, tức là biến dạng bị mất đi. Ta nói vật thể bị biến dạng đàn hồi, những vật thể có tính chất biến dạng như vậy được gọi là vật thể đàn hồi hoàn toàn.

- Nếu lực tác dụng vượt quá một giới hạn xác định nói trên, thì khi bỏ lực, vật thể không trở lại hình dạng và kích thước ban đầu. Ta nói các vật thể này được gọi là vật thể đàn hồi không hoàn toàn.

- Phần biến dạng không phục hồi được gọi là biến dạng dư.

7.2. Các giả thuyết cơ bản về vật liệu:

Giả thuyết 1: Vật liệu có tính chất liên tục, đồng tính và đẳng hướng, nghĩa là:

- Thể tích của vật thể có vật liệu, không có khe hở.
- Tính chất của vật liệu ở mọi nơi trong vật thể đều giống nhau.
- Tính chất vật liệu theo mọi phương đều như nhau (giả thuyết này đúng với vật liệu là kim loại, còn gỗ, gạch, bê tông là không đúng).

Giả thuyết 2: Vật liệu có tính chất đàn hồi tuyệt đối: Có nghĩa là khi có lực tác dụng vật thể bị biến dạng, khi thôi tác dụng lực vật thể trở lại hình dạng và kích thước ban đầu. Như vậy vật thể làm việc trong miền đàn hồi.

- Thực tế giả thuyết này chỉ đúng với kim loại trong một miền tác dụng nhất định. Trong miền này theo định luật Húc ta có: Biến dạng của vật thể tỷ lệ bậc nhất với lực gây ra biến dạng.

Biểu thức toán học của định luật Húc có dạng sau:

- Trạng thái ứng suất đơn - kéo dãn theo một trục:

$$\sigma_z = \frac{1}{E} \cdot \sigma_z \quad (1-8)$$

- Trạng thái trượt thuần túy - chỉ có biến dạng trượt:

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G} \cdot \tau_{xy} \quad (1-9)$$

Trong các công thức trên E và G gọi là modun đàn hồi của vật liệu khi kéo và khi trượt. E và g được xác định trước cho mỗi loại vật liệu bằng phương pháp thực nghiệm và cho trước trong các bảng thông số kỹ thuật của vật liệu.

ϵ là độ giãn dài tỷ đối

γ là góc trượt tỷ đối

Giả thuyết 3: Biến dạng của vật thể rất nhỏ so với kích thước của nó

CHƯƠNG 2: KÉO VÀ NÉN ĐÚNG TÂM

Mã chương: MH08 – 02

Mục tiêu:

- Phân tích được, khảo sát được điều kiện làm việc của thanh chịu kéo nén đúng tâm.

- Vẽ được biểu đồ nội lực của thanh,
- Xác định được loại ứng suất và giá trị của chúng trong thanh.
- Tính được độ giãn dài của thanh,
- Xét điều kiện bền của thanh;
- Rèn luyện tính cẩn thận, phong cách làm việc độc lập.

Nội dung chính:

1. LỰC DỌC VÀ BIỂU ĐỒ LỰC DỌC:

1.1. Lực dọc:

1. Xét một thanh chịu ngoại lực tác dụng là những lực cùng nằm trên trục thanh và cân bằng nhau. Dưới tác dụng như vậy thanh gọi là chịu kéo (nén) đúng tâm (Hình 2.-1).

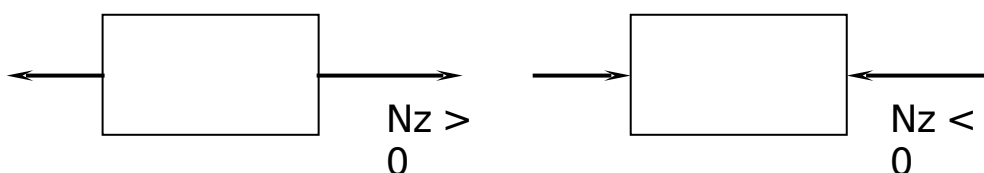
2. Trong cả hai trường hợp dùng phương pháp mặt cắt xác định nội lực tại mặt cắt A - A đối với phần thanh bên trái.



Hình 2-1

Để nhận thấy trong cả hai trường hợp nội lực cũng là những lực nằm dọc theo trục thanh ký hiệu N_z (Hình 2-2). N_z gọi là các lực dọc.

Một thanh gọi là chịu kéo hoặc nén đúng tâm khi trên mặt cắt ngang của thanh chỉ có một thành phần nội lực là lực dọc. Nội lực trong thanh chịu kéo (nén) là các lực dọc N_z vuông góc với mặt cắt ngang của thanh.



Hình 2-2

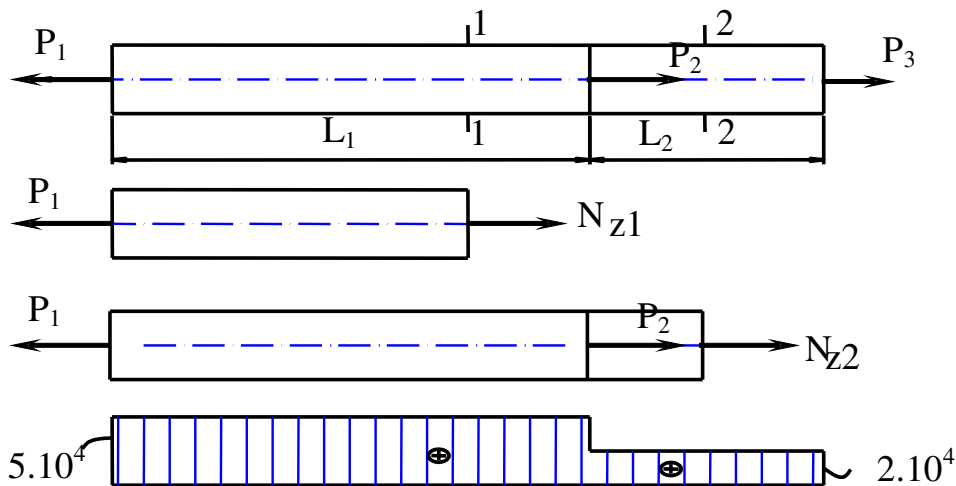
Quy ước dấu của lực dọc.

Để xác định dấu của lực dọc người ta quy ước như sau:

+ Lực dọc có dấu dương nếu nó hướng từ trong mặt cắt ra phía ngoài phần vật thể đang xét, khi đó vật chịu kéo.

+ Lực dọc có dấu âm nếu nó hướng từ mặt cắt vào phía bên trong phần vật thể đang xét, khi đó vật chịu nén.

1.2. Biểu đồ nội lực



Hình 2-3

:

- Biểu đồ nội lực là đồ thị biểu diễn sự biến thiên của lực dọc theo suốt chiều dài trục của thanh.

- Quy tắc vẽ biểu đồ lực dọc:

Vẽ một đường thẳng song song với trục thanh làm đường chuẩn. Mỗi phía của đường chuẩn biểu diễn giá trị âm hay dương của lực dọc. Thông thường người ta quy ước giá trị dương của lực dọc biểu diễn phía trên hoặc phía bên trái của đường chuẩn, còn giá trị âm biểu diễn bên phía còn lại.

Dùng một đường thẳng vuông góc với đường chuẩn làm tung độ để biểu diễn trị số của lực dọc theo chiều dài trục thanh với một tỷ lệ phù hợp.

Chia chiều dài trục thanh ra làm nhiều đoạn sao cho lực dọc trên mỗi đoạn biến thiên liên tục. muốn vậy các điểm chia đoạn sẽ là: điểm đầu và điểm cuối của thanh; các điểm đặt lực tập trung và các điểm tại đó tiết diện ngang của thanh thay đổi đột ngột.

Dùng phương pháp mặt cắt xác định trị số của lực dọc trên mỗi đoạn thanh rồi biểu diễn chúng trên biểu đồ theo đúng quy ước.

- Quy tắc xác định trị số của nội lực

Dùng một mặt cắt tưởng tượng cắt ngang qua trục thanh tại đoạn muốn xác định giá trị của lực dọc. Bỏ đi một phần thanh (thường là phần chứa nhiều ngoại lực hoặc các lực chưa biết hơn), xét đoạn thanh còn lại.

Nếu trên đoạn thanh đang xét chỉ có một ngoại lực thì lực dọc có trị số bằng với trị số của ngoại lực và có dấu dương nếu lực hướng từ mặt cắt ra và có dấu âm trong trường hợp ngược lại.

Nếu trên đoạn thanh đang xét có nhiều ngoại lực thì lực dọc có trị số bằng tổng đại số của các ngoại lực tác dụng và có dấu như quy ước.

* Ví dụ 1:

Vẽ biểu đồ lực dọc của một thanh chịu lực như hình vẽ (H.2-3) biết $P_1 = 5.10^4\text{N}$; $P_2 = 3.10^4\text{N}$; $P_3 = 2.10^4\text{N}$

Để vẽ biểu đồ ta chia thanh làm hai đoạn l_1 và l_2 .

- Xét đoạn l_1 : Dùng mặt cắt 1-1, khảo sát sự cân bằng bên trái ta có:

$$Z = P_1 - N_1 = 0$$

$$P_1 = N_1 = 5.10^4\text{N}$$

Khi mặt cắt 1-1 biến thiên trong đoạn l_1 ($0 < Z_1 < l_1$) lực dọc N_{z1} không đổi và bằng 5.10^4N .

- Xét đoạn l_2 : dùng mặt cắt 2-2, khảo sát sự cân bằng bên trái. Ta có:

$$Z = P_1 - N_2 - P_2 = 0 \quad N_{z2} = P_1 - P_2$$

$$N_{z2} = 5.10^4 - 3.10^4 = 2.10^4\text{N}.$$

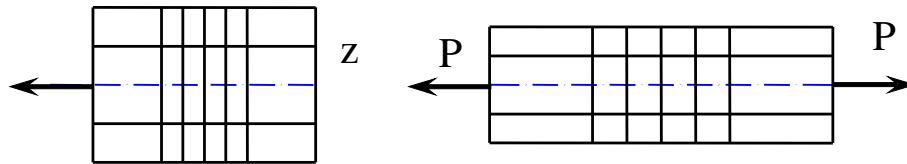
Khi mặt cắt 2-2 biến thiên trong đoạn l_2 ($0 < Z_2 < l_2$) lực dọc N_{z2} không đổi và bằng 2.10^4 .

- Biểu đồ lực dọc trên suốt chiều dài thanh được biểu diễn trên (H.2-3). Hoàn chỉnh biểu diễn trục thanh, tung độ biểu diễn lực dọc tương ứng với mặt cắt trên trục của thanh.

2. ỨNG SUẤT PHÁP TRÊN MẶT CẮT NGANG:

2.1. Thí nghiệm:

Mẫu là một thanh có mặt cắt là hình chữ nhật, trước khi làm thí nghiệm ta kẻ các đường vạch song song và vuông góc với trục thanh trên bề mặt thanh (H.2-4). Những vạch vuông góc với trục thanh xem là vết của mặt cắt ngang. Đặt vào thanh hai ngoại lực hướng dọc theo trục thanh làm thanh bị biến dạng dãn ra hoặc co lại cho tới khi thanh đạt trạng thái cân bằng. Xét một đoạn thanh nằm khá xa điểm đặt lực.



Hình 2-4

2.2. Nhận xét:

Khi thanh chịu kéo hay nén ta nhận thấy:

- Trục thanh vẫn thẳng.
- Những vạch song song với trục thanh vẫn thẳng và song song với trục thanh.
- Những vạch vuông góc với trục thanh vẫn thẳng và vuông góc với trục thanh, nhưng khoảng cách giữa các vạch đó có sự thay đổi. Khi chịu kéo các vạch cách xa nhau ra, khi chịu nén các vạch sát gần nhau.

* Giả thiết:

Từ các nhận xét trên Ta có thể đưa ra các giả thiết sau:

Giả thiết về mặt cắt ngang phẳng: Trong quá trình biến dạng mặt cắt ngang của thanh luôn luôn phẳng và vuông góc với trục thanh.

Giả thiết về các thớ dọc: Trong quá trình biến dạng các thớ dọc không ép lên nhau và cũng không đẩy xa nhau. Theo giả thiết này ta thừa nhận giữa các thớ dọc với nhau không phát sinh ứng suất pháp (tức $\sigma_x = \sigma_y = 0$).

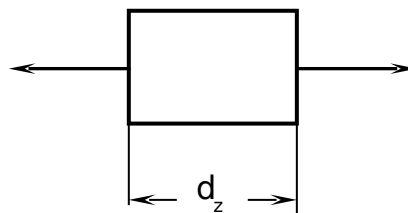
* Kết luận:

Dựa vào hai giả thiết trên ta thấy trên mặt cắt ngang của thanh chỉ có thành phần ứng suất pháp σ_z còn thành phần ứng suất tiếp bằng không.

2.3. Định luật Húc:

Ta tách một phân tử bởi hai mặt cắt ngang cách nhau một đoạn dz và các mặt song song với trục thanh (hình 2-5). Phân tử ở trạng thái ứng suất đơn.

- Định luật Húc: Khi vật thể làm việc trong miền đàn hồi, ứng suất (σ_z) tỷ lệ với độ biến dạng tỉ đối ϵ_z



$$\sigma_z = E \cdot \epsilon_z \quad (E: \text{mô đun đàn hồi của vật liệu})$$

đơn vị: N/m^2 ; MN/m^2 .

2.4. Biểu thức liên hệ giữa ứng suất pháp và lực dọc:

Từ biểu thức ở 1-5 ta có:

$$N_z = \int_F \sigma_z \cdot dF = \int_F \sigma_z \cdot F$$

$$\text{Hay } \sigma_z = \frac{N_z}{F}$$

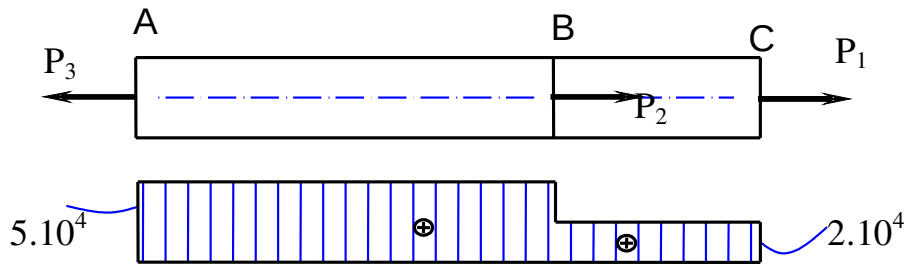
N_z : lực dọc - đơn vị là Niu Tơn, ký hiệu: N, MN...

F : diện tích mặt cắt của thanh - đơn vị là m^2 .

σ_z : ứng suất pháp trên mặt cắt ngang - đơn vị là N/cm^2 hoặc MN/m^2

Dấu (+) khi thanh chịu kéo, dấu (-) khi thanh chịu nén.

* Ví dụ 2: Hãy tính ứng suất trong thanh chịu lực như hình 2-3. Biết $P_1=5.10^4N$; $P_2=3.10^4N$; $P_3=2.10^4N$; $F = 0,5.10^{-2}cm^2$.



Hình 2-5

Bài giải:

- Biểu đồ lực dọc đã được vẽ ở ví dụ 1.

- Nhìn trên biểu đồ lực dọc ta thấy trên đoạn AB có giá trị lực dọc lớn nhất. $N_{zAB} = 5.10^4N$, đồng thời mặt cắt ngang không đổi ($F = 0,5.10^{-2}cm^2$) nên ứng suất pháp lớn nhất sẽ xuất hiện tại mặt cắt trong đoạn AB.

$$\text{Ta có: } \sigma_{z \max} = \frac{5.10^4 N}{0,5.10^{-2} cm^2} = 107 N/cm^2 = 10^4 KN/cm^2$$

- Trong đoạn BC có $N_{zBC} = 2.10^4N$

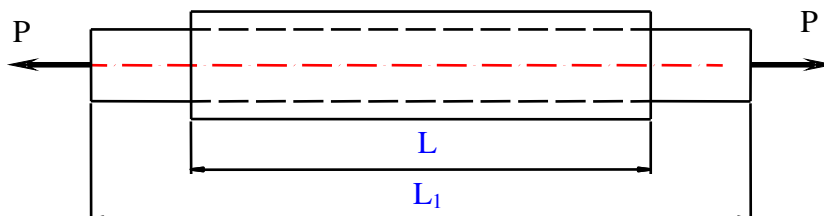
Vậy ứng suất trong đoạn BC là:

$$\sigma_{zBC} = \frac{N_{zBC}}{F} = \frac{2.10^4}{0,5.10^{-2}} = 4.10^6 N/cm^2$$

3. BIẾN DẠNG, TÍNH ĐỘ GIÃN DÀI CỦA THANH:

Gọi l là chiều dài ban đầu của thanh, khi chịu kéo thanh dài ra một đoạn

Δl . Ngược lại khi chịu nén thanh co lại. Ta gọi Δl là độ giãn dài tuyệt đối của thanh. Ký hiệu: Δl .



Hình 2-5

- Độ giãn dài tuyệt đối của thanh $\Delta l = L_1 - L$

- Độ biến dạng tỷ đối $\epsilon = \frac{l}{L}$

Theo định luật Húc: Khi lực tác dụng chưa vượt quá một giới hạn nhất định thì độ dẫn dài tuyệt đối tỷ lệ thuận với lực tác dụng (H.9-5).

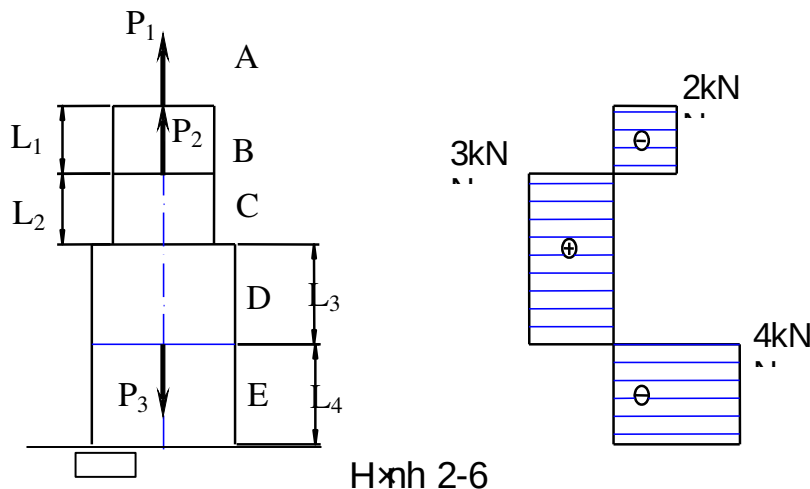
$P = Nz$; F (diện mặt cắt trên suốt chiều dài thanh). Ta có:

$$L = \frac{N_z \cdot L}{E \cdot F} \quad (\text{m})$$

N_z : lực dọc (N)

F: diện tích mặt cắt (cm^2 , m^2)

E: mô đun đàn hồi của vật liệu (N/cm^2)



Hình 2-6

* Ví dụ 3:

Tính độ biến dạng dài tuyệt đối có bậc chịu lực như H.2-6.

Biết $l_1 = 50\text{cm}$; $l_2 = 60\text{cm}$; $l_3 = 20\text{cm}$; $l_4 = 60\text{cm}$; $F_1 = 10\text{cm}^2$; $F_2 = 20\text{cm}^2$;

$E = 2 \cdot 10^4 \text{ kN}/\text{cm}^2$. $P_1 = 2\text{kN}$; $P_2 = 5\text{kN}$, $P_3 = 7\text{kN}$

Bài giải:

Biểu đồ lực dọc được vẽ trên hình 9-6 chia thành làm 4 đoạn AB, BC, CD và DE. Trong mỗi đoạn tỷ số N_z/EF là hằng số. Ta có:

$$l = \frac{N_1 l_1}{E_1 F_1} + \frac{N_2 l_2}{E F_2} + \frac{N_3 l_3}{E F_3} + \frac{N_4 l_4}{E F_4}$$

$$l = \frac{2.50}{2 \cdot 10^4 \cdot 10} + \frac{3.20}{2 \cdot 10^4 \cdot 10} + \frac{3.20}{2 \cdot 10^4 \cdot 20} + \frac{4.60}{2 \cdot 10^4 \cdot 20}$$

$$l = -0,5 \cdot 10^{-4} \text{ cm}$$

+ Như vậy cột bị co lại.

4. ĐIỀU KIỆN BỀN:

4.1. Ứng suất cho phép:

Khi tính sức bền các chi tiết, các kết quả tính toán phải đảm bảo cho chúng không bị phá hỏng. Muốn vậy ứng suất tính toán lớn nhất tại một điểm nào đó trong quá trình chịu lực không được vượt quá một giới hạn quy định cho từng loại vật liệu. Ta gọi đó là ứng suất giới hạn nguy hiểm. Trong bài toán kéo, nén đúng tâm, đối với vật liệu giòn ta chọn ứng suất nguy hiểm là giới hạn bền (σ_B). Vật liệu dẻo ta chọn ứng suất nguy hiểm là giới hạn chảy (σ_{ch}).

- Để đảm bảo an toàn trong thực tế người ta thường sử dụng một giá trị ứng suất bé hơn ứng suất nguy hiểm gọi là ứng suất cho phép. Ký hiệu $[\sigma]$.

- Đối với vật liệu dẻo: $[\sigma] = \frac{\sigma_{ch}}{n}$

- Đối với vật liệu giòn, khả năng chịu nén tốt hơn chịu kéo, nên ta có:

$$[\sigma] = \begin{cases} \frac{\sigma_B}{n} & \text{[K]} \\ \frac{\sigma_B}{n} & \text{[K]} \end{cases}$$

- n : là hệ số an toàn, có giá trị lớn hơn 1.

4.2. Điều kiện bền của thanh chịu kéo - nén đúng tâm:

Đối với vật liệu dẻo: $|\sigma|_{\max} \leq \frac{N_z}{F} \leq [\sigma]$

Đối với vật liệu giòn: $\max \frac{N_z}{F} \leq [\sigma_K]; \min \frac{N_z}{F} \geq [\sigma_n]$

Trong đó:

\max : Ứng suất kéo lớn nhất

\min : Ứng suất kéo nén có trị số bé nhất

(hay có giá trị tuyệt đối lớn nhất khi nén)

* Ý nghĩa:

Phương pháp tìm những điểm có trị số ứng suất pháp lớn nhất khi kéo hoặc khi nén cho phép xác định các điểm nguy hiểm. Khi điểm nguy hiểm đã thoả mãn điều kiện bền thì tất cả các điểm còn lại đều thoả mãn. Rõ ràng phương pháp kiểm tra là đơn giản nhưng độ an toàn lớn.

- Từ điều kiện bền ta suy ra ba bài toán cơ bản sau:

a) Kiểm tra bền:

Giả sử biết vật liệu (biết ứng suất cho phép) biết kích thước mặt cắt (F) và lực tác dụng, ta có thể kiểm tra được độ bền của thanh theo công thức:

$$|\sigma|_{\max} \leq \frac{N_z}{F} \leq [\sigma]$$

Thoả mãn điều kiện này, ta kết luận là thanh đủ bền.

b) Chọn kích thước mặt cắt ngang:

Trong trường hợp biết giá trị của lực dọc, vật liệu chế tạo thanh từ đó có thể xác định ứng suất cho phép ta có thể tính được kích thước tối thiểu của thanh để đảm bảo kết cấu làm việc an toàn.

$$F \geq \frac{N_z}{[\sigma]}$$

c) Xác định tải trọng cho phép:

Trong nhiều trường hợp dựa vào kết cấu thực tế người ta xác định được diện tích mặt cắt ngang của thanh. Mặt khác khi biết vật liệu chế tạo thanh có thể dùng bảng tra để xác định ứng suất cho phép của thanh, khi đó có thể tính được tải trọng tối đa mà kết cấu có thể chịu được.

$$N_{z_{\max}} = F \cdot [\sigma]$$

5. VÍ DỤ - BÀI TẬP:

* Ví dụ 4:

Kiểm tra bền của thanh chịu nén hình 9-6 bằng thép xây dựng có mặt cắt $F_1 = 10\text{cm}^2$, $F_2 = 20\text{cm}^2$; $[\sigma] = 1,4 \cdot 10^2 \text{MN/m}^2$.

Bài giải:

Ở ví dụ 3 chúng ta đã vẽ được biểu đồ lực dọc của thanh có:

$$N_{z1_{\max}} = 3\text{kN}; N_{z2_{\max}} = -4\text{kN}$$

Từ công thức điều kiện bền: $\max \left| \frac{N_z}{F} \right| [\sigma]$ ta có ứng suất trong thanh

là:

$$\sigma_1 = \frac{N_{z1}}{F_1} = \frac{3}{10} = 0,3\text{KN/cm}^2 < 1,4\text{KN/cm}^2$$

- Vật liệu dẻo: $[\sigma]_k = [\sigma]_n = 1,4 \cdot 10^2 \text{MN/m}^2 = 1,4\text{kN/cm}^2$.

$$\sigma_2 = \left| \frac{N_{z2}}{F_2} \right| = \left| \frac{-4}{20\text{cm}^2} \right| = 0,2\text{kN/cm}^2 < 1,4\text{kN/cm}^2$$

Kết luận: Thanh đủ bền.

* Ví dụ 5:

Thanh thép tròn 1 và 2 bắt bản lề vào tường thẳng đứng. Tại nút bản lề B tác dụng lực thẳng đứng $P = 10\text{kN}$, $\alpha = 30^\circ$; $\beta = 60^\circ$. Xác định đường kính của thanh biết $[\sigma]_k = [\sigma]_n = 100\text{MN/m}^2$.

Bài giải:

+ Xác định các lực P_1 và P_2 tác dụng lên các thanh 1 và 2:

$$P_1 = P \cdot \text{tg } \alpha = 10 \cdot \frac{\sqrt{3}}{3} = 5,78\text{KN}$$

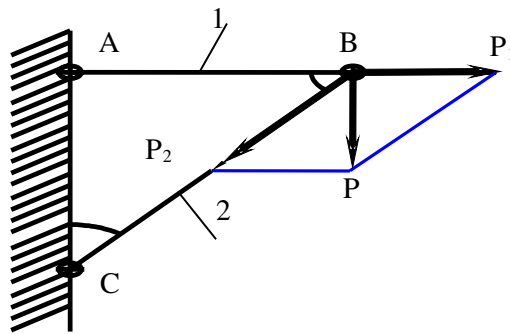
$$P_2 = \frac{P}{\sin} \frac{20\sqrt{3}}{3} = 11,5 \text{KN}$$

+ Xác định kích thước thanh 1:

Thanh 1 chịu lực kéo P_1 . Từ công thức điều kiện bền ta có:

$$F_1 \frac{N_{z_1}}{[\]_K} = \frac{P_1}{[\]_K} = \frac{5,78 \cdot 10^3}{100} = \frac{d_1^2}{4} = \frac{5,78 \cdot 10^3}{100}$$

$$d_1 = 8,6 \cdot 10^{-3} \text{m} = 8,6 \text{mm}$$



Hình 2-7

+ Xác định kích thước thanh 2:

Thanh 2 chịu nén, ta có:

$$F_2 \frac{N_{z_2}}{[\]_n} = \frac{P_2}{[\]_n}; \frac{d_2^2}{4} = \frac{11,5 \cdot 10^3}{100}$$

$$d_2 = 1,22 \cdot 10^{-2} \text{m} = 12,2 \text{mm}$$

* Ví dụ 6:

Một dây cáp bền bằng 36 dây nhỏ, đường kính mỗi dây $d_L = 2 \text{cm}$. Hỏi tải trọng tác dụng bằng bao nhiêu để dây cáp được an toàn, biết $[\]_K$ của cáp là 60MN/m^2 .

Bài giải:

Áp dụng công thức bài toán cơ bản 3 xác định tải trọng cho phép:

$$P = F \cdot [\]_K = \frac{(2 \cdot 10^{-2})^2}{4} \cdot 36 \cdot 60 = 0,68 \text{MN}$$

Vậy dây cáp chịu tải trọng lớn nhất là 680kN .

CHƯƠNG 3: CẮT – DẬP

Mã chương: MH08 – 03

Mục tiêu:

- Biết điều kiện xảy ra hiện tượng cắt, dập.
- Biết phương pháp xác định tính toán về cắt, dập.
- Phân tích được trạng thái làm việc của các chi tiết, xác định được các vị trí sẽ xảy ra cắt, dập.
- Tính toán được một số chi tiết và mối ghép thực tế theo cắt dập như: đinh tán, bu lông, mộng.
- Xét được điều kiện bền của thanh;
- Rèn luyện tính cẩn thận, khả năng tư duy sáng tạo, phong cách làm việc độc lập cũng như kỹ năng hoạt động theo nhóm.

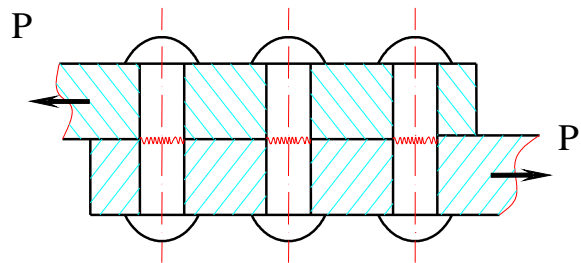
Nội dung chính:

1. CẮT:

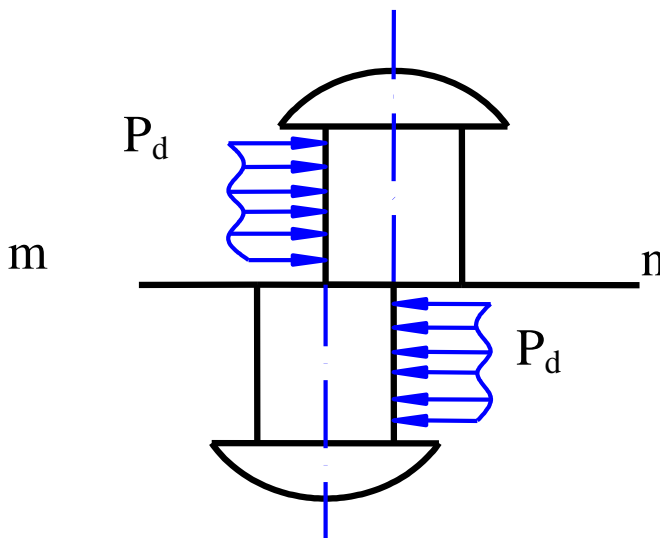
1.1. Định nghĩa:

Một thanh gọi là chịu cắt khi ngoại lực tác dụng là hai lực song song ngược chiều, có cùng trị số và nằm trên hai mặt cắt rất gần nhau của thanh.

Mối ghép bằng đinh tán (Hình 3-1) là một thí dụ đơn giản về thanh chịu cắt. Mỗi đinh tán là một thanh chịu cắt.



Hình 3-1



Hình 3-2

1.2 Lực cắt:

Dưới tác động của lực P mỗi đinh tán chịu tác dụng của hai lực bằng nhau $P_1 = \frac{P}{n}$ (n là số đinh).

Tác dụng của lực P_1 muốn cắt đỉnh tán làm đôi theo mặt phẳng giáp nhau $m - n$ (hình 3-2) của hai tấm ghép. Nội lực sinh ra trên mặt phẳng tiếp giáp có xu hướng chống lại tác dụng của P gọi là Lực cắt trên mặt cắt này ký hiệu là Q . trị số của lực cắt Q là $Q = P_1$.

1.3. Ứng suất:

Vì nội lực là lực cắt Q nằm hoàn toàn trên mặt cắt nên ứng suất chỉ có một thành phần duy nhất là ứng suất tiếp gọi là ứng suất cắt. Với giả thiết ứng suất cắt phân bố đều trên mặt cắt ta có:

$$c \cdot F_c = Q$$

$$\text{Hay } c = \frac{Q}{F_c} \quad (3 - 1)$$

Trong đó: Q là lực cắt; F_c là diện tích mặt cắt.

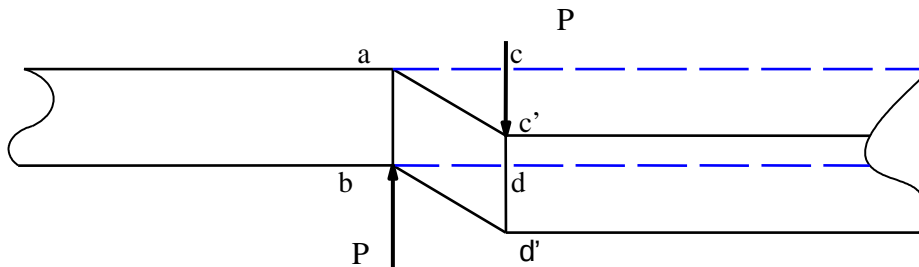
1.4. Biến dạng:

Quan sát mặt cắt tại điểm bị phá hủy ta nhận thấy trong quá trình chịu cắt, hai mặt cắt gần nhau phát sinh hiện tượng trượt.

Quan sát vị trí cắt ta thấy mặt cắt cd trước khi bị phá hủy đã trượt khỏi vị trí ban đầu và vị trí mới là $c'd'$

Độ trượt tuyệt đối $S = cc' = dd'$

Độ trượt tương đối $\frac{S}{ac}$



Hình 3-3

- Định luật Húc về cắt: Khi lực chưa vượt quá một giới hạn nhất định, ứng suất cắt c tỷ lệ thuận với độ trượt tương đối:

$$c = \tau \cdot G$$

G : Mô đun đàn hồi trượt, đơn vị đo là MN/m^2 .

1.5. Các bài toán cơ bản về cắt:

Một thanh chịu cắt bảo đảm điều kiện bền khi c lớn nhất phát sinh trong thanh nhỏ hơn $[c]$

$$c = \frac{Q}{F_c} \leq [c] \quad (3 - 2)$$

- Từ điều kiện bền (10 - 2) ta có ba bài toán cơ bản về cắt:
- Kiểm tra bền
- Chọn kích thước mặt cắt

- Chọn tải trọng cho phép

2. DẬP:

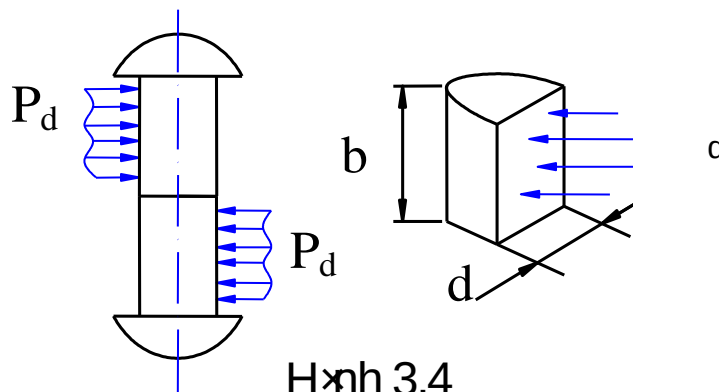
2.1. Định nghĩa:

Dập là hiện tượng nén cục bộ xảy ra trên một diện tích truyền lực tương đối nhỏ của hai cấu kiện ép vào nhau.

* Ví dụ: Thân đỉnh chịu dập do thành lỗ ép vào nó.

Như vậy tại mỗi ghép đỉnh tán ngoài chịu cắt còn chịu dập với lực dập:

$$P_d = \frac{P}{n} \quad (n: \text{số đỉnh})$$



Hình 3.4

2.2. Ứng suất:

Dưới tác dụng của lực dập ta quy ước, mặt cắt dọc trục b-d của đỉnh tán phát sinh ứng suất dập. Giả thiết ứng suất dập σ_d phân bố đều trên mặt cắt ta có:

$$\sigma_d = \frac{P_d}{F_d} \quad (3 - 3)$$

Trong đó:

P_d là lực dập

F_d là hình chiếu của diện tích mặt bị dập lên mặt phẳng vuông góc với lực dập ($F_d = d.b$).

2.3. Điều kiện bền của thanh chịu dập:

Một thanh chịu dập đảm bảo điều kiện bền khi ứng suất dập lớn nhất phát sinh trong thanh chịu dập nhỏ hơn ứng suất dập cho phép.

$$\sigma_d = \frac{P_d}{F_d} \leq [\sigma_d] \quad (3 - 4)$$

Từ điều kiện bền (10 - 4) ta cũng có ba bài toán cơ bản về dập:

- Kiểm tra bền
- Chọn kích thước mặt cắt
- Chọn tải trọng cho phép

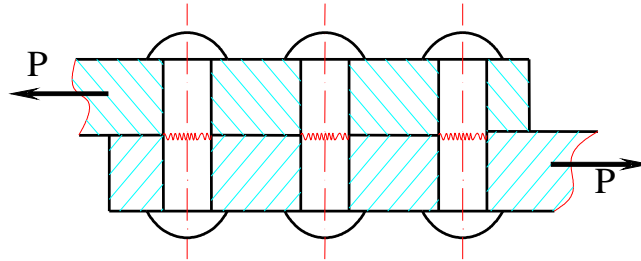
3. BÀI TẬP ÁP DỤNG:

* Ví dụ 1:

Mỗi ghép gồm 3 đinh tán chịu tác dụng bởi lực $P = 15\text{KN}$. Kiểm tra bền mỗi ghép, biết chiều dày mỗi tấm ghép là 10mm , đường kính đinh tán $d = 10\text{mm}$

$$[\sigma] = 30\text{MN/m}^2;$$

$$[\tau] = 80\text{MN/m}^2.$$



Hình 3-5

Bài giải:

$$\text{Mỗi đinh tán chịu lực cắt: } Q = \frac{P}{n} = \frac{15}{3} = 5\text{KN}$$

$$\text{Chịu lực dập } P_d = \frac{P}{n} = \frac{15}{3} = 5\text{KN}$$

Kiểm tra bền cắt, áp dụng công thức 3 - 2 ta có:

$$\sigma_c = \frac{Q}{F_c} = \frac{5 \cdot 10^3}{\frac{3,14(10 \cdot 10^{-3})^2}{2}} = 63,7\text{MN/m}^2$$

$\sigma_c = 63,7\text{MN/m}^2 < 80\text{MN/m}^2$, mỗi ghép đinh tán chịu bền cắt.

Kiểm tra bền dập, áp dụng công thức (3 - 4)

$$\sigma_d = \frac{P_d}{F_d} = \frac{5 \cdot 10^3}{20 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3}} = 25\text{MN/m}^2.$$

$\sigma_d = 25\text{MN/m}^2 < 30\text{MN/m}^2$ mỗi ghép đảm bảo bền dập.

* Ví dụ 2:

Tính số đinh tán cần thiết cho mỗi ghép đinh tán chịu tải trọng $P = 720\text{KN}$. dùng loại đinh tán có $d = 20\text{mm}$, $[\sigma] = 100\text{MN/m}^2$, $[\tau] = 24\text{MN/m}^2$.

Bài giải:

Tính số đinh tán chịu cắt, áp dụng công thức (3 - 2)

$$\sigma_c = \frac{Q}{F_c} = \frac{\frac{P}{n}}{\frac{d^2}{4}}$$

Rút ra: $n = \sqrt{\frac{P}{\frac{d^2}{4} \cdot \sigma_c}}$

$$n = \sqrt{\frac{720 \cdot 10^3}{\frac{20^2 \cdot 10^6}{4} \cdot 100}} \quad 24$$

Tính số đinh tán chịu đập, áp dụng công thức 3 - 4

$$d \frac{P_d}{F_d} = \frac{P}{b \cdot d} \quad d$$

$$\text{Rút ra } n = \frac{P}{bd [d]}$$

$$n = \frac{720 \cdot 10^3}{20 \cdot 10^3 \cdot 10 \cdot 10^3 \cdot 100} \quad 15$$

Như vậy, nếu tính theo cắt đòi hỏi phải 24 đinh tán, còn tính theo đập đòi hỏi 15 đinh tán. Để thoả mãn cả hai điều kiện bền khi cắt và khi đập ta phải chọn 24 đinh tán.

CHƯƠNG 4: XOẮN THANH TRÒN**Mã chương: MH08 – 04****Mục tiêu:**

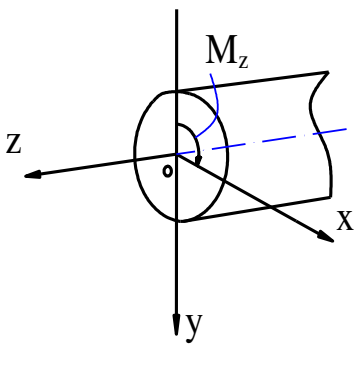
- Biết điều kiện xảy ra hiện tượng xoắn
- Biết phương pháp vẽ biểu đồ mô men xoắn nội lực, xác định được mặt cắt nguy hiểm và tính toán vẽ xoắn.
- Vẽ được biểu đồ mô men xoắn nội lực.
- Tính toán được một số chi tiết dạng trục tròn làm việc trong điều kiện chịu xoắn
- Xét được điều kiện bền của thanh tròn chịu xoắn;
- Rèn luyện tính cẩn thận, khả năng tư duy sáng tạo, phong cách làm việc độc lập cũng như kỹ năng hoạt động theo nhóm.

Nội dung chính:**1. MÔ MEN XOẮN NỘI LỰC – BIỂU ĐỒ MÔ MEN:****1.1. Định nghĩa:**

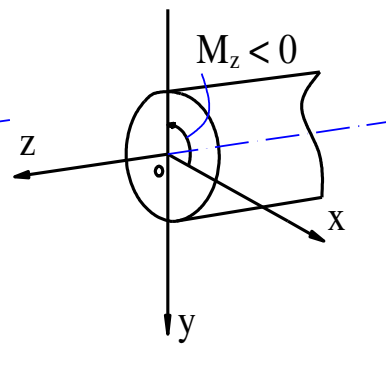
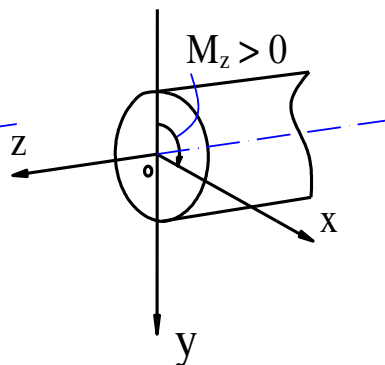
Một thanh chịu xoắn thuần túy khi trên mặt cắt ngang thanh chỉ có một thành phần nội lực là mô men xoắn M_z (hình 4-1).

1.2. Mô men xoắn:

Để xác định mô men xoắn nội lực trên các mặt cắt ngang của thanh, ta dùng phương pháp mặt cắt. Dấu của mô men xoắn nội lực quy ước như sau: Nếu nhìn vào mặt cắt ta thấy mô men xoắn nội lực quay cùng chiều kim đồng hồ thì nó có dấu dương (> 0). Ngược lại là dấu (-) (< 0).



Hình 4-1

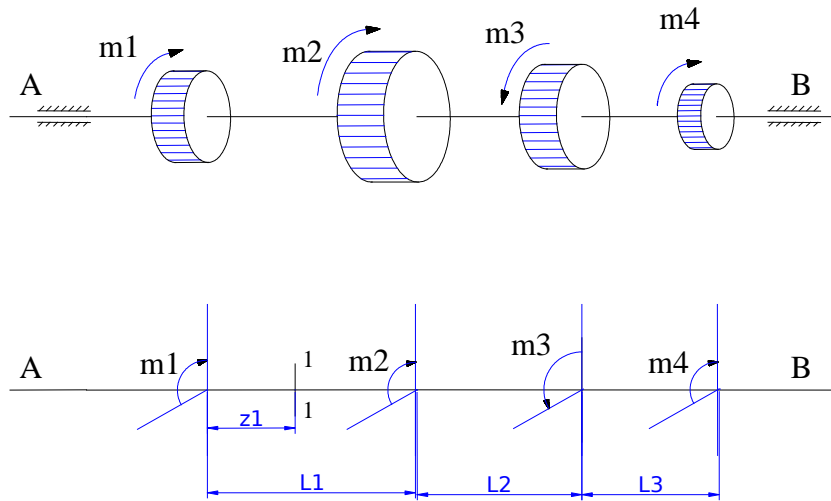


Hình 4-2

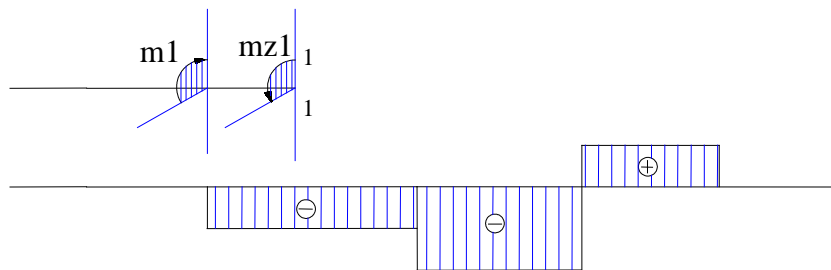
1.3. Biểu đồ mô men xoắn:

* Ví dụ (11-1) vẽ biểu đồ mô men xoắn cho thanh chịu lực như hình (11-3) cho biết $m_1 = 2387\text{N.m}$; $m_2 = 1432\text{N.m}$; $m_3 = 7162\text{N.m}$; $m_4 = 3343\text{N.m}$;

- Trục quay đều với tốc độ $n = 150\text{v/phút}$



Hình 4-3



Hình 4-4

Bài giải:

Chia trục làm 3 đoạn l_1, l_2, l_3 .

+ Xét đoạn l_1 : dùng mặt cắt 1-1 cắt thành ở mặt cắt z_1 ($0 < z_1 < l_1$) và xét sự cân bằng bên trái ta được $M_{z_1} = -m_1 = 2387 \text{ N.m}$. Vậy nội lực trong đoạn l_1 có giá trị không đổi.

+ Xét đoạn l_2 : dùng mặt cắt 2-2 cắt thành ở mặt cắt z_2 ($0 < z_2 < l_2$) và xét sự cân bằng bên trái ta được $M_{z_2} = -m_1 - m_2 = 2387 + 1432 = 3819 \text{ N.m}$

Mặt cắt 2-2 dịch chuyển trong đoạn l_2 và nội lực trong đoạn l_2 có giá trị không đổi, $M_{z_2} = 3819 \text{ N.m}$.

+ Xét đoạn l_3 : dùng mặt cắt 3-3 cắt thành ở mặt cắt z_3 ($0 < z_3 < l_3$) và xét sự cân bằng bên trái ta được: $M_{z_3} = -m_1 - m_2 + m_3 = -3819 + 7162 = +3343 \text{ Nm}$

+ Biểu đồ được vẽ trên hình (11-4).

- Qua biểu đồ ta thấy mặt cắt trên đoạn l_2 có mô men xoắn nội lực lớn nhất: $M_{z_{\max}} = 3819 \text{ N.m}$ là mặt cắt nguy hiểm.

1.4. Quan hệ giữa mô men xoắn ngoại lực với công suất và số vòng quay của trục truyền:

Công suất của động cơ truyền đến các trục và mô men xoắn ngoại lực tác dụng lên các trục có mối quan hệ sau:

- Công A do mô men M thực hiện khi trục quay một góc trong thời gian t là:

$$A = M \cdot \theta$$

- Công suất: $N = \frac{A}{t} = M \cdot \frac{\theta}{t} = M \cdot \omega$ (4-1)

Từ đó rút ra $M = \frac{N}{\omega}$

Trong đó:

M: là mô men xoắn ngoại lực (Nm)

N: công suất (w); ω : vận tốc góc (rad/s)

n: số vòng quay trong một phút (v/phút)

- Vận tốc góc: $\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ rad/s}$

Trong kỹ thuật người ta còn sử dụng công thức sau: Nếu N tính bằng kW ta có: $M = 9500 \frac{N}{n} |N.m|$ (4-2)

Nếu N tính bằng mã lực ta có: $M = 7162 \frac{N}{n} |N.m|$ (4-3)

2. ỨNG SUẤT:

2.1. Thí nghiệm:

Trước khi cho một thanh tròn chịu xoắn thuần túy, trên mặt ngoài của thanh ta kẻ các vạch song song với trục thanh và các vạch vuông góc với trục thanh (hình 4-5), các đường bán kính nối từ tâm mặt cắt ngang đến các vạch kẻ dọc. Các vạch này tạo thành một hệ thống lưới ô vuông. Những vạch vuông góc với trục thanh được xem là các vết của mặt cắt ngang, các vạch dọc theo trục thanh coi như vết cắt của các mặt phẳng đi qua trục thanh. Đặt vào thanh một momen nằm trong mặt phẳng vuông góc với trục thanh.

2.2. Nhận xét:

Sau khi chịu lực thanh bị biến dạng cho tới khi đạt đến trạng thái cân bằng, quan sát lưới ô vuông tại đoạn thanh nằm khá xa điểm đặt mômen ta thấy:

- Các vạch vuông góc với trục thanh vẫn giữ nguyên hình là đường tròn và vuông góc với trục thanh, khoảng cách giữa chúng vẫn không đổi.

- Các đường song song với trục thanh trở thành đường xoắn ốc, mạng lưới ô vuông bị biến dạng và trở thành gần như mạng lưới bình hành.

- Các đường bán kính vẫn thẳng

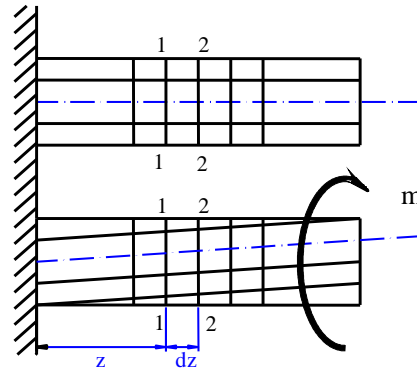
2.3. Các giả thuyết:

Dựa vào kết quả quan sát ta có thể đưa ra các giả thiết sau:

1. Giả thuyết về mặt cắt phẳng; Sau khi biến dạng các mặt cắt ngang vẫn phẳng và vuông góc với trục thanh

2. Giả thuyết về thớ dọc: sau khi biến dạng các thớ dọc bị xoắn lại nhưng không chồng lấn lên nhau.

3. Giả thuyết chiều dài không đổi. Khoảng cách giữa các mặt cắt ngang vẫn giữ nguyên trong quá trình biến dạng

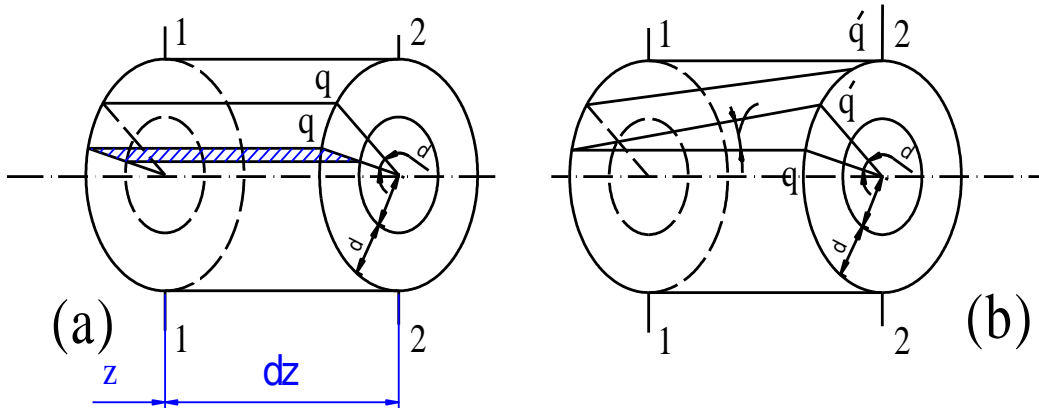


Hình 4-5

4. Giả thuyết về bán kính thẳng và không đổi. Sau khi biến dạng, bán kính của mặt cắt ngang vẫn thẳng và có độ dài không đổi.

Tưởng tượng tách ra khỏi thanh một phần tử giới hạn bởi hai mặt phẳng cách nhau một đoạn dz vô cùng bé, hai mặt trụ đồng tâm có bán kính và +d , hai mặt phẳng chứa trục thanh và hợp với nhau một góc d .

Sau khi biến dạng mặt cắt 1-1 sẽ xoay đi một góc so với mặt cắt ngang. Mặt cắt 2-2 có hoành độ z + dz sẽ bị xoay đi một góc + d so với mặt cắt ngang. Vậy góc xoắn tương đối giữa hai mặt cắt 1-1 và 2-2 là d (Hình 4-6b). Theo giả thuyết 1, 2, 3, các mặt cắt 1-1 và 2-2 chỉ xoay đi đối với nhau nhưng vẫn phẳng và khoảng cách không đổi. Ta thấy trên mặt cắt ngang



chỉ có thành

Hình 4-6

phần ứng suất tiếp. Không có thành phần ứng suất pháp. Phần tử tách ra như trên rõ ràng ở trạng thái trượt thuần túy.

Gọi là góc trượt tỷ đối của phần tử cách trục một bán kính bằng . Từ hình 11-6b ta có:

$$\operatorname{tg} \frac{qq'}{dz} = \frac{.d}{dz}$$

Trong đó $qq' = d$ do giả thuyết 1 và 4. Xét vật liệu làm việc trong miền đàn hồi nên biến dạng thực chất là rất bé nên ta suy ra:

$$\operatorname{tg} \frac{d}{dz} \quad (a)$$

Theo định luật Húc ta có: $= . G$ (b)

$$\text{Từ (a) và (b) rút ra: } = G \cdot \frac{d}{dz} \quad (4-4)$$

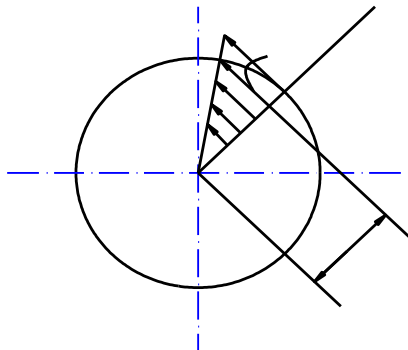
Trong đó: $\frac{d}{dz}$ là hằng số đối với một mặt cắt ngang và được gọi là góc xoắn tỷ đối.

G: mô đun đàn hồi khi trượt

Do đó trên mặt cắt ngang ứng suất tiếp phân bố bậc nhất theo

2.4. Biểu thức liên hệ giữa ứng suất tiếp và thành phần mô men xoắn nội lực:

- Theo (8-7) ta có: $Mz = \int_F \tau \cdot dF$ (a)



Hình 4-7

Thay giá trị từ biểu thức (4-4) vào (a) ta được:

$$Mz = \int_F G \frac{d}{dz} \cdot \tau \cdot dF = \int_F G \frac{d}{dz} \cdot \tau \cdot dF \quad (b)$$

$$Mz = G \frac{d}{dz} \int_F \tau \cdot dF$$

$\int_F \tau \cdot dF$ chính là mô men quán tính độ cực của mặt cắt ngang tròn:

$$J = 0,1d^4$$

Từ (11-4) $G \cdot \frac{d}{dz}$ và (b)

Ta rút ra biểu thức ứng suất tiếp theo nội lực như sau:

$$\frac{M_z}{J} \quad (4-5)$$

- Ứng suất tiếp lớn nhất tại các điểm ngoài chu vi là:

$$\max \frac{M_z}{J} R$$

Đặt: $w = \frac{J}{G}$ là mô đun chống xoắn có

$$\max \frac{M_z}{W} \quad (4-6)$$

- Mặt cắt ngang hình tròn: $W = 0,2d^3$ (4-7)

- Mặt cắt ngang hình vành khăn:

$$W = 0,2D^3 (1 - \frac{d}{D})^4 \quad (4-8)$$

$$\frac{d}{D};$$

d: đường kính trong

D: đường kính ngoài

3. BIẾN DẠNG:

Khi thanh tròn chịu xoắn biến dạng của thanh được đặc trưng bởi:

- Góc xoắn tỷ đối $\frac{d}{dz}$ (4-9)

Từ (b) ta có $\frac{M_z}{G.J}$ (4-10)

- Góc xoắn tương đối giữa hai mặt cắt cách nhau một đoạn có chiều dài l. Ký hiệu ϕ .

Từ (11-9) ta có: $d\phi = \frac{M_z}{G.J} dz$

$$\text{Vậy } \int_0^l \frac{M_z}{G.J} dz = \frac{M_z.l}{GJ} \quad (4-11)$$

G.J : độ cứng khi xoắn

Tỷ số $\frac{M_z}{J.G}$ không đổi trong suốt chiều dài l.

- Nếu tỷ số $\frac{M_z}{J.G}$ thay đổi trong từng đoạn của thanh, ta chia thanh ra

từng đoạn sao cho trong từng đoạn $\frac{M_z}{J.G}$ không đổi, khi đó:

$$\sum_{i=1}^n \frac{M_{z_i} \cdot l_i}{G_i \cdot I_i} \quad (4-12)$$

- Góc tính bằng radian còn thứ nguyên của góc xoắn tỷ đối là rad/chiều dài.

5. CÁC BÀI TOÁN CƠ BẢN VỀ XOẮN:

5.1. Điều kiện bền:

Tại các điểm ở ngoài chu vi phân tố ở trạng thái trượt thuần túy. Nếu mặt cắt ngang không đổi thì điều kiện bền có dạng:

$$\max \frac{|M_{z_{\max}}|}{W} \quad (4-13)$$

Trong đó $[\sigma]$ được gọi là ứng suất cho phép khi xoắn. Trị số ứng suất cho phép được xác định bằng thực nghiệm theo tiêu chuẩn.

Nếu đường kính của thanh thay đổi, điều kiện bền phải viết:

$$\max \left(\frac{M_z}{W} \right)_{\max} \quad (4-14)$$

- Giữa $[\sigma]$ và $[\tau]$ tùy theo các thuyết bền có mối quan hệ sau:

+ Theo thuyết bền ứng suất tiếp lớn nhất:

$$[\sigma] = [\tau] \cdot 2$$

+ Theo thuyết bền thế năng biến đổi hình dáng:

$$[\sigma] = [\tau] \cdot \sqrt{3}$$

5.2. Điều kiện cứng:

Các chi tiết máy chịu xoắn khi truyền động phải có độ cứng đủ lớn, tức là góc xoắn tỷ đối lớn nhất về trị số tuyệt đối không được quá một trị số cho phép nào đó.

$$\max \frac{M_z}{GJ} \max \quad \text{rad/chiều dài.} \quad (11-15)$$

Trong đó $[\alpha]$ là góc xoắn tỷ đối cho phép.

$$[\alpha] = (0,15 \text{ -- } 2)^\circ/\text{m}$$

- Nếu $[\alpha]$ cho là độ/chiều dài thì ta phải đổi.

$$[\alpha] \text{ rad/chiều dài} = \frac{[\alpha] \text{ độ/chiều dài}}{180}$$

Từ điều kiện bền và điều kiện cứng ta suy ra ba bài toán cơ bản sau:

Kiểm tra thanh thỏa mãn điều kiện bền và điều kiện cứng theo (11-13) và (11-15).

- Chọn kích thước mặt cắt ngang:

$$\text{Theo điều kiện bền } W \geq \frac{M_z}{[\sigma]} \quad (4-16)$$

$$\text{Theo điều kiện cứng } J = \frac{M_z}{G[\theta]} \quad (4-6)$$

Ta sẽ chọn đường kính có trị số lớn.

- Tìm tải trọng cho phép

$$\text{Theo điều kiện bền } M_z = W \cdot [\sigma] \quad (4-18)$$

$$\text{Theo điều kiện cứng } M_z = GJ \cdot [\theta] \quad (4-19)$$

Từ đó sẽ chọn tải trọng bé hơn, để đảm bảo mô men xoắn nội lực thoả mãn đồng thời cả hai bất đẳng thức trên.

* Ví dụ 11-2:

Kiểm tra bền của trục chịu xoắn AB (Hình 11-4), cho biết trục làm bằng thép $d = 65\text{mm}$. $[\sigma] = 80\text{MN/m}^2$, $G = 8 \cdot 10^4 \text{MN/m}^2$; $[\theta] = 0,18^\circ/\text{m}$.

Bài giải:

Ta đã vẽ được biểu đồ nội lực M_z trong đoạn l_2 có mô men xoắn nội lực lớn nhất. $M_{z_{\max}} = 3819\text{N.m}$. Do đó ứng suất lớn nhất trong đoạn thanh này là ứng suất nguy hiểm. Góc xoắn tương đối trong đoạn này cũng là góc xoắn tương đối lớn nhất θ_{\max} .

$$w = 0,2d^3 = 0,2(65 \cdot 10^{-3})^3 = 54 \cdot 10^{-6} \text{m}^3.$$

a) Áp dụng công thức 11-13: $\theta_{\max} = \frac{M_{z_{\max}}}{GJ}$

$$\theta_{\max} = \frac{3,819 \cdot 10^3}{54 \cdot 10^{-6}} \cdot 70 \text{MN/m}^2 \quad [\sigma] = 80 \text{MN/m}^2$$

Ứng suất σ_{\max} nhỏ hơn ứng suất xoắn cho phép trục AB đủ bền.

b) Tính θ_{\max} : áp dụng công thức 11-15

$$\theta_{\max} = \frac{M_z}{GJ} \quad J = 0,1d^4 = 0,1(65 \cdot 10^{-3})^4 = 1,7 \cdot 10^{-6} \text{m}^4.$$

$$\theta_{\max} = \frac{3,819 \cdot 10^3}{8 \cdot 10^4 \cdot 1,7 \cdot 10^{-6}} \cdot \frac{180^\circ}{1} = 0,159^\circ / \text{m}$$

- Góc xoắn trong đoạn l_2 : $\theta_{\max} < [\theta] = 0,18^\circ/\text{m}$

6. KHÁI NIỆM VỀ MẶT CẮT NGANG HỢP LÝ:

So sánh hai mặt cắt ngang tròn và hình vành khăn, cùng diện tích F , ta thấy mặt cắt ngang hình vành khăn chống xoắn tốt hơn. Ta nói mặt cắt ngang hình vành khăn hợp lý hơn hình tròn đặc. Để đánh giá mức độ hợp lý ta dùng một đại lượng không thứ nguyên để so sánh:

$$K_m = \frac{W}{\sqrt{F^3}}$$

Trong đó:

w : mô men chống xoắn

F : diện tích mặt cắt ngang

Trị số K_m càng lớn mặt cắt ngang càng hợp lý. Ở đây ta cần chú ý một điều là ta không thể tăng trị số W tùy ý bằng cách cho bề dày hình vành khăn quá mỏng. Vì khi bề dày quá mỏng sẽ làm cho thanh dễ bị mất ổn định khi chịu xoắn (lúc đó trên toàn thanh sẽ hình thành nếp nhăn).

7. BÀI TẬP ÁP DỤNG:

Một trục tròn rỗng chịu lực như hình vẽ. Các ngoại lực: mô men $m_c = 3\text{kN.m}$; $m_B = m_D = m_E = 1\text{kN.m}$ đường kính trong $d = 5\text{cm}$, đường kính ngoài, $D = 10\text{cm}$, các đoạn $BC = CD = DE = 2\text{cm}$.

a) Tính ứng suất nguy hiểm nhất của trục.

b) Tính góc xoắn tương đối lớn nhất và góc xoắn toàn bộ của trục. Biết $G = 8.10^4\text{MN/m}^2$.

Bài giải:

a) Vẽ biểu đồ nội lực M_z :

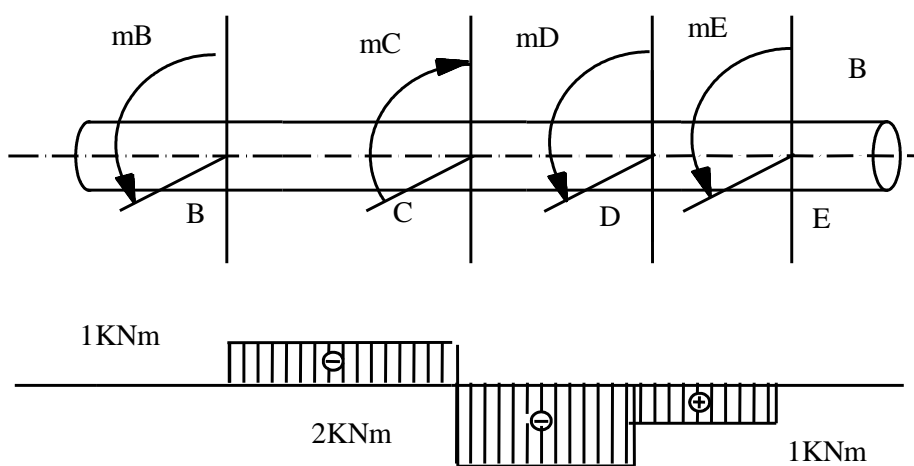
Vì tiết diện của thanh không đổi nên đoạn CD là đoạn nguy hiểm nhất, có nội lực $M_{z_{\max}} = 2\text{kN.m}$ do đó ứng suất lớn nhất trong đoạn thanh này là ứng suất nguy hiểm nhất. Góc xoắn tương đối trong đoạn này cũng là góc xoắn tương đối lớn nhất $_{\max}$.

b) Tính $_{\max}$: Mô men chống xoắn của mặt cắt ngang trong đoạn CD:

$$I_W = 0,2D^3(1 - 0,4^4) = 0,2 \cdot 0,1^3 \cdot 1 - \frac{0,05^4}{0,1} = 187,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\text{Vậy: } \sigma_{\max} = \frac{M_{z_{\max}}}{I_W} = \frac{2 \cdot 10^3}{187,5 \cdot 10^{-6}} = 10,7 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 10,7 \cdot 10 \text{ MN/m}^2$$

+ Tính $_{\max}$: Mô men quán tính độc cực của mặt cắt ngang hình vành khăn $J = 0,1D^4(1 - 0,4^4)$



Hình 4-8

$$J = 0,1(0,1)^4 = \frac{0,05^4}{0,1} = 937,5 \cdot 10^{-8} m^4$$

$$\text{Trong đó: } \max \frac{Mz_{CD}}{GJ} = \frac{2 \cdot 10^3}{8 \cdot 10^{10} \cdot 937,5 \cdot 10^{-8}} \cdot \frac{180^\circ}{}$$

$$\max 0,153^\circ$$

c) Tính góc xoắn toàn bộ trục:

$$\varphi_{CD} = \frac{Mz_{CD} \cdot l}{GJ} \cdot \frac{180^\circ}{} = 2 \cdot \max 0,306^\circ$$

$$\varphi_{DE} = \frac{Mz_{BC} \cdot l}{GJ} = \frac{2 \cdot 10^3}{GJ} = 0,153^\circ$$

Vậy góc xoắn toàn phần của trục là:

$$\varphi_{BE} = \varphi_{BC} + \varphi_{CD} + \varphi_{DE} = 0,153^\circ - 0,306^\circ - 0,153^\circ = -0,306^\circ$$

CHƯƠNG 5: UỐN PHẪNG CỦA THANH PHẪNG

Mã chương: MH08 – 05

Mục tiêu:

- Nhận biết được các trường hợp thanh chịu uốn phẳng
- Xác định được nội lực của thanh
- Vẽ được biểu đồ nội lực,

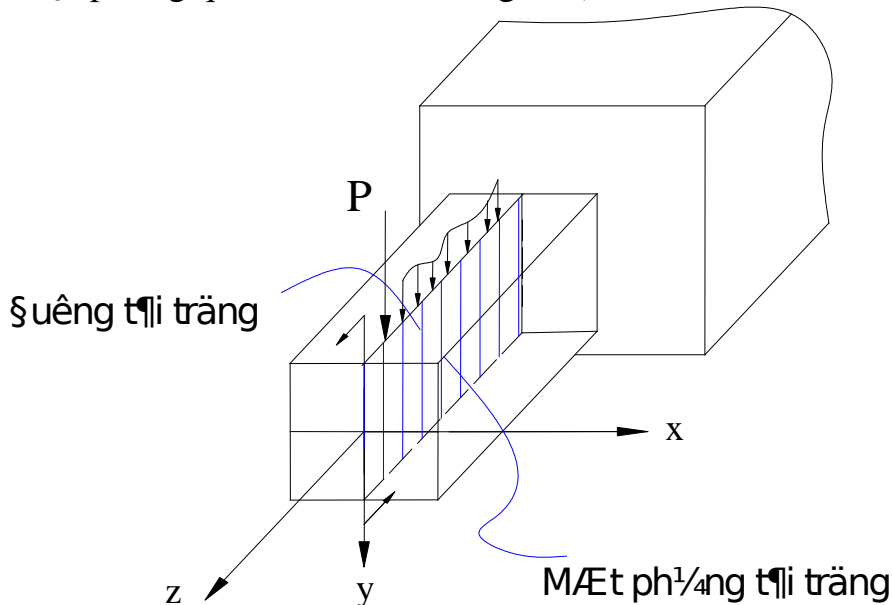
Giải được các bài toán, xét điều kiện bền cho hai trường hợp thanh chịu uốn phẳng và thanh chịu uốn ngang phẳng.

Nội dung chính:

1. ĐỊNH NGHĨA VÀ PHÂN LOẠI:

1.1. Định nghĩa:

Thanh bị uốn ngang phẳng là thanh chịu tác dụng của hệ lực phẳng (gồm những lực vuông góc với trục thanh hay những ngẫu lực) nằm trong mặt phẳng chứa trục thanh và một trục quán tính chính trung tâm (mặt phẳng này gọi là mặt phẳng quán tính chính trung tâm).



Hình 5-1

- Ngoại lực tác dụng có thể là lực tập trung, lực phân bố hoặc mô men tập trung. Mặt phẳng chứa lực gọi là mặt phẳng tải trọng.
- Thanh chủ yếu chịu uốn gọi là dầm.
- Trục của dầm sau khi chịu uốn cong vẫn nằm trong một mặt phẳng quán tính trung tâm thì sự uốn đó được gọi là uốn phẳng.

1.2. Phân loại:

Ta chia uốn phẳng làm hai loại:

- * Uốn thuần túy phẳng: Khi nội lực trong thanh chỉ gồm một thành phần duy nhất là mô men uốn

* Uốn ngang phẳng: Khi nội lực của mặt cắt ngang trong thanh ngoài mô men uốn còn có lực cắt

2. NỘI LỰC VÀ BIỂU ĐỒ NỘI LỰC:

2.1. Nội lực - Quy ước dấu của nội lực:

Xét một dầm chịu lực như trên hình 5-2. Ngoại lực tác dụng lên dầm là lực tập trung P nằm trong mặt phẳng quán tính trung tâm OYZ .

- Đầu tiên phải xác định được các phản lực tại các gối A và B.

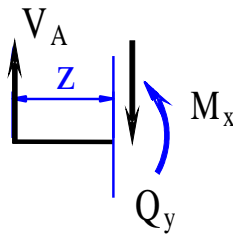
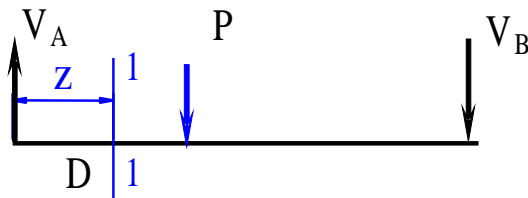
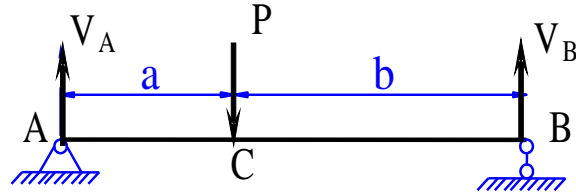
Từ phương trình cân bằng tĩnh học:

$$M_A = V_B \cdot l - P \cdot a = 0$$

$$M_B = -V_A \cdot l - P \cdot b = 0$$

$$\text{Suy ra: } V_B = \frac{P \cdot a}{l}$$

$$V_A = \frac{P \cdot b}{l}$$



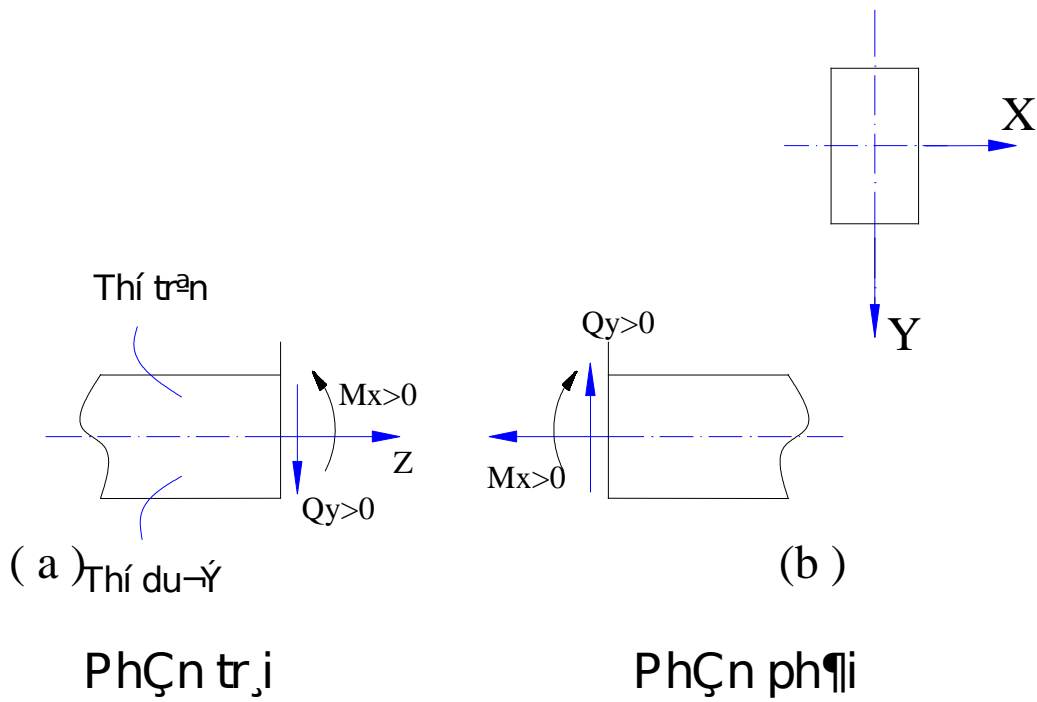
Hình 5-2

- Dùng mặt cắt 1-1 cắt thanh tại điểm D. Khảo sát sự cân bằng của phần trái, ta đặt vào mặt cắt những nội lực: Q_y và M_x .

Quy ước dấu của nội lực:

- Lực cắt Q_y được coi là dương, nếu pháp tuyến ngoài của mặt cắt ngang quay một góc 90° thuận chiều kim đồng hồ thì gập chiều của lực cắt Q_y .

- Mô men uốn được coi là dương nếu nó làm cho thớ dưới trục dầm bị kéo tức là làm căng các thớ về phía dương của trục y (trong dầm chọn chiều dương y hướng xuống dưới). Các thành phần nội lực được quy ước là dương (hình 5-3a và hình 5-3b).



H×nh 5-3

2.2. Biểu đồ nội lực:

- Biểu đồ nội lực là đồ thị biểu diễn sự biến thiên của lực cắt và mô men uốn dọc theo trục của dầm. Nhờ nó ta dễ dàng tìm được các mặt cắt và mô men uốn có trị số lớn nhất. Các mặt cắt đó thường là mặt cắt nguy hiểm. Sau này thường chọn để tính toán điều kiện bền. Trong giáo trình này khi vẽ đồ thị ta quy ước hệ trục được chọn như sau:

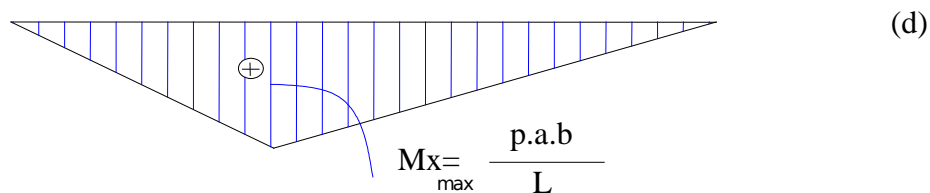
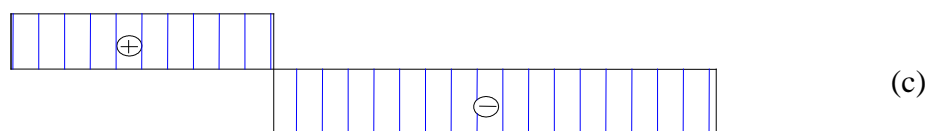
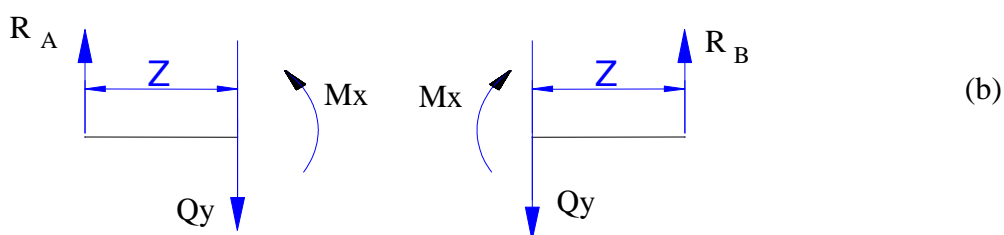
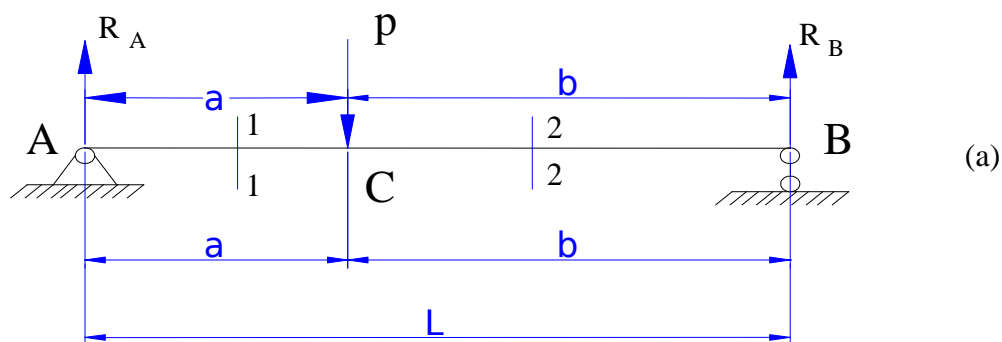
- Đối với biểu đồ lực cắt Q hệ trục chọn như hình 5-4a
- Đối với biểu đồ mô men uốn hệ trục chọn như hình 5-4b



Hình 5-4

* Ví dụ:

Vẽ biểu đồ lực cắt và mô men uốn của dầm tựa trên hai khớp bản lề A và B chịu tải trọng P như hình (5-5)



Hình 5-5

Bài giải:

a) Xác định phản lực tại điểm tựa A và B:

Từ phương trình cân bằng tĩnh học

$$M_A = R_B \cdot l - P \cdot a = 0$$

$$M_B = -R_A \cdot l + P \cdot b = 0$$

$$\text{Suy ra: } R_B = \frac{P \cdot a}{l}$$

$$R_A = \frac{P \cdot b}{l}$$

Nếu dùng phương pháp mặt cắt và xét phần dầm có bản lề A thì trên đoạn AC lực cắt và mô men uốn chỉ phụ thuộc vào R_A . Nhưng trên đoạn CB

chúng phụ thuộc cả R_A và P . Quy luật biến thiên của Q_y và M_x trên hai đoạn AC và CB khác nhau. Vì vậy phải xét riêng từng đoạn.

b) Biểu đồ lực cắt $Q_y(z)$:

Tại mặt cắt 1-1 trong đoạn AC ($0 \leq z \leq a$) ta thấy:

$$Q_y = R_A - \frac{P}{l}z$$

Theo quy ước ở 5.2 thì $Q_y \geq 0$

Tại mặt cắt 2-2 trong đoạn CB ($a \leq z \leq L$)

$$Q_y = R_B - \frac{P}{L}(z - a) \quad (Q_y < 0)$$

Biểu đồ lực cắt Q_y có dạng hình (5-5c). Ở mặt cắt có lực tập trung P , biểu đồ lực cắt có bước nhảy với trị số bằng P .

c) Biểu đồ mô men uốn M_x :

Tại mặt cắt 1-1 trong đoạn $0 \leq z \leq a$

$$M_x = R_A z - \frac{P}{l}z \cdot z$$

Theo quy ước dấu ở 5.2 thì $M_x > 0$. Đường biểu diễn là một đường thẳng xác định bởi hai điểm:

$$z = 0 \quad M_x = 0; \quad z = a \quad M_x = \frac{Pba}{l}$$

Tại mặt cắt 2-2 trong đoạn $a \leq z \leq L$

$$M_x = R_B(z - a) - \frac{P}{L}(z - a)^2$$

Đường biểu diễn cũng là đường thẳng xác định bởi hai điểm:

$$z = a \quad M_x = R_B \cdot b = \frac{Pba}{l}$$

$$z = L \quad M_x = R_B \cdot 0 = 0$$

Như vậy biểu đồ mô men uốn M_x có dạng hình (5-5d) M_x đạt giá trị lớn nhất $\frac{Pab}{L}$ tại điểm Q_y đổi dấu.

Khi lực tập trung P đặt tại trung điểm của dầm:

$$a = b = \frac{l}{2} \text{ thì:}$$

$$Q_y = \frac{P}{2}; \quad M_{x_{\max}} = \frac{P \cdot L}{4}$$

* Ví dụ 2:

Vẽ biểu đồ lực cắt và mô men uốn của dầm chịu tải trọng phân bố với cường độ q (N/m).

Giải:

a) Xác định phản lực tại điểm tựa A và B:

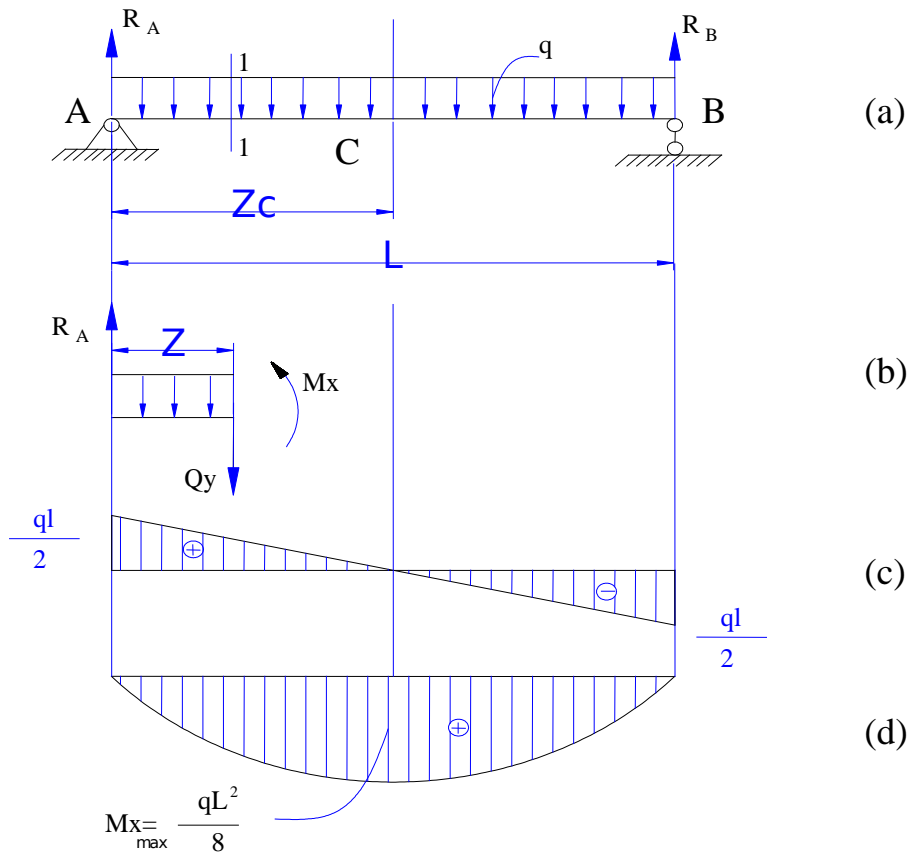
$$\text{Ta có: } Q = ql; \quad Z_c = \frac{l}{2}$$

$$M_A = Q \frac{l}{2} - R_B \cdot l = 0$$

$$M_B = Q \frac{l}{2} - R_A \cdot l = 0$$

$$\text{Suy ra: } R_B = \frac{Q \cdot l}{2l} = \frac{q \cdot l}{2}$$

$$R_A = \frac{Q \cdot l}{2l} = \frac{q \cdot l}{2}$$



Hình 5-6

b) Biểu đồ lực cắt Q_y :

Tại mặt cắt A một đoạn là Z

$$\text{Ta có: } Q_y = R_A - qz = \frac{ql}{2} - qz = q\left(\frac{l}{2} - z\right)$$

$$Z = 0 \quad Q_y = \frac{ql}{2} ; Z = L \quad Q_y = -\frac{ql}{2}$$

$$Z = \frac{l}{2} \quad Q_y = 0 \quad ; \text{ biểu đồ lực cắt } Q_y \text{ (hình 5-6c)}$$

c) Biểu đồ mô men uốn M_x :

Tại mặt cắt bất kỳ cách A một đoạn là Z , ta có:

$$M_x = R_A \cdot z - qz \frac{z}{2} = \frac{q}{2} (lz - z^2)$$

Vậy $M_x = 0$ khi $z = 0$

$M_x = 0$ khi $z = L$

$$M_x = \frac{ql^2}{8} \text{ khi } z = \frac{l}{2}$$

Biểu đồ mô men uốn M_x có dạng parabol (hình 5-6d). Tại điểm giữa của dầm, nơi lực cắt đổi dấu, mô men uốn đạt cực trị: $M_{x \max} = \frac{ql^2}{8}$

* Ví dụ 3:

Vẽ biểu đồ lực cắt và mô men uốn của dầm chịu tác dụng của ngẫu lực tập trung m tại điểm C.

Bài giải:

a) Xác định phản lực tại các điểm tựa:

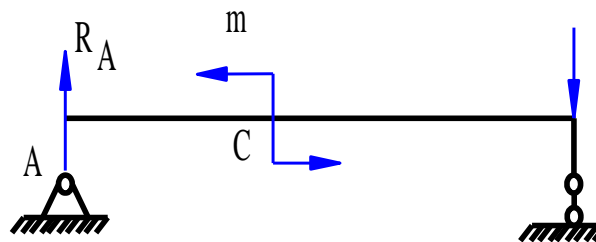
$$M_A = m - R_B \cdot l = 0$$

$$M_B = m - R_A \cdot l = 0$$

$$\text{Suy ra: } R_B = \frac{m}{l}$$

$$R_A = \frac{m}{l}$$

Các phản lực tại điểm tựa R_A R_B tạo thành một ngẫu lực cân bằng với ngẫu lực m .



b) Biểu đồ lực cắt Q_y :

$$\text{Tại mặt cắt bất kỳ 1-1 trong đoạn AC (0 < Z < a) a) } Q_y = R_A = \frac{m}{l}$$

$$\text{Tại mặt cắt bất kỳ 2-2 trong đoạn CB (a < Z < l) b) ta vẫn có: } Q_y = R_A =$$

$$\frac{m}{l}$$

Vậy biểu đồ lực cắt Q_y là một đường thẳng song song với trục hoành (hình 12-7b).

c) Biểu đồ mô men uốn M_x :

Tại mặt cắt 1-1 trong đoạn $0 \leq z \leq a$

$$M_x = R_A \cdot z = \frac{m}{l} z \quad M_x > 0$$

$$z = 0 \quad M_x = 0$$

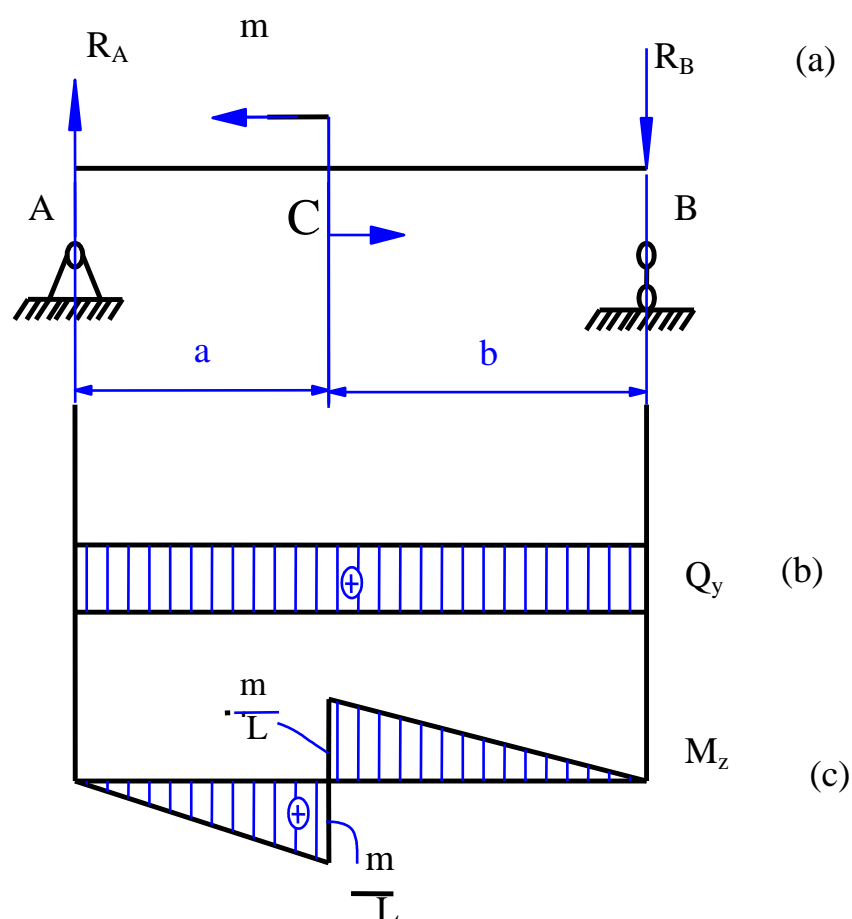
$$z = a \quad M_x = \frac{m}{l} a$$

Tại mặt cắt 2-2 trong đoạn $a \leq z \leq L$

$$M_z = R_A z - m = \frac{m}{l} z - m = m \cdot \frac{z - l}{l}$$

$$z = a \quad M_x = - \frac{mb}{L}$$

$$z = L \quad M_x = 0$$



Hình 5-7

Biểu đồ mô men uốn M_x gồm hai đoạn song song với độ dốc $\frac{m}{l}$. Tại mặt cắt có ngẫu lực tập trung m , biểu đồ mô men uốn có bước nhảy với trị số m . (Hình 5-7c)

* Ví dụ 4:

Vẽ biểu đồ lực cắt và mô men uốn của dầm AB chịu tác dụng của tải trọng tập trung P tại nút tự do B.

Giải:

Với bài toán này không cần phải xác định trước các phản lực tại điểm tựa. Tại mặt cắt bất kỳ cách nút B một đoạn z (hình 12-8b) ta thấy:

$$Q_y = -P$$

$$M_x = -P.z$$

Vậy $z = 0 \quad M_x = 0$

$$z = l \quad M_x = -P.l$$

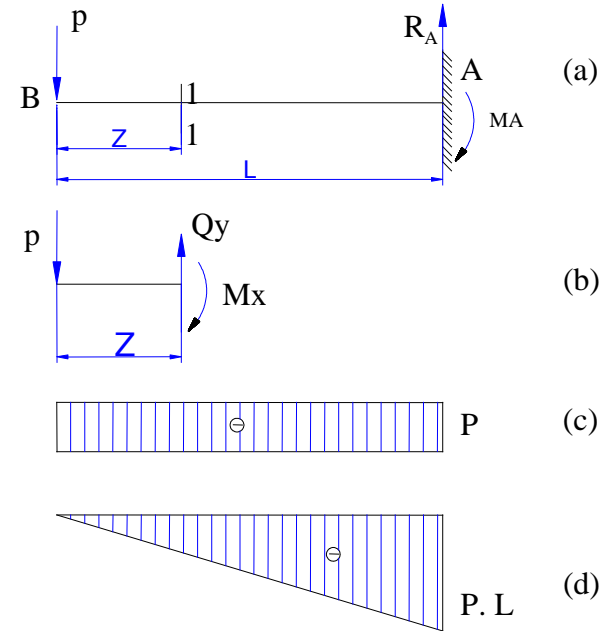
Biểu đồ lực cắt Q_y và mô men uốn M_x có dạng như hình (12-8c), (12-8d)

Phản lực tại A gồm hai thành phần: lực $R_A = P$ và ngẫu lực có mô men $M_A = P.l$

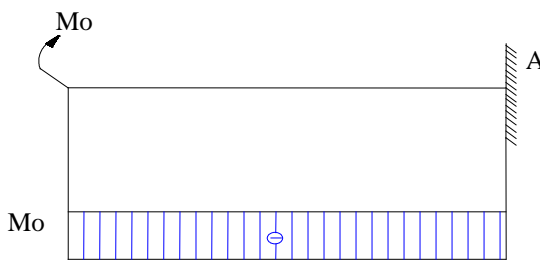
3. DẦM CHỊU UỐN THUẦN TÚY PHẪNG:

3.1. Định nghĩa:

Một dầm gọi là uốn thuần túy phẳng khi trên mặt cắt ngang của dầm chỉ có một thành phần nội lực là mô men uốn nằm trong mặt phẳng quán tính chính trung tâm. Ví dụ M_x hoặc M_y (hình 5-9).



Hình 5-8



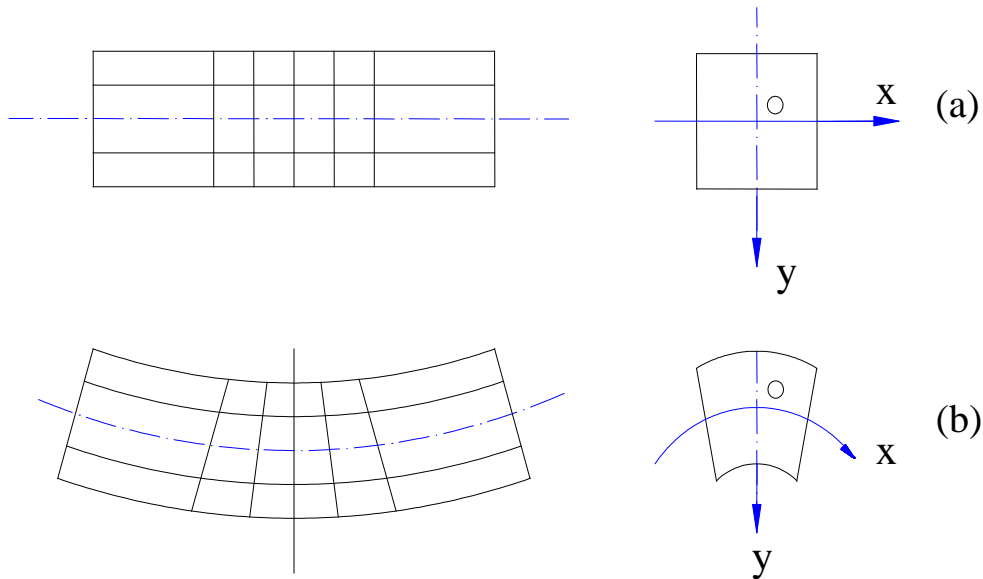
Hình 5-9

3.2. Ứng suất pháp trên mặt cắt:

Quan sát một dầm chịu uốn phẳng thuần túy có mặt cắt ngang hình chữ nhật. Trước khi dầm chịu uốn ta vạch lên mặt bên của nó những đường thẳng song song với trục, tượng trưng cho các thớ dọc và những đường thẳng vuông góc với trục biểu thị các mặt cắt ngang (Hình 5-10a).

Sau khi dầm bị uốn ta nhận thấy:

- Trục của dầm bị cong đi
- Các vạch song song với trục cũng bị cong đi nhưng vẫn song song với trục.
- Các vạch vuông góc với trục vẫn thẳng và vuông góc với trục dầm đã bị uốn cong.
- Các góc vuông tại giao điểm các vạch dọc và ngang vẫn được duy trì và vuông góc (hình 5-10b).



Hình 5-10

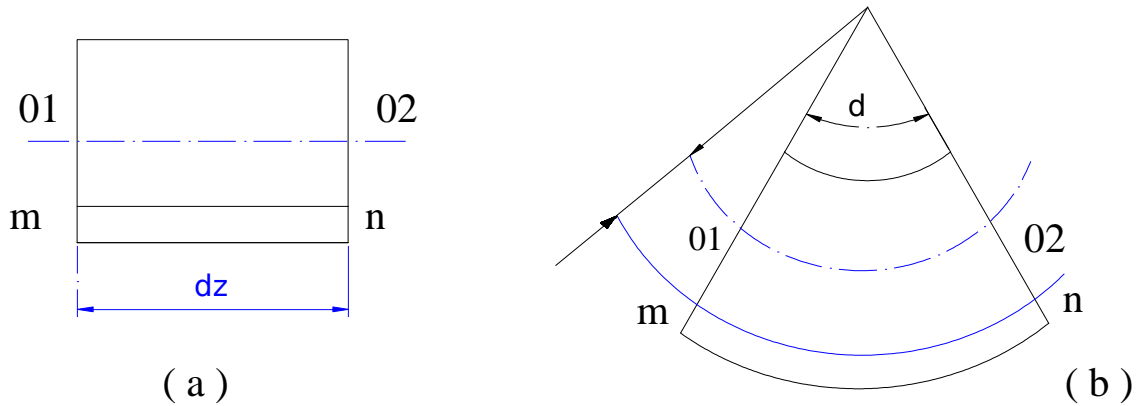
Từ những nhận xét trên ta đưa ra hai giả thiết sau:

Giả thiết mặt cắt ngang phẳng và giả thiết về thớ dọc như chương Kéo - Nén.

Tiếp tục quan sát biến dạng của dầm ta thấy các thớ dọc ở phía trên trục dầm bị co lại và các thớ ở phía dưới trục dầm bị giãn ra. Như vậy từ thớ bị co sang thớ bị giãn sẽ có thớ không bị giãn, không bị co, tức là thớ không bị biến dạng. Ta gọi thớ này là thớ trung hòa. Giao tuyến của lớp trung hòa với mặt cắt ngang gọi là đường trung hòa. Đường trung hòa chia mặt cắt ngang thành hai miền: một miền gồm các thớ bị co và miền kia gồm các thớ bị giãn.

Vì các thớ ở phía trên bị co nên bề rộng của mặt cắt ngang sẽ bị phình ra ở phía trên. Còn các thớ dưới bị giãn nên bề rộng của mặt cắt ngang sẽ bị hẹp lại ở phía dưới (hình 12 - 10b). Mặt cắt không còn giữ nguyên hình chữ nhật như trước khi biến dạng. Đường trung hòa là một đường cong. Nhưng vì biến dạng nhỏ nên chúng ta có thể coi mặt cắt ngang sau khi biến dạng vẫn là hình chữ nhật và coi đường trung hòa là một đường thẳng. Mặt khác chúng

ta chỉ xét trường hợp tải trọng tác dụng trong mặt phẳng chứa trục dầm và trục đối xứng của mặt cắt ngang nên đường trung hòa sẽ vuông góc với đường tải trọng, tức là vuông góc với trục đối xứng của mặt cắt ngang. Biến dạng của dầm chịu uốn phẳng thuần túy chỉ là sự quay của mặt cắt ngang đối với đường trung hòa.



Hình 5-11

Xét một mặt cắt ngang nào đó và chọn hệ trục tọa độ như sau: Trục Ox là trục đường trung hòa, trục Oy là trục đối xứng. Trục Oz vuông góc với mặt cắt ngang (hình 5-10). Theo giả thiết về mặt cắt ngang phẳng. Với nhận xét các ô vuông sau khi biến dạng vẫn vuông. Ta có thể nói rằng trên mặt cắt ngang chỉ có ứng suất pháp, không có ứng suất tiếp. Vì nếu có ứng suất tiếp thì dưới tác dụng của nó mặt cắt ngang sẽ vênh đi và các ô vuông sẽ không giữ nguyên góc vuông nữa. Theo giả thiết về thứ dọc thì $\epsilon_x = \epsilon_y = 0$. Như vậy tại một điểm nào đó trên mặt cắt là trạng thái ứng suất đơn. Sự liên hệ giữa ứng suất pháp σ_z và biến dạng dài ϵ_z . Theo định luật Húc có dạng:

$$\sigma_z = E \cdot \epsilon_z \tag{a}$$

Nếu biết được biến dạng, chúng ta dễ dàng tìm được sự phân bố ứng suất trên mặt cắt ngang. Muốn vậy ta xét một đoạn dầm dz được cắt bởi hai mặt cắt 1-1 và 2-2 (hình 5-11a). Sau khi biến dạng hai mặt cắt này tạo với nhau một góc d (hình 5-11b). Gọi d là bán kính cong của thớ trung hòa O_1O_2 . Vì thớ trung hòa không biến dạng nên:

$$\overline{O_1O_2} = dz = O_1O_2 \cdot d$$

Xét biến dạng của một thớ mn cách thớ trung hòa một khoảng cách y. Chiều dài của thớ này trước khi biến dạng là:

$$mn = dz = d$$

và sau khi biến dạng: $mn = (\epsilon + y) d$

Độ giãn dài tỷ đối của thớ mn bằng:

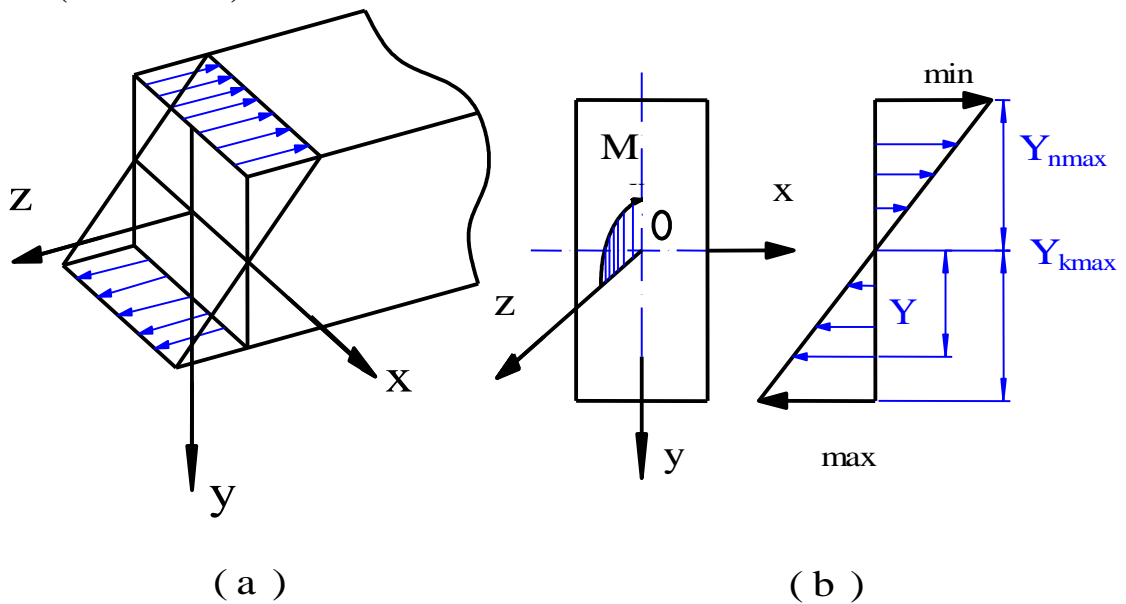
$$\sigma_z = \frac{(y)d}{d} \cdot \frac{d}{y} \quad (b)$$

Thay (a) vào (b) ta được:

$$\sigma_z = E \cdot \frac{y}{z} \quad (5 - 1)$$

Tại một mặt cắt ngang bán kính () có trị số xác định E là một hằng số. Vậy quy luật phân bố ứng suất pháp trên mặt cắt ngang là phẳng (hình 5-12). Giao tuyến của mặt phẳng ứng suất với mặt cắt chính là trục trung hòa. Rõ ràng ứng suất pháp trên các đường thẳng song song với trục trung hòa có trị số như nhau. Do đó ta có thể vẽ biểu đồ phân bố ứng suất pháp đơn giản như trên (hình 5-12b) qua biểu đồ phân bố ứng suất pháp trên mặt cắt ngang ta thấy:

- Trên mặt cắt ngang chia làm hai miền: một miền chịu kéo và miền kia chịu nén.
- Các điểm có trị số ứng suất pháp lớn nhất là các điểm xa trục trung hòa nhất (hình 5-12b).



Hình 5-12

3.3. Biểu thức liên hệ giữa ứng suất pháp với thành phần mô men uốn nội lực:

Xét mặt cắt ngang có mô men uốn M_x theo ta có:

$$M_x = \int_F \sigma_z \cdot y \cdot dF \quad (a)$$

Thay giá trị từ 12 - 1 vào (a) ta có quan hệ:

$$M_x = \int_F \sigma_z \cdot y^2 dF = \frac{E}{z} \cdot \int_F y^2 dF$$

Trong đó $J_x = \int_F y^2 dF$ là mô men quán tính của mặt cắt ngang đối với trục trung hòa:

$$\text{Vậy } M_x = \frac{E}{J_x} \int_F y^2 dF \text{ hay } \frac{1}{E \cdot J_x} \int_F M_x \cdot y^2 dF \quad (5 - 2)$$

So sánh (12 - 1) và (12 - 2) ta suy ra công thức ứng suất pháp trên mặt cắt ngang như sau: $\sigma_z = \frac{M_x}{J_x} \cdot y$ (5 - 3)

3.4. Vị trí trục trung hòa:

Từ định nghĩa về uốn phẳng thuần túy ta suy ra trên mọi mặt cắt ngang thành phần lực dọc bằng không ($N_z = 0$) ta có:

$$N_z = \int_F \sigma_z \cdot dF = 0$$

Thay giá trị σ_z từ (12 - 1) vào biểu thức trên ta được:

$$N_z = \frac{E}{J_x} \int_F y \cdot dF = 0$$

Trong đó $S_x = \int_F y \cdot dF$ là mô men tĩnh của mặt cắt ngang đối với trục trung hòa.

$$\text{Vậy } N_z = \frac{E}{J_x} \cdot S_x = 0$$

Vì $\frac{E}{J_x} = 0$ nên suy ra $S_x = 0$. Vậy trục trung hòa là một trục trung tâm trong hệ trục tọa độ như đã chọn, trục y là một trục quán tính chính trung tâm trùng với đường tải trọng. Khi đó trục trung hòa chính là một trục quán tính chính trung tâm thứ hai và vuông góc với đường tải trọng (hình 5-2).

3.5. Ứng suất kéo và nén lớn nhất:

Từ biểu đồ phân bố ứng suất pháp trên mặt cắt ngang ta đã có nhận xét là ứng suất pháp có trị số tuyệt đối lớn nhất tại các điểm xa nhất tính từ trục trung hòa nhất.

Nếu trục trung hòa là một trục đối xứng, ví dụ mặt cắt ngang hình chữ nhật, hình tròn, chữ I... thì ta thấy ứng suất kéo và ứng suất nén lớn nhất có trị số tuyệt đối bằng nhau.

* Ví dụ: Mặt cắt ngang là hình chữ nhật có kích thước là $b \times h$ (5-12)

$$|z|_{\max} : \frac{M_x}{|W_x|}$$

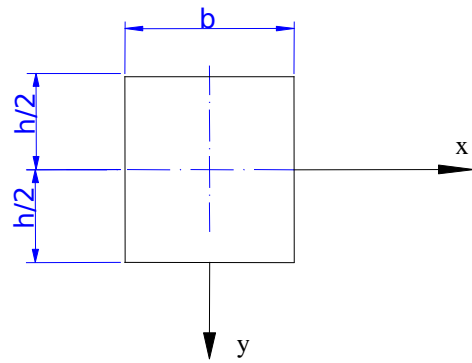
Trong đó

$$W_x = \frac{J_x}{h/2} = \frac{2bh^3}{12h} = \frac{bh^2}{6}$$

Mặt cắt ngang là hình tròn có

bán kính R: $|z|_{\max} : \frac{M_x}{W_x}$

Trong đó $W_x = 0,1d^3$.



Hình 5-13

Đại lượng W_x gọi là mô đun chống uốn của mặt cắt ngang. Nó phụ thuộc vào hình dạng, kích thước của mặt cắt ngang và có thứ nguyên là [chiều dài]³.

Nếu mặt cắt ngang không đối xứng qua trục trung hòa, thì ứng suất kéo lớn nhất và ứng suất nén có trị số tuyệt đối lớn nhất được xác định bởi các công thức sau:

- Ứng suất kéo lớn nhất $\max_z \frac{M_x}{J_x} |y^k| = \frac{|M_x|}{w_x^k}$

Trong đó $w_x^k = \frac{J_x}{|y^k|_{\max}}$; $|y^k|_{\max}$ là tọa độ của điểm biên chịu kéo có giá trị lớn nhất.

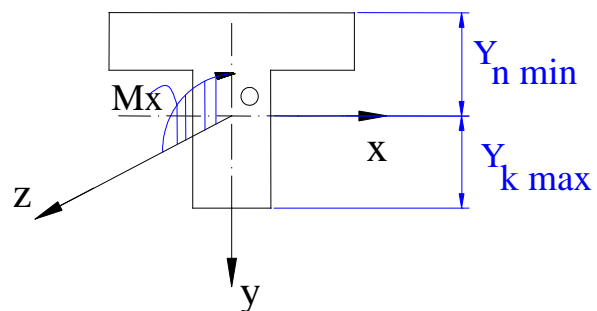
- Ứng suất nén lớn nhất về trị số tuyệt đối.

$$\max_z \frac{|M_x|}{J_x} |y^n| = \frac{|M_x|}{w_x^n}$$

Trong đó $w_x^n = \frac{J_x}{|y^n|_{\max}}$; $|y^n|_{\max}$ là tọa độ của điểm biên chịu nén có trị số tuyệt đối lớn nhất.

w_x^k ; w_x^n là các mô đun chống

uốn của mặt cắt ngang trong miền kéo hoặc nén. Ta thấy với cùng một trị số mô men uốn thì các trị số ứng suất lớn nhất trên mặt cắt ngang tỷ lệ nghịch với trị số mô đun chống uốn. Như vậy cùng với mặt cắt ngang có diện tích F, nếu mô men chống uốn càng lớn thì càng tiết kiệm vật liệu.



Hình 5-14

Để đánh giá mức độ tiết kiệm vật liệu của các dạng mặt cắt khác nhau, người ta đưa vào tỷ số không thứ nguyên $W_x/\sqrt{F^3}$ tỷ số này càng lớn thì mức độ tiết kiệm vật liệu càng tốt.

Các mặt cắt ngang có tính chất làm tiết kiệm được, nguyên vật liệu được gọi là các mặt cắt ngang hợp lý khi dầm chịu uốn. Việc chế tạo các thép cán định hình có mặt cắt ngang hình chữ I, U dựa trên tính chất hợp lý này.

3.6. Điều kiện bền và ba bài toán cơ bản:

Trạng thái ứng suất tại các điểm nguy hiểm của dầm chịu uốn thuần túy phẳng là trạng thái ứng suất đơn. Tương tự điều kiện bền trong bài toán kéo - nén đúng tâm điều kiện bền ở đây được viết như sau:

- Dầm vật liệu dẻo, vì $\frac{K}{ch}$ $\frac{n}{ch}$ nên ta có:

$$\left| \max \frac{Mx'}{w_x} \right| \quad (5-4)$$

- Dầm vật liệu giòn, vì $\frac{K}{B}$ $\frac{n}{B}$ nên ta phải viết hai điều kiện bền:

$$\left| \max \left| \frac{Mx}{w_x^n} \right|^n \right| \quad (5-5)$$

Từ điều kiện bền ta suy ra ba bài toán cơ bản:

- Kiểm tra bền theo công thức (12 - 4) và (12 - 5)

Chọn kích thước mặt cắt ngang thỏa mãn điều kiện:

$$w_x \geq \frac{M_x}{\sigma_x} \quad (5-6)$$

- Tìm tải trọng cho phép thỏa mãn điều kiện:

$$\max M_x \leq W_K [\sigma] \quad (5-7)$$

4. UỐN NGANG PHẪNG:

4.1. Định nghĩa:

Một dầm gọi là chịu uốn ngang phẳng khi trên mặt cắt ngang của nó có hai thành phần nội lực là lực cắt Q_y và mô men uốn M_x (hoặc Q_x và M_y).

4.2. Ứng suất pháp trên mặt cắt:

Trong uốn ngang phẳng, mặt cắt ngang có lực cắt. Lực cắt này do ứng suất tiếp tạo thành. Các ứng suất tiếp trên mặt cắt ngang phân bố không đều theo chiều cao của nó. Do ảnh hưởng đó các biến dạng góc cũng có trị số thay đổi theo chiều cao của mặt cắt ngang làm cho mặt cắt ngang sau khi bị uốn không còn phẳng nữa mà hơi bị vênh theo hình chữ S (hình 5-6). Tuy nhiên trong trường hợp lực cắt bằng hằng số thì các mặt cắt ngang đều vênh như

nhau, do đó sự vênh không có ảnh hưởng đến độ dẫn hoặc độ co như đã nghiên cứu trong uốn phẳng thuần túy. Bởi vậy công thức tính ứng suất pháp (5-3) vẫn còn đúng trong trường hợp uốn ngang phẳng.

Nếu mặt cắt ngang hoặc lực cắt thay đổi theo chiều dọc trục thì công thức (5-3) sẽ có một sai sót trong phạm vi bé hơn 5%, sai số đó có thể bỏ qua được.

Tóm lại, ứng suất pháp trên mặt cắt ngang vẫn được tính theo công thức (5-3).

$$\sigma_z = \frac{M_x}{J_x} \cdot y$$

4.3. Ứng suất tiếp trên mặt cắt ngang:

Trong tính toán sau này người ta thường bỏ qua ảnh hưởng của ứng suất tiếp do lực cắt. Khi cần kể đến ảnh hưởng đó người ta có thể sử dụng công thức của Jurapxki dưới dạng:

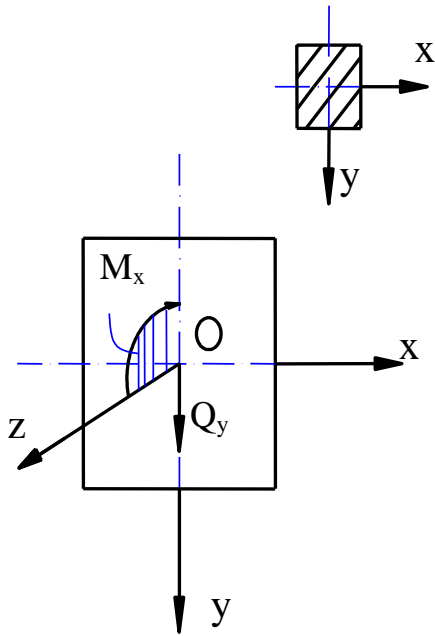
$$\tau_{zy} = \frac{Q_y \cdot S_x^c}{b^c \cdot J_x} \quad (5-8)$$

Trong đó:

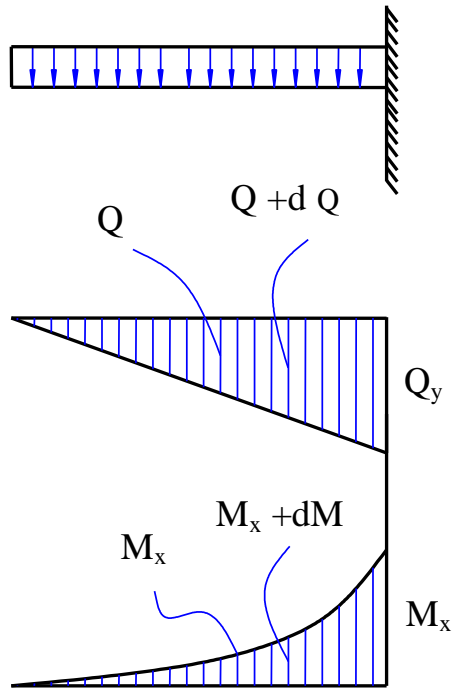
Q_y : ứng suất tiếp có phương của lực cắt

J_x : mô men quán tính của mặt cắt ngang đối với trục trung hòa.

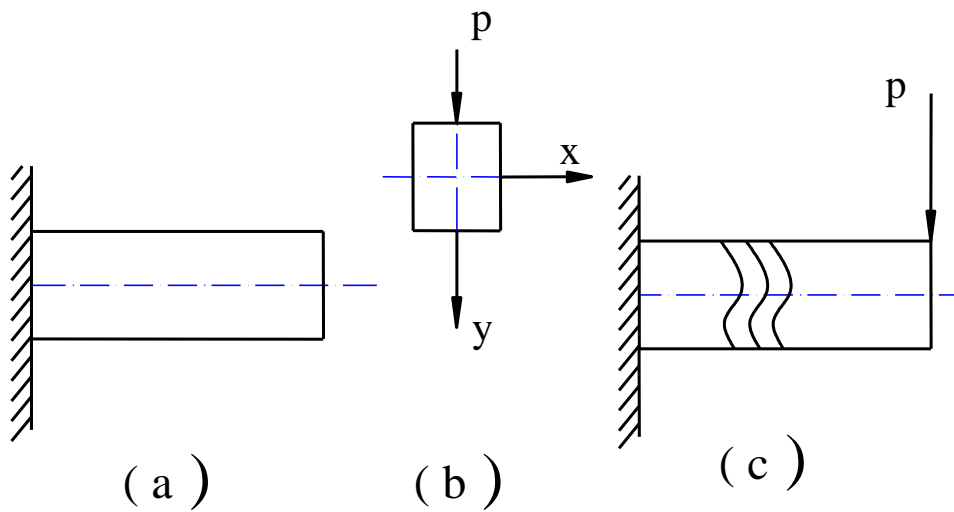
b : là chiều rộng của mặt cắt đi qua điểm tính ứng suất vuông góc với chiều của ứng suất tiếp; S_x^c : mô men tĩnh của phần mặt cắt ngang bị cắt đối với trục trung hòa (hình 5-6).



Hình 5-15



Hình 5-16



Hình 5-17

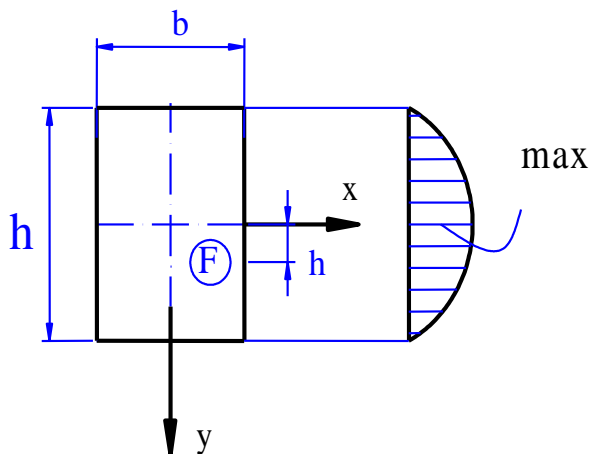
Ví dụ: Mặt cắt ngang hình chữ nhật theo (H5-18a)

$$S_x^c = \frac{b}{2} \frac{h^2}{4} y^2 ; J_x = \frac{bh^3}{12}$$

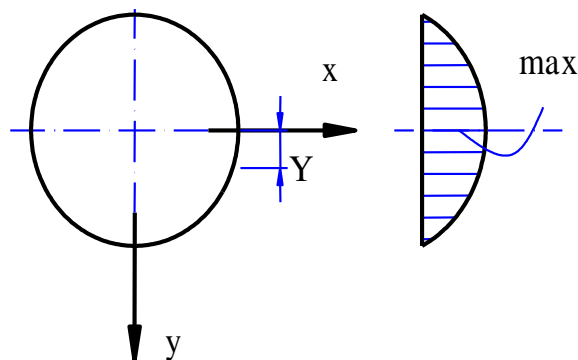
$$\text{Suy ra: } z_y = \frac{3Qy}{2bh} \left(1 - \frac{4y^2}{h^2} \right)$$

Biểu đồ phân bố ứng suất tiếp trên mặt cắt ngang, chữ nhật được biểu diễn trên (hình 12 - 18a). Tại các điểm trên trục trung hòa ứng suất tiếp đạt trị số lớn nhất:

$$\max \frac{3Qy}{2bh} \quad \frac{3Qy}{2F}$$



Hình 5-18a



Hình 5-18b

- Mặt cắt ngang là hình tròn:

$$\tau_{zy} = \frac{4Qy}{3R^4} (R^2 - Y^2)$$

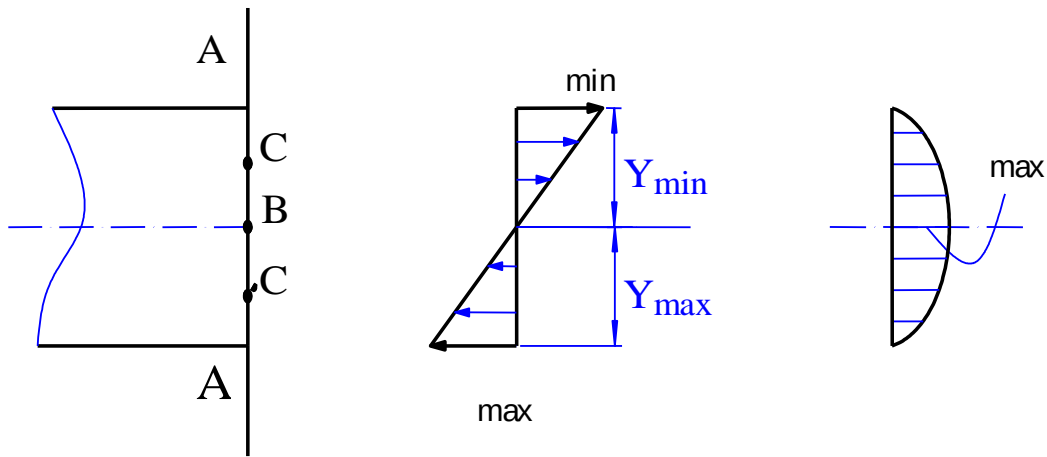
Biểu đồ ứng suất tiếp trên mặt cắt ngang cho trên hình (5-18a) ứng suất tiếp tại các điểm trên trục trung hòa đạt giá trị lớn nhất.

$$\max \frac{4Qy}{3R^2} \quad \frac{4Qy}{3F}$$

4.4. Điều kiện bền của dầm chịu uốn ngang phẳng, mặt cắt hợp lý của dầm:

Đối với dầm chịu uốn ngang phẳng, do trên mặt cắt ngang có cả ứng suất tiếp và ứng suất pháp nên việc tìm vị trí nguy hiểm và viết điều kiện bền có phức tạp hơn. Dựa vào biểu đồ phân bố ứng suất pháp và tiếp dọc theo chiều cao, ta thấy có ba loại trạng thái ứng suất (hình 5-19).

- Ở các điểm ngoài mép, xa trục trung hòa nhất. Ví dụ các điểm A, trạng thái ứng suất đơn.



Hình 5-19

Điều kiện bền là:

a) Đối với vật liệu dẻo:

$$\left| z \right|_{\max} \frac{Mx}{W_x} \quad (5-9)$$

b) Đối với vật liệu giòn:

$$\max_z \frac{Mx}{W_x^K} \quad (5-10)$$

$$\max_z \frac{Mx}{W_x^n} \quad (5-11)$$

- Điểm trên trục trung hòa. Ví dụ điểm B, phân tố ở trạng thái trượt thuần túy. Điều kiện bền là:

$$\max_{\tau} \quad (5-11)$$

- Những điểm có cả ứng suất tiếp và ứng suất pháp, ví dụ điểm C. Phân tố này ở trạng thái ứng suất phẳng nên để kiểm tra bền ta không thể làm như ở trạng thái ứng suất đơn. Độ bền của phân tố đang xét tương đương với độ bền của trạng thái ứng suất tương đương. Vậy điều kiện bền được viết là:

$$\max_{\sigma_{td}} \quad (5-12)$$

Trong đó σ_{td} là ứng suất tính toán ở trạng thái ứng suất đơn tương đương cho trạng thái ứng suất phẳng đang xét.

Để tìm quan hệ σ_{td} với các ứng suất đang xét ta đưa vào các giả thuyết. Mỗi giả thuyết căn cứ vào một đại lượng cơ học nào đó để suy diễn. Người ta gọi đó là các thuyết bền.

* Ví dụ:

Theo thuyết bền ứng suất tiếp lớn nhất. Ứng suất tính toán tương đương của một điểm C nào đó $\sigma_z(c)$ và τ_c như (hình 5 - 20) có dạng:

$$td(c) \sqrt{\frac{2}{z(c)} 4 \frac{2}{c}}$$

Thuyết bền thế năng thay đổi hình dáng

$$td(c) \sqrt{\frac{2}{z(c)} 3 \frac{2}{c}}$$

Thuyết bền Mo (Mohr)

$$td(c) \frac{1}{2} zc \frac{1}{2} \sqrt{\frac{2}{z(c)} 4 \frac{2}{c}}$$

Hai thuyết bền trên dùng cho vật liệu dẻo, thuyết bền Mo dùng cho vật liệu giòn trong đó $\sigma_k = [\sigma_k] / [\sigma_n]$.

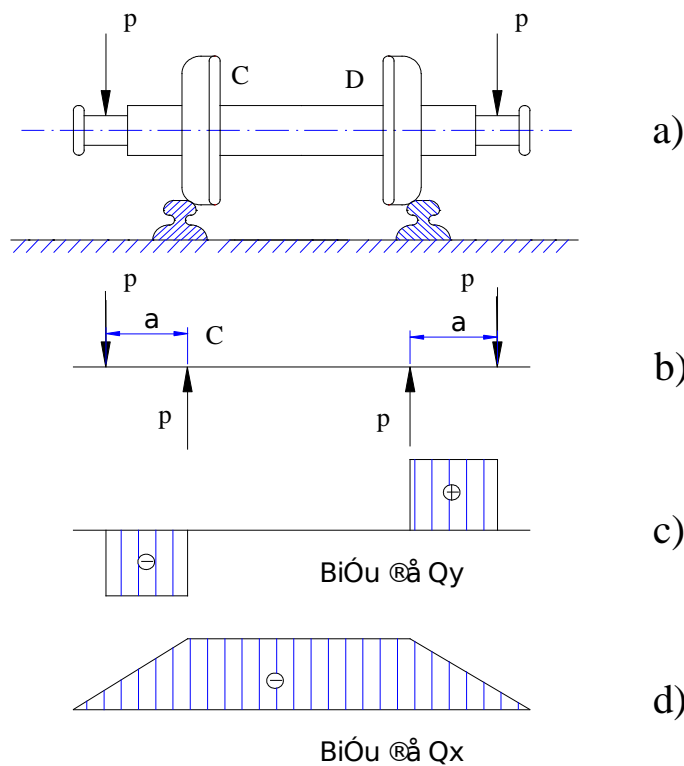
Thực tế do trị số của ứng suất tiếp trong trường hợp dầm chịu uốn thường rất bé so với trị số ứng suất pháp nên nó thường được bỏ qua. Do đó điều kiện bền (5 - 9) và (5 - 10) gọi là điều kiện bền cơ bản khi uốn.

* Ví dụ 5:

Xác định đoạn trục bánh xe hoả nằm giữa hai bánh chịu lực như trên hình 5-20. Cho biết $P = 63\text{kN}$; $a = 22,8\text{cm}$. Vật liệu có giới hạn chảy $\sigma_{ch} = 26\text{kN/cm}^2$. Lấy hệ số an toàn $n = 6,3$.

Giải:

Trước hết ta chọn sơ đồ lực (hình 5-20a) và vẽ biểu đồ lực cắt Q_y (hình 5-20c) và mô men uốn (hình 5-20d). Đoạn trục nằm giữa hai bánh chịu uốn phẳng thuần tuý. Giá trị mô men uốn $M_x = P \cdot a = 63 \cdot 22,8 = 1436,4\text{kNcm}$.



Hình 5-20

Mô men chống uốn của mặt cắt ngang tròn có giá trị $W_x = 0,1d^3$.

Trị số ứng suất cho phép:

$$\frac{c_h}{n} = \frac{26}{6,3} \left(\frac{KN}{cm^2} \right)$$

Theo công thức (12-6) ta có:

$$0,1d^3 = \frac{M_x}{[]}$$

$$\text{hay } d = \sqrt[3]{\frac{1436,4 \cdot 6,3}{0,1 \cdot 26}} = 15,2 \text{ cm}$$

* Ví dụ 6:

Cho dầm chịu lực như trên hình 5-21. Chọn đường kính của dầm. Cho hai trường hợp: dầm có mặt cắt ngang không đối xứng, dầm có ba bậc (hình 5-22). Biết $l = 80 \text{ mm}$, $P = 5000 \text{ N}$, $[] = 16000 \text{ N/cm}^2$. Bỏ qua trọng lượng bản thân.

Giải:

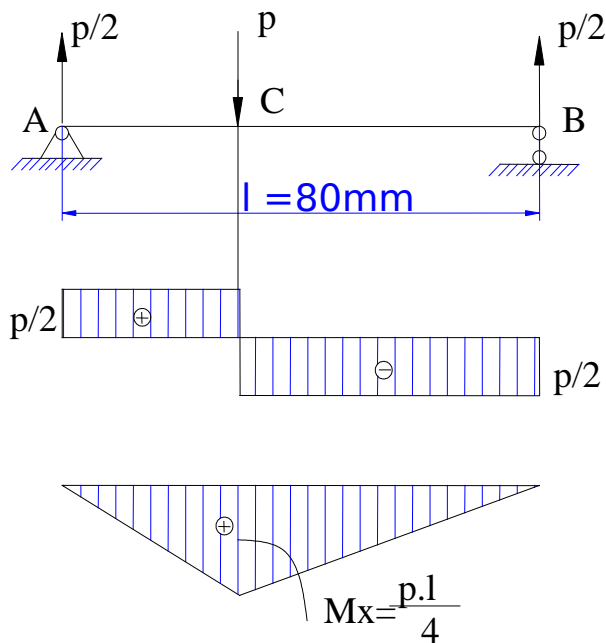
a) Dầm có mặt cắt ngang không đối xứng:

Từ điều kiện (5-9) ta có:

$$0,1d^3 = \frac{M_x}{[]}$$

Trong đó:

$$M_{x \max} = \frac{5000 \cdot 80}{4} = 10^5 \text{ N.cm}$$



Hình 5-21

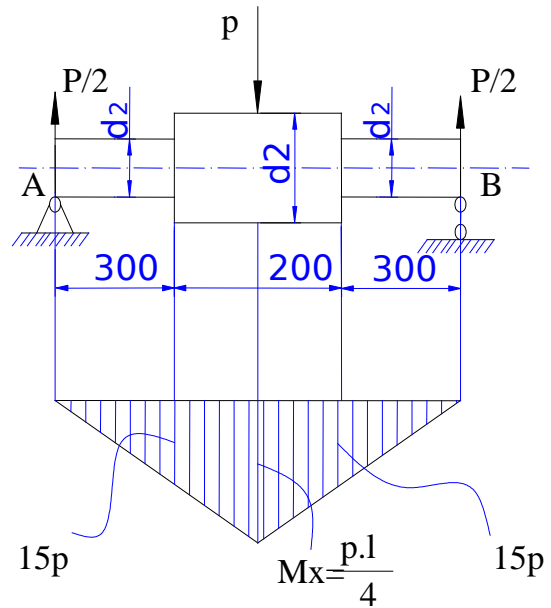
Suy ra:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10^5}{0,1 \cdot 16 \cdot 10^3}} = 4 \text{ cm}$$

Kiểm tra độ bền của
dầm.

- Theo ứng suất tiếp lớn
nhất:

$$\max \tau = \frac{4 Q_y}{3 F}$$



Hình 5-22

Trong đó: $\max Q_y = \frac{P}{2} = \frac{5000}{2} = 2500 \text{ N}$

$$F = \frac{d^2}{4} = \frac{4^2}{4} = 4 \text{ cm}^2$$

$$\frac{16000}{2} = \frac{16000}{2} = 8000 \text{ N/cm}^2$$

$$\max \tau = \frac{4 \cdot 2500}{3 \cdot 4} = 250 \text{ N/cm}^2$$

Vậy dầm đủ bền theo ứng suất tiếp lớn nhất: $250 \text{ N/cm}^2 < 8000 \text{ N/cm}^2$.

b) Dầm ba bậc (Hình 5-22)

Trị số d_1, d_2 sẽ được xác định từ điều kiện bền của từng đoạn tương ứng. Đối với đoạn giữa: tương tự như trên vì:

$$\max M_x = \frac{Pl}{4} = \frac{5000 \cdot 80}{4} = 10^5 \text{ Ncm}; d_1 = 4 \text{ cm}$$

- Đối với đoạn ở hai đầu: mô men lớn nhất trong mỗi đoạn này là:

$$M_x = \frac{P}{2} \cdot 30 = \frac{5000}{2} \cdot 30 = 75000 \text{ N.cm}$$

Từ điều kiện bền cơ bản (12-9) ta có:

$$0,1 d^3 = \frac{M_x}{16000} = \frac{75000}{16000}$$

$$\text{Suy ra } d_2 = \sqrt[3]{\frac{75000}{0,1 \cdot 16000}} = 3,6 \text{ cm}$$

Với kích thước $d_2 = 3,6\text{cm}$, nếu kiểm tra điều kiện bền theo ứng suất tiếp lớn nhất ta thấy vẫn thoả mãn. Ở đây ta không kiểm tra điều kiện bền theo (5-12) vì mặt cắt ngang là tròn.

PHẦN II: NGUYÊN LÝ MÁY

CHƯƠNG 6: CÁC KHÁI NIỆM CƠ BẢN VỀ NGUYÊN LÝ MÁY

Mã chương: MH08 – 06

Mục tiêu:

Trình bày được những khái niệm và định nghĩa cơ bản như: Khâu khớp, chuỗi động và cơ cấu, bậc tự do của cơ cấu.

Xác định được kết cấu của cơ cấu, bậc tự do của cơ cấu.

Nội dung chính:

1. LỊCH SỬ PHÁT TRIỂN MÔN HỌC:
2. CÁC KHÁI NIỆM VÀ ĐỊNH NGHĨA:

2.1. Máy:

* Định nghĩa:

Máy là một tập thể các vật thể nhân tạo nhằm thay thế và mở rộng chức năng lao động của con người.

Có nhiều tiêu chí khác nhau để phân loại máy, trong mỗi ngành lại có một cách phân loại riêng nhưng nhìn chung có thể tạm phân loại máy ra làm các nhóm sau:

Máy truyền và biến đổi năng lượng: Các máy thuộc nhóm này dùng nhằm mục đích biến đổi năng lượng từ dạng này sang dạng khác như các loại máy phát thủy điện, nhiệt điện, các loại động cơ như động cơ điện, động cơ đốt trong .v.v.

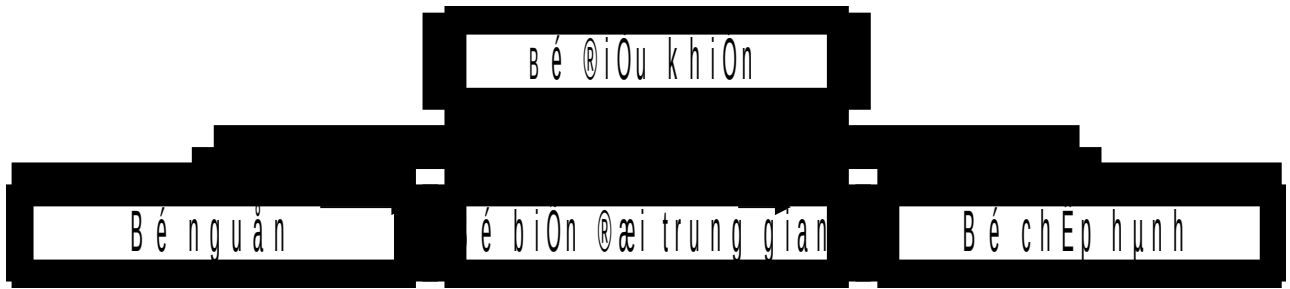
Máy truyền và biến đổi thông tin: Thuộc nhóm này có các máy như điện thoại, các loại thiết bị vô tuyến truyền thông, máy vi tính v.v.

Máy biến đổi vị trí, trạng thái của vật thể: Đây là các loại máy kỹ thuật nhiệt, các loại máy nâng chuyển, vận tải v.v.

Máy chấp hành thực hiện các chức năng lao động cụ thể của con người: Thuộc nhóm này có tất cả các loại máy ứng dụng trong ngành cơ khí.

Trên thực tế các loại máy hiện đại có thể tổng hợp chức năng của một số hay tất cả các loại máy trên và mỗi chức năng đó tham gia như một quá trình của một máy thống nhất.

* Sơ đồ khối của một máy:



Hình 6.1

2.2. Cơ cấu:

* Định nghĩa:

Cơ cấu là một tập hợp các vật thể liên kết với nhau trong đó mỗi vật đều có chuyển động tương đối so với các vật khác nhưng theo một quy luật xác định nhằm truyền hay biến đổi chuyển động.

Căn cứ vào các tính chất và đặc điểm của các vật thể tham gia cơ cấu người ta có thể chia cơ cấu ra thành các nhóm sau.

Theo đặc điểm của các vật thể hợp thành cơ cấu:

Cơ cấu gồm toàn các vật rắn.

Cơ cấu có vật thể đàn hồi: khi trong thành phần cơ cấu có ít nhất một vật thể có tính chất đàn hồi.

Cơ cấu của các môi trường liên tục: Đây là các cơ cấu hoạt động trên cơ sở thủy lực, khí lực.

Cơ cấu dùng tác dụng điện từ.

Theo chức năng hoạt động:

Cơ cấu truyền chuyển động dùng để truyền chuyển động từ vật thể này sang vật thể khác.

Cơ cấu biến đổi chuyển động dùng để truyền và biến đổi các chuyển động thành một chuyển động có quy luật nhất định.

Đối tượng nghiên cứu trong cơ học kỹ thuật chủ yếu là các cơ cấu theo chức năng hoạt động.

Một cơ cấu bao gồm có nhiều khâu trong đó khâu cố định được gọi là giá, khâu tạo chuyển động gọi là khâu dẫn, khâu đưa chuyển động ra gọi là khâu bị dẫn, còn lại là các khâu trung gian.

2.3. Khâu và chi tiết máy:

* Khâu:

Là một hay nhiều chi tiết máy được ghép cứng lại với nhau và có chuyển động tương đối so với các thành phần khác của máy.

Như vậy một khâu không phụ thuộc vào kích thước hay số lượng chi tiết. ví dụ như tay biên là một khâu tuy nhỏ nhưng có rất nhiều chi tiết được ghép cứng lại với nhau, ngược lại một bánh đà của máy nổ có kích thước rất lớn cũng là một khâu nhưng lại chỉ có một chi tiết.

* Chi tiết máy:

Chi tiết máy (hay còn gọi là tiết máy) là một phần không thể tháo rời ra được nữa của một máy hay một khâu, một cơ cấu.

Như vậy phân biệt chi tiết máy cũng không căn cứ vào kích thước, khối lượng hay độ phức tạp của nó. Một chốt chế tuy nhỏ và đơn giản hay một thân máy tuy lớn, có cấu trúc phức tạp cũng đều là một chi tiết máy.

2.4. Khớp động:

Khớp hay khớp động là phần nối giữa hai khâu, đảm bảo cho chúng có chuyển động tương đối so với nhau.

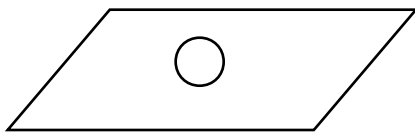
Một khâu trong không gian có 6 bậc tự do tức là có 6 khả năng chuyển động, nhưng khi hai khâu nối với nhau bằng một khớp động sẽ có những chuyển động bị hạn chế. Người ta căn cứ vào đặc điểm liên kết giữa hai khâu và số bậc tự do mà nó bị hạn chế để đưa ra phân loại khớp sau:

Theo đặc điểm liên kết ta có khớp cao và khớp thấp. Khớp cao là khớp có hai khâu tiếp xúc theo điểm hoặc theo đường, còn khớp thấp là khớp có hai khâu tiếp xúc với nhau theo mặt.

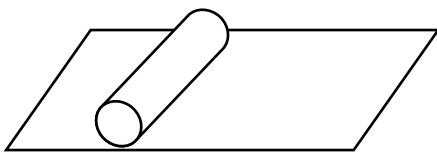
Theo số bậc tự do mà nó hạn chế ta có các khớp bậc 1,2 cho tới 5.

Các loại khớp thông dụng và lược đồ của chúng được trình bày trên các hình minh họa sau:

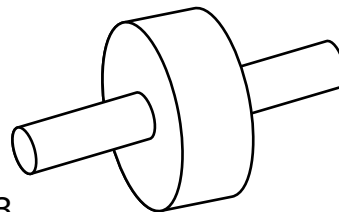
Lược đồ khâu



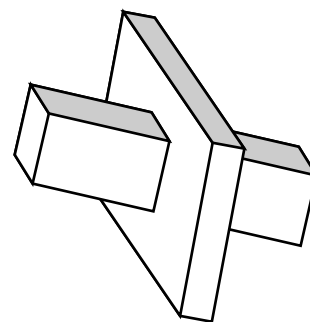
Hình 6.2



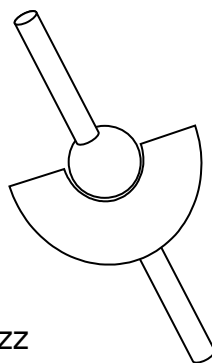
Hình 6.4



Hình 6.3



Hình 6.5



Hình 6.6

7zzzzzzzzzzzz

zzzzzzzzzzzz

zzzzjmk0069

AZ.6

Để đơn giản trong việc nghiên cứu người ta lược đồ hoá các khâu và khớp bằng cách chỉ giữ lại những yếu tố ảnh hưởng tới chuyển động của cơ cấu.

Lược đồ khâu được biểu diễn bằng các đoạn thẳng nối tâm khớp hoặc các đường cong biểu diễn các hình dạng đặc biệt tại chỗ ăn khớp.

Chuỗi động

Chuỗi động là tập hợp các khâu được nối với nhau bằng các khớp động.

Chuỗi động có thể kín hoặc hở: chuỗi kín là chuỗi trong đó các khâu được nối kín với nhau. Trong chuỗi kín mỗi khâu tham gia ít nhất hai khớp.

Bậc tự do của cơ cấu

Cơ cấu có thể coi là một chuỗi động có ít nhất một khâu cố định gọi là giá.

Trong cơ cấu mỗi khâu về mặt lý thuyết có 6 bậc tự do. Tuy nhiên do các khâu nối với nhau bằng các khớp nên số bậc tự do của cơ cấu có thể được tính bằng cách lấy tổng số bậc tự do lý thuyết của các khâu trừ đi tổng số bậc tự do mà các khớp hạn chế.

Ý nghĩa: số bậc tự do của cơ cấu là số chuyển động độc lập của cơ cấu để cơ cấu có chuyển động xác định, đó cũng chính là số thông số độc lập dùng để xác định vị trí của cơ cấu và từng khâu của nó trong không gian.

Công thức tổng quát để tính bậc tự do của một cơ cấu.

$$6n - (5T_1 + 4T_2 + 3T_3 + 2T_4 + T_5)$$

Trong đó n là số khâu trong cơ cấu

n là số khâu trong cơ cấu

T_1, T_2, \dots, T_5 là số khớp cấp 1, 2,, 5 trong cơ cấu.

CHƯƠNG 7: CƠ CẤU TRUYỀN CHUYỂN ĐỘNG QUAY

Mã chương: MH08 – 07

Mục tiêu:

- Trình bày được cấu tạo, nguyên lý làm việc của các cơ cấu truyền chuyển động quay.

- Phân biệt được ưu, nhược điểm của các bộ truyền và phạm vi ứng dụng của từng bộ truyền trong thực tiễn

- Rèn luyện tính cẩn thận, khả năng tư duy sáng tạo, phong cách làm việc độc lập cũng như kỹ năng hoạt động theo nhóm.

Nội dung chính:

1. CƠ CẤU BÁNH RĂNG:

1.1. Khái niệm:

* Định nghĩa:

Cơ cấu bánh răng là cơ cấu truyền chuyển động khớp cao trong đó việc truyền chuyển động được thực hiện nhờ các răng trên hai khâu dẫn và bị dẫn lần lượt vào tiếp xúc và đẩy nhau. Quá trình tiếp xúc như vậy gọi là quá trình ăn khớp. Khâu có răng gọi là bánh răng.

* Phân loại:

Căn cứ vào vị trí giữa các trục trong không gian người ta chia cơ cấu bánh răng ra thành cơ cấu bánh răng phẳng và cơ cấu bánh răng không gian.

Cơ cấu bánh răng phẳng là cơ cấu bánh răng với hai bánh răng chuyển động trong cùng một mặt phẳng hay trong hai mặt phẳng song song. Hai trục của hai bánh răng vuông góc với mặt phẳng chuyển động và song song với nhau.

Cơ cấu bánh răng không gian là cơ cấu bánh răng với hai bánh răng truyền chuyển động giữa hai trục chéo hoặc cắt nhau trong không gian.

1.2. Cơ cấu bánh răng phẳng:

Với cơ cấu bánh răng phẳng do mặt phẳng làm việc vuông góc với trục quay khi xem xét cơ cấu ta có thể xem xét trong tiết diện vuông góc với trục. Căn cứ vào một số tiêu chí người ta có thể phân loại cơ cấu bánh răng phẳng như sau:

Dựa vào đặc điểm ăn khớp người ta chia ra ăn khớp trong và ăn khớp ngoài

Cặp bánh răng được gọi là ăn khớp trong nếu quá trình ăn khớp xảy ra nằm về một phía của hai tâm quay.

Nếu quá trình ăn khớp xảy ra ở khoảng giữa hai tâm quay ta có cặp bánh răng ăn khớp ngoài.

Theo đặc điểm của tỷ số truyền người ta chia ra thành:

Cơ cấu bánh răng có tỷ số truyền không đổi.

Cơ cấu bánh răng có tỷ số truyền thay đổi theo quy luật xác định. Giáo trình này chỉ giới hạn trong việc xem xét cơ cấu bánh răng có tỷ số truyền không đổi.

Theo các dạng đường cong dùng làm biên hình của răng người ta chia thành:

Bánh răng thân khai

Bánh răng hypoloit

Bánh răng Novicov

Việc lựa chọn đường cong làm biên hình của bánh răng rất quan trọng vì ngoài việc đảm bảo tỷ số truyền còn phải đảm bảo các yếu tố:

Đơn giản, dễ chế tạo

Có khả năng truyền lực lớn

Chống mài mòn tốt

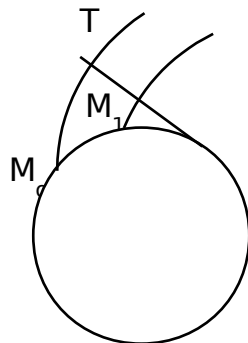
Chạy êm

Ít bị ảnh hưởng bởi các sai số chế tạo.

Trong số các đường cong kể trên Đường thân khai đáp ứng được các yêu cầu trên tốt nhất do đó nó được sử dụng nhiều hơn cả.

1.3. Bánh răng thân khai:

Bánh răng thân khai là bánh răng có biên hình dùng để truyền động là



Hình 7.1

đường thân khai của vòng tròn.

Đường thân khai T của đường tròn là quỹ đạo của điểm M trên đường thẳng d khi đường thẳng d lăn không trượt trên đường tròn. Đường tròn được gọi là vòng tròn cơ sở.

* Tính chất của đường thân khai:

Đường thân khai nằm ngoài vòng tròn cơ sở.

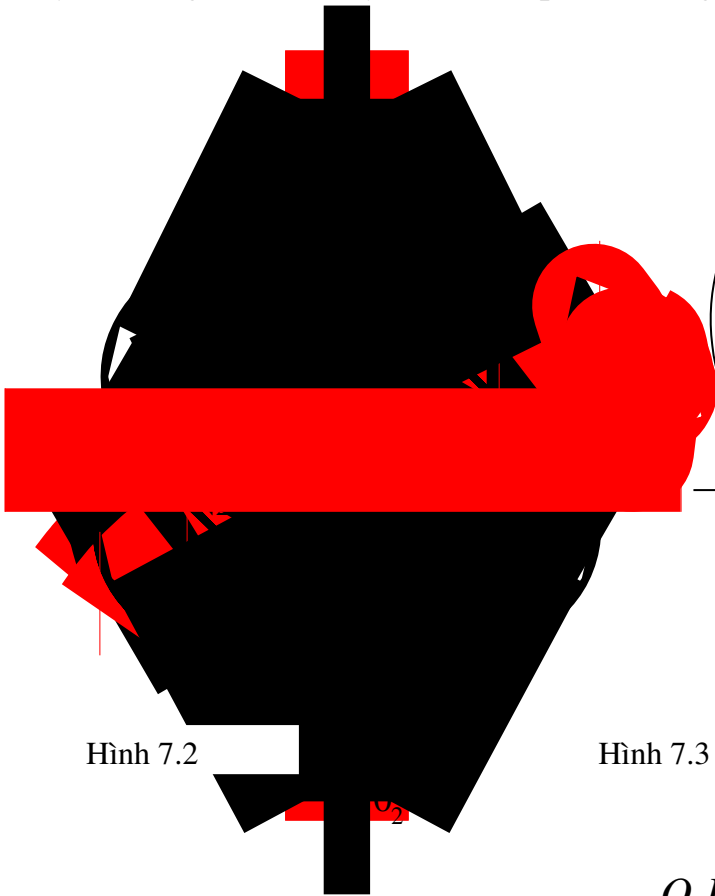
Pháp tuyến của đường thân khai là tiếp tuyến của vòng tròn cơ sở và ngược lại.

Tâm cong của đường thân khai là điểm N nằm trên vòng tròn cơ sở, bán kính cong NM bằng cung lẩn NM_c của vòng tròn cơ sở.

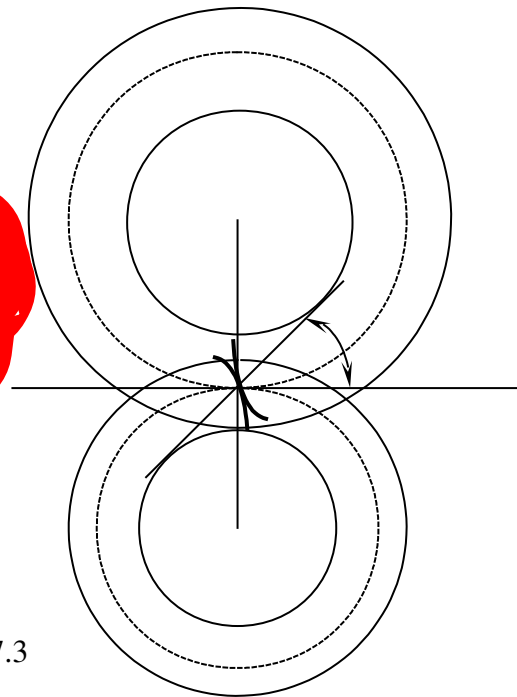
Khoảng cách giữa các đường thân khai của cùng một vòng tròn cơ sở là những đường cách đều nhau, khoảng cách giữa hai đường theo phương pháp tuyến chung bằng khoảng cách của chúng trên vòng tròn cơ sở.

* Tỷ số truyền:

Xét một cặp bánh răng thân khai ăn khớp với nhau, tại thời điểm ăn khớp giả sử rằng hai biên hình lẩn không trượt khi đó tâm vận tốc tức thời của cả hai bánh răng nằm tại một điểm nào đó trên pháp tuyến chung của chúng. Kẻ pháp tuyến chung của hai biên hình. Vì hai biên hình là hai đường thân khai của hai vòng tròn cơ sở r_{o1} , r_{o2} nên pháp tuyến chung phải là tiếp tuyến chung N_1, N_2 của hai vòng tròn đó. Gọi P là giao điểm giữa đường nối tâm O_1O_2 với pháp tuyến chung N_1N_2 , P chính là tâm vận tốc tức thời của chuyển động. Tỷ số truyền của cặp bánh răng sẽ được tính như sau:



Hình 7.2



Hình 7.3

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{r_{o2}}{r_{o1}}$$

Trong đó:

i_{12} là tỷ số truyền của cặp bánh răng.

ω_1, ω_2 là vận tốc góc của mỗi bánh răng.

r_{o1}, r_{o2} là bán kính của hai vòng tròn cơ sở.

Từ biểu thức trên ta nhận thấy:

Nếu hai tâm quay O_1O_2 cố định thì điểm P cũng cố định.

Tỷ số truyền chỉ phụ thuộc vào bán kính vòng tròn cơ sở chứ không phụ thuộc vào khoảng cách giữa hai tâm quay.

* Một số khái niệm:

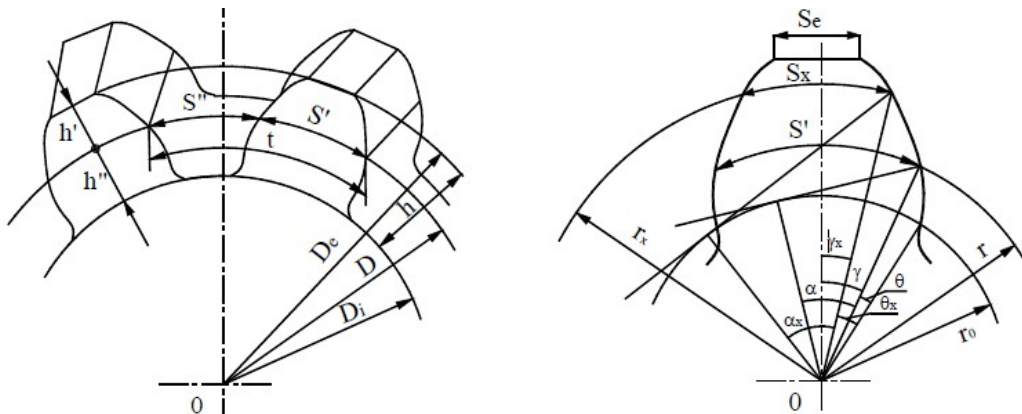
- Tâm ăn khớp: điểm P là tâm quay tức thời trong chuyển động tương đối của cặp bánh răng gọi là tâm ăn khớp của bộ truyền.

- Đường ăn khớp: quỹ tích của các điểm tiếp xúc của các cặp biên hình trong quá trình truyền chuyển động gọi là đường ăn khớp, đó chính là tiếp tuyến chung N_1N_2 . Trên thực tế biên hình chỉ là một đoạn của đường thân khai, chúng bị giới hạn bởi hai vòng đỉnh răng. Giao điểm của hai vòng đỉnh này với đường N_1N_2 tại A và B, AB chính là đoạn ăn khớp thực.

- Vòng lăn hay vòng chia: Các vòng tròn bán kính O_1P , O_2P lăn không trượt với nhau tại điểm P gọi là vòng tròn lăn.

- Góc ăn khớp: góc α là góc giữa tiếp tuyến chung N_1N_2 và tiếp tuyến chung tt của hai vòng tròn lăn tại P gọi là góc ăn khớp. Đây cũng chính là góc áp lực tại tâm ăn khớp. Với bánh răng thân khai thông thường $\alpha = 20^\circ$

- Các thông số hình học của bánh răng thân khai:



Vòng đỉnh là đường giới hạn răng nằm phía ngoài thân bánh răng. Vòng chân răng là đường giới hạn răng nằm phía trong thân bánh răng.

Khoảng cách giữa hai vòng tròn đỉnh và chân răng gọi là chiều cao của răng. Khoảng cách giữa vòng đỉnh răng và vòng chia gọi là chiều cao đầu răng, còn giữa vòng chia và vòng chân răng gọi là chiều cao chân răng.

Cung giới hạn bởi hai biên hình của một răng gọi là chiều dày răng S_x . Cung giới hạn bởi hai biên hình khác phía của hai răng liền kề nhau gọi là chiều rộng chân răng W_x . Cung giới hạn bởi hai biên hình cùng phía của hai răng kề nhau gọi là bước răng.

$$T_x = S_x + W_x$$

Các điều kiện ăn khớp của cặp bánh răng thân khai

* Điều kiện ăn khớp đúng:

Điều kiện ăn khớp đúng của một cặp bánh răng nhằm đảm bảo cho chúng có một tỷ số truyền không đổi trong suốt quá trình chuyển động. Muốn

vậy tại một thời điểm bất kỳ tối thiểu phải có một cặp biên hình đang tiếp xúc với nhau. Gọi MM_x là khoảng cách theo phương pháp tuyến của hai biên hình cùng phía của hai răng liên tiếp. Để thấy điều kiện ăn khớp đúng ở đây sẽ là:

$$MM_x = AB$$

Hay nói cách khác ta phải có:

$$\frac{AB}{T_N} = 1$$

gọi là hệ số trùng khớp.

Nếu $1 < 2$ ta sẽ có tại một thời điểm bất kỳ tối thiểu là một cặp bánh răng và tối đa là hai cặp bánh răng ăn khớp với nhau. Thông thường ta lấy $1,15 < 2$. Nếu một trong hai quan hệ trên không đảm bảo ta không thể có bộ truyền có tỷ số truyền không đổi.

* Điều kiện ăn khớp khít:

Để một cặp bánh răng hoạt động được êm không va đập, nhất là khi đổi chiều chuyển động cặp biên hình phía phải và cặp biên hình phía trái phải đồng thời tiếp xúc với nhau. Điều này chỉ xảy ra khi bước răng trên vòng tròn lăn của hai bánh răng bằng nhau.

$$t_{L1} = t_{L2}$$

Mô đun

Để tạo thuận tiện cho việc đo bánh răng người ta dùng một đại lượng gọi là mô đun, ký hiệu m thay thế cho bước răng t .

$$m = \frac{t}{z}$$

Mô đun càng lớn kích thước răng càng lớn. Hai bánh răng ăn khớp được với nhau khi và chỉ khi chúng có cùng một modun. Mô đun được tiêu chuẩn hoá theo một dãy kích thước nhất định.

0,1	0,12	0,15	0,2	0,25	0,30	0,40
0,50	0,60	0,80	1,00	1,25	1,50	2,00
2,50	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0

* Hiện tượng cắt chân răng và hệ số dịch dao:

Người ta tạo hình răng bằng một dụng cụ gọi là thanh răng. Thanh răng có thể coi như một bánh răng đặc biệt có bán kính vòng tròn cơ sở vô cùng lớn. Khi đó đường đỉnh răng và đường chân răng đều suy biến thành những đường thẳng. Đường thẳng chia đều đường đỉnh và đường chân răng gọi là đường trung bình của thanh răng. Bình thường khi tạo hình đường trung bình của thanh răng trùng với đường lăn của bánh răng. Tuy nhiên do các yêu cầu đặc biệt khi chế tạo người ta có thể để đường trung bình của thanh răng

không trùng với đường lẩn của bánh răng mà dịch đi một khoảng cách gọi là độ dịch dao.

Khi $\delta < 0$ Đường trung bình dịch vào gần tâm quay hơn và răng có hình dạng thon thả hơn, chân răng nhỏ lại, đầu răng to ra.

Khi $\delta > 0$ đường trung bình dịch xa tâm quay hơn và răng có hình dạng bầu hơn, đầu răng nhỏ lại, chân răng to ra.

Đại lượng đặc trưng cho độ dịch dao gọi là hệ số dịch dao.

—
m

Trong đó δ là hệ số dịch dao.

Việc dịch dao làm cải thiện điều kiện làm việc của bánh răng khi ăn khớp sau này như: thay đổi hệ số trượt trên từng phần, thay đổi sức chịu uốn, thay đổi khả năng chịu tải.

Tuy nhiên việc dịch dao cũng chỉ có thể thực hiện trong một giới hạn nhất định. Nếu dịch dao quá sâu sẽ dẫn đến hiện tượng một phần chân răng bị cắt lẹm, thậm chí cắt lẹm cả phần thân khai ở chân răng làm cho răng yếu đi đáng kể.

* Quan hệ hình học các thông số bánh răng:

Môđun m

Số răng z

Đường kính vòng chia (vòng lẩn)

$$d = mz$$

góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$ cũng có khi lấy $\alpha = 14^\circ 30'$

Chiều cao đầu răng $h'_t = f'm$

Trong đó f' là hệ số chiều cao răng, thông thường $f' = 1,25$

Chiều cao chân răng $h''_t = f''m$

Trong đó f'' là hệ số chiều cao chân răng, thông thường $f'' = 1,25$

Phần lượn đầu răng và chân răng

$$C = f_0 m$$

f_0 là hệ số khoảng hở hướng tâm, thông thường $f_0 = 0,25$

Chiều cao răng $h = h'_t + h''_t + C = m(h'_t + h''_t + C)$

Đường kính vòng chân răng

$$d_f = d - 2(h''_t + C) = mz - 2(mf'' + mf_0) = m(z - 2(f'' + f_0))$$

Đường kính vòng đỉnh răng

$$d_e = d + 2h'_t = mz + 2mf' = m(z + 2f')$$

Bước răng $t = m$

2. CƠ CẤU BÁNH RĂNG KHÔNG GIAN:

2.1. Khái niệm và phân loại:

Cơ cấu bánh răng không gian là cơ cấu bánh răng với hai bánh răng truyền chuyển động giữa hai trục chéo hoặc cắt nhau trong không gian.

Các cơ cấu bánh răng không gian thông dụng gồm:

Cơ cấu bánh răng côn dùng để truyền chuyển động giữa hai trục cắt nhau và thường vuông góc với nhau.

Cơ cấu bánh răng trụ chéo: gồm hai bánh răng trụ hypoloit dùng để truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau trong không gian. Góc chéo nhau giữa hai trục .

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 = 90^\circ \quad \text{và} \quad \beta_1 = \beta_2$$

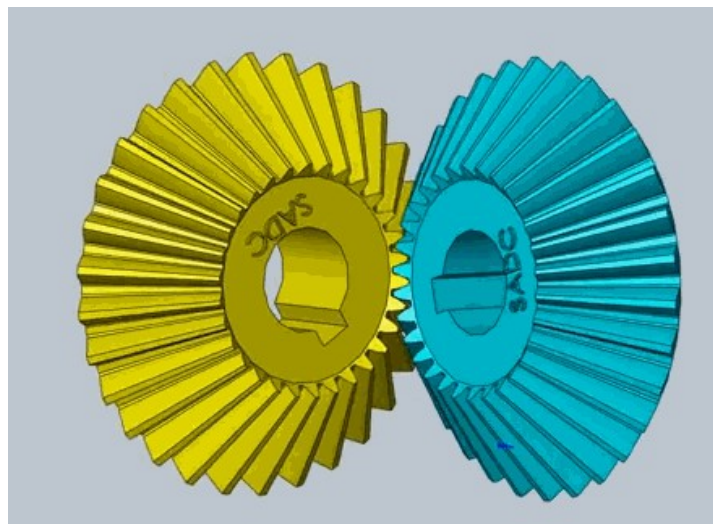
trong đó α_1, α_2 là góc nghiêng của từng bánh răng.

Cơ cấu bánh vít trục vít: là cơ cấu bánh răng đặc biệt dùng để truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau thường là vuông góc với nhau trong không gian thông qua một kết cấu đặc biệt của bánh vít.

Người ta cũng phân loại các cơ cấu này theo hình dáng và kết cấu của răng tương tự như đối với bánh răng phẳng.

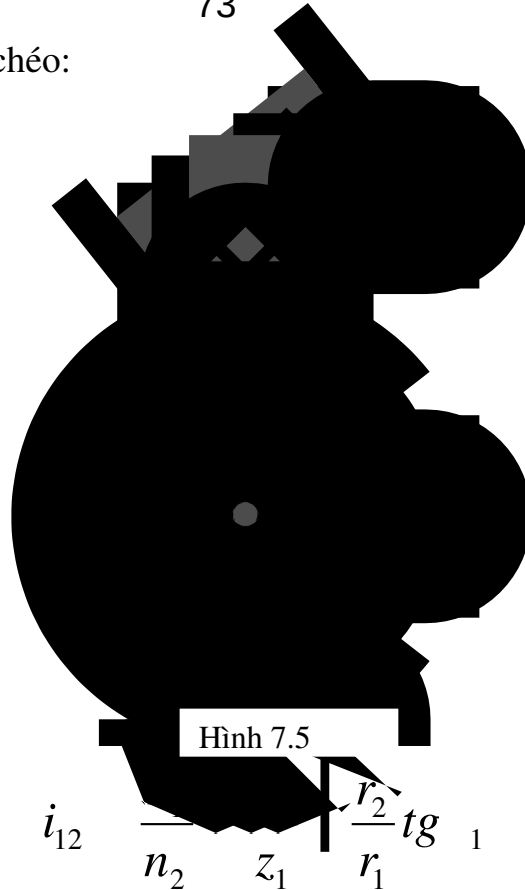
2.2. Tỷ số truyền:

Với bánh răng côn:



$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1} = \frac{1}{\cot g \beta_1}$$

Với bánh răng trụ chéo:



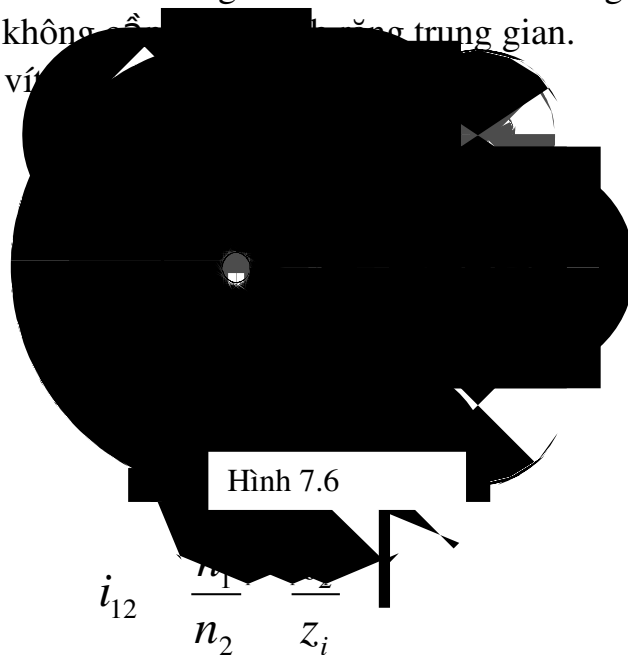
Trong đó:

α_1, α_2 là góc côn của bánh răng 1 và 2.

α là góc nghiêng của bánh răng trụ chéo.

Công thức này cho thấy tỷ số truyền của cặp bánh răng trụ chéo ngoài việc phụ thuộc vào bán kính lăn r còn phụ thuộc vào góc nghiêng của đường răng. Muốn đổi chiều quay của bánh răng ta chỉ cần đổi chiều nghiêng của bánh răng 1 từ $+$ sang $-$ mà không cần đổi chiều quay trục trung gian.

Với cặp bánh vít trụ chéo:



trong công thức này Z_i là số đường ren của trục vít.

2.3. Các thông số chế tạo:

Bánh răng côn:

Số răng z

Mô đun m (quy định theo tiêu chuẩn như với bánh răng trụ)

Góc côn 2

Các kích thước của bánh răng nón quy ước lấy ở đáy lớn trên mặt nón trục giao với mặt nón lặn.

$$t = m, s = \frac{m}{2}$$

$$h = h' + h'' = m + 1,25m = 2,25m$$

$$d = mz$$

$$d_e = d + 2h' \cos \alpha = m(z + 2 \cos \alpha)$$

$$d_f = d - 2h'' \cos \alpha = m(z + 2,5 \cos \alpha)$$

và đường sinh của nón lặn

$$L = \frac{mz}{2 \sin \alpha}$$

trong các công thức trên:

t là bước răng

s chiều rộng của răng tính theo vòng chia

h, h', h'' là chiều cao của răng, chiều cao đỉnh răng và chân răng

d, d_e, d_f là đường kính vòng chia, vòng đỉnh và vòng chân răng

L đường sinh của nón lặn tính đến giao điểm của đường tâm.

một nửa góc côn của nón.

2.4. Đặc điểm ăn khớp và ưu nhược điểm của các bộ truyền không gian:

Cặp bánh răng côn có ưu điểm là dễ chế tạo, kết cấu đơn giản, kích thước gọn, số răng tối thiểu nhỏ hơn 6 không bị cắt chân răng. Tuy nhiên bánh răng côn, đặc biệt là bánh răng côn răng thẳng làm việc có nhiều va đập, do đó có nhiều tiếng ồn. Ngoài ra hiệu suất làm việc của cặp bánh răng côn cũng thấp hơn so với bánh răng trụ.

Cặp bánh răng trụ chéo có hai trục không song song với nhau nên hai mặt lặn tiếp xúc với nhau theo một điểm do đó tải trọng trên bánh răng lớn hơn. Ngoài ra cặp bánh răng trụ chéo cũng nhanh mòn hơn so với cặp bánh răng trụ phẳng vì vận tốc trượt bề mặt răng quá lớn. Hiệu suất truyền của cặp bánh răng trụ chéo cũng thấp hơn so với bánh răng trụ thẳng nhưng làm việc êm và ít ồn hơn.

So với cặp bánh răng thẳng, cặp trục vít- bánh vít có tỷ số truyền lớn hơn nhiều, khả năng làm việc êm hơn, có thể truyền được công suất tương đối lớn. Bộ truyền chỉ có thể thực hiện theo một chiều từ trục vít sang bánh vít mà không thể truyền ngược lại. Hiệu suất của bộ truyền trục vít thấp hơn

bánh răng nhiều lần, việc chế tạo lắp ráp cũng đòi hỏi độ chính xác cao hơn, yêu cầu về vật liệu cũng đắt hơn do đó giá thành cao hơn. Một nhược điểm nữa của bộ truyền này là tỏa ra rất nhiều nhiệt, vì thế phải tính toán và thiết kế hệ thống tản nhiệt tốt.

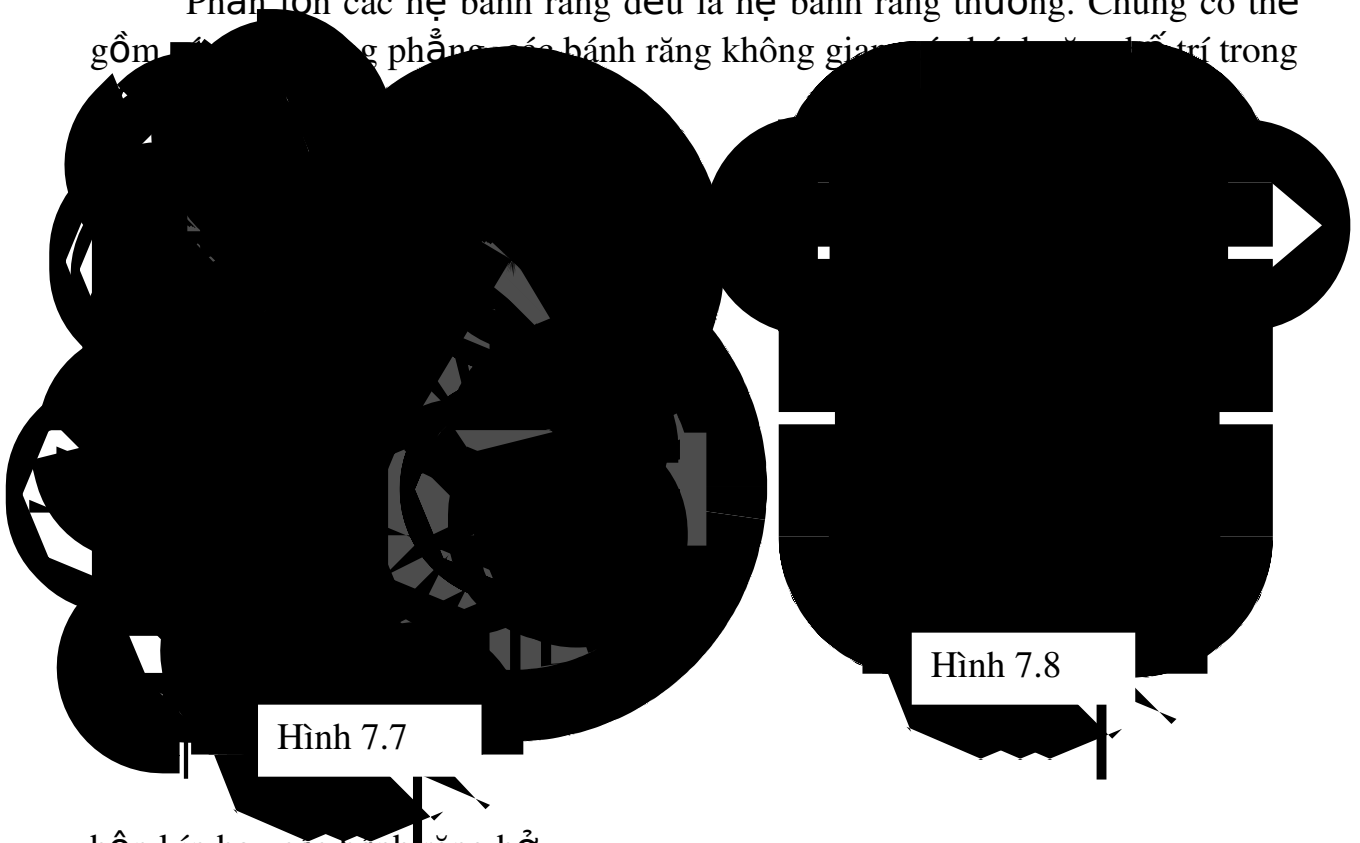
4. HỆ BÁNH RĂNG:

4.1. Hệ bánh răng thường:

* Định nghĩa:

Hệ bánh răng thường là một hệ mà tất cả các bánh răng đều quay quanh các trục cố định.

Phần lớn các hệ bánh răng đều là hệ bánh răng thường. Chúng có thể gồm các trục song phẳng, các bánh răng không gian có trục song song, trục chéo trục.



Hình 7.7

Hình 7.8

hộp kín hay các bánh răng hở.

* Tỷ số truyền:

Tỷ số truyền của một cặp bánh răng:

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

trong đó n_1, n_2 là số vòng quay của trục 1 và trục 2

z_1, z_2 là số răng của bánh răng lắp trên trục 1 và trục 2.

Dấu (+) hay (-) là dùng để chỉ bánh răng bị dẫn sẽ quay cùng chiều hay ngược chiều với bánh răng dẫn. Có thể thấy với cặp bánh răng ăn khớp ngoài i sẽ có dấu (-) còn với cặp bánh răng ăn khớp trong i sẽ có dấu (+).

Tỷ số truyền của hệ bánh răng

$$i_{1n} = \frac{n_1}{n_n} (1)^k i_{12} . i_{23} . i_{34} \dots \dots \dots i_{n(n-1)}$$

trong đó: k là số cặp bánh răng ăn khớp ngoài của hệ.

$i_{12}, i_{23}, i_{24} \dots \dots$ là tỷ số truyền từ trục 1 sang trục 2, trục 2 sang 3 .v.v.

* Ứng dụng:

Hệ bánh răng thường được dùng để truyền chuyển động với tỷ số truyền lớn mà một cặp bánh răng không đảm nhiệm được. Trong trường hợp này chúng đóng trong một hộp kín gọi là hộp giảm tốc.

Hệ bánh răng thường cũng được dùng để truyền chuyển động giữa các trục cố định nhưng có tỷ số truyền thay đổi theo từng bậc do thay đổi cặp bánh răng ăn khớp. Trong trường hợp này ta có các hộp số.

Hệ bánh răng thường dùng để truyền chuyển động giữa hai trục xa nhau thông qua các bánh răng trung gian mà không thay đổi tỷ số truyền mà chỉ đổi dấu của nó.

Hệ thường còn dùng để ta đổi chiều quay của trục bị động trong khi trục chủ động không đổi chiều quay nhờ điều chỉnh các cặp bánh răng trung gian.

4.2. Hệ bánh răng phức tạp:

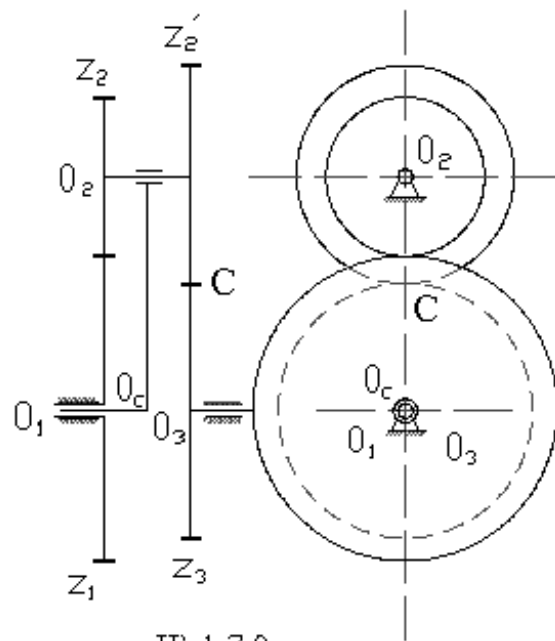
* Khái niệm:

+ Định nghĩa:

Hệ bánh răng phức tạp là hệ bánh răng trong đó có ít nhất một bánh răng quay quanh một trục di động trong quá trình ăn khớp

+ Lược đồ: Hình 7.9

1. bánh răng trung tâm
2. Tay quay
3. Bánh răng di động



Hình 7.9

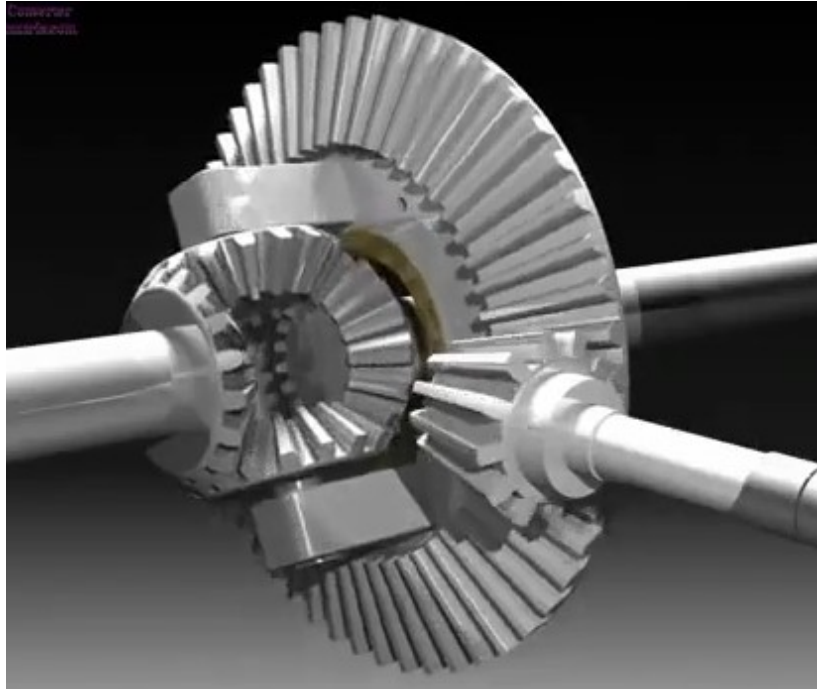
+ Phân loại:

* Tỷ số truyền:

Để tính tỷ số truyền của một hệ bánh răng phức tạp ta đưa nó về một hệ bánh răng thường. Muốn vậy ta phải làm cho trục di động trở thành trục cố định. Giả sử trong hệ đang xét từng chi tiết có z_1, z_2, z_H lần lượt là vận tốc góc của các bánh răng 1, 2 và tay quay H. Ta tiến hành đổi giá bằng cách cho toàn bộ hệ quay với vận tốc góc $(-z_H)$ khi đó vận tốc góc của cần sẽ là $z_H - z_H = 0$ tức là H cố định, ta có thể áp dụng công thức của hệ bánh răng thường.



Cơ cấu bánh răng hành tinh khi bánh trung tâm cố định
Cơ cấu bánh răng vi sai khi bánh trung tâm quay.



$$i_{12}^H = \frac{1}{2} \frac{Z_2}{Z_1} \frac{H}{H}$$

Chỉ số H trong ký hiệu chỉ ra rằng tỷ số truyền đang xét là trong chuyển động đối giá.

Tương tự với hệ ba bánh răng ta có (Hình vẽ)

$$i_{12}^H = \frac{1}{2} \frac{Z_2}{Z_1} \frac{H}{H}$$

$$i_{23}^H = \frac{2}{3} \frac{Z_3}{Z_2'} \frac{H}{H}$$

$$i_{13}^H = i_{12}^H \cdot i_{23}^H$$

Nếu là hệ bánh răng hành tinh với $Z_3 = 0$ thay vào ta có

$$i_{13}^H = \frac{1}{3} \frac{Z_3}{Z_3} \frac{H}{H} = 1$$

4.3. Phạm vi ứng dụng:

Hệ bánh răng hành tinh có ưu điểm là tỷ số truyền lớn trong khi số lượng bánh răng ít, cơ cấu gọn nhẹ vì thế được dụng nhiều trong các dụng cụ đo đòi hỏi độ khuếch đại lớn

Hệ bánh răng hành tinh cho phép từ một chuyển động vào của khâu dẫn có thể lấy ra hai chuyển động khác nhau phụ thuộc lẫn nhau của khâu bị dẫn do đó nó được ứng dụng trong ngành công nghiệp Ôtô. nhờ có bộ vi sai khi ô tô đi vào quãng đường vòng hai bánh xe trên cùng một trục có hai tốc độ

khác nhau, bánh phía trong chậm lại trong khi bánh phía ngoài nhanh lên vì thế ô tô không bị lật.

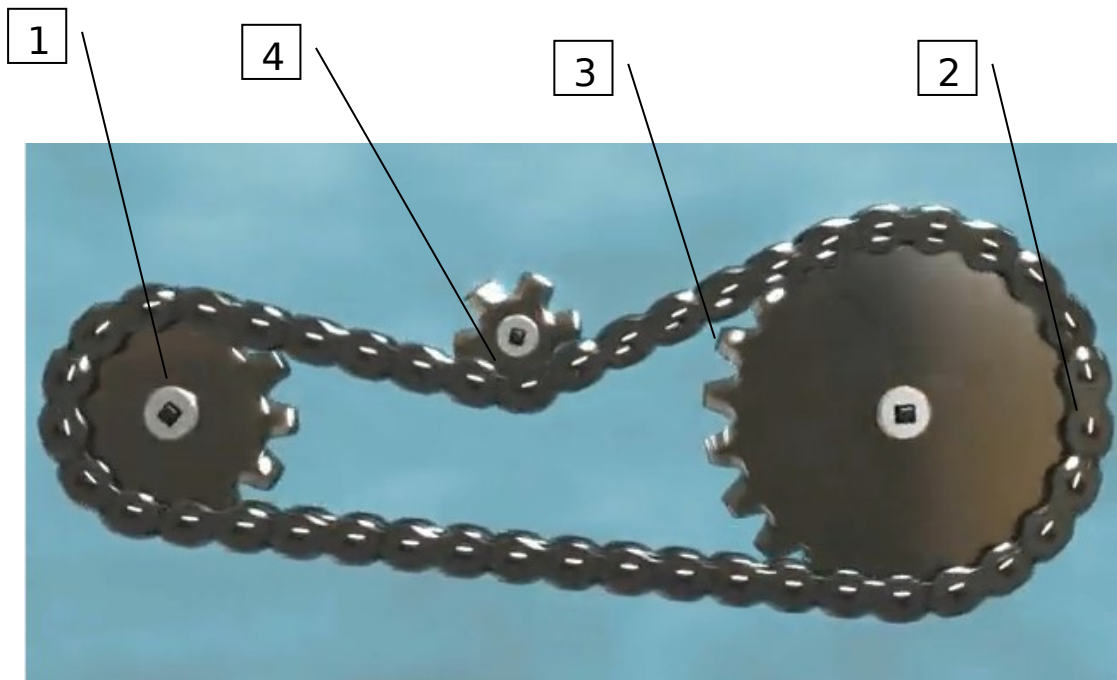
5. CƠ CẤU XÍCH:

5.1. Khái niệm:

Cơ cấu xích dùng để truyền chuyển động quay giữa các trục cách xa nhau (có thể đến 8m) nhờ sự ăn khớp của mắt xích với răng của đĩa xích.

1. Đĩa xích dẫn có số răng Z1
2. Đĩa xích bị dẫn có số răng Z2
3. Dây xích
4. Đĩa căng xích (khâu trung gian)

Ngoài ra cơ cấu xích còn có thể có: thiết bị phụ để căng xích; bộ phận bôi trơn, hộp che bụi v.v.



5.2. Phân loại:

Thông thường người ta căn cứ vào chức năng hoạt động và cấu tạo của xích mà phân loại như sau:

+ Xích trục: Làm việc với vận tốc thấp dưới 0,25m/s và tải trọng lớn. Dùng trong các thiết bị nâng hạ như: Tời máy, Pa lăng.

+ Xích kéo: làm việc với vận tốc trung bình không quá 2m/s, dùng để vận chuyển các vật nặng như băng tải, thang cuốn và các máy vận chuyển khác.

+ Xích truyền động: làm việc với vận tốc cao, dùng để truyền chuyển động từ trục này sang trục khác. Theo cấu tạo xích truyền động còn chia thành: xích ống; xích, ống con lăn; xích răng; xích định hình.

5.3. Tỷ số truyền:

Tỷ số truyền của bộ truyền xích được tính theo công thức

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Trong đó: i_{12} là tỷ số truyền của bộ truyền xích từ trục 1 đến trục 2

n_1, n_2 số vòng quay của đĩa dẫn và đĩa bị dẫn

Z_1, Z_2 số răng của đĩa dẫn và đĩa bị dẫn

5.4. Ưu nhược điểm và ứng dụng của bộ truyền xích:

a. Ưu điểm:

Truyền được chuyển động giữa hai trục có khoảng cách trung bình và tải trọng lớn:

Kích thước nhỏ gọn

Làm việc không trượt

Hiệu suất truyền cao 96% - 98%

Lực tác dụng lên trục nhỏ hơn so với bộ truyền đai.

Có thể cùng một lúc truyền chuyển động cho nhiều trục.

b. Nhược điểm:

Đòi hỏi chế tạo chính xác và chăm sóc kỹ hơn so với bộ truyền đai.

Nhanh mòn, nhất là khi bôi trơn không tốt hay làm việc trong môi trường có nhiều bụi.

Vận tốc tức thời của đĩa bị dẫn không ổn định, nhất là khi bị mòn.

Có tiếng ồn khi làm việc.

Giá thành cao.

c. Ứng dụng:

Dùng trong các máy vận chuyển, các phương tiện giao thông khi tải trọng tương đối lớn, khoảng cách giữa hai trục trung bình, tỷ số truyền không quá $i = 8$, vận tốc truyền $v \leq 15\text{m/s}$

5.4. Các hư hỏng thường gặp, nguyên nhân và cách khắc phục:

+ Tuột xích: do xích hoặc đĩa bị mòn hay bị trùng. Cần thay thế hoặc tăng xích, đảm bảo chế độ bôi trơn theo quy định.

+ Đột xích: do xích và đĩa xích mòn không đều hoặc không cùng loại. khắc phục bằng cách thay thế đĩa và xích cùng loại.

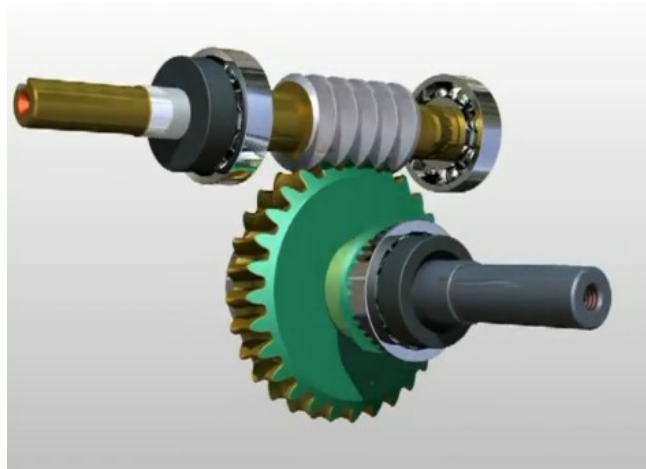
+ Đứt xích: khi má xích quá mòn, quá tải hay hai đĩa xích không đồng phẳng. Cần căn lại xích.

6. CƠ CẤU TRỤC VÍT – BÁNH VÍT:

6.1. Khái niệm:

* Định nghĩa:

Cơ cấu trục vít - bánh vít thuộc nhóm có cấu bánh răng đặc biệt dùng để truyền chuyển động quay giữa hai trục chéo nhau (thường là vuông góc với nhau) trong không gian.



* Đặc điểm:

- Bánh vít có cấu tạo giống như một bánh răng nghiêng
- Trục vít có cấu tạo như một trục truyền, trên trục có nhiều vòng ren hình dạng đặc biệt để ăn khớp với bánh vít.
- Chuyển động chỏ có thể thực hiện theo một chiều từ trục vít sang bánh vít mà không thể truyền ngược lại, trục vít luôn là khâu dẫn.

* Tỷ số truyền:

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Trong đó:

n_1, n_2 là số vòng quay của trục vít và bánh vít.

Z_2 là số răng của bánh vít và Z_1 là số vòng ren của trục vít thường có trị số từ 1÷4.

6.2. Ưu nhược điểm và ứng dụng:

* Ưu điểm:

- Có tỷ số truyền lớn $I \leq 80$
- Truyền được công suất nhỏ và trung bình $N \leq 60\text{kW}$.
- Làm việc êm, ít tiếng ồn.
- Có khả năng tự hãm tốt.

* Nhược điểm:

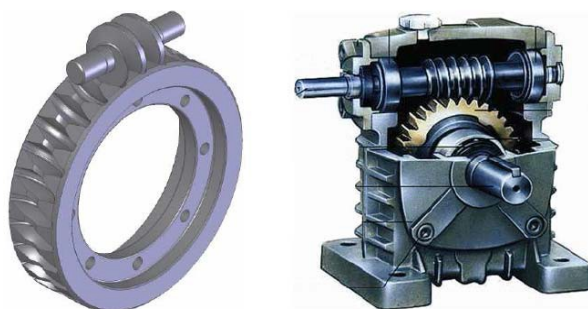
- Hiệu suất truyền thấp $\eta = 0,8$; trong bộ truyền tự hãm còn thấp hơn.
 - Cần phải sử dụng vật liệu chịu ma sát và có hệ số ma sát thấp để chế tạo bánh vít do đó giá thành bánh vít cao.

- Đòi hỏi lắp ráp và gia công chính xác.

- Phát sinh nhiều nhiệt trong quá trình hoạt động, do đó phải thiết kế hệ thống bôi trơn phức tạp.

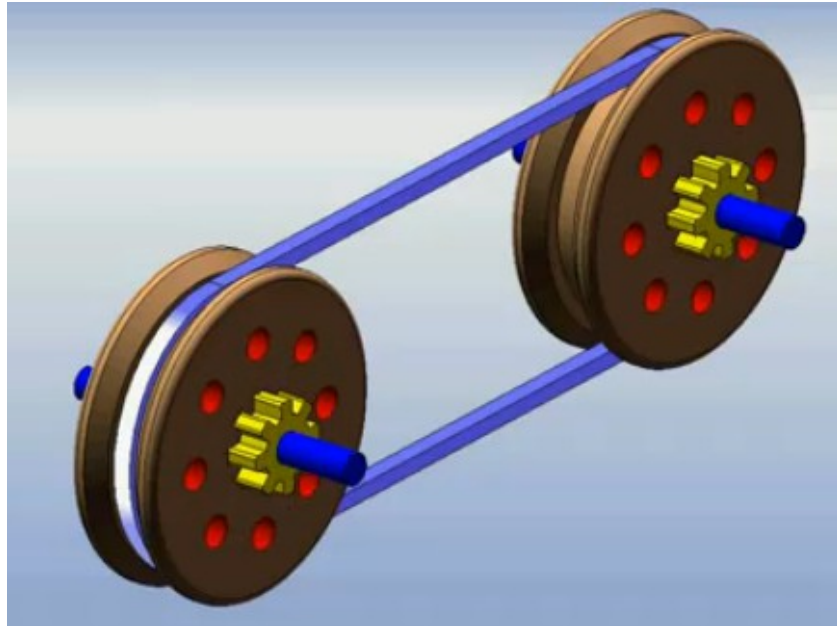
* Ứng dụng:

- Dùng trong các cơ cấu băng tải, thang máy và các cơ cấu nâng chuyển.
- Dùng trong các bộ truyền động cơ khí.
- Dùng trong các dụng cụ đo cơ khí có độ vi chỉnh cao.
- Dùng trong tuốc năng quạt máy



7. CƠ CẤU ĐAI:

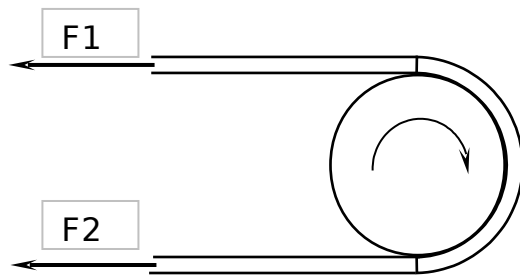
7.1. Khái niệm:



Cơ cấu đai dùng để truyền chuyển động giữa hai trục đặt cách xa nhau thông qua sự tiếp xúc giữa hai khâu dẫn và bị dẫn với một khâu trung gian đàn hồi là dây đai.



7.2. Nguyên lý hoạt động:



Hình 7.10

Bánh đai 1 và 2 được gắn cố định trên hai trục. Khi bánh chủ động quay, dây đai được ép chặt vào bề mặt bánh đai, lực ma sát làm dây đai quay theo, đến lượt mình dây đai lại kéo theo bánh đai bị động.

Xiết bánh đai bị động. Gọi lực F_1 là lực căng trên nhánh đai trên (nhánh căng), còn F_2 là lực căng trên nhánh đai kia (nhánh trùng). để có được chuyển động ta phải có:

$$F_t = F_1 - F_2$$

Trong đó F_t chính là lực kéo của động cơ:

$$F_t = \frac{N}{v} = \frac{2M}{d}$$

Trong đó N là công suất truyền của bộ truyền đai
 v vận tốc dây đai.

M mômen quay của bộ truyền.

d đường kính bánh đai

Mặt khác dây đai được căng với lực căng cho trước F_0 , lực căng này sẽ gây ra một lực ma sát giữa dây đai và bánh đai. Lực ma sát này phân bố trên đoạn dây đai tiếp xúc với bánh đai theo một cung chắn góc α . gọi là góc ôm đai. Bằng phương pháp tích phân người ta đã chứng minh được rằng giữa F_1 và F_2 có mối liên hệ.

$$F_1 = F_2 \cdot e^f$$

Trong đó f là hệ số ma sát giữa bánh đai và dây đai, nó phụ thuộc vào vật liệu chế tạo dây đai, bánh đai. Ngoài ra f còn phụ thuộc vào sức căng đai ban đầu. Tuy nhiên người ta không thể tăng sức căng ban đầu quá lớn vì sẽ phát sinh các lực tác động lên ổ trục làm ổ trục nhanh hỏng, nhanh mòn. Vì vậy để tăng lực F_1 người ta tìm cách tăng hệ số ma sát f và góc ôm α . Với mỗi một loại đai người ta xác định được một góc ôm tối thiểu.

Công thức trên là công thức O'le.

8. TRUYỀN ĐỘNG ĐAI:

8.1. Phân loại:

Tùy theo các tiêu chí khác nhau mà người ta có thể phân loại truyền động đai khác nhau.

Căn cứ vào cách bắt đai người ta chia ra:

* Truyền động đai thường:

Dùng truyền chuyển động giữa hai trục song song quay cùng chiều với nhau. Loại này dùng phổ biến hơn cả.

* Truyền động chéo:

Dùng để truyền chuyển động giữa hai trục song song quay ngược chiều nhau. So với truyền động thường cách bắt đai này làm truyền động êm hơn (do góc ôm lớn hơn và lực ma sát tăng hơn) lên truyền được công suất lớn hơn. nhưng có nhược điểm là đai nhanh bị mòn hơn và tuổi thọ thấp hơn do bị thay đổi trạng thái ứng suất trong quá trình làm việc và bị mài mòn ở chỗ tiếp xúc.

* Truyền động nửa chéo:

Chuyển động này ít dùng, thường dùng để truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau trong không gian. Thông thường chuyển động này chỉ thực hiện theo một chiều.

* Truyền động góc:

Dùng để truyền chuyển động giữa hai trục cắt nhau thông qua một bánh đổi hướng.

Theo loại đai sử dụng người ta có: đai dẹt, đai thang, đai tròn và đai răng cưa. Trong đó phổ biến hơn cả là đai thang và đai dẹt.



8.2. Tỷ số truyền:

Tỷ số truyền của bộ truyền đai được tính theo công thức

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \epsilon)}$$

Trong đó: n_1, n_2 là số vòng quay của trục 1 và trục 2

D_1, D_2 là đường kính bánh đai 1 và 2.

là hệ số trượt đai. Thông thường được lấy trong khoảng 1-3/100.

8.3. Phạm vi ứng dụng:

* Ưu điểm:

Truyền được chuyển động giữa hai trục cách xa nhau (có khi đến 15m)

Giữ được an toàn cho thiết bị khi quá tải. Khi bộ truyền quá tải sẽ dẫn tới hiện tượng đứt đai hoặc trượt đai mà không hỏng trục bánh răng hay các thiết bị khác. chính vì vậy bộ truyền đai thường được dùng như bộ truyền đầu tiên từ động cơ đến hộp tốc độ.

Chuyển động êm, ít tiếng ồn, khắc phục được dao động do đai có tính đàn hồi cao.

Chế tạo đơn giản, giá thành hạ.

* Nhược điểm:

Kích thước và khuôn khổ lớn đặc biệt khi tỷ số truyền cao.

Tỷ số truyền không ổn định do có sự trượt đai.

Làm tăng tải trọng lên các ổ trục và gối đỡ do dây đai phải được căng trước.

Tuổi thọ dây đai thấp, phải thay thường xuyên.

Nguy hiểm khi làm việc trong môi trường không được che chắn và dễ cháy nổ.

9. CƠ CẤU BÁNH MA SÁT:

9.1. Khái niệm:

a. Cơ cấu bánh ma sát dùng để truyền chuyển động quay giữa các trục nhờ lực ma sát sinh ra tại chỗ tiếp xúc giữa các bánh ma sát.

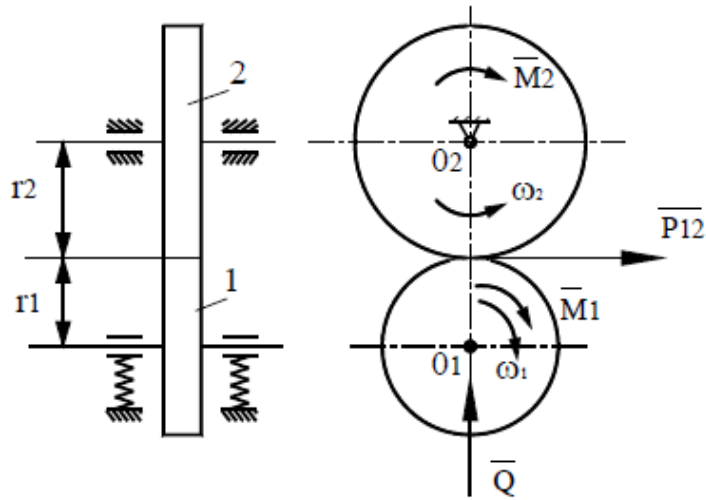
b. Đặc điểm:

Trong cơ cấu bánh ma sát khâu dẫn và khâu bị dẫn phải tiếp xúc trực tiếp với nhau. Nhằm tăng lực ma sát tại chỗ tiếp xúc, bề mặt ngoài của khâu dẫn và khâu bị dẫn thường được làm bằng một loại vật liệu chịu ma sát và có hệ số ma sát cao như: Da, vải cao su, Vật liệu tổng hợp v.v.

Để tăng lực ma sát người ta có thể còn thiết kế các cơ cấu riêng nhằm tạo một lực ép giữa các bánh ma sát với nhau.

9.2. Phân loại và lược đồ:

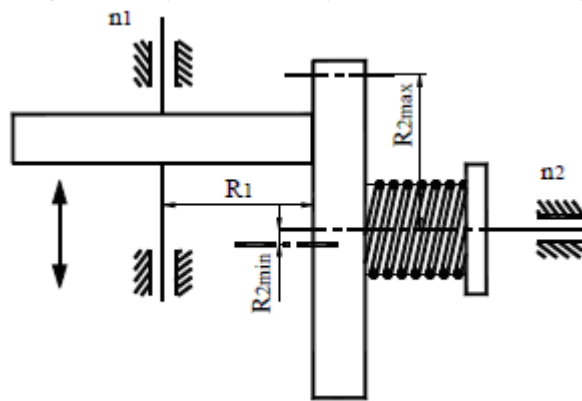
Tùy theo đặc điểm hoạt động mà người ta chia cơ cấu ma sát ra làm các loại sau: Cơ cấu ma sát trụ dùng để truyền chuyển động giữa các trục song song.



Hình 7.11 Bánh ma sát trượt

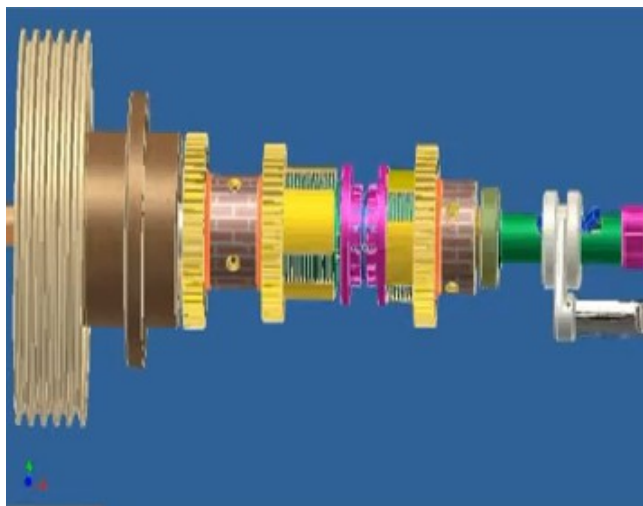
Cơ cấu ma sát côn dùng để truyền chuyển động giữa các trục cắt nhau và chéo nhau.

Biến tốc ma sát dùng để truyền và thay đổi tốc độ chuyển động.



Hình 7.12 Biến tốc ma sát

Ly hợp ma sát (côn) dùng để đóng ngắt việc truyền chuyển động trong quá trình làm việc:



10.2. Tỷ số truyền:

+ Cơ cấu bánh ma sát trụ:

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}$$

Trong đó:

n_1, n_2 là số vòng quay của trục dẫn và trục bị dẫn

D_1, D_2 là đường kính của bánh ma sát dẫn và bánh ma sát bị dẫn

ε là hệ số trượt. thông thường $\varepsilon = 1 \div 3$

$$\varepsilon = \frac{n_1 - n_2}{n_2 \cdot 100} \%$$

+ Cơ cấu bánh ma sát côn:

$$i_{12} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{1-\varepsilon} = \frac{\operatorname{Cot} \alpha_1}{1-\varepsilon}$$

Trong đó: α_1, α_2 là góc côn của bánh ma sát côn dẫn và bị dẫn.

+ Biến tốc ma sát:

$$i_{12} = \frac{x}{R_1}$$

Trong đó:

R_1 là bán kính bánh ma sát nhỏ

x khoảng cách từ bánh ma sát nhỏ đến tâm quay của bánh ma sát lớn

10.3. Ưu nhược điểm và ứng dụng:

* Ưu điểm:

- Hoạt động không ồn, làm việc ổn định
- Có khả năng điều chỉnh vận tốc hoặc đảo chiều chuyển động ngay cả khi đang quay.
- Có khả năng biến đổi chuyển động.
- Có thể truyền được các công suất lớn tới 220kW nhưng thường không truyền quá 20kW.
- Có tỷ số truyền lớn $i \leq 7$ và nếu có bộ phận giảm tải thì tỷ số truyền đó có thể nâng lên tới $i \leq 15$.
- Có hiệu suất truyền tương đối cao $\eta = 0,7 \div 0,95$

* Nhược điểm:

- Phải có lực ép để tạo ma sát do đó mà trục và ổ trục cùng phải chịu các lực tác dụng lớn, nhanh mòn.
- Kết cấu bộ phận tạo lực ép làm bộ truyền thêm công kênh.
- Tỷ số truyền không ổn định vì có sự trượt.

* Ứng dụng:

Dùng trong các máy ép, máy nén, trong các máy cắt kim loại, một số dụng cụ đo, các bộ biến tốc và ly hợp.

* Các dạng hỏng thường gặp:

- Bánh ma sát bị mòn, gây ra hiện tượng trượt làn chuyển động mất chính xác.
- Dính rỗ bề mặt bánh ma sát.
- Hiện tượng môi vật liệu làm xuất hiện các vết nứt theo các hướng khác nhau.
- Rỗ bề mặt do áp suất dầu hoặc chất bôi trơn quá lớn.

CHƯƠNG 8: CƠ CẤU BIẾN ĐỔI CHUYỂN ĐỘNG

Mã chương: MH08 – 08

Mục tiêu:

- Trình bày được cấu tạo, nguyên lý làm việc của các cơ cấu biến đổi chuyển động.
- Phân biệt được ưu, nhược điểm của các cơ cấu và phạm vi ứng dụng của từng cơ cấu trong thực tiễn;
- Rèn luyện tính cẩn thận, khả năng tư duy sáng tạo, phong cách làm việc độc lập cũng như kỹ năng hoạt động theo nhóm.

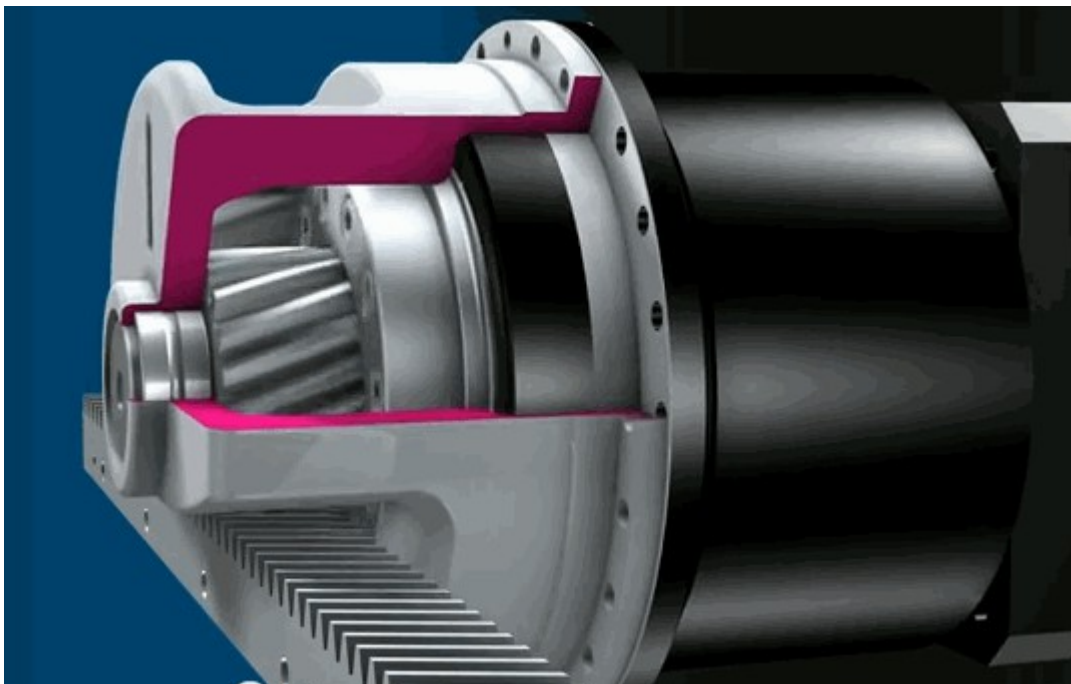
Nội dung chính:

1. CƠ CẤU BÁNH RĂNG – THANH RĂNG:

1.1. Khái niệm:

* Định nghĩa:

Cơ cấu bánh răng - thanh răng là biến thể của cơ cấu bánh răng dùng để biến đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và ngược lại nhờ sự ăn khớp giữa bánh răng và thanh răng.



* Đặc điểm:

- Bánh răng trong cơ cấu thường dùng là bánh răng thân khai răng thẳng.
- Thanh răng cắt có biến dạng thẳng.
- Chuyển động có thể thực hiện theo hai chiều

1.2. Ưu nhược điểm và ứng dụng:

* Ưu điểm:

- Dễ thực hiện.
- Có thể truyền được công suất lớn.

- Có thể truyền chuyển động theo cả hai chiều

* Nhược điểm:

- Rung và có tiếng ồn lớn do sự va vào khớp của các răng.

- Tốc độ truyền bộ hạn chế do vận tốc thanh răng phải ở mức độ có thể kiểm soát được.

- Không thể chế tạo một thanh răng có kích thước quá dài.

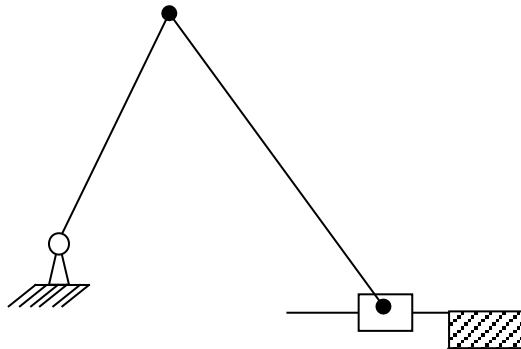
* Ứng dụng:

- Dùng trong các máy cắt gọt kim loại, một số dụng cụ đo.

2. CƠ CẤU TAY QUAY CON TRƯỢT:

Cơ cấu tay quay con trượt là một biến thể khác của cơ cấu Culit khi khâu nối giá 3 suy biến thành một con trượt và nối với khâu 2 bằng một khớp quay còn nối giá bằng một khớp trượt.

* Sơ đồ nguyên lý (hình vẽ):



Hình 8.1

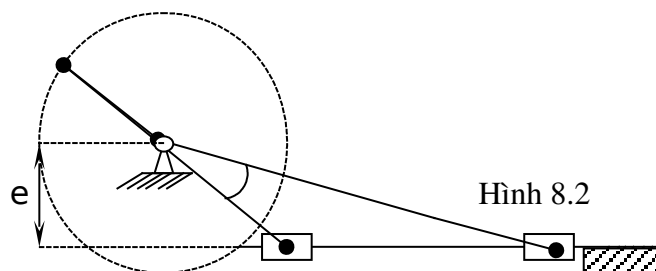
* Nguyên lý hoạt động:

Tay quay 1 quay tròn quanh tâm O, thanh truyền 2 thực hiện một chuyển động song phẳng và truyền chuyển động sang con trượt 3. Khớp trượt giữ cho con trượt có chuyển động tịnh tiến qua lại dọc rãnh trượt. Chuyển động có thể truyền theo chiều ngược lại từ con trượt sang tay quay.

* Điều kiện quay toàn vòng của khâu nối giá:

Do con khâu 3 suy biến thành con trượt có chiều dài không đáng kể điều kiện quay toàn vòng của khâu nối giá sẽ là:

$$a + e < b$$



Hình 8.2

$$e - a < b$$

b

Trong đó a, b là chiều dài của khâu 1 và 2. e là khoảng cách giữa tâm quay O của khâu dẫn tới đường trượt của khâu 3.

* Hệ số về nhanh:

Trong cơ cấu tay quay thanh truyền con trượt vị trí biên của cơ cấu được xác định khi tay quay thanh truyền hợp với nhau thành một đường thẳng. Có hai vị trí như vậy ứng với hành trình gần nhất và xa nhất của con trượt. Nếu trục rãnh trượt đi qua tâm O hệ số về nhanh bằng 1. Trong trường hợp trục con trượt không đi qua tâm O mà cách O một khoảng cách e gọi là tâm sai. Cho rằng tay quay 1 quay đều, hệ số về nhanh của cơ cấu thực chất là tỷ số giữa hai cung lớn và nhỏ A_1A_2 hay nói cách khác là tỷ số giữa hai góc ở tâm tính bằng radian. Hai góc này khác nhau một giá trị tức là:

$$k = \frac{\alpha_2}{\alpha_1}$$

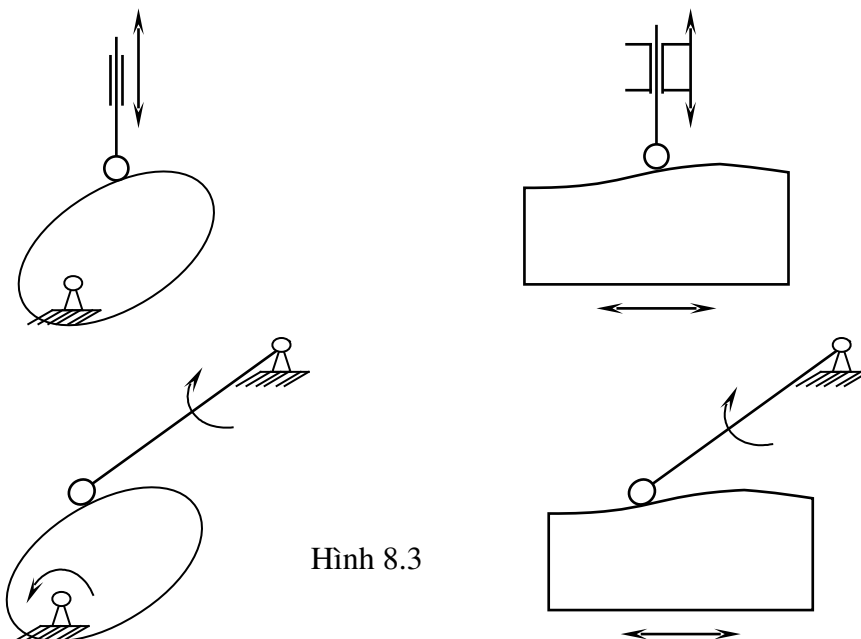
$$\arctg \frac{e}{a} - \arctg \frac{e}{b}$$

3. CƠ CẤU CAM:

3.1. Khái niệm:

Cơ cấu cam là một cơ cấu khớp cao dùng để biến chuyển động của khâu dẫn thành chuyển động có chu kỳ theo những quy luật xác định của khâu bị dẫn nhờ biên hình đặc biệt của khâu dẫn gọi là cam. Cơ cấu cam có ba khâu chủ yếu là giá, khâu dẫn (cam), khâu bị dẫn gọi là cần, ngoài ra còn có thể có một khâu trung gian là con lăn dùng để giảm lực ma sát tiếp xúc giữa bề mặt của cần và cam, lò xo để giữ cho khâu dẫn và khâu bị dẫn luôn tiếp xúc với nhau.

3.2. Phân loại:



Hình 8.3

Theo chuyển động của cam ta có cơ cấu cam quay, Cam tịnh tiến

Theo chuyển động của cần ta có cơ cấu cam cần đẩy (khi cần đẩy chuyển động tịnh tiến) và cơ cấu cam cần lắc khi cần lắc qua lắc lại một góc nhất định.

Theo vị trí tâm quay so với đường trượt của cần ta có cơ cấu cam cần đẩy trùng tâm và cần đẩy lệch tâm. Khoảng cách giữa tâm và đường quỹ đạo chuyển động của cần gọi là tâm sai e .

Theo vị trí tương đối của cần và quỹ đạo của nó so với bề mặt của cam ta có cơ cấu cam phẳng khi chuyển động của cả cam và cần đều nằm trong một mặt phẳng hay các mặt phẳng song song. Cơ cấu cam không gian khi các khâu chuyển động trong những mặt phẳng không song song.

Việc xác định các thông động học của cam có thể thực hiện được thông qua nhiều phương pháp, trong số đó có phương pháp xác định chuyển động thực của cần. Ta có hai bài toán cơ bản.

Biết bề mặt thực của cam và quy luật chuyển động của cam ta có thể dùng đồ thị suy ra quy luật biến thiên của quãng đường hay góc quay của cần. Từ đó có thể dùng phương pháp lấy đạo hàm đồ thị để xác định các thông số chuyển động khác như vận tốc, gia tốc chuyển động tại một thời điểm bất kỳ.

Biết quy luật biến thiên chuyển động của cần ta có thể dùng phương pháp tích phân đồ thị tìm ra quy luật thay đổi quãng đường của cần sau đó dùng đồ thị xác định biên hình của cam dẫn.

Quá trình khảo sát này tiến hành cho một chu kỳ chuyển động của cần hay của cam dẫn. Cụ thể ta có thể tham khảo trong (2)

3.3. Phạm vi ứng dụng của cơ cấu cam:

* Ưu điểm:

Truyền động êm ít tiếng ồn do không có sự va đập trong quá trình làm việc.

Có thể tạo được các chuyển động có chu kỳ theo một quy luật bất kỳ, đa dạng.

* Nhược điểm:

Hiệu suất bộ truyền không cao do mất nhiều năng lượng cho ma sát hay quay một chuyển động không tải.

Bề mặt cam nhanh bị mài mòn, chuyển động mất chính xác, đặc biệt sự mài mòn bề mặt diễn ra không đều áp lực tại các vị trí khác nhau cũng khác nhau.

Biên độ chuyển động của cần không lớn vì kích thước cam có hạn.

Việc chế tạo cam phức tạp và khó sản xuất hàng loạt lớn, khó kiểm tra đánh giá.

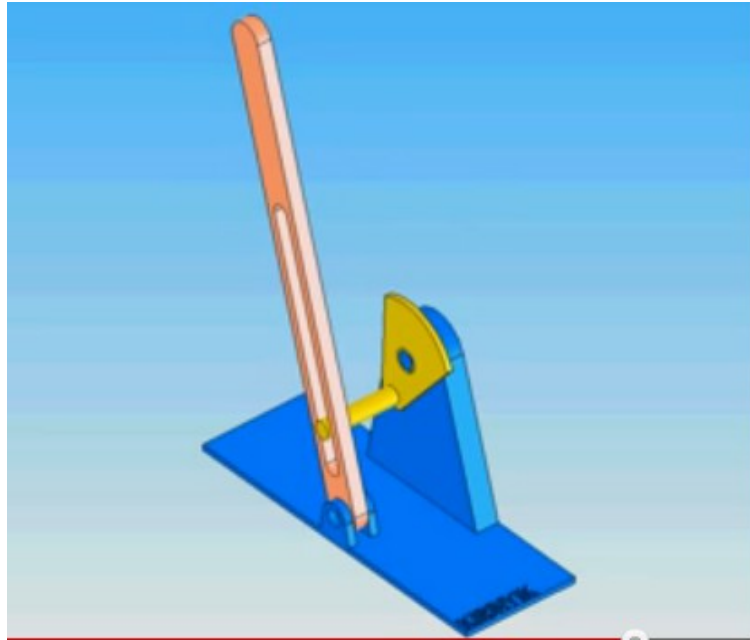
Ứng dụng: Dùng trong các cơ cấu máy tự động, các loại động cơ chạy xăng, trong máy khâu và các máy thuộc ngành công nghiệp dệt may.

4. CƠ CẤU CULIT:

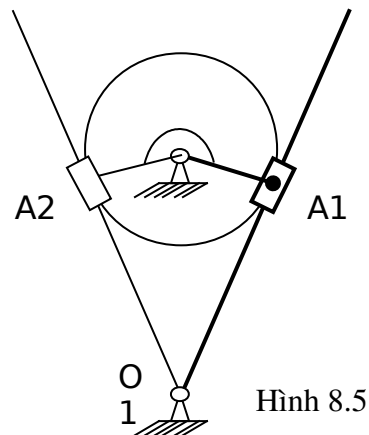
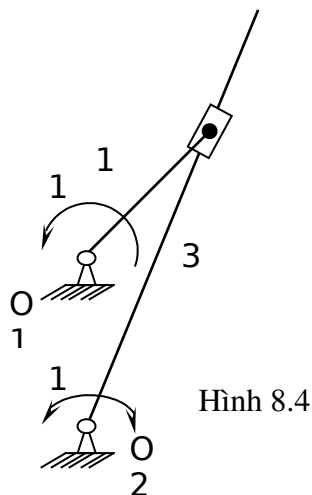
4.1. Khái niệm:

Cơ cấu culit là một biến thể của cơ cấu bốn khâu bản lề khi khâu 2 được thay thế bằng một con trượt và nối với khâu 1 bằng một khớp quay còn nối với khâu 3 bằng một khớp trượt.

4.2. Sơ đồ nguyên lý:



* Sơ đồ:



* Nguyên lý:

Tay quay 1 quay tròn xung quanh tâm O, con trượt 2 thực hiện chuyển động song phẳng (quay cùng với 1 và xoay quanh điểm B) chuyển động được truyền sang 3 làm cần lắc 3 lắc qua lại quanh O'.

* Điều kiện quay toàn vòng của khâu nối giá:

Ta thấy trong cơ cấu Culit khâu 3 có chiều dài không hạn chế, khâu 2 có chiều dài không đáng kể nên trong mọi trường hợp khâu 1 bao giờ cũng có thể quay đủ vòng tròn. Ngược lại khâu 3 chỉ có thể quay toàn vòng khi khoảng cách giữa hai tâm quay nhỏ hơn bán kính quay của khâu 1. Nhìn chung cơ cấu Culit được ứng dụng khi khâu 1 là khâu dẫn và khâu 3 hoạt động như một cần lắc.

* Hệ số về nhanh:

Để thấy điểm biên trong cơ cấu Culit là điểm khi khâu 3 tiếp xúc với đường tròn quỹ đạo bán kính a của khâu 1. Ta có tất cả 2 điểm biên là A_1 và A_2 . Nếu coi vận tốc quay của khâu 1 là không đổi hệ số về nhanh của cơ cấu có thể được xác định bằng tỷ số giữa hai cung lớn và cung nhỏ A_1A_2 và đó cũng chính là tỷ số giữa hai góc ở tâm tính bằng radian

$$k = \frac{T_d}{T_v} = \frac{A_1A_2}{A_2A_1} = \frac{\text{cung lớn}}{\text{cung nhỏ}}$$

Nếu biết khoảng cách của hai tâm và bán kính a ta có thể tính được góc nhỏ.

$$\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{a}{OO'} \quad \text{hay} \quad \alpha = 2 \arccos\left(\frac{a}{OO'}\right)$$

4.3. Ứng dụng:

Cơ cấu Culit được ứng dụng chủ yếu trong máy bào ngang. Hệ số k càng lớn khi khoảng cách giữa hai tâm càng gần và ngược lại.

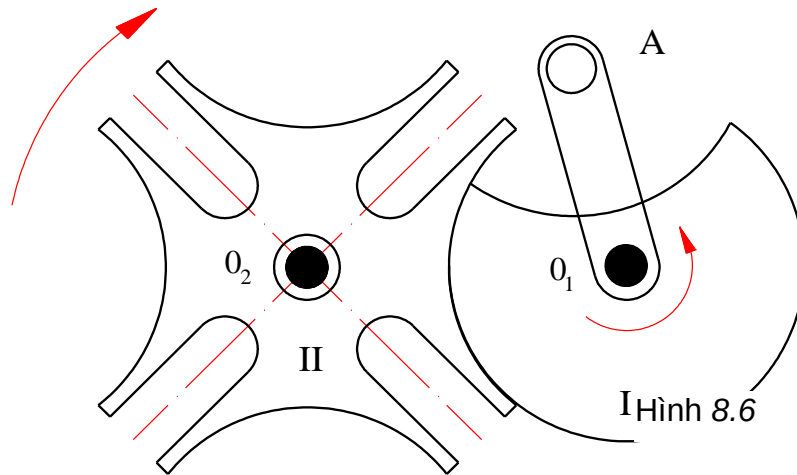
5. CƠ CẤU MAN:

5.1. Khái niệm:

Cơ cấu man dùng để biến chuyển động quay liên tục của khâu dẫn thành một chuyển động gián đoạn có quy luật.



* Lược đồ:



5.2. Nguyên lý hoạt động:

Khâu dẫn là một tay quay quay tròn với vận tốc góc cho trước. Trên khâu dẫn có một hay nhiều chốt 3.

Khâu 2 là một đĩa có hình dạng đặc biệt trên đĩa có cắt nhiều rãnh, số lượng rãnh phụ thuộc vào quy luật chuyển động mong muốn của khâu bị dẫn.

Tại vị trí A chốt 3 đi vào ăn khớp với rãnh và đẩy khâu 2 quay theo 1 nhưng khi qua khỏi đường nối tâm thì chốt có xu hướng đi ra. Nó thoát ra ngoài hẳn tại vị trí B sau đó khâu 1 tiếp tục quay đều còn chuyển động của khâu 2 bị gián đoạn cho đến khi chốt 3 lại vào ăn khớp với khâu 2 theo một rãnh khác tại vị trí A.

Ứng dụng: Cơ cấu man có rất nhiều ứng dụng trong ngành cơ khí chế tạo các máy tự động trước đây. ngày nay do kỹ thuật điện tử phát triển mạnh nên ứng dụng của cơ cấu loại này ít nhiều bị hạn chế.

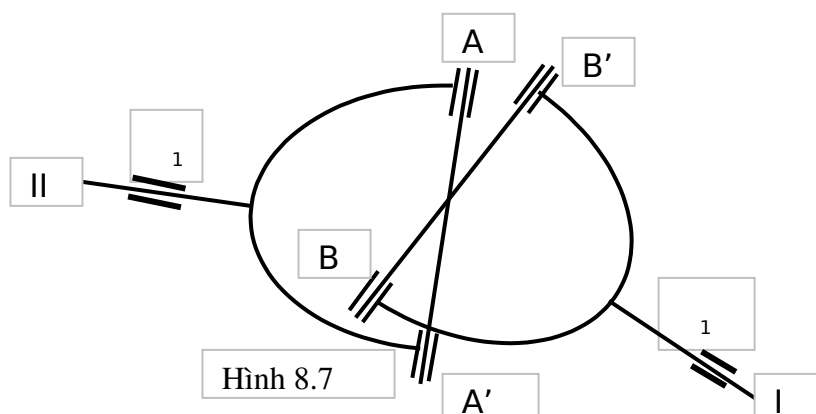
6. CƠ CẤU CÁC ĐĂNG:

6.1. Khái niệm:

Cơ cấu các đăng đơn, còn gọi là khớp các đăng dùng để nối và truyền chuyển động giữa hai trục giao nhau một góc rất nhỏ nhưng có thể thay đổi được.

* Lược đồ:

6.2. Nguyên lý hoạt động:



Trục dẫn 1 chuyển động với vận tốc không đổi $v_1 = \text{const}$ qua khâu trung gian chữ thập sang trục 2 quay với vận tốc góc thay đổi ω_2 . Cấu tạo đặc biệt ở đây là đầu trục có dạng chạc có hai khớp quay AA' và BB'. AA' BB'. Khâu chữ thập T có thể quay quanh các trục 1 và 2, mặt khác T cũng có thể quay quanh trục AA' và BB'.

Tỷ số truyền của cơ cấu các đặng được xác định qua công thức

$$i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1 - \sin^2 \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1}$$

trong đó n_1, n_2 là số vòng quay của trục 1 và trục 2
góc nghiêng giữa hai trục

α_1 góc quay của trục AA' so với vị trí ban đầu

Công thức trên cho thấy vận tốc góc của trục 2 sẽ đạt giá trị lớn nhất với $\alpha_1 = 0, \pi/2, \pi, 3\pi/2, \dots$

$$\omega_{2\max} = \frac{v_1}{\cos \alpha_1}$$

trục 2 cũng sẽ có vận tốc góc nhỏ nhất khi $\alpha_1 = \pi/2, 3\pi/2, \dots$

$$\omega_{2\min} = v_1 \cdot \cos \alpha_1$$

Công dụng đặc biệt của khớp nối các đặng là góc giao nhau giữa hai trục có thể thay đổi, do đó được ứng dụng trong các máy vận chuyển trên đường và công trường.

6.3. Cơ cấu khớp các đặng kép:

Người ta cũng có thể lắp động hai khớp các đặng với nhau rồi đấu với hai trục, khi đó góc giao nhau sẽ là $2\alpha_1$ có thể thay đổi được. Khớp này còn gọi là cơ cấu các đặng kép. Trong cơ cấu các đặng kép trục 3 quay với vận tốc giống hệt như trục 1 vì thế gọi là khớp đặng tốc. Các loại khớp này được sử dụng và đề cập đến nhiều trong ngành chế tạo ô tô nên không xem xét trong phạm vi giáo trình này.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Atobolevski N B Nguyên lý máy, NXB Chếtạo máy Maxcova 1972.
- Tal M I Cơ lý thuyết NXB Đại học Kiev 1976
- V. Dorop N.M, BeXpanko A.G Tuyển tập bài tập cơ học kỹ thuật NXB ĐH -THCN 1980.
- Đỗ san, Nguyễn Văn Vượng Cơ kỹ thuật, NXB Giáo dục 2002.
- Nguyễn Văn Đạm Cơ kỹ thuật.. NXB GD 1992
- Vũ Đình Lai. Nguyễn văn Nhâm. Cơ học kỹ thuật. NXB GD 1992.
- Nguyễn Văn Vượng. Cơ học ứng dụng. NXB ĐH-THCN 2001.
- Nguyễn Văn Vượng. Sức bền vật liệu. NXB ĐH-THCN 1998.
- Đình Gia Tường. Nguyên lý máy. NXB ĐH-THCN 2000.
- Nguyễn Văn Nhậm, Vũ Duy Thiện Cơ kỹ thuật. NXB ĐH-THCN 1982.
- Đỗ San, Nguyễn Văn Vượng, Cơ học ứng dụng, Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội, 1993, giáo trình dành cho các trường cao đẳng kỹ thuật CHLB Đức
- Tạ Ngọc Hải, Phan Văn Đông; Giáo trình Nguyên lý Máy, Đại học Bách khoa Hà Nội, 1983
- Nguyễn Quang Tuyển, Nguyễn Thị Thạch. Cơ kỹ thuật, Nhà xuất bản Hà Nội, 2004.

