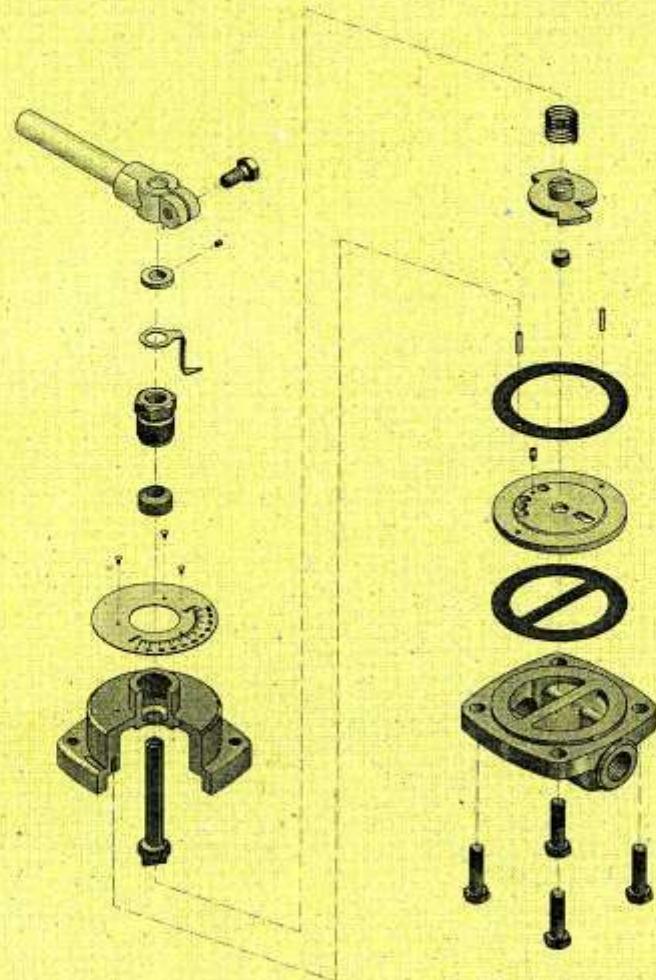


BỘ CÔNG THƯƠNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP TP.HCM
TT CÔNG NGHỆ CƠ KHÍ



GIÁO TRÌNH MÔN HỌC NGUYÊN LÝ MÁY



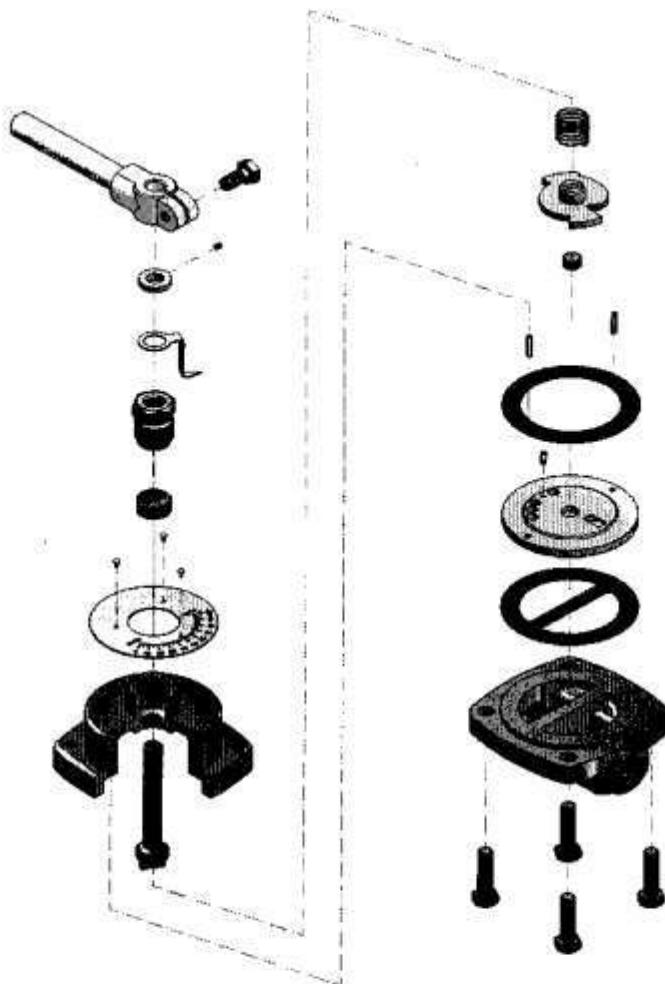
Năm 2008

TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP TP.HCM

GIÁO TRÌNH CƠ KHÍ

BỘ CÔNG THƯƠNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP TP.HCM
TT CÔNG NGHỆ CƠ KHÍ

GIÁO TRÌNH MÔN HỌC NGUYÊN LÝ MÁY



Năm 2008

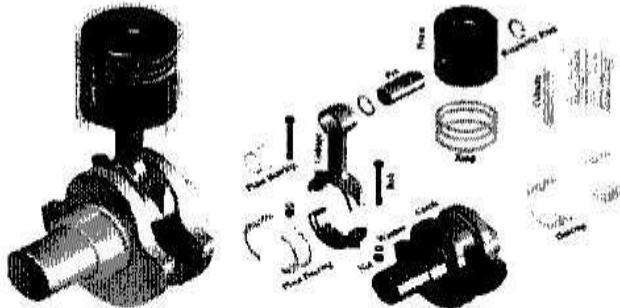
CHƯƠNG 1

CẤU TẠO CƠ CẤU

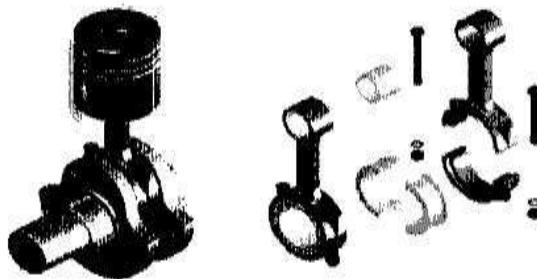
I. Khái niệm cơ bản

1. Chi tiết máy và khâu

- Chi tiết máy (*tiết máy*): là một bộ phận của máy mà không thể tách rời được nữa. Máy thì gồm nhiều tiết hay bộ phận của máy lắp với nhau tạo thành một hệ thống nhất nào đó.

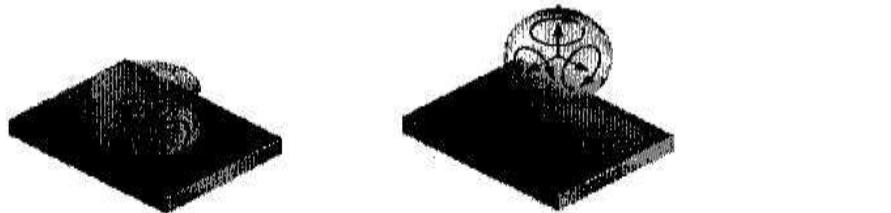


- Khâu: trong cơ cấu và máy, toàn bộ những bộ phận có chuyển động tương đối so với bộ phận khác gọi là khâu.

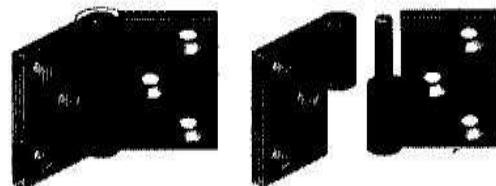


2. Thành phần khớp động và khớp động

- Bậc tự do của khâu
 - + Một khả năng chuyển động độc lập đối với một hệ qui chiếu → một bậc tự do
 - + Giữa hai khâu trong mặt phẳng → 3 bậc tự do: Tx, Ty, Qz
 - + Giữa hai khâu trong không gian → 6 bậc tự do: Tx, Ty, Tz, Qx, Qy, Qz

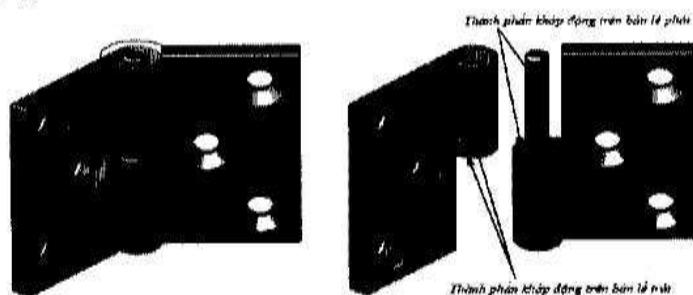


- **Nối động:** để tạo thành cơ cấu, các khâu không thể rời nhau mà phải được liên kết với nhau theo một qui cách xác định nào đó, sao cho khi nối với nhau các khâu vẫn còn khả năng chuyển động tương đối \rightarrow nối động các khâu



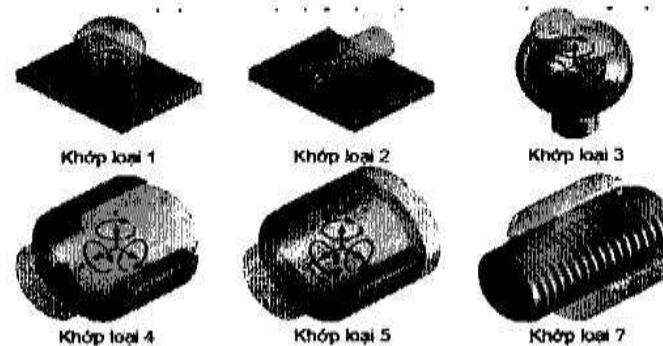
Thành phần khớp động, khớp động

- + Khi nối động, các khâu sẽ có thành phần tiếp xúc nhau. Toàn bộ chỗ tiếp xúc giữa hai khâu gọi là một thành phần khớp động.
- + Hai thành phần khớp động trong một ghép nối động hai khâu hình thành nên một khớp động.

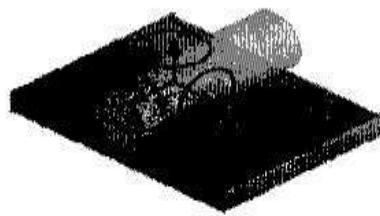
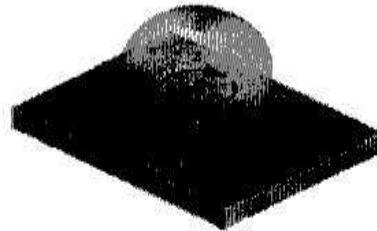


3. Phân loại khớp động

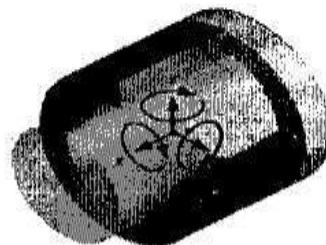
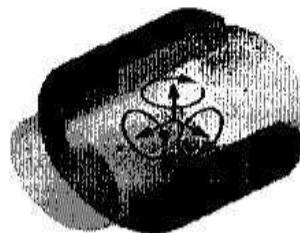
- Theo số bậc tự do bị hạn chế: Khớp động loại k hạn chế k bậc tự do hay có k ràng buộc



- Theo đặc điểm tiếp xúc
 - + Khớp cao: thành phần khớp động là điểm hay đường

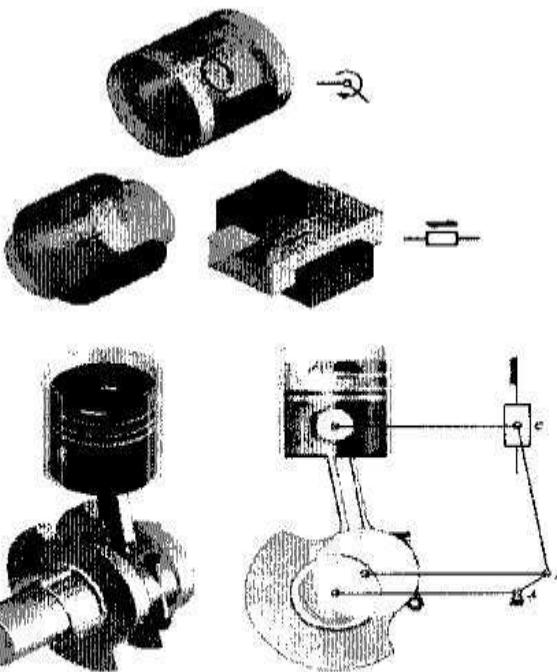


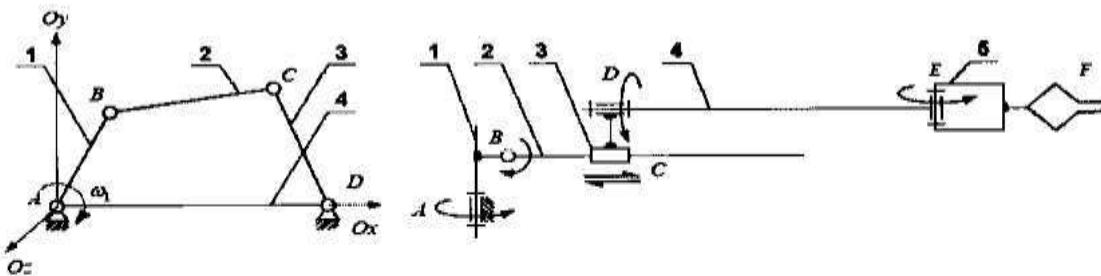
- + Khớp thấp: thành phần khớp động là mặt



4. Lược đồ

- ❖ Để thuận tiện cho việc nghiên cứu, các khớp được biểu diễn trên những hình vẽ bằng những lược đồ qui ước.
- ❖ Các khâu cũng được thể hiện qua các lược đồ đơn giản gọi là lược đồ khâu
- ❖ Trên lược đồ khâu phải thể hiện đầy đủ các khớp chuyển động, các kích thước có ảnh hưởng đến chuyển động của khâu và chuyển động của cơ cấu.
- ❖ Chuỗi động: nhiều khâu nối với nhau tạo thành một chuỗi động
- ❖ Phân loại chuỗi động:
 - Chuỗi động kín
 - Chuỗi động hở
 - Chuỗi động phẳng
 - Chuỗi động không gian





- Cơ cấu: Cơ cấu là một chuỗi động có một khâu cố định và chuyển động theo qui luật xác định. Khâu cố định được gọi là già.
- Phân loại cơ cấu: tương tự như đối với chuỗi động

II. Độ tự do của cơ cấu

1. Định nghĩa.

- Độ tự do (độ tự do) của cơ cấu là thông số độc lập cần thiết để xác định hoàn toàn vị trí của cơ cấu, nó cũng là số khả năng chuyển động tương đối độc lập của cơ cấu đó.

2. Tính độ tự do của cơ cấu không gian (trường hợp tổng quát)

$$W = W_0 - R.$$

Trong đó: W_0 – độ tự do tổng cộng của các khâu động nếu để rời

R – số ràng buộc của tất cả khớp động trong cơ cấu

W – độ tự do của cơ cấu

3. Số độ tự do trong cơ cấu

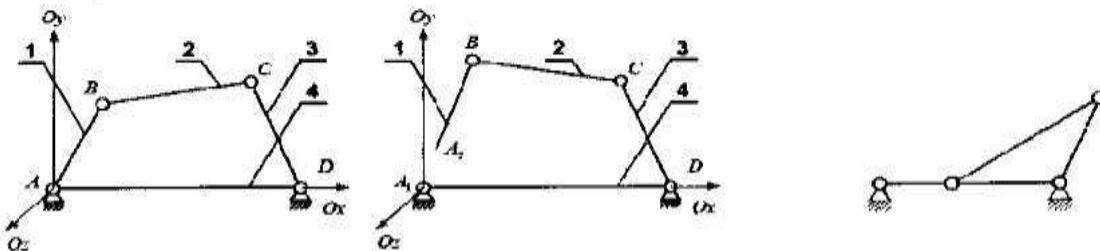
Một khâu để rời trong không gian có 6 độ tự do \rightarrow độ tự do tổng cộng của n khâu động là $W_0 = 6n$

Số ràng buộc chứa trong cơ cấu

Khớp loại k hạn chế k độ tự do. Nếu gọi p_k là số khớp loại chứa trong cơ cấu \rightarrow tổng các ràng buộc do p_k khớp loại k gây nên là $k \cdot p_k$. Do đó

$R = \sum_{k=1}^5 p_k k$ trong thực tế số ràng buộc thường nhỏ hơn giá trị trên vì trong cơ cấu tồn tại các ràng buộc trùng.

Ví dụ: Xét cơ cấu 4 khâu bàn lề



+ Ràng buộc trực tiếp: ràng buộc giữa hai khâu do khớp nối trực tiếp giữa hai khâu đó được gọi là ràng buộc trực tiếp.

+ Ràng buộc gián tiếp: nếu tháo khớp A, giữa khâu 1 và 4 có ràng buộc gián tiếp

- (1)  (2)  (3) 

+ Ràng buộc trùng: nối khâu 1 và 4 bằng khớp A, giữa chúng có ràng buộc trực tiếp sau

- (1)  (2)  (3)  (4)  (5) 

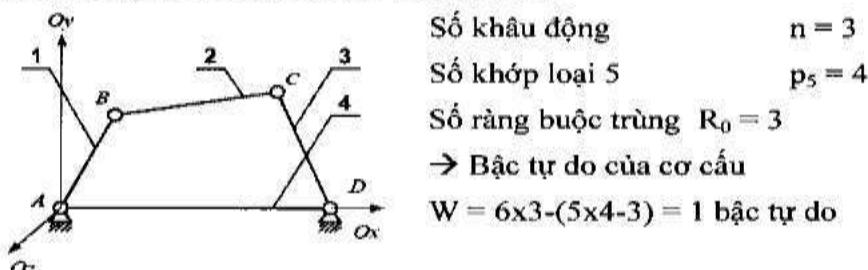
→ 3 ràng buộc trùng. Ràng buộc trùng chỉ xảy ra ở khớp đóng kín của cơ cấu.

Gọi R_0 là số ràng buộc trùng → tổng số ràng buộc trong cơ cấu: $R = \sum_{k=1}^s kp_k - R_0$

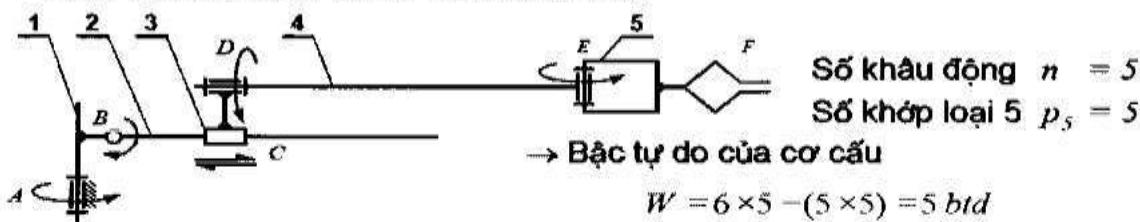
3. Công thức tính bậc tự do của cơ cấu không gian

$$W = 6n - \left(\sum_{k=1}^s kp_k - R_0 \right)$$

Ví dụ: Tính bậc tự do của cơ cấu 4 khâu bàn lề



Ví dụ: Tính bậc tự do của cơ cấu bàn tay máy



3. Bậc tự do của cơ cấu phẳng

1. Số bậc tự do trong cơ cấu

Một khâu để tự do trong mặt phẳng chỉ có 3 bậc tự do vì vậy số bậc tự do tổng cộng của n khâu động: $W_0 = 3n$

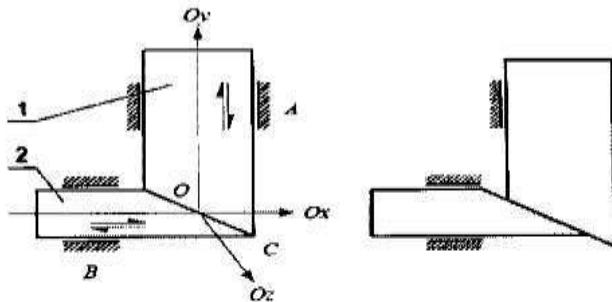
2. Số ràng buộc chứa trong cơ cấu

Cơ cấu phẳng có hai loại khớp

- Khớp loại 4 chứa 1 ràng buộc
- Khớp loại 5 chứa 2 ràng buộc

Tổng số ràng buộc trong cơ cấu: $R = p_4 + 2p_5 - R_0$

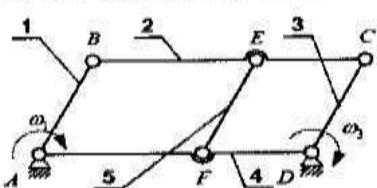
Ví dụ: Tính bậc tự do của cơ cấu chèm như hình vẽ



- Cơ cấu toàn khớp loại 5 với $n = 2, p_5 = 3$
 - Chọn hệ qui chiếu gắn với già
 - Chưa đóng khớp A, khâu 1 có khả năng: (1) T_{Ox} (2) T_{Oy} (3) $\cancel{T_{Oz}}$
 - Đóng khớp A, khâu 1 có khả năng: (1) $\cancel{T_{Ox}}$ (2) T_{Oy} (3) $\cancel{T_{Oz}}$
- Bậc tự do của cơ cấu

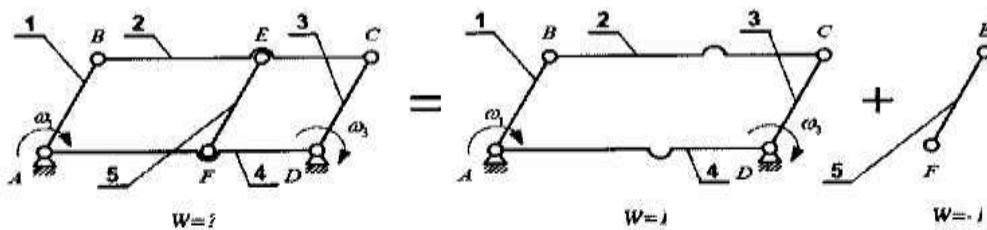
$$W = 3 \times 2 - (2 \times 3 - 1) = 1 \text{ bậc tự do}$$

Ví dụ: Tính bậc tự do của cơ cấu hình bình hành



Cơ cấu toàn khớp loại 5 với: $n = 4, k = 5, p_k = 6$

- Bậc tự do của cơ cấu là $W = 3 \times 4 - (2 \times 6) = 0$ bậc tự do
- Trên thực tế cơ cấu này làm việc được → điều này có gì mâu thuẫn không?



- Chú ý khâu 5 không có tác dụng gì trong chuyển động của cơ cấu ABCD
- Nếu bỏ khâu 5 ra, cơ cấu thành cơ cấu 4 khâu bàn lề với bậc tự do bằng 1
- Khi thêm khâu 5 và 2 khớp E, F vào
 - + thêm khâu 5 (EF) → thêm 3 bậc tự do
 - + thêm 2 khớp loại 5 (E, F) → thêm 4 ràng buộc
- thêm 1 ràng buộc
- Gọi r là số ràng buộc thừa có trong cơ cấu, bậc tự do của cơ cấu phẳng $W = 3n - (2p_5 + p_4 - r)$
- Trong cơ cấu hình bình hành ở trên, $r = 1$ và $W = 3 \times 4 - (2 \times 6 - 1) = 1$ bậc tự do

Nguyên Lý Máy

- Trong thực tế cơ cấu trên chỉ có 1 bậc tự do vì chuyển động lăn của con lăn 2 quanh khớp B không ảnh hưởng đến chuyển động có ích của cơ cấu nên không được kể vào bậc tự do của cơ cấu.
 - Bậc tự do thêm vào mà không làm ảnh hưởng đến chuyển động của cơ cấu gọi là bậc tự do thừa, kí hiệu là s
 - Trở lại cơ cấu cam ở trên $W = 3 \times 3 - (2 \times 3 + 1 - 0) - 1 = 1$ btd
- Tóm lại công thức tính bậc tự do
- đối với cơ cấu không gian
- $$\circ \quad W = 6n - \left(\sum_{k=1}^s kp_k - R_0 \right)$$
- đối với cơ cấu phẳng trừ cơ cấu chêm.
- $$\circ \quad W = 3n - (2p_s + p_t - r) - s$$

Với n : số khâu động

k : loại khớp động

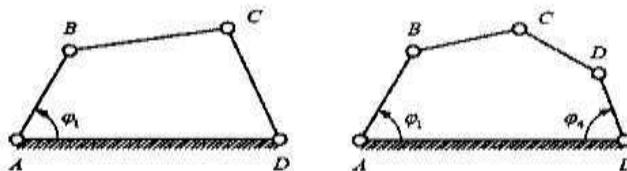
p_k : số khớp loại k

P : số ràng buộc trùng

r : số ràng buộc thừa

s : số bậc tự do thừa

4. Ý nghĩa của bậc tự do – Khâu dẫn và khâu bị dẫn



III. Nhóm tĩnh định

1. Nguyên lý tạo thành cơ cấu

Một cơ cấu có W bậc tự do là cơ cấu được tạo thành bởi W khâu dẫn và những nhóm có bậc tự do bằng zero

$$W = W_1 + 0 + \dots + 0$$

Khâu dẫn nhóm có bậc tự do = 0

2. Nhóm tĩnh định

Nhóm tĩnh định là những nhóm cân bằng hay chuyển động, có bậc tự do bằng zero và phải tối giản (tức là không thể chia thành những nhóm nhỏ hơn được nữa)

Đối với nhóm tĩnh định toàn khớp thấp

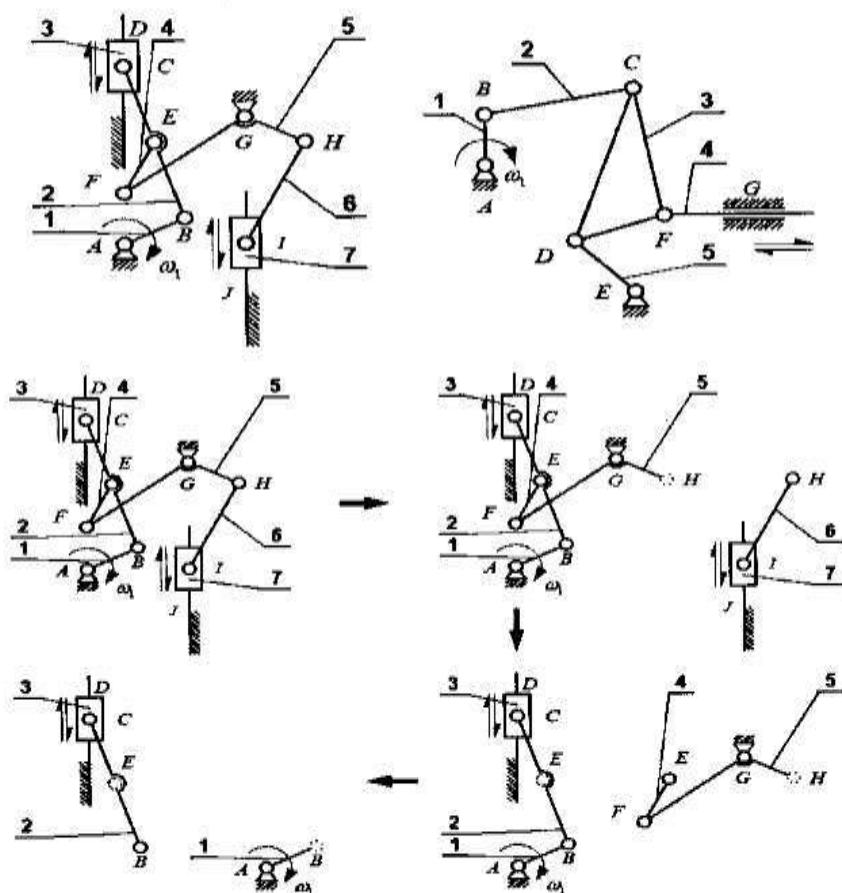
$$W = 3n - 2p_g = 0$$

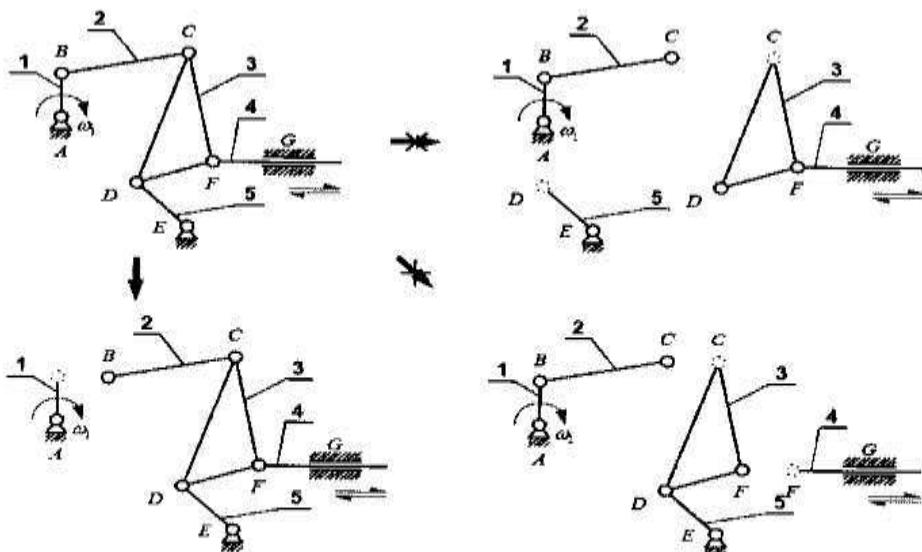
n	2	4	6	...
p_g	3	6	9	...

3. Nguyên tắc tách nhóm tĩnh định

Khi tách nhóm tĩnh định phải theo nguyên tắc sau

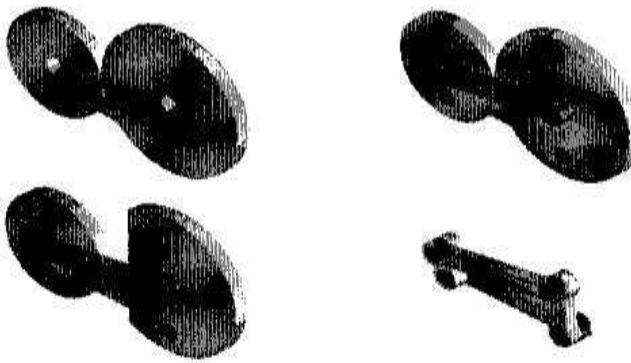
- + Chọn trước khâu dẫn và giá
 - + Sau khi tách nhóm, phần còn lại phải là một cơ cấu hoàn chỉnh hoặc khâu dẫn
 - + Tách những nhóm ở xa khâu dẫn trước rồi dần đến những nhóm ở gần hơn
 - + Khi tách nhóm, thử tách những nhóm đơn giản trước, nhóm phức tạp sau
- Ví dụ: Tách nhóm tĩnh định cơ cấu động cơ diezen, cơ cấu bơm động cơ oxy





§4. Thay thế khớp cao bằng khớp thấp

- Trong cơ cầu phẳng, thường có khớp cao loại 4, để tách thành những nhóm tĩnh định như những cơ cầu phẳng toàn khớp thấp \rightarrow thay thế các khớp cao thành những khớp thấp nhưng vẫn đảm bảo được chuyển động của cơ cầu

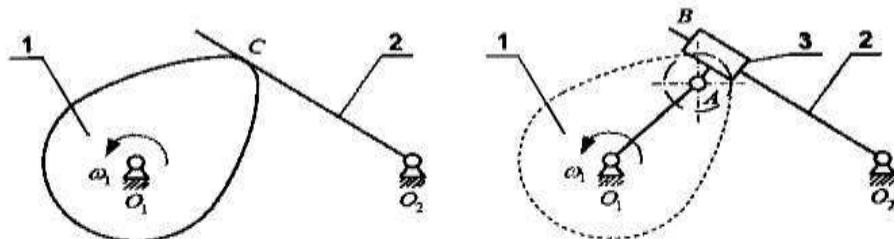


$$W = 3 \times 2 - (1 + 2 \times 2) = 1 \text{ bậc tự do}$$

bậc tự do

$$W = 3 \times 3 - (2 \times 4) = 1$$

- Thay thế khớp cao bằng khớp thấp phải đảm bảo hai điều kiện
 - + bậc tự do của cơ cầu không thay đổi
 - + quy luật chuyển động không đổi
- Nguyên tắc: dùng khâu hai khớp bán lề và đặt các bán lề tại tâm cong của các thành phần khớp cao tại điểm tiếp xúc.
- Ví dụ: Thay thế khớp cao bằng khớp thấp ở cơ cầu cam cần lắc bằng



- Sự thay thế khớp cao bằng khớp thấp không phải chỉ để xem xét nhóm tĩnh định mà việc phân tích động học cơ cấu thay thế cho biết cả về định tĩnh cũng như định lượng của cơ cấu thay thế tại vị trí đang xem xét.

CHƯƠNG 2

ĐỘNG HỌC CƠ CẤU

§1. Đại cương

Phân tích động học cơ cấu là nghiên cứu quy luật chuyển động của cơ cấu khi đã biết trước lược đồ động của cơ cấu và quy luật chuyển động của khâu dẫn.

I. Nội dung

- ❖ Bài toán vị trí
- ❖ Bài toán vận tốc
- Bài toán gia tốc

II. Ý nghĩa

- Xác định vị trí → phối hợp và sử dụng chuyển động của các cơ cấu để hoàn thành nhiệm vụ của các máy đặt ra, bộ trí không gian, vỏ máy...
- Vận tốc và gia tốc là những thông số cần thiết phản ánh chất lượng làm việc của máy

III. Phương pháp

- ❖ Tùy theo nội dung, yêu cầu của từng bài toán, ta có thể sử dụng các phương pháp khác nhau: giải tích, đồ thị, họa đồ vector...
- ❖ Phương pháp đồ thị, phương pháp họa đồ vector.

Ưu điểm: Đơn giản, cụ thể, dễ nhận biết và kiểm tra.

Nhược điểm: Thiếu chính xác do sai số dựng hình, sai số đọc...

Phương pháp đồ thị, kết quả cho quan hệ giữa một đại lượng động học theo một thông số nhất định thường là khâu dẫn.

Phương pháp họa đồ vector, kết quả không liên tục, chỉ ở các điểm rời rạc.

- ❖ Phương pháp giải tích

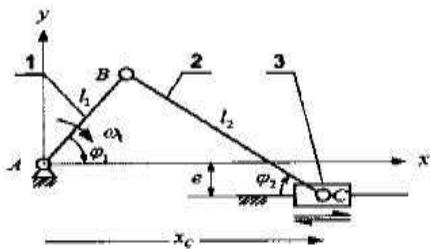
Ưu điểm

+ Cho mối quan hệ giữa các đại lượng bằng biểu thức giải tích, dễ dàng cho việc khảo sát dùng máy tính.

+ Độ chính xác cao

Nhược điểm

+ Đối với một số cơ cấu, công thức giải tích rất phức tạp và khó kiểm tra



§2. Phân tích động học cơ cấu phẳng bằng phương pháp giải tích

Xét cơ cấu tay quay – con trượt lệch tâm có vị trí đang xét như hình vẽ

Cho: l_{AB} , l_{BC} , ω_1 là hằng số và độ lệch tâm e

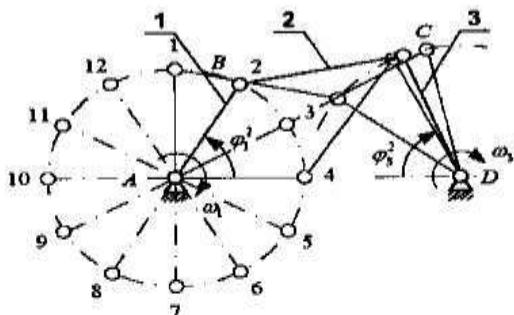
Xác định: x_C , v_C , a_C

$$x_C = l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 \text{ với } \begin{cases} \varphi_1 = \varphi_1(t) = \omega_1 t; \varphi_2 = \varphi_2(t) = f(\varphi_1) \\ l_1 \sin \varphi_1 + e = l_2 \sin \varphi_2 \Rightarrow \varphi_2 = \arcsin \frac{l_1 \sin \varphi_1 + e}{l_2} \end{cases}$$

$$x_C = x_C(\varphi_1) = x_C(\omega_1 t) \Rightarrow \begin{cases} v_C = v_C(t) = -l_1 \omega_1 (\sin \varphi_1 + \cos \varphi_1 \tan \varphi_2) \\ a_C = a_C(t) = -l_1 \omega_1^2 \left[\frac{\cos(\varphi_1 + \varphi_2)}{\cos \varphi_2} + \frac{l_1 \cos^2 \varphi_1}{l_2 \cos^3 \varphi_2} \right] \end{cases}$$

§3. Phân tích động học cơ cấu phẳng bằng phương pháp đồ thị

Xét cơ cấu 4 khâu bắn lề có vị trí đang xét như hình vẽ



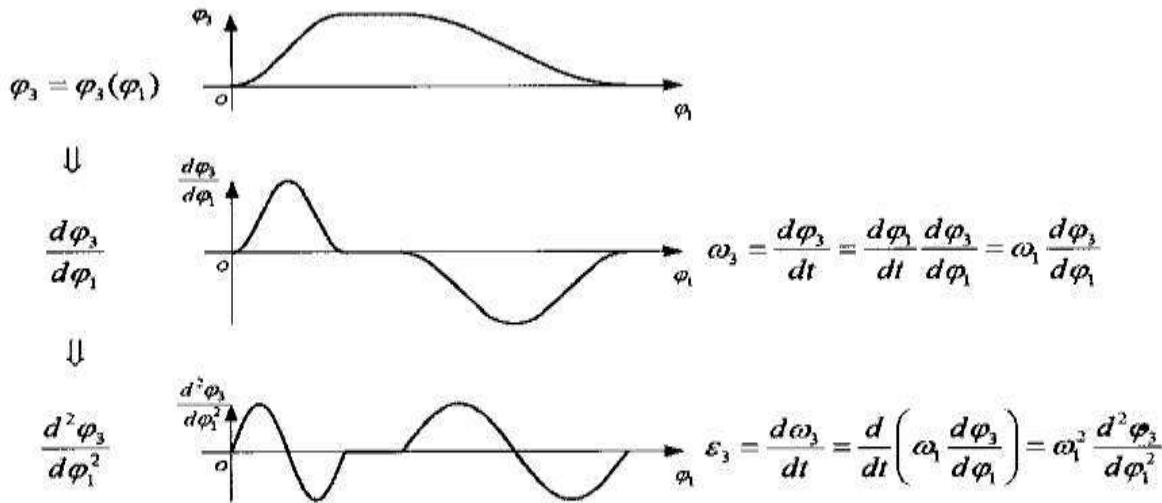
Cho: l_{AB} , l_{BC} , l_{DA} , ω_1 là hằng số

Xác định: φ_3 , ω_3 , ϵ_3

Xác định giá trị φ_3 từ phương pháp vẽ, đo và lập bảng

φ_1	φ_1^1	φ_1^2	...	φ_1^n
φ_3	φ_3^1	φ_3^2	...	φ_3^n

Xây dựng đồ thị $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_1)$



§4. Phân tích động học cơ cấu phẳng bằng phương pháp họa đồ vector

Ôn lại một số kiến thức đại số vector

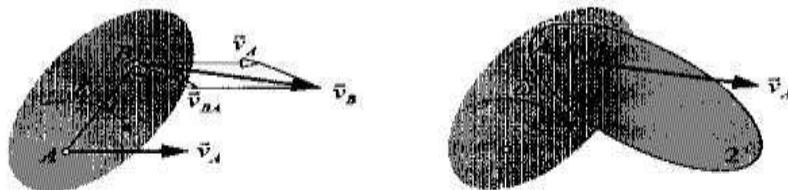
- Định lý liên hệ vận tốc

+ Hai điểm A, B khác nhau cùng thuộc một khâu đang chuyển động song phẳng

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{AB}$$

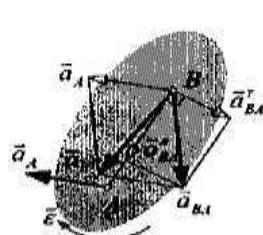
+ Hai điểm A₁, A₂ trùng nhau, thuộc hai khâu đang chuyển động song phẳng tương đối đối với nhau

$$\vec{v}_{A_2} = \vec{v}_{A_1} + \vec{v}_{A_2 A_1}$$



- Định lý liên hệ gia tốc

+ Hai điểm A, B khác nhau cùng thuộc một khâu đang chuyển động song phẳng



$$a_B = a_A + a_{BA} = a_A + a_{BA}' + a_{BA}^T$$

$$a_{BA}'' = \begin{cases} // BA \\ l_{AB}\omega^2 = v_{BA}^2 / l_{AB} \end{cases}$$

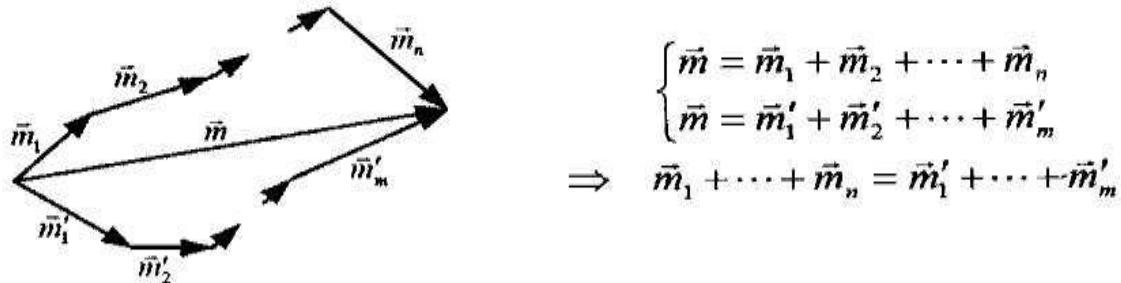
$$a_{BA}^T = \begin{cases} \perp AB \\ \epsilon l_{AB} \end{cases}$$

Nguyên lý Máy

+ Hai điểm A_1, A_2 trùng nhau, thuộc hai khâu đang chuyển động song phẳng tương đối đối với nhau

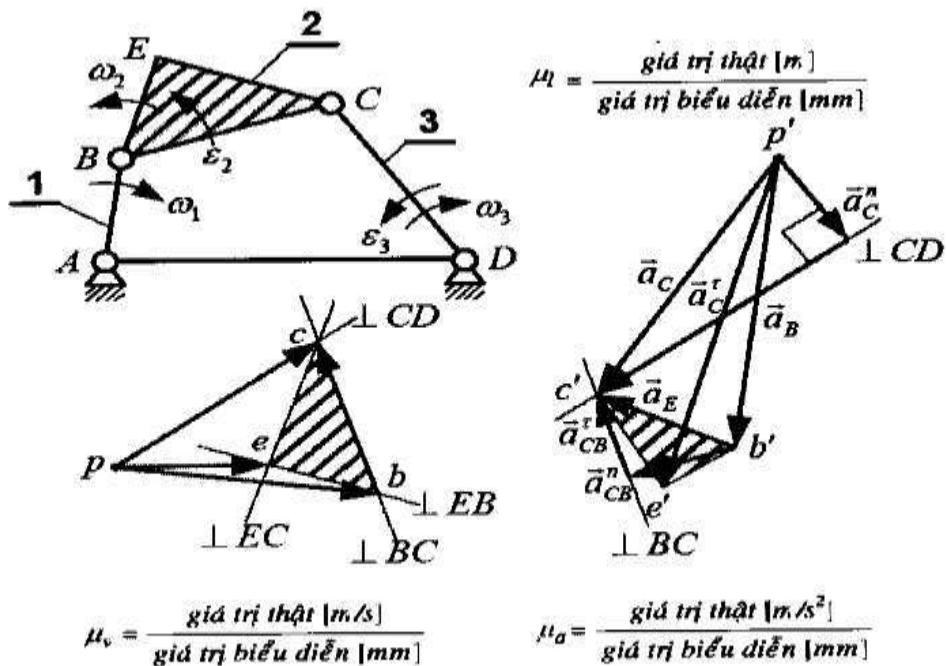
$$\ddot{a}_{A_1} = \ddot{a}_{A1} + \ddot{a}_{A_2 A_1}^k + \ddot{a}_{A_2 A_1}^r \quad \ddot{a}_{A_2 A_1}^k = \begin{cases} // \vec{v}_{A_2 A_1} - \text{quay } 90^\circ \text{ theo } \vec{\omega}_1 \\ 2\omega_1 v_{A_2 A_1} \end{cases}$$

Điều kiện để giải một phương trình vector



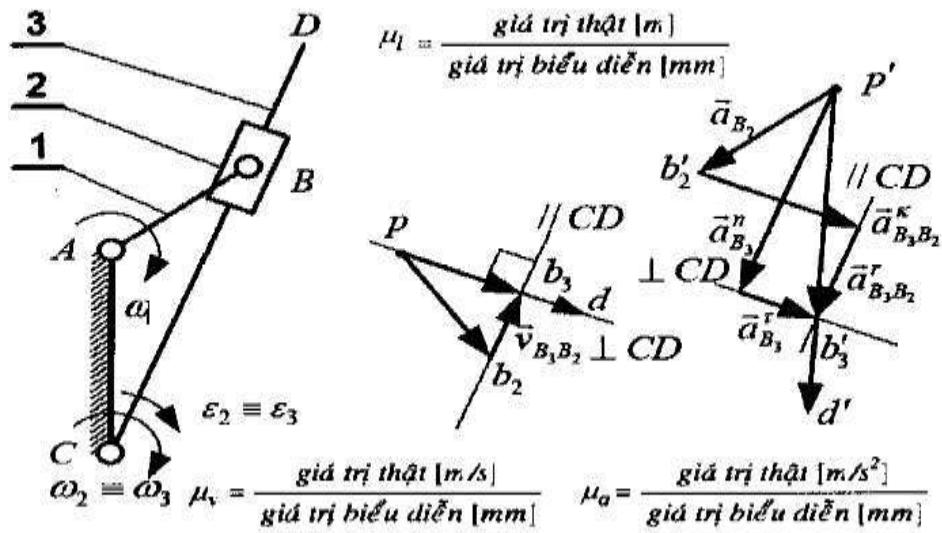
$$\begin{array}{ccccccccc} \vec{m}_1 & + & \vec{m}_2 & + & \cdots & + & \vec{m}_n & = & \vec{m}'_1 & + & \vec{m}'_2 & + & \cdots & + & \vec{m}'_m \\ - & & - & & & & ? & - & - & & - & & & & & - \\ - & & - & & & & - & - & - & & - & & & & & - \end{array}$$

Ví dụ: cho cơ cấu 4 khâu bàn lề tại vị trí như hình vẽ. Tay quay 1 quay đều với vận tốc góc ω_1 . Xác định vận tốc, gia tốc điểm B, C, E và gia tốc góc khâu 2, 3



Nguyên Lý Máy

Ví dụ: cho cơ cấu culit tại vị trí như hình vẽ. Khâu 1 quay đều với vận tốc góc ω_1 .
Xác định $\omega_3, \varepsilon_3, v_D, a_D$



CHƯƠNG 3

PHÂN TÍCH LỰC CƠ CẤU

§1. Phân loại lực

1. Ngoại lực

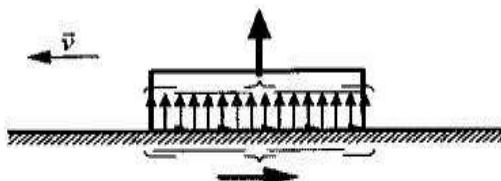
- Lực cản kỵ thuật
- Trọng lượng các khâu
- Lực phát động

2. Lực quán tính

- Cơ cấu là một hệ thống chuyển động có gia tốc, tức ngoại lực tác động lên cơ cấu không triệt tiêu nhau \rightarrow không dùng phương pháp tĩnh học để giải
- Để giải quyết bài toán hệ lực không cân bằng \rightarrow dùng nguyên lý D'Alambert
Nếu ngoài những lực tác dụng lên một hệ cơ chuyển động, ta thêm vào đó những lực quán tính và xem chúng như những ngoại lực thì cơ hệ được xem là ở trạng thái cân bằng, khi đó có thể dùng phương pháp tĩnh học để phân tích cơ hệ này.

3. Nội lực

- Lực tác dụng lẫn nhau giữa các khâu trong cơ cấu (phản lực liên kết)
- Tại mỗi tiếp điểm của thành phần khớp động, phản lực này gồm hai phần
 - + Thành phần áp lực: vuông góc với phương chuyển động tương đối
 - + Tổng các thành phần áp lực trong một khớp \rightarrow áp lực khớp động



- + Thành phần ma sát: song song với phương chuyển động tương đối
- Tổng các thành phần ma sát trong một khớp \rightarrow lực ma sát

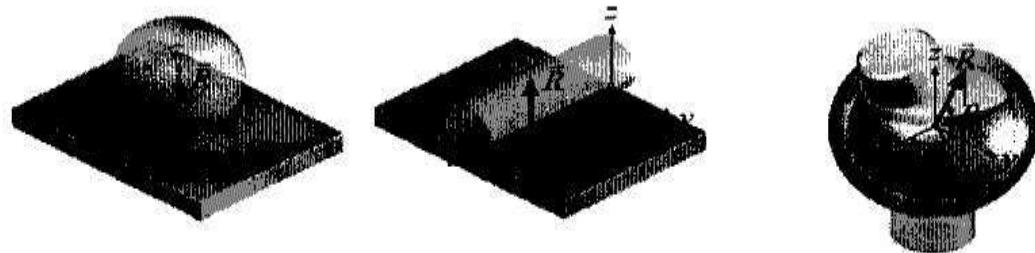
§2. Điều kiện tĩnh định

- Để tính phản lực khớp động \rightarrow tách cơ cấu thành các chuỗi động hở, trên đó phản lực ở các khớp chờ là ngoại lực; viết các phương trình lực cho chuỗi
- Muốn giải các bài toán áp lực khớp động
Số phương trình lập được = số ẩn chứa trong các chương trình

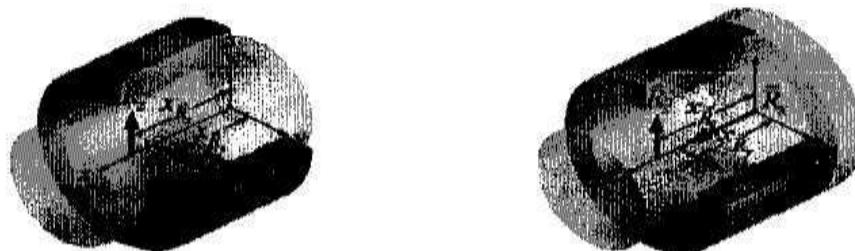
Nguyên Lý Máy

Đây là điều kiện tĩnh định của bài toán

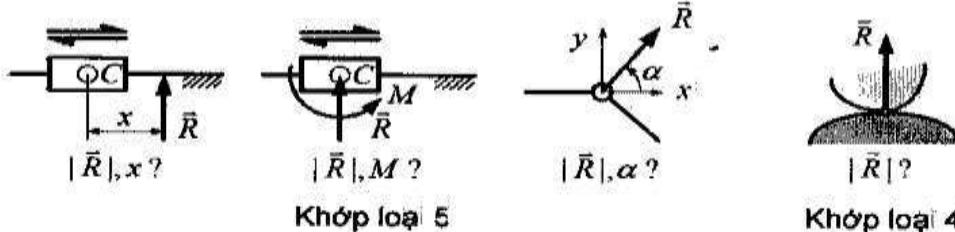
- Giả sử tách từ cơ cấu ra một chuỗi động n khâu, p_k khớp loại k
- + Số phương trình lập được: $6n$ phương trình
- + Số ẩn chứa trong chuỗi động: phụ thuộc vào số lượng và loại khớp động



Khớp loại 1 $|\vec{R}|?$ **Khớp loại 2** $|\vec{R}|?x_{\vec{R}}?$ **Khớp loại 3** $\alpha?\beta?|\vec{R}|?$



Khớp loại 4 $|\vec{R}_y|?|\vec{R}_z|?x_{\vec{R}_y}?x_{\vec{R}_z}?$ **Khớp loại 5** $|\vec{R}_y|?|\vec{R}_z|?|\vec{R}_x|?x_{\vec{R}_y}?x_{\vec{R}_z}?$



Như vậy, khớp loại k chứa k ẩn \rightarrow tổng số ẩn trong chuỗi là $\sum_{k=1}^5 kP_k$

- Để tính phản lực khớp động \rightarrow tách cơ cấu thành các chuỗi động hở, trên đó phản lực ở các khớp chờ là ngoại lực và viết phương trình lực cho chuỗi
- Điều kiện để giải được bài toán

Số phương trình lực lập được = số ẩn chứa trong các phương trình

$$6n = \sum_{k=1}^5 kP_k \quad \text{Hay} \quad 6n - \sum_{k=1}^5 kP_k = 0$$

- Đối với cơ cấu phẳng điều kiện để giải được bài toán: $3n - 2p_5 - p_4 = 0$
- Các nhóm tĩnh định thỏa điều kiện trên

Nguyên Lý Máy

→ Để xác định các phản lực khớp động, ta phải tách cơ cấu thành những nhóm tĩnh định và viết phương trình lực cho từng nhóm này

§3. Xác định áp lực khớp động

- Các bước xác định áp lực khớp động

- + Tách nhóm tĩnh định

- + Tách các khâu trong nhóm tĩnh định

- Đặt các áp lực khớp động và các ngoại lực lên khâu

- + Viết các phương trình cân bằng lực cho từng khâu

- + Giải các phương trình viết cho các khâu thuộc một nhóm tĩnh định

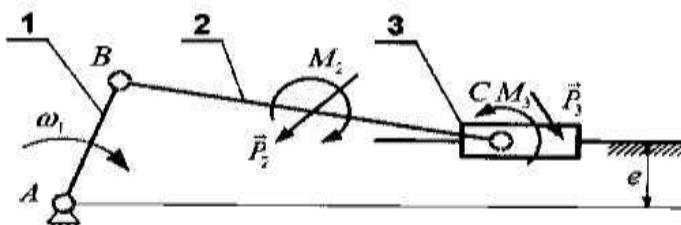
- Giải cho các nhóm ở xa khâu dẫn trước (ngược lại với bài toán động học)

- Với cơ cấu phẳng, một khâu viết được 3 phương trình

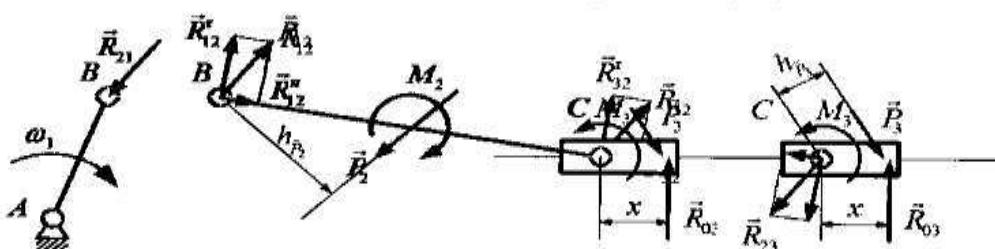
$$\begin{cases} \sum \bar{F}_x = 0 \\ \sum \bar{F}_y = 0 \text{ hay } -\sum \bar{F} = 0 \\ \sum M_{Oz} = 0 \end{cases}$$

- Các phương trình lực trên có thể được giải bằng các phương pháp đã biết: phương pháp giải tích vector, phương pháp họa đồ vector (đa giác lực) ...

Ví dụ:



Tách nhóm tĩnh định, tách các khâu trong nhóm, đặt lực lên khâu

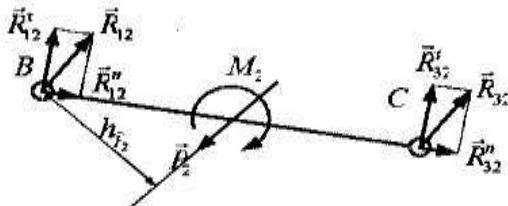
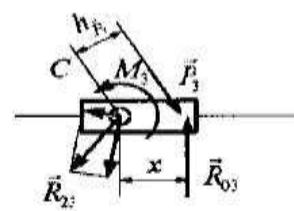


- Viết phương trình lực cho từng khâu trong cùng một nhóm

$$\begin{cases} \sum \bar{P} = \bar{P}_3 + \bar{R}_{03} + \bar{R}_{23} = 0 \\ \sum M_C = M_3 + R_{03}x + P_3 h_{\bar{P}_3} = 0 \end{cases}$$

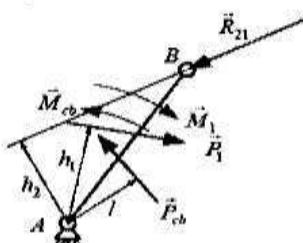
$$\begin{cases} \sum \vec{P} = \vec{P}_2 + \vec{R}_{12} + \vec{R}_{32} = 0 \\ \sum M_B = -M_2 + R_{32}^r I_{BC} - P_2 h_{\vec{P}_2} = 0 \end{cases}$$

- Giải các phương trình lực của cùng một nhóm



§4. Tính lực trên khâu dẫn

I. Phương pháp phân tích lực



$$\sum M_A = R_{21} h_{f1} - P_1 h_l + M_{cb} - M_1 = 0 \Rightarrow M_{cb} = -R_{21} h_{f1} + P_1 h_l + M_1$$

$$P_{cb} = \frac{M_{cb}}{l}$$

2. Phương pháp di chuyển khả dĩ

- Môment (lực) cân bằng trên khâu dẫn là môment (lực) cân bằng tất cả các lực (kè cả lực quán tính) tác dụng lên cơ cấu \rightarrow tổng công suất tức thời của tất cả các lực tác dụng lên cơ cấu bằng không
- Theo nguyên lý di chuyển khả dĩ

$$\sum N_{P_i} + \sum N_{M_i} = 0 \quad N_{P_i} \text{ công suất của lực } P_i$$

$$N_{M_i} \text{ công suất của môment } M_i$$

- Công suất của lực P_i

$$N_{P_i} = \vec{P}_i \cdot \vec{V}_i^k \quad \vec{V}_i^k \text{ vận tốc của điểm đặt lực } P_i$$

- Công suất của môment M_i

$$N_{M_i} = \vec{M}_i \cdot \vec{\omega}_i^k \quad \vec{\omega}_i^k \text{ vận tốc của khâu chịu tác dụng của môment } M_i$$

- Môment (lực) cân bằng trên khâu dẫn

Nguyên Lý Mô

$$\overline{M}_{cb} \overline{\omega}_1 + \sum \left(\overrightarrow{P}_t \overrightarrow{V}_t^k + \overrightarrow{M}_t \overline{\omega}_t \right) = 0 \Rightarrow \overline{M}_{cb}$$

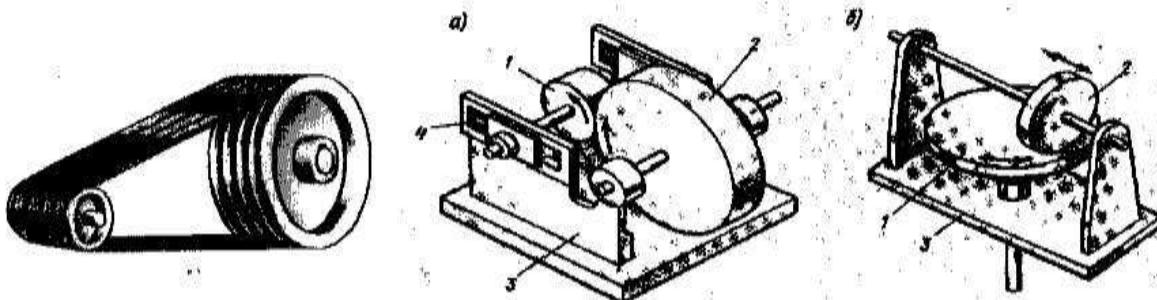
$$\overline{P}_{cb} \overline{V}_1 + \sum \left(\overrightarrow{P}_t \overrightarrow{V}_t^k + \overrightarrow{M}_t \overline{\omega}_t \right) = 0 \Rightarrow \overline{P}_{cb}$$

CHƯƠNG 4

MA SÁT

§1. Đại cương

- Ma sát là một hiện tượng phổ biến trong tự nhiên và kỹ thuật
- Ma sát vừa có lợi vừa có hại
- + Hại: giảm hiệu suất máy, làm nóng máy, làm mòn chi tiết máy
- + Lợi: một số cơ cấu hoạt động dựa trên nguyên lý ma sát như phanh, đai...



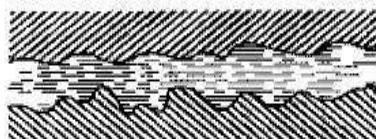
→ Nghiên cứu tác dụng của ma sát để tìm cách giảm mặt tác hại và tận dụng mặt có ích của ma sát

I. Đại cương

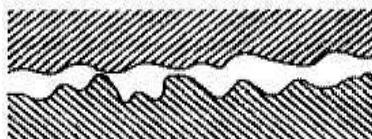
1. Phân loại

- Theo tính chất tiếp xúc

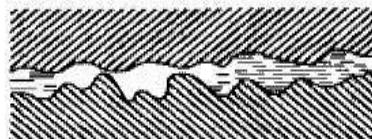
+ Ma sát ướt



+ Ma sát khô



+ Ma sát $\frac{1}{2}$ ướt, $\frac{1}{2}$ khô

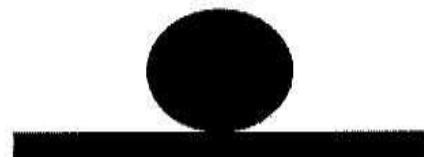


- Theo tính chất chuyển động

+ Ma sát trượt



+ Ma sát lăn

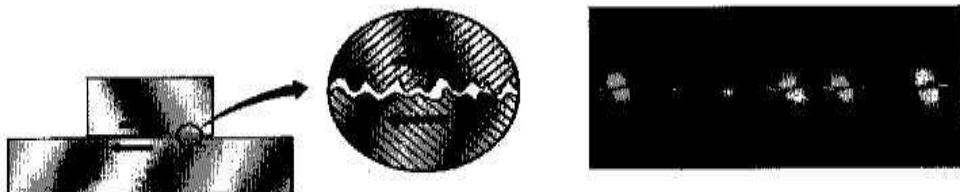


Nguyên Lý Máy

- Theo trạng thái chuyển động
 - + Ma sát tĩnh
 - + Ma sát động

2. Nguyên nhân của hiện tượng ma sát

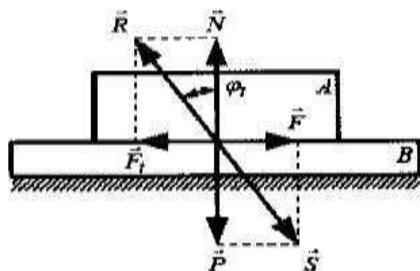
- Nguyên nhân cơ học



- Nguyên nhân vật lý

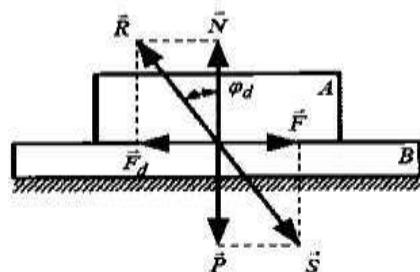
Do tác dụng của trường lực phân tử gây nên

3. Lực ma sát và hệ số ma sát



$$f_t = \frac{F_{\max}}{N}$$

$$\tan \phi_t = \frac{F_{\max}}{N} = f_t$$



$$f_d = \frac{F_d}{N}$$

$$\tan \phi_d = \frac{F_d}{N} = f_d$$

4. Định luật Coulomb về ma sát trượt khô

- Lực ma sát cực đại và lực ma sát động tỉ lệ với phản lực pháp tuyến

$$F_{\max} = f_t N$$

$$F_d = f_d N$$

- Hệ số ma sát phụ thuộc

- + Vật liệu bề mặt tiếp xúc

- + Trạng thái bề mặt tiếp xúc (phẳng hay không phẳng)

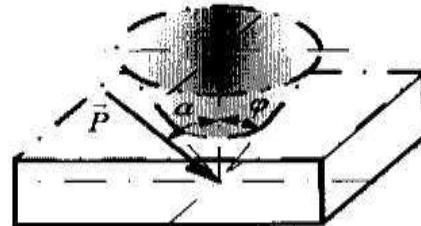
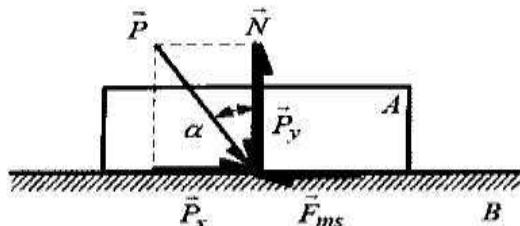
- + Thời gian tiếp xúc

- Hệ số ma sát không phụ thuộc

- + Áp lực tiếp xúc
- + Diện tích tiếp xúc
- + Vận tốc tương đối giữa hai bề mặt tiếp xúc
- Đối với đa số vật liệu, hệ số ma sát tĩnh lớn hơn hệ số ma sát động $f_t > f_d$

II. Ma sát trên khớp tịnh tiến (ma sát trượt khô)

1. Ma sát trên mặt phẳng ngang



- Tác dụng lên A một lực $\bar{P}(\bar{P}_x, \bar{P}_y)$
- Lực phát động $P_d = P_x = P \sin \alpha$
- Lực cản $P_c = F_{ms} = f N = f P \cos \alpha$
- Điều kiện chuyển động: lực phát động > lực cản

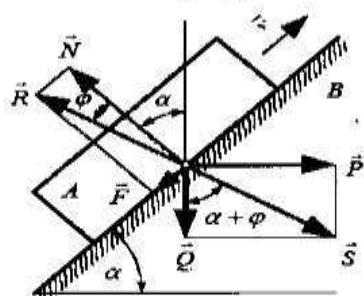
$$P \sin \alpha \geq f P \cos \alpha$$

$$\tan \alpha \geq f = \tan \varphi$$

$$\alpha \geq \varphi$$

2. Ma sát trên mặt phẳng nghiêng

- Trường hợp A di lên trên mặt phẳng nghiêng



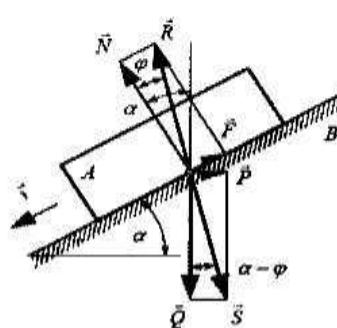
- + Lực tác dụng $\bar{Q}, \bar{P}, \bar{N}, \bar{F}$
- + Phương trình cân bằng lực $\underbrace{\bar{P} + \bar{Q}}_{\bar{s}} + \underbrace{\bar{N} + \bar{F}}_{\bar{R}} = 0$
- + Tại vị trí cân bằng lực $P = Q \tan(\alpha + \varphi)$
- \rightarrow Để A chuyển động $P \geq Q \tan(\alpha + \varphi)$

- + Điều kiện tự hãm

○ $\alpha + \varphi = \pi/2$
được lực P lớn như vậy

○ $\alpha + \varphi > \pi/2$
chiều ngược lại

$P \rightarrow \infty$ không thể thực hiện
 $\tan(\alpha + \varphi) < 0 \rightarrow P$ nằm theo



Nguyên Lý Mại

→ Điều kiện tự hãm $\alpha + \varphi \geq \pi/2$

- Trường hợp A di xuống trên mặt phẳng nghiêng

+ Lực tác dụng $\vec{Q}, \vec{P}, \vec{N}, \vec{F}$

+ Phương trình cân bằng lực $\underbrace{\vec{P} + \vec{Q}}_{\vec{s}} + \underbrace{\vec{N} + \vec{F}}_{\vec{R}} = 0$

+ Tại vị trí cân bằng lực $P = Q \tan(\alpha - \varphi)$

→ Để A chuyển động $Q \geq \frac{P}{\tan(\alpha - \varphi)}$

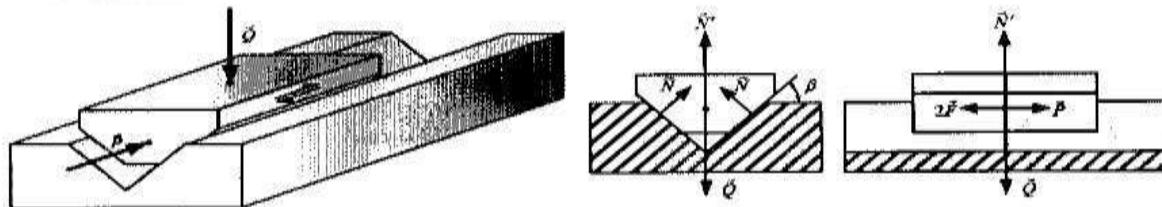
+ Điều kiện tự hãm

○ $\alpha - \varphi = 0$ $Q \rightarrow \infty$ không thể thực hiện được lực Q lớn như vậy

○ $\alpha - \varphi < 0$ $\tan(\alpha - \varphi) < 0 \rightarrow Q$ nằm theo chiều ngược lại

→ Điều kiện tự hãm $\alpha \leq \varphi$

3. Ma sát trên rãnh chữ V



+ Lực tác dụng $\vec{Q}, \vec{P}, \vec{N}, \vec{F}$

+ Chiều các lực lên phương thẳng đứng $N' = 2N \cos\beta = Q \rightarrow 2N = \frac{Q}{\cos\beta}$

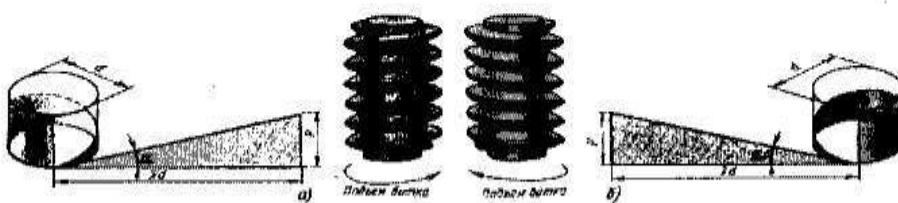
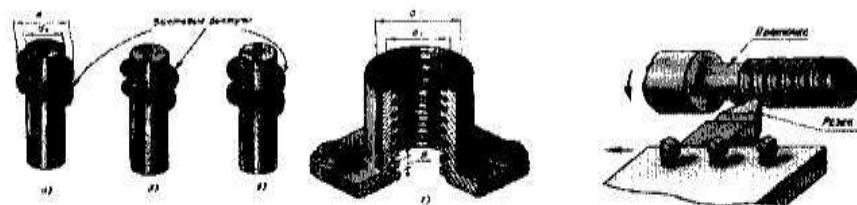
+ Lực ma sát trên thành rãnh $F = f N$

→ Điều kiện chuyển động $P \geq 2F$

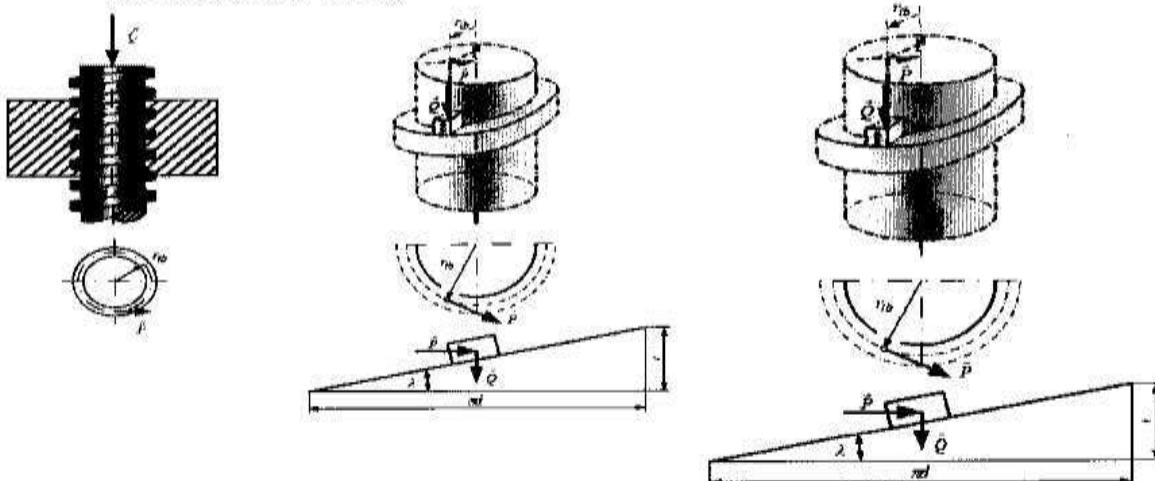
$$\Rightarrow P \geq 2fN = f \frac{Q}{\cos\beta} = f'Q$$

4. Ma sát trên khớp ren vít

- Cấu tạo ren vít



- Ma sát trên ren vuông



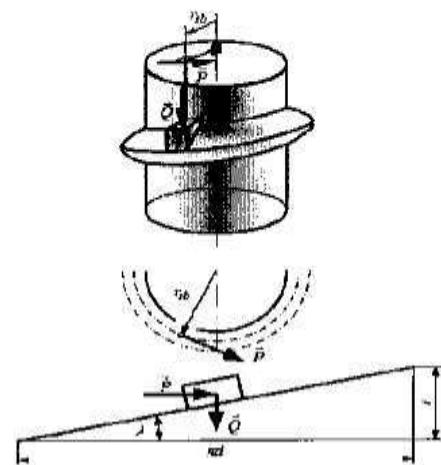
+ Để vít chuyển động → tác dụng một ngẫu lực M, có thể xem M là moment của một lực P

$$M = P \frac{d_{th}}{2} = P r_{th}$$

+ Triển khai mặt ren theo mặt trụ ra mặt phẳng, mặt ren trở thành mặt phẳng nghiêng một góc λ

$$\lambda = \arctan \frac{t}{\pi d_{th}}$$

→ Bài toán vật chuyển động trên mặt phẳng nghiêng



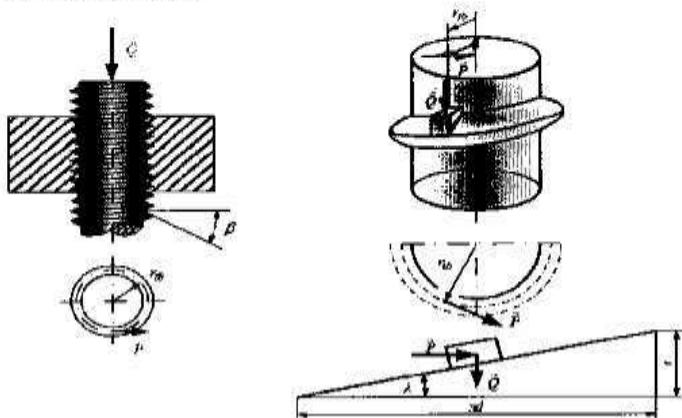
Nguyên Lý Máy

$$P = Q \tan(\lambda \pm \varphi)$$

+ Môment do P gây ra phải thăng moment ma sát

$$M \geq M_{ms} = Pr_{tb} = r_{tb}Q \tan(\lambda \pm \varphi)$$

- vặn chặt, P phát động, Q cản
- tháo lỏng, P cản , Q phát động
- Ma sát trên ren tam giác



+ Ma sát trên khớp ren tam giác được xem gần đúng như ma sát trên rãnh chữ V có thành rãnh nghiêng một góc β và đặt nằm nghiêng một góc λ

+ Tương tự như ma sát trên ren vuông, ta có

$$P = Q \tan(\alpha \pm \varphi')$$

$$M_{ms} = r_{tb}Q \tan(\alpha \pm \varphi')$$

+ Góc ma sát thay thế

$$\varphi' = \arctan f = \arctan \left(\frac{f}{\cos \beta} \right)$$

- So sánh ren tam giác và ren vuông

+ Môment cần thiết để vặn chặt vào trên ren vuông < trên ren tam giác

→ Dùng ren vuông để truyền động

$$M_{mv}^{\perp} = r_{tb}Q \tan(\lambda + \varphi) < r_{tb}Q \tan(\lambda + \varphi') = M_{ms}^{\Delta}$$

+ Môment cần thiết để tháo ra trên ren tam giác > ren vuông

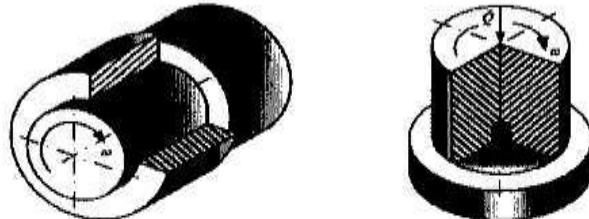
→ Dùng ren tam giác trong các mối ghép tĩnh

$$M_{ms}^{\Delta} = r_{tb}Q \tan(\lambda - \varphi) > r_{tb}Q \tan(\lambda - \varphi') = M_{mv}^{\perp}$$

§1. Ma sát trên khớp quay (ma sát trượt khô)

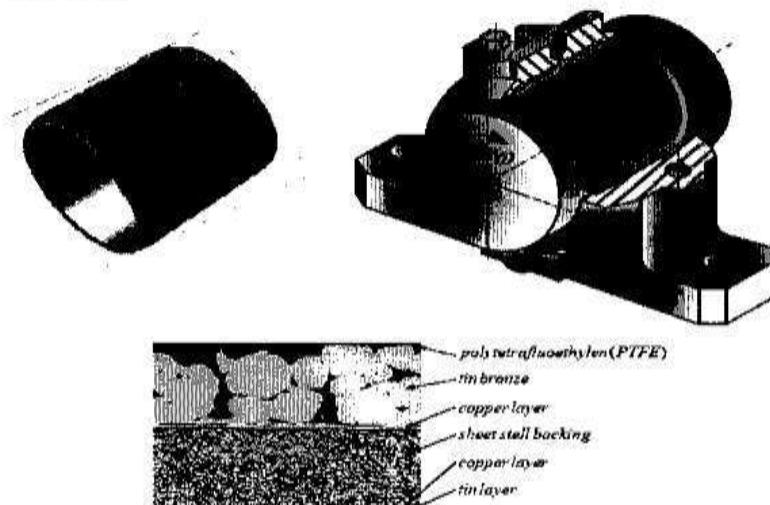
- Khớp quay dùng nhiều trong máy móc gọi là ồ trực
- Có hai loại ồ trực

- + Ô đỡ: chịu lực hướng kính (vuông góc với trục quay)
- + Ô chặn: chịu lực hướng trực (song song với đường tâm trục)

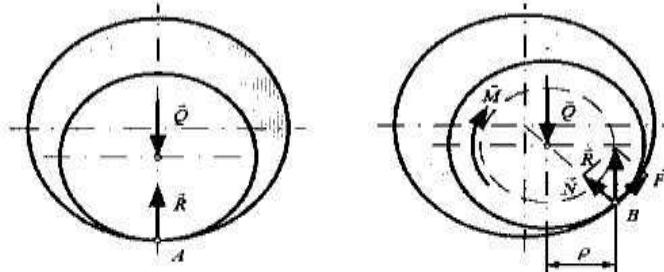


- Ô chịu cả hai lực hướng kính và hướng trực gọi là ô đỡ chặn

1. Ma sát trên ô đỡ

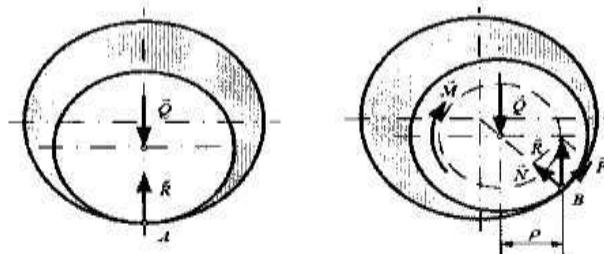


Xét trường hợp ô đỡ hở (đã mòn): giữa ngõng trục và máng lót có độ hở



$$M = M(\bar{R}, \bar{Q}) = R\rho = M_{ms}$$

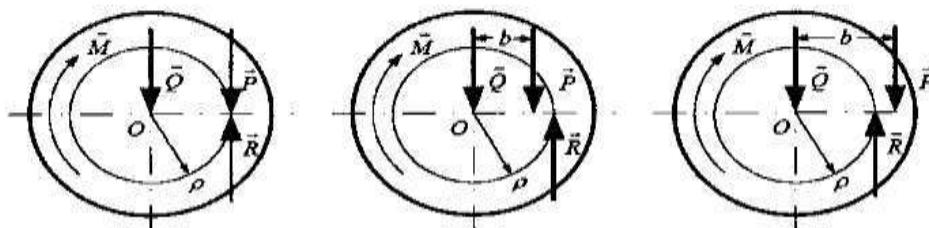
$$\begin{cases} F = f \cdot N \\ R^2 = F^2 + N^2 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} N = \frac{1}{\sqrt{1+f^2}} R \\ F = \frac{f}{\sqrt{1+f^2}} R \end{cases} \Rightarrow M(\bar{R}, \bar{Q}) = f' Q r \quad f' = \frac{f}{\sqrt{1+f^2}}$$



$$\text{Bán kính vòng ma sát } \rho = \frac{f}{\sqrt{1+f^2}} r = f' r$$

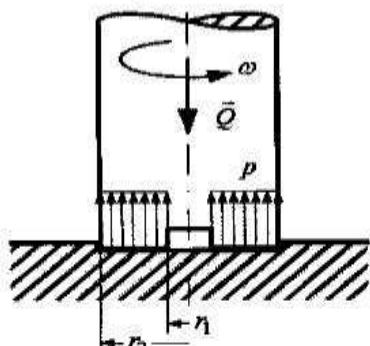
ρ phụ thuộc vào vật liệu chế tạo ô (f) và kết cấu của ô (r)

Vòng ma sát và hiện tượng tự hãm



2. Ma sát trên chặn

a. Ô chặn còn mới



- Giả thuyết mặt phẳng tiếp xúc tuyệt đối phẳng

$$\rightarrow \text{áp suất tiếp xúc } \rho \text{ phân bố đều } \rho = \frac{Q}{\pi(r_2^2 - r_1^2)}$$

- Xét hình vòng khăn, diện tích $dS = 2\pi r dr$

- Lực tác dụng trên dS

$$dN = pdS = \frac{Q}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} 2\pi r dr = \frac{2Qr}{r_2^2 - r_1^2} dr$$

- Lực ma sát trên dS

$$dF = fdN = f \frac{2Qr}{r_2^2 - r_1^2} dr$$

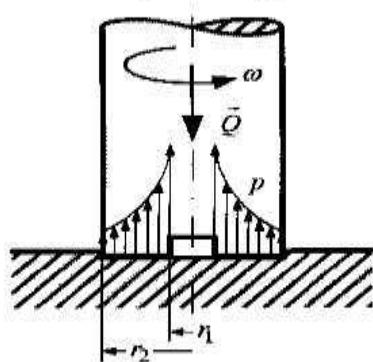
- Môment ma sát trên dS

$$dM = dFr = f \frac{2Qr}{r_2^2 - r_1^2} dr \cdot r = f \frac{2Qr^2}{r_2^2 - r_1^2} dr$$

- Môment ma sát trên ô chặn (còn mới)

$$M = \int_{r_1}^{r_2} dM = \int_{r_1}^{r_2} f \frac{2Qr^2}{r_2^2 - r_1^2} dr = \frac{2}{3} f Q \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2}$$

b. Ô chặn đã chạy mòn



- Giả thuyết chỉ có máng lót mòn, tại mọi điểm của bề mặt tiếp xúc độ mòn u tỉ lệ thuận với áp suất tiếp xúc p và vận tốc dài $v = \omega r$

$$u = kp\omega r \quad k = \text{const}$$

- Phân bố áp suất

$$p = \frac{u}{k\omega r} = \frac{A}{r} \quad A = \frac{u}{k\omega}$$

- Áp lực ma sát trên dS

$$dN = pdS = \frac{A}{r} 2\pi r \cdot dr = 2\pi A \cdot dr$$

$$\Rightarrow Q = \int_{r_1}^{r_2} dN = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi A r dr = 2\pi A (r_2 - r_1)$$

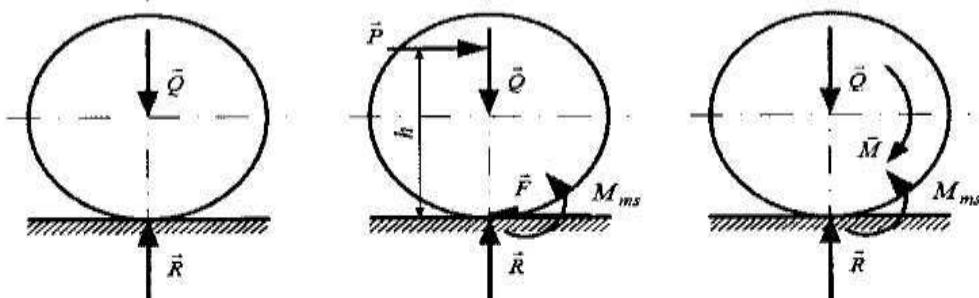
$$\Rightarrow A = \frac{Q}{2\pi(r_2 - r_1)} \quad p = \frac{Q}{2\pi(r_2 - r_1)r}$$

- Môment ma sát trên ô chặn (đã mòn)

$$M = fQ \frac{r_2 + r_1}{2}$$

§4. Ma sát trên khớp cao (ma sát lăn)

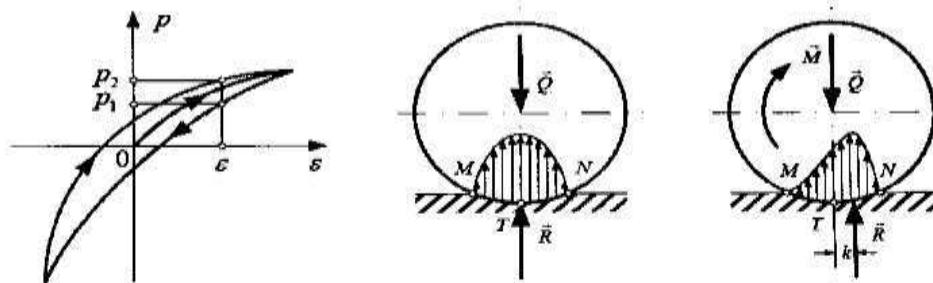
I. Hiện tượng



II. Nguyên nhân

Hiện tượng ma sát lăn được giải thích bằng tính đàn hồi trễ của vật liệu:

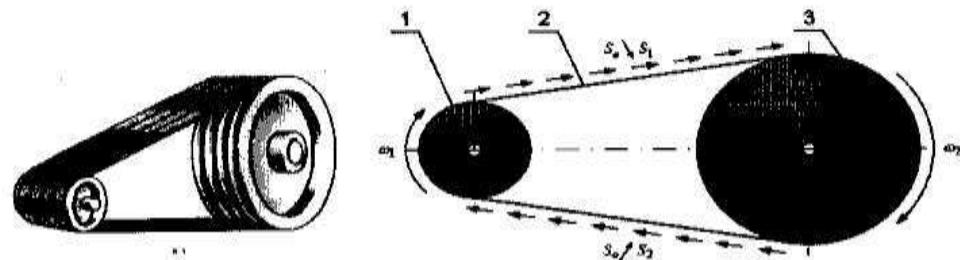
Với cùng một biến dạng ε , ứng suất p_2 sinh ra trong quá trình tăng biến dạng lớn hơn ứng suất p_1 sinh ra trong quá trình giảm biến dạng.



§5. Ma sát trên dây đeo (dây đai)

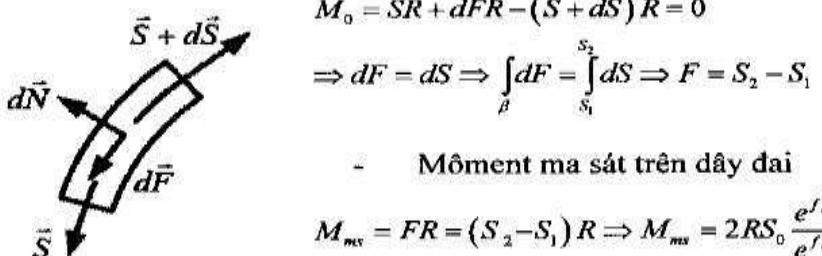
I. Tính môment ma sát trên bộ truyền dây đai

- Truyền động đai được dùng nhiều trong kỹ thuật
- Bộ truyền đai gồm: pulley dẫn 1, dây đai 2 và pulley bị dẫn 3



- Khi chưa truyền động, 2 nhánh dây đai có sức căng ban đầu S_0
- Khi truyền động, sức căng trên nhánh căng tăng lên S_2
- Khi truyền động, sức căng trên nhánh chùng giảm xuống S_1
- Giả thuyết độ thay đổi ứng suất là như nhau trên hai nhánh dây đai
- Công thức Euler $\begin{cases} S_0 - S_1 = S_2 - S_0 \\ S_2 = S_1 e^{f\beta} \end{cases} \Rightarrow S_1 = \frac{2S_0}{e^{f\beta} + 1} \quad S_2 = \frac{2S_0 e^{f\beta}}{e^{f\beta} + 1}$
- Xét đoạn dây đai vô cùng bé, (bỏ qua khối lượng dây đai), chịu lực tác dụng $M_o = SR + dFR - (S + dS)R = 0$

$$\Rightarrow dF = dS \Rightarrow \int_{\beta}^{S_2} dF = \int_{S_1}^{S_2} dS \Rightarrow F = S_2 - S_1$$



Môment ma sát trên dây đai

$$M_{ms} = FR = (S_2 - S_1)R \Rightarrow M_{ms} = 2RS_0 \frac{e^{f\beta} - 1}{e^{f\beta} + 1}$$

f hệ số ma sát giữa đai và pulley

β góc ôm của dây đai

R bán kính pulley

II. Các biện pháp kỹ thuật để tăng khả năng tải của bộ truyền dây đai

- Tăng S_0

→ Lực tác dụng lên trục tăng, tuổi thọ đai giảm: chú ý tiết diện đai, ô trục

- Tăng R

→ Bộ truyền công kềnh

- Tăng f

- + Chọn vật liệu đai và pulley phù hợp

- + Rắc chất tăng ma sát lên đai và pulley

$$\frac{\partial M_{ms}}{\partial f} = 4RS_0 \frac{\beta e^{f\beta}}{(e^{f\beta} + 1)^2} \geq 0$$

$$\frac{\partial M_{ms}}{\partial \beta} = 4RS_0 \frac{\beta e^{f\beta}}{(e^{f\beta} + 1)^2} \leq 0$$

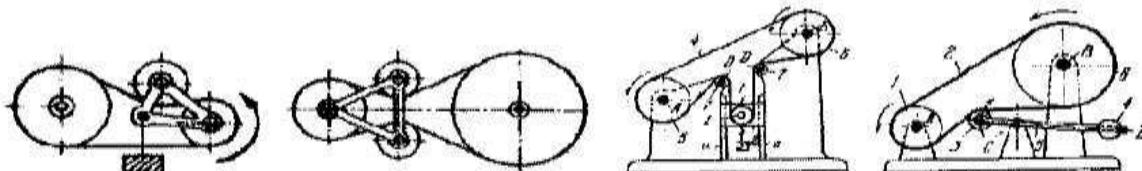
- Tăng β

- + Chọn chiều quay cho nhánh chùng lên trên

- + Tăng khoảng cách trực → chú ý kích thước bộ truyền và dây đai dao động

- + Chọn tỉ số truyền không quá lớn → giảm góc ôm của dây đai trên pulley

- + Dùng pulley căng đai → giảm tuổi thọ của dây đai



CHƯƠNG 5

CÂN BẰNG MÁY

§1. Đại cương

I. Mục đích cân bằng máy

- Khi cơ cấu và máy làm việc, luôn xuất hiện lực quán tính
- Lực quán tính thay đổi theo chu kỳ làm việc của máy và phụ thuộc vị trí của cơ cấu → áp lực trên các khớp phụ thuộc vào lực quán tính và thay đổi theo chu kỳ
- Áp lực này được gọi là phản lực động phụ (phân biệt với áp lực không đổi do tải trọng tĩnh gây nên)
- Vì biến thiên có chu kỳ nên lực quán tính là nguyên nhân chủ yếu gây ra hiện tượng rung động trên máy và móng máy → làm giảm độ chính xác của máy và ảnh hưởng đến các máy xung quanh, nếu cộng hưởng có thể phá hủy máy
→ Phải khử lực quán tính, loại trừ nguồn gốc gây nên rung động

Đây là mục đích của việc cân bằng máy.

II. Nội dung cân bằng máy

- Cân bằng vật quay – phân phối lại khối lượng vật quay để khử lực quán tính ly tâm và moment quán tính của các vật quay
- Cân bằng cơ cấu – phân phối lại khối lượng các khâu trong cơ cấu để khi cơ cấu làm việc, tổng các lực quán tính trên toàn bộ cơ cấu triệt tiêu và không tạo nên áp lực động trên nền

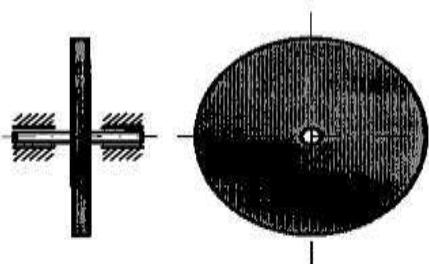
§2. Cân bằng vật quay

I. Các trạng thái cân bằng của vật quay

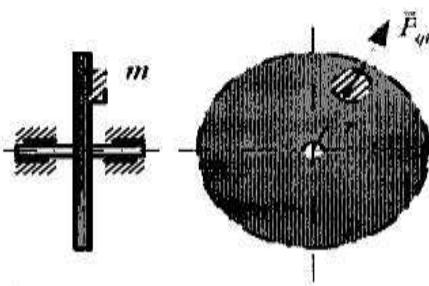
Ba trạng thái mất cân bằng của vật quay

- Mất cân bằng tĩnh
- Mất cân bằng động thuần túy
- Mất cân bằng động hỗn hợp (mất cân bằng động)

I. Mất cân bằng tĩnh



- Xét một đĩa tròn khối lượng M có trục quay đi qua trọng tâm đĩa và vuông góc với mặt đĩa. Khi cho đĩa quay quanh trục, các phần tử trên đĩa gây ra những lực quán tính hoàn toàn cân bằng nhau, không có lực tác dụng lên trục ngoại trừ bản thân trọng lượng đĩa \rightarrow Ta nói đĩa được cân bằng tĩnh



- Gắn vào đĩa một khối lượng m tại bán kính r , trọng tâm của đĩa lệch một đoạn

$$R = \frac{m}{M+m} r \neq 0$$

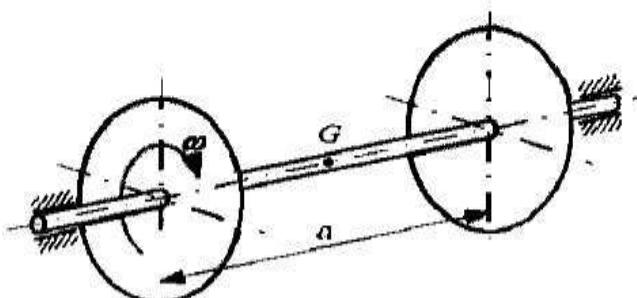
- Khi vật quay với vận tốc góc ω , sinh ra lực quán tính ly tâm

$$P_{qt} = mr\omega^2 = (M+m)R\omega^2 \neq 0$$

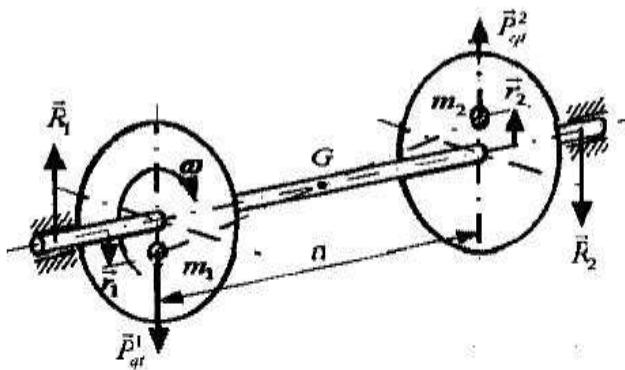
\Rightarrow Ta nói đĩa mất cân bằng tĩnh

2. Mất cân bằng động thuần túy

- Ở những vật quay có chiều dày lớn, ngay khi trọng tâm của vật nằm trên trục quay vẫn có thể còn lực quán tính không cân bằng
- Xét vật đã cân bằng tĩnh



- Gắn hai khối nặng có khối lượng m_1, m_2 nằm ở hai bên trục quay và có bán kính tương ứng là r_1, r_2 thỏa $\vec{m}_1\vec{r}_1 = -\vec{m}_2\vec{r}_2$



- Trọng tâm của dĩa không thay đổi $\vec{r}_G = \frac{m_1 \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2}{m_1 + m_2 + M} = 0$
- Khi vật quay với vận tốc góc ω , sinh ra lực quán tính ly tâm $\begin{cases} \vec{P}_{qr}^1 = m_1 \vec{r}_1 \omega^2 \\ \vec{P}_{qr}^2 = m_2 \vec{r}_2 \omega^2 \end{cases}$
- Hai lực này tạo nên một ngẫu $M_{qr} = P_{qr}^1 a = P_{qr}^2 a \neq 0$ gây nên phản lực động phụ trên trực \rightarrow vật chỉ cân bằng ở trạng thái tĩnh mà không cân bằng ở trạng thái động \rightarrow vật mất cân bằng động thuần túy

3. Mất cân bằng động hỗn hợp (mất cân bằng động)

- Khi vật quay mất cân bằng tĩnh, tồn tại lực quán tính

$$\vec{P}_{qr} \neq 0, \vec{M}_{qr} = 0$$

- Khi vật quay mất cân bằng động thuần túy, tồn tại moment lực quán tính

$$\vec{P}_{qr} = 0, \vec{M}_{qr} \neq 0$$

- Thực tế, vật quay tồn tại cả lực quán tính và moment lực quán tính

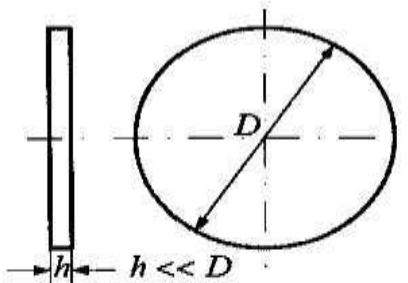
$$\vec{P}_{qr} \neq 0, \vec{M}_{qr} \neq 0$$

\rightarrow ta gọi chung là mất cân bằng động hỗn hợp hay mất cân bằng động

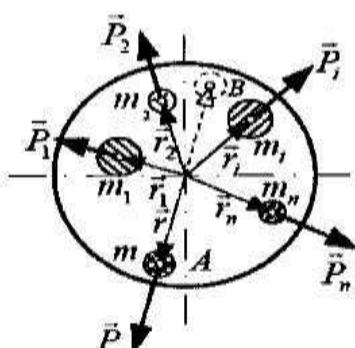
II. Cân bằng vật quay có chiều dày nhỏ

I. Nguyên tắc cân bằng

- Định nghĩa: vật được gọi là có chiều dày nhỏ khi kích thước chiều trực tương đối nhỏ so với kích thước hướng kính sao cho có thể giả thuyết khối lượng của vật quay được phân bố chỉ trên một mặt phẳng vuông góc với trực quay



- Các chi tiết máy như bánh răng, pulley... được xem là thuộc loại này
- Nguyên tắc cân bằng: vật có chiều dày nhỏ mắt cân bằng là do trọng tâm của chúng không trùng với trục quay. Khi làm việc, phát sinh lực quán tính ly tâm tác dụng lên trục làm vật mất cân bằng tĩnh. Do đó thực chất của việc cân bằng là phân bổ lại khối lượng sao cho trọng tâm của vật về trùng với tâm quay để khử lực quán tính sinh ra khi làm việc
- Chứng minh: Xét vật quay gồm các đối tượng m_i ($i=1,2,\dots$) có trọng tâm nằm ở nút các vector bán kính \vec{r}_i . Khi trục quay với vận tốc góc ω , các khối lượng này sẽ gây ra những lực quán tính ly tâm $\vec{P}_i = m_i \vec{r}_i \omega^2$

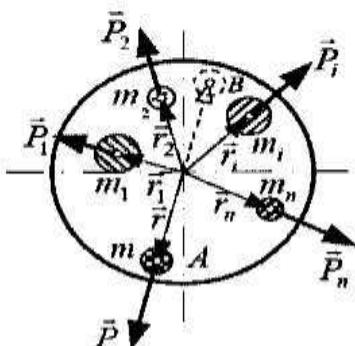


- Trọng tâm của vật quay $\vec{r}_G = \frac{\sum m_i \vec{r}_i}{\sum m_i} \neq 0$
- Để cân bằng thêm vào một khối lượng m tại bán kính r sao cho lực quán tính ly tâm do nó gây ra, $\vec{P} = m \vec{r} \omega^2$, cân bằng với lực quán tính ly tâm do các khối lượng m_i gây nên

$$\vec{P} + \sum \vec{P}_i = m \vec{r} \omega^2 + \sum m_i \vec{r}_i \omega^2 = 0$$

$$\text{Hay } m \vec{r} + \sum m_i \vec{r}_i = 0$$

- Phương trình này được giải bằng đa giác lực như đã biết \rightarrow xác định được vị trí và lượng cân bằng thêm vào $m \vec{r}$
- Khi phương trình trên thỏa, trọng tâm chung của các khối nặng m_i và khối nặng m thêm vào sẽ về trùng với tâm quay



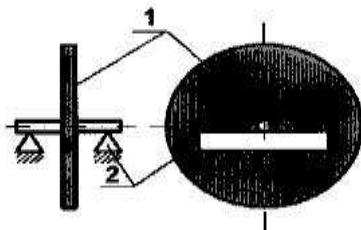
$$\vec{r}_G = \frac{m \vec{r} + \sum m_i \vec{r}_i}{m + \sum m_i} = 0$$

- Tổng $\sum m_i \vec{r}_i$ gọi là lượng mất cân bằng của vật quay
- Khối lượng m thêm vào gọi là đối trọng
- Có thể thay thế việc thêm vào đối trọng m ở A bằng cách lấy đi một khối lượng m ở vị trí B, xuyên tâm đối với A

- Có thể dùng nhiều đối trọng thay cho một đối trọng. Ví dụ có thể dùng nhiều khối lượng m' , đặt tại các nút vector bán kính \vec{r}' , sao cho $m\vec{r} = \sum m'\vec{r}'$.
- Trường hợp vật quay có chiều dày nhỏ (cân bằng tĩnh), ta chỉ cần ít nhất một đối trọng và chỉ cần tiến hành trên một mặt phẳng duy nhất.

2. *Thí nghiệm cân bằng tĩnh*

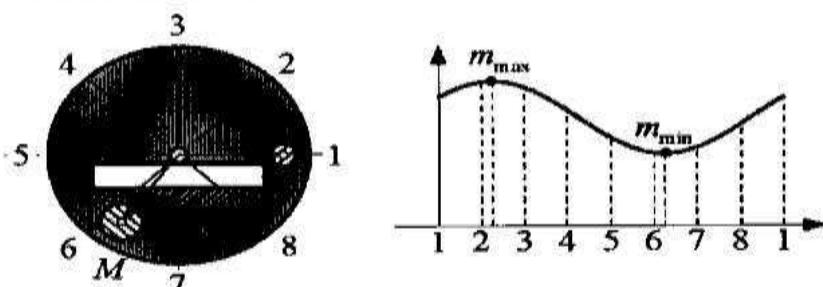
a. Phương pháp dò trực tiếp



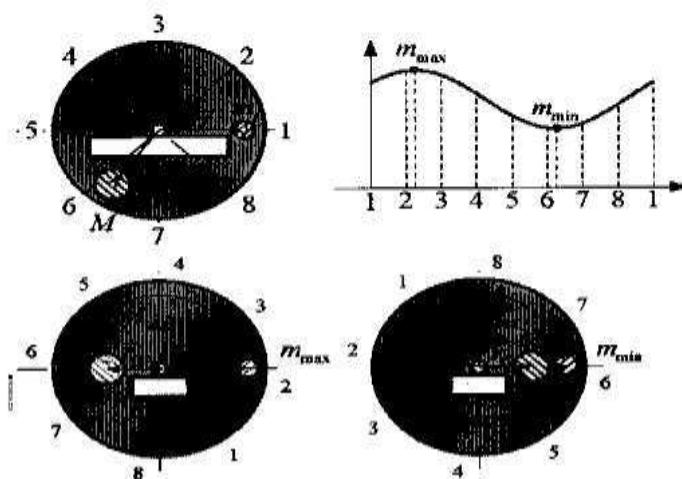
Ưu điểm: thiết bị đơn giản, rẻ tiền, dễ thực hiện

Khuyết điểm: dò mất thời gian, thiếu chính xác do tồn tại ma sát giữa trục và dao cân bằng

b. Phương pháp hiệu số moment



- Chia vật quay làm nhiều phần bằng nhau và đánh số điểm chia
- Đặt vật lên dao cân bằng và quay tiết máy theo một chiều nào đó, sao cho tất cả các vị trí đánh số đều được đưa về vị trí nằm ngang
- Ứng với vị trí i, ta đặt một đối tượng m_i tại mút vector bán kính r sao cho vật bắt đầu lăn trên dao. Khối lượng m_i được ghi lại thành đồ thị



- Từ đồ thị ta xác định được giá trị và vị trí các khối lượng m_{max} và m_{min}

- Từ hình vẽ

$$\begin{cases} M_{ms} + Mgr - m_{max}gr = 0 \\ -Mgr_G - m_{min}gr + M_{ms} = 0 \end{cases}$$

- Suy ra lượng mất cân bằng

$$Mr_G = (m_{\max} - m_{\min}) \frac{r}{2}$$

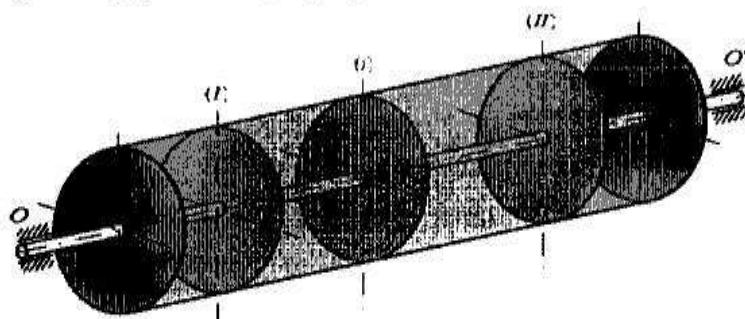
M : khối lượng vật quay

r_G : bán kính trọng tâm

III. Cân bằng vật quay có chiều dày lớn

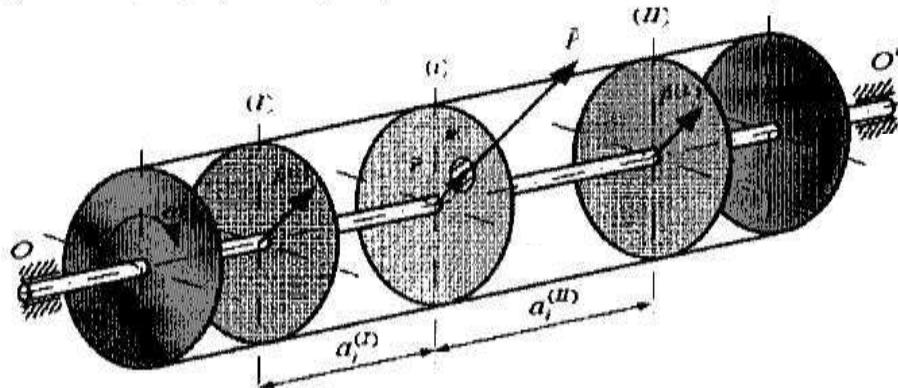
1. Nguyên tắc cân bằng

- Định nghĩa: vật được gọi là có chiều dày lớn khi kích thước chiều trực tương đối so với kích thước hướng kính mà khối lượng không thể phân bố trên một mặt phẳng vuông góc với trực quay



- Nguyên tắc cân bằng: vật quay hoàn toàn được cân bằng khi phân phối lại khối lượng trên hai mặt phẳng tùy ý vuông góc với trực quay
- Chứng minh: (phương pháp chia lực)

+ Giả sử vật quay gồm nhiều mặt phẳng (i), $i = 1, 2, \dots$ có các trọng tâm m_i nằm vuông góc với trực quay và được đặt ở mút các vector bán kính r_i

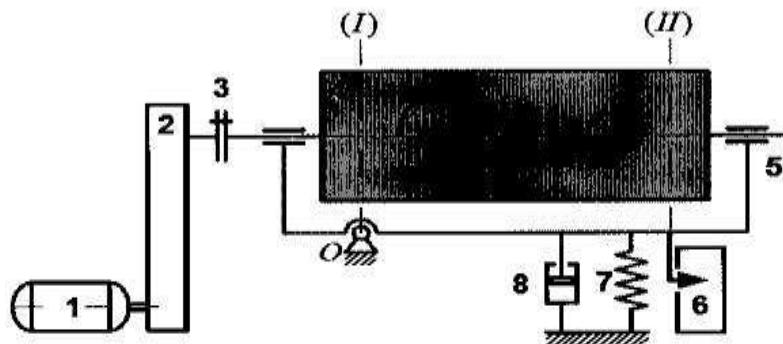


Nguyên lý máy

$$\begin{cases} \bar{P}_i = \bar{P}_i^{(I)} + \bar{P}_i^{(II)} \\ P_i^{(I)} a_i^{(I)} = P_i^{(II)} a_i^{(II)} \end{cases}$$

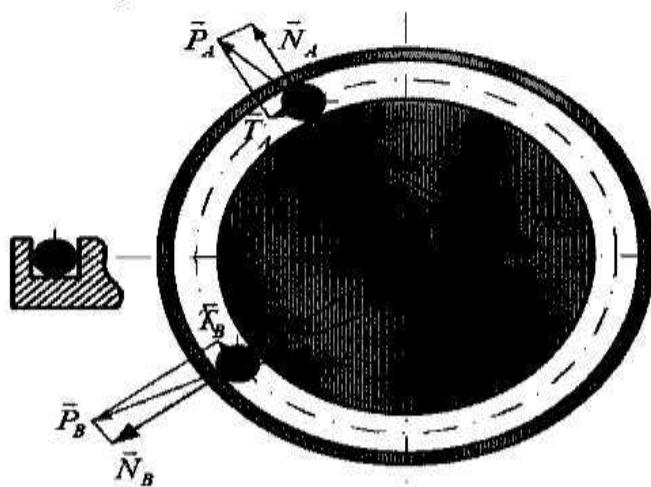
- + Khi trục quay với vận tốc ω sẽ sinh ra lực quán tính $\bar{P}_i = m_i \vec{r}_i \omega^2$
- + Chọn hai mặt phẳng (I) và (II) làm hai mặt phẳng xử lý (cân bằng)
- + Chia lực \bar{P}_i thành hai phần đặt trên hai mặt phẳng (I) và (II)
- Bài toán xử lý lượng mặt cân bằng trên từng mặt phẳng (I) và (II)

2. Sơ lược về máy cân bằng động



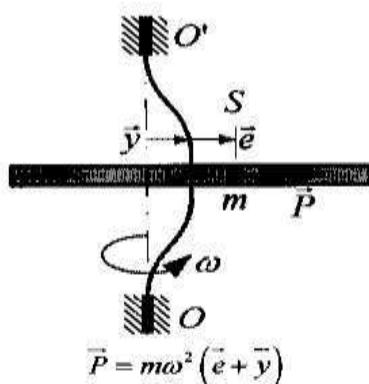
IV. Tự cân bằng

- Trong thực tế ta gặp những loại máy có khối lượng vật quay thay đổi liên tục như máy giặt, máy ly tâm... làm cho giá trị và vị trí mặt cân bằng của vật quay thay đổi liên tục



- Để cân bằng vật quay trong trường hợp này, người ta gắn vào trục của vật quay một bộ phận trong đó có những con lăn làm nhiệm vụ đổi trọng cân bằng. Biện pháp như vậy gọi là tự cân bằng
- Nguyên tắc của phương pháp này dựa trên cơ sở

Khi vật quay đạt tốc độ rất lớn ($\omega \rightarrow \infty$), trọng tâm của vật trùng với tâm quay



+ Gọi m : khối lượng vật quay

y : độ vồng của trục quay

e : khoảng cách từ trục quay và khái tâm

k : độ cứng chống uốn của trục quay

$$\omega_r: \text{tần số riêng của vật quay}, \omega_r^2 = \frac{k}{m}$$

+ Khi vật quay với vận tốc góc ω sẽ gây nên lực ly tâm

$$\vec{P} = m\omega^2 (\vec{e} + \vec{y})$$

+ Lực hồi phục $\vec{R} = k\vec{y}$

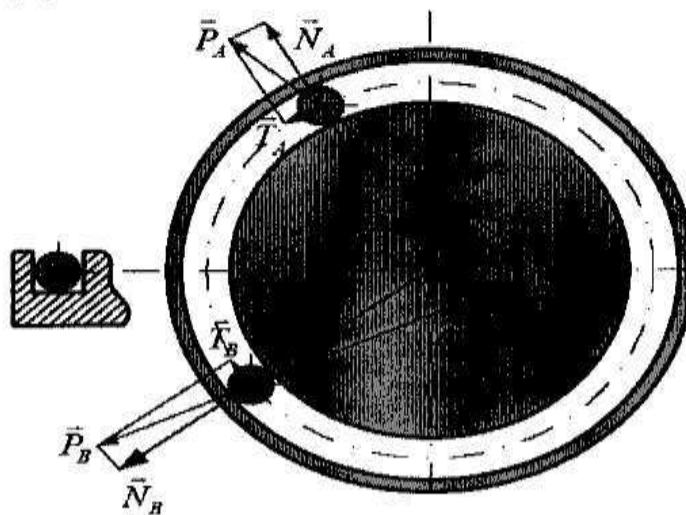
$$m\omega^2 (\vec{y} + \vec{e}) - k\vec{y} = 0$$

+ Theo định luật Newton $\vec{P} + \vec{R} = 0$ hay $\vec{y} = \frac{m\omega^2 \vec{e}}{k - m\omega^2} = \frac{\vec{e}}{\frac{k}{m\omega^2} - 1} = \frac{\vec{e}}{\omega_r^2 - 1}$

+ Khi $\omega \rightarrow \infty \Rightarrow \frac{\omega_r}{\omega} \rightarrow 0, \vec{y} + \vec{e} = 0$ tâm quay trùng với trọng tâm

- Trên thực tế, khi $\omega \geq 2\omega_r$, ta có thể xem $\frac{\omega_r^2}{\omega^2} \rightarrow 0$

- Dựa vào nguyên tắc trên \rightarrow thực hiện cân bằng theo sơ đồ nguyên lý sau



§3. Cân bằng cơ cấu (cân bằng máy trên móng)

I. Phương pháp khôi tâm

I. Nguyên tắc cân bằng

- Chỉ xét cơ cấu phẳng
- Cơ cấu là một hệ chất diễm có khôi tâm luôn di động trong quá trình chuyển động của cơ cấu. Nếu thu gọn các lực quán tính của toàn bộ cơ cấu về khôi tâm của nó, ta được một vector chính P và một moment chính M
- Cơ cấu hoàn toàn cân bằng khi $P = 0$ và $M = 0$
- Cân bằng M rất phức tạp \rightarrow chỉ xét cân bằng lực quán tính chính P

$$\vec{P} = -m\vec{a}, \quad m: \text{khối lượng cơ cấu}$$

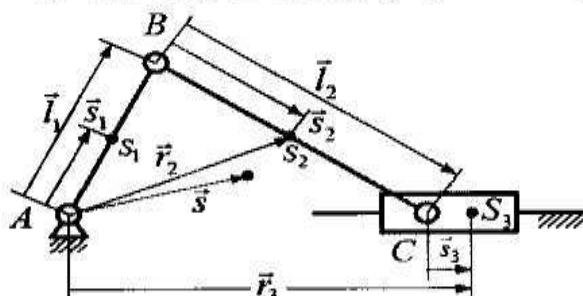
$$\vec{P} = 0 \Leftrightarrow \vec{a}_s = 0$$

a_s : gia tốc khôi tâm của cơ cấu

\Rightarrow Cân bằng cơ cấu bằng cách bố trí khôi lượng các khâu sao cho khôi tâm luôn luân cố định

2. Ví dụ

a. Cân bằng cơ cấu tay quay – con trượt

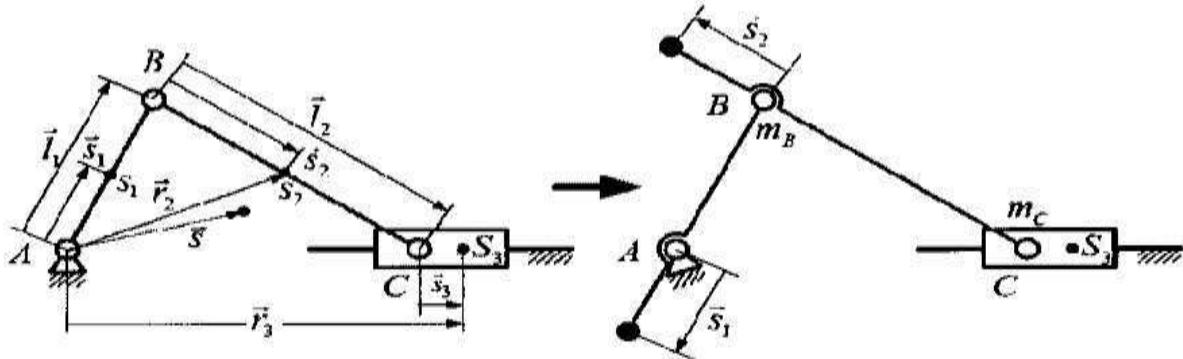


- Khối lượng các khâu m_1, m_2, m_3
 - Trọng tâm S_1, S_2, S_3 đặt tại $\vec{r}_1, \vec{r}_2, \vec{r}_3$
- $$\begin{aligned}\vec{r}_1 &= \vec{s}_1 \\ \vec{r}_2 &= \vec{l}_1 + \vec{s}_2 \\ \vec{r}_3 &= \vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{s}_3\end{aligned}$$

- Khôi tâm cơ cấu

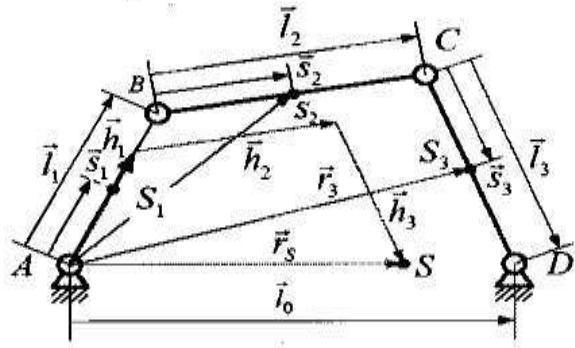
$$\vec{r}_s = \frac{m_1 \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2 + m_3 \vec{r}_3}{m_1 + m_2 + m_3} = \frac{m_1 \vec{s}_1 + (m_2 + m_3) \vec{l}_1}{m_1 + m_2 + m_3} + \frac{m_2 \vec{s}_2 + m_3 \vec{l}_2}{m_1 + m_2 + m_3} + \frac{m_3 \vec{s}_3}{m_1 + m_2 + m_3}$$

$$\rightarrow \text{Để khôi tâm cố định, } \vec{r}_s = \text{const} \Rightarrow \begin{cases} m_1 \vec{s}_1 + (m_2 + m_3) \vec{l}_1 = 0 \\ m_2 \vec{s}_2 + m_3 \vec{l}_2 = 0 \end{cases}$$



$$\begin{cases} m_1 \vec{s}_1 + (m_2 + m_3) \vec{l}_1 = 0 \\ m_2 \vec{s}_2 + m_3 \vec{l}_2 = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \vec{s}_1 = -\frac{m_2 + m_3}{m_1} \vec{l}_1 \\ \vec{s}_2 = -\frac{m_3}{m_2} \vec{l}_2 \end{cases}$$

b. Cân bằng cơ cầu 4 khâu bắn lề

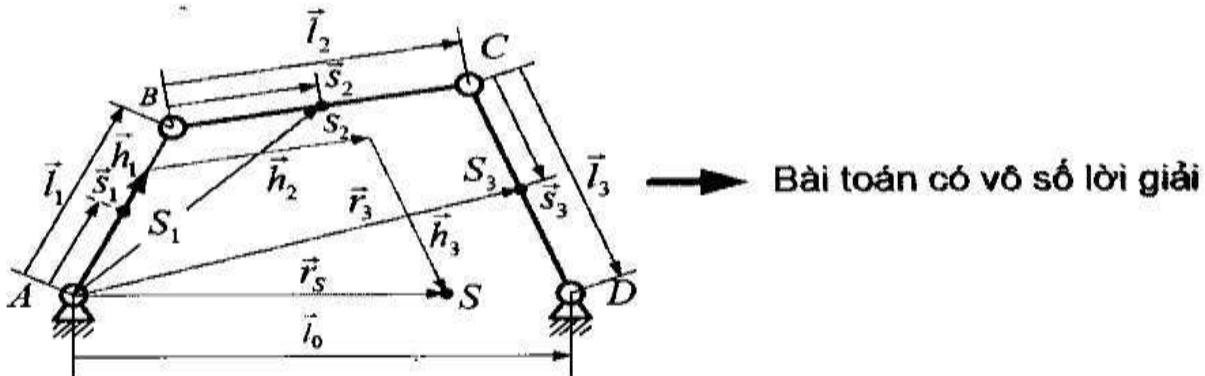


- Khối lượng các khâu m_1, m_2, m_3
- Trọng tâm S_1, S_2, S_3 đặt tại $\vec{r}_1, \vec{r}_2, \vec{r}_3$

$$\begin{aligned} \vec{r}_1 &= \vec{s}_1 \\ \vec{r}_2 &= \vec{l}_1 + \vec{s}_1 \\ \vec{r}_3 &= \vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{s}_3 \end{aligned}$$

- Khối tâm cơ cầu

$$\vec{r}_s = \underbrace{\frac{m_1 \vec{s}_1 + (m_2 + m_3) \vec{l}_1}{m_1 + m_2 + m_3}}_{\vec{h}_1} + \underbrace{\frac{m_2 \vec{s}_2 + m_3 \vec{l}_2}{m_1 + m_2 + m_3}}_{\vec{h}_2} + \underbrace{\frac{m_3 \vec{s}_3}{m_1 + m_2 + m_3}}_{\vec{h}_3} \Rightarrow \vec{r}_s = \vec{h}_1 + \vec{h}_2 + \vec{h}_3$$



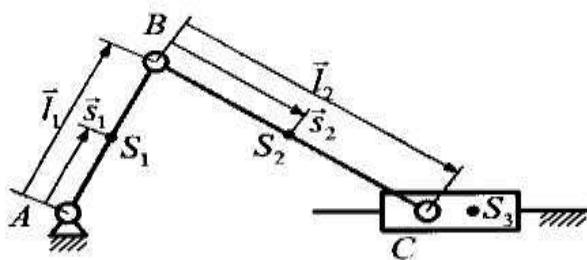
Bài toán có vô số lời giải

- Để khối tâm không chuyển động, $\vec{r}_s = \text{const}$. Điều này có thể thực hiện được nếu đa giác vector tạo bởi các vector $\vec{h}_1, \vec{h}_2, \vec{h}_3$ và \vec{r}_s có phương song song các khâu và suất tỉ lệ theo

$$\frac{r_s}{l_0} = \frac{\vec{h}_1}{l_1} = \frac{\vec{h}_2}{l_2} = \frac{\vec{h}_3}{l_3} = k \Rightarrow m_1 \vec{s}_1 = -\frac{m_2 (l_2 - s_2)}{l_2} \vec{l}_1, m_2 \vec{s}_2 = -\frac{m_3 (l_3 - s_3)}{l_3} \vec{l}_2$$

II. Phương pháp cân bằng từng phần

Xét cân bằng cơ cấu tay quay – con trượt



Phân phối khối lượng khâu 2 tập trung tại hai điểm B và C. Gọi các khối lượng đó là m_B và m_C

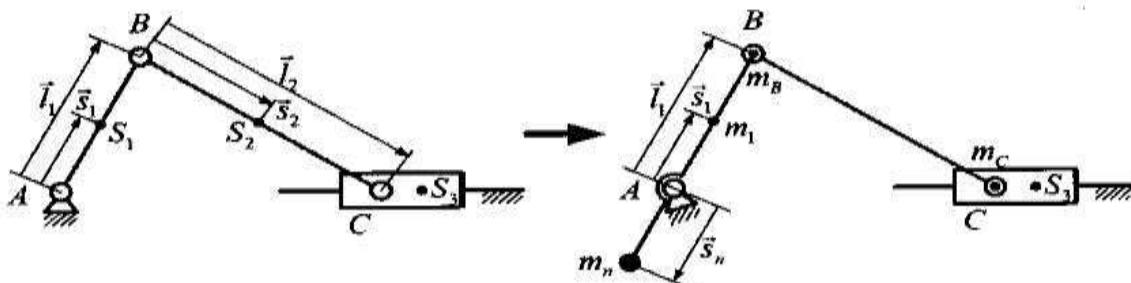
$$\begin{cases} m_B + m_C = m_2 \\ m_B s_2 = m_C (l_2 - s_2) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} m_B = m_2 \frac{l_2 - s_2}{l_2} \\ m_C = m_2 \frac{s_2}{l_2} \end{cases}$$

- m_B : khối lượng quay

- m_C : khối lượng tịnh tiến

→ Tùy yêu cầu, có thể cân bằng thành phần quay hay cân bằng thành phần tịnh tiến

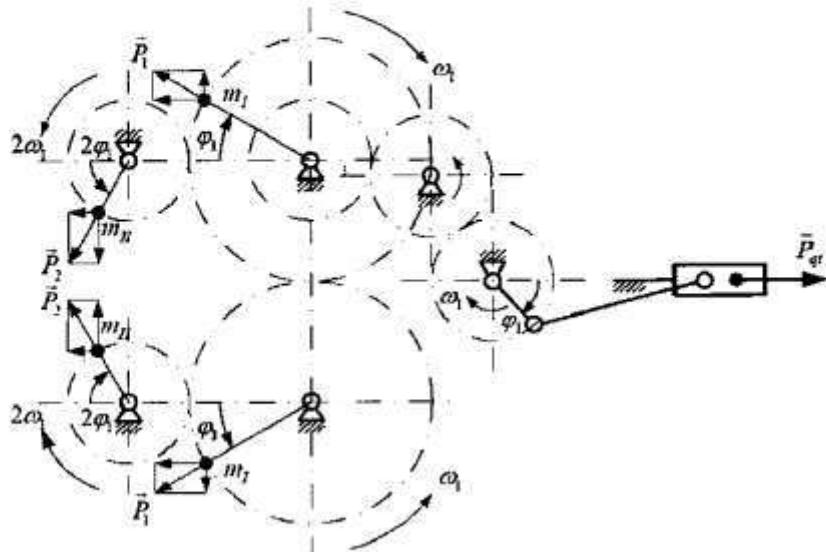
1. Cân bằng thành phần quay



→ Bài toán trở về bài toán cân bằng vật quay đã xét

$$m_s s_n = m_1 s_1 + m_2 l_1 = m_1 s_1 + m_2 \frac{l_2 - s_2}{l_2} l_1 \Rightarrow m_s s_n = m_1 s_1 + m_2 \left(l_1 - \frac{s_2 l_1}{l_2} \right)$$

2. Cân bằng thành phần tịnh tiến



$$\vec{P}_{gf} = -(m_c + m_1) \vec{a}_c = -m_1 \vec{a}_c$$

- Lực quán tính sinh ra

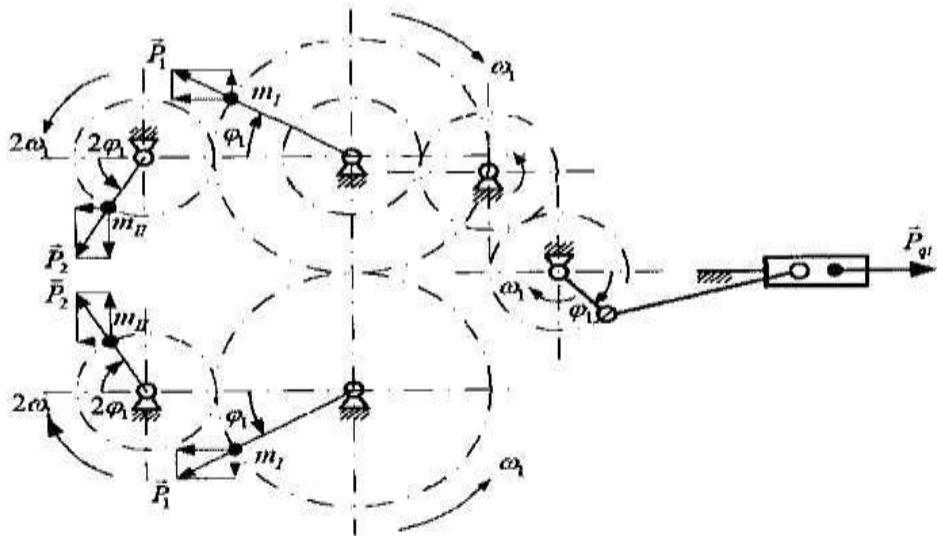
$$a_c = -l_1 \omega_1^2 \left(\cos \varphi_1 + \frac{l_1}{l_2} \cos 2\varphi_1 \right)$$

$$\vec{P}_{gf} = \vec{P}_{gf}^1 + \vec{P}_{gf}^2$$

- Lực quán tính gồm

$$P_{gf}^1 = m_1 \omega_1^2 l_1 \cos \varphi_1$$

$$P_{gf}^2 = m_1 \omega_1^2 \frac{l_1^2}{l_2} \cos 2\varphi_1$$



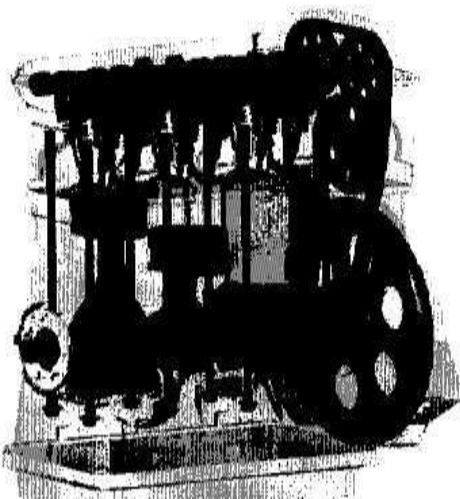
- Đổi trọng cân bằng thỏa

$$\begin{cases} 2m_I\omega_I^2 r_I \cos\varphi_I = m_I\omega_I^2 l_I \cos\varphi_I \\ 2m_H(2\omega_1)^2 r_2 \cos 2\varphi_1 = m_H\omega_1^2 \frac{l_1^2}{l_2} \cos 2\varphi_1 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} m_I r_I = \frac{m_I l_I}{2} = (m_B + m_C) \frac{l_1}{2} \\ m_H r_H = \frac{m_H l_1^2}{8l_2} = (m_B + m_C) \frac{l_1^2}{8l_2} \end{cases}$$

CHƯƠNG 6 : CHUYỂN ĐỘNG THỰC VÀ ĐIỀU CHỈNH CHUYỂN ĐỘNG MÁY

§1. Đại cương

- Khi máy làm việc dưới tác dụng của các lực, máy có một chuyển động nhất định gọi là chuyển động thực của máy



- Việc xác định chuyển động của máy dưới tác dụng của các lực là một vấn đề cơ bản của động lực học máy

- Chuyển động của các khâu trong máy phụ thuộc vào chuyển động của khâu dẫn

→ Để biết chuyển động thực của máy ta chỉ cần biết chuyển động thực của khâu dẫn

- Vận tốc thực của máy thay đổi theo thời gian, điều chỉnh chuyển động của máy gồm hai bài toán

+ Làm giảm biên độ dao động của vận tốc

→ Làm đều chuyển động máy

+ Làm cho vận tốc máy thay đổi có chu kỳ, tức duy trì sự cân bằng giữa công động và công cảm

→ Tiết chế chuyển động máy

§2. Phương trình chuyển động máy

1. Phương trình động năng

- Phương trình động năng của một cơ hệ có dạng $A = \Delta E$

ΔA : công của tất cả các lực tác dụng lên cơ cấu trong thời gian (t_0, t)

ΔE : độ biến thiên động năng của cơ hệ trong thời gian (t_0, t)

- Lực tác dụng lên máy gồm hai loại

Lực cản: lực cản kỹ thuật, lực ma sát, trọng lượng các khâu ... $\rightarrow A_c$

Lực phát động: lực phát động của động cơ $\rightarrow A_d > 0$

- Tổng công tác dụng lên máy $A = A_d + A_c$

→ Phương trình động năng $A_d + A_c = \Delta E$

- Các thông số $\Delta E, A_d, A_c$ được tính theo

+ Thông số động học và động lực học máy (kích thước, khối lượng, môment quán tính các khâu ...)

+ Lực tác dụng lên máy

+ Vận tốc các khâu

→ Xác định biểu thức tính $\Delta E, A_d, A_c$

1. Tính công lực phát động A_d

- Công suất tức thời của lực phát động

$$N = \frac{dA_d}{dt} = \overline{M}_d \overline{\omega}_1 = M_d \omega_1$$

\overline{M}_d lực phát động đặt trên khâu dẫn

$\overline{\omega}_1$ vận tốc góc khâu dẫn

- Công của lực phát động trong thời gian (t_0, t)

$$A_d = \int_{t_0}^t N dt = \int_{t_0}^t M_d \omega_1 dt = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_d d\varphi$$

φ lực phát động đặt trên khâu dẫn $\varphi_0 = \varphi(t_0), \varphi = \varphi(t)$

$$A_d = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_d d\varphi$$

2. Tính lực công cản A_c

- Công suất tức thời của lực cản lên khâu thứ k

$$N_k = \overline{M}_k \overline{\omega}_k + \overline{P}_k \overline{V}_k$$

\bar{P}_k, \bar{M}_k lực cản và môment cản tác động lên khâu thứ k

$\bar{V}_k, \bar{\omega}_k$ vận tốc điểm đặt lực \bar{P}_k và vận tốc góc khâu thứ k

- Công suất tức thời của tất cả các lực cản tác dụng lên máy

$$N_C = \sum_k N_k = \sum_k (\bar{M}_k \bar{\omega}_k + \bar{P}_k \bar{V}_k) dt$$

Công của lực cản trong thời gian (t_0, t)

$$A_C = \int_{t_0}^t N_C dt = \int_{t_0}^t \sum_k N_k dt = \int_{t_0}^t \sum_k (\bar{M}_k \bar{\omega}_k + \bar{P}_k \bar{V}_k) dt$$

$$A_C = \int_{t_0}^t (\bar{M}_k \bar{\omega}_k + \bar{P}_k \bar{V}_k) dt$$

3. Tính độ biến thiên động năng ΔE

- Động năng của khâu thứ k

$$E_k = \frac{1}{2} m_k V_{S_k}^2 + \frac{1}{2} J_k \omega_k^2$$

m_k, J_k khối lượng và moment quán tính của khâu thứ k

$\bar{V}_{S_k}, \bar{\omega}_k$ vận tốc trọng tâm và gia tốc góc khâu thứ k

- Động năng của máy

$$E = \sum_k E_k = \sum_k \left(\frac{1}{2} m_k V_{S_k}^2 + \frac{1}{2} J_k \omega_k^2 \right)$$

- Độ biến thiên động năng trong thời gian (t_0, t)

$$\Delta E = \frac{1}{2} \sum_k \left(m_k V_{S_k}^2 + J_k \omega_k^2 \right) \Big|_{t_0}^t$$

- Phương trình động năng máy

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi} M_a d\varphi + \int_{t_0}^t (\bar{M}_k \bar{\omega}_k + \bar{P}_k \bar{V}_k) dt = \frac{1}{2} \sum_k \left(m_k V_{S_k}^2 + J_k \omega_k^2 \right) \Big|_{\varphi_0}^{\varphi}$$

1. Môment cản thay thế

$$A_C = \int_{t_0}^t (\bar{M}_k \bar{\omega}_k + \bar{P}_k \bar{V}_k) dt = \int_{t_0}^t \sum_k \left(\bar{M}_k \frac{\bar{\omega}_k}{\omega_1} + \bar{P}_k \frac{\bar{V}_k}{\omega_1} \right) \omega_1 dt = \int_{\varphi_0}^{\varphi} \underbrace{\sum_k \left(\bar{M}_k \frac{\bar{\omega}_k}{\omega_1} + \bar{P}_k \frac{\bar{V}_k}{\omega_1} \right)}_{M_C} d\varphi$$

→ Có thể thay thế tất cả các lực cản, moment cản tác dụng lên các khâu của máy bằng một môment cản thay thế, M_C , đặt trên khâu dẫn, giá trị của M_C được tính theo công thức

$$M_C = \sum_k \left(\bar{M}_k \frac{\bar{\omega}_k}{\omega_1} + \bar{P}_k \frac{\bar{V}_k}{\omega_1} \right)$$

- Biểu thức tính công cản được viết lại sử dụng moment cản thay thế

$$A_C = \int_{\omega_0}^{\omega_1} M_C d\phi$$

- Các giá trị $\frac{\omega_k}{\omega_1}$ và $\frac{V_k}{\omega_1}$ chỉ phụ thuộc vào vị trí của cơ cấu

2. Môment quán tính thay thế

$$E = \frac{1}{2} \sum_k (m_k V_{S_k}^2 + J_k \omega_k^2) = \frac{1}{2} \sum_k \left[m_k \left(\frac{V_{S_k}}{\omega_1} \right)^2 + J_k \left(\frac{\omega_k}{\omega_1} \right)^2 \right] \omega_1^2$$

→ Có thể thay thế tất cả các khối lượng, moment quán tính của tất cả các khâu trên máy bằng một moment quán tính thay thế, J , đặt trên khâu dẫn, giá trị của J được tính theo công thức

$$J = \sum_k \left[m_k \left(\frac{V_{S_k}}{\omega_1} \right)^2 + J_k \left(\frac{\omega_k}{\omega_1} \right)^2 \right]$$

- Động năng của máy được viết lại sử dụng moment quán tính thay thế

$$E = \frac{1}{2} J \omega_1^2$$

3. Khâu thay thế

- Phương trình động năng máy được viết lại sử dụng các đại lượng thay thế

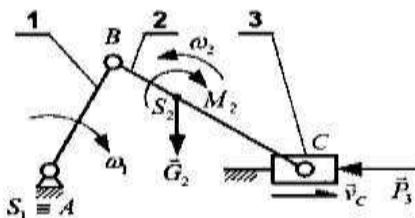
$$\int_{\omega_0}^{\omega_1} M_d d\phi + \int_{\omega_0}^{\omega_1} M_C d\phi = \frac{1}{2} J \omega_1^2 \Big|_{\omega_0}^{\omega_1}$$

- Phương trình trên là phương trình động năng của khâu dẫn có moment quán tính J , chịu các lực tác dụng M_d, M_C và quay với vận tốc góc là ω_1

→ Để xác định chuyển động thực của máy (đối với máy có một bậc tự do), ta chỉ cần xác định chuyển động thực của khâu dẫn bằng cách thu gọn các đại lượng: lực cản, moment quán tính của tất cả các khâu về đặt trên khâu dẫn và viết lại phương trình động năng của khâu dẫn với các đại lượng thay thế này

- Có thể thay thế các lực cản, lực phát động, moment quán tính, khối lượng các khâu bằng các đại lượng thay thế đặt trên một khâu bất kỳ. Khâu mà trên đó đặt các đại lượng thay thế, gọi là khâu thay thế. Thông thường, khâu dẫn được chọn làm khâu thay thế
- Từ chuyển động thực của khâu dẫn → xác định chuyển động thực của máy

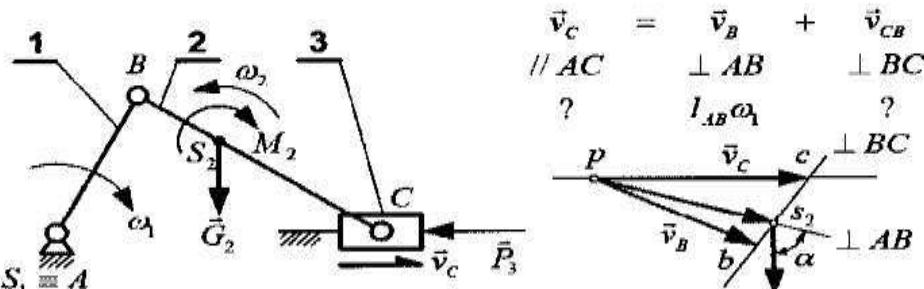
4. Ví dụ



- Cho cơ cấu như hình vẽ
 - + Mômen quán tính khâu 2 và J_2
 - + Khối lượng khâu 2 và 3 là m_2 và m_3
 - + Khâu 2, 3 chịu lực tác dụng của mômen M_2 , lực P_3
- Tính M_C , J thay thế đặt trên khâu dẫn

$$M_C = \sum_k \left(\bar{M}_k \frac{\bar{\omega}_k}{\omega_1} + \bar{P}_k \frac{\bar{V}_k}{\omega_1} \right) = \left(\bar{M}_2 \frac{\bar{\omega}_2}{\omega_1} + \bar{G}_2 \frac{\bar{V}_{S_2}}{\omega_1} \right) + \left(\bar{G}_3 \frac{\bar{V}_C}{\omega_1} + \bar{P}_3 \frac{\bar{V}_C}{\omega_1} \right)$$

$$J = \sum_k \left[m_k \left(\frac{V_{S_k}}{\omega_1} \right)^2 + J_k \left(\frac{\omega_k}{\omega_1} \right)^2 \right] = \left[m_2 \left(\frac{V_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + J_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] + m_3 \left(\frac{V_C}{\omega_1} \right)^2$$



$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\frac{v_{C2}}{l_{BC}}}{\frac{v_B}{l_{AB}}} = \frac{\mu_v b c l_{AB}}{\mu_v p b l_{BC}} = \frac{bc}{pb} \frac{l_{AB}}{l_{BC}}$$

$$\frac{V_{S_2}}{\omega_1} = \frac{\mu_v p s_2}{\mu_v p b / l_{AB}} = \frac{p s_2}{pb} l_{AB}$$

$$\frac{V_C}{\omega_1} = \frac{\mu_v p c}{\mu_v p b / l_{AB}} = \frac{bc}{pb} l_{AB}$$

$$M_c = -M_2 \frac{bc}{pb} \frac{l_{AB}}{l_{BC}} + G_2 \frac{p s_2}{pb} l_{AB} \cos \alpha + P_3 \frac{pc}{pb} l_{AB}$$

$$J = m_2 \left(\frac{p s_2}{pb} l_{AB} \right)^2 + J_2 \left(\frac{bc}{pb} \frac{l_{AB}}{l_{BC}} \right)^2 + m_3 \left(\frac{bc}{pb} l_{AB} \right)^2$$

- Phương trình động năng máy

$$\int_{\phi_0}^{\phi} M_d d\phi + \int_{\phi_0}^{\phi} M_c d\phi = \frac{1}{2} J \omega_1^2 \Big|_{\phi_0}^{\phi} \Rightarrow \int_{\phi_0}^{\phi} (M_d + M_c) d\phi = \frac{1}{2} J \omega_1^2 \Big|_{\phi_0}^{\phi}$$

- Đạo hàm hai về phương trình trên → phương trình chuyển động máy dưới dạng vi phân (phương trình mômen)

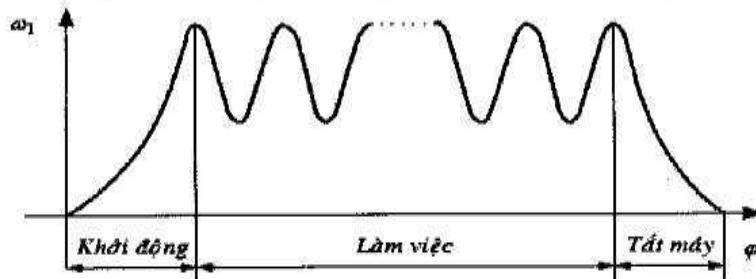
$$M_d + M_c = \frac{1}{2} \omega_i^2 \frac{dJ}{d\varphi} + J \frac{d\omega_i}{dt}$$

- Việc giải bài toán chuyển động thực bằng phương trình moment nói chung phức tạp hơn khi dùng phương trình động năng. Tuy nhiên, trong một số trường hợp đặc biệt, bài toán giải quyết bằng phương trình moment dễ dàng hơn

§3. Chuyển động thực của máy

I. Chế độ chuyển động máy

- Khi máy hoạt động, vận tốc máy nói chung biến thiên, ta phân biệt các chế độ chuyển động sau
 - + Chuyển động không bình ổn: vận tốc máy biến thiên không có chu kỳ
 - + Chuyển động bình ổn: vận tốc máy biến thiên có chu kỳ



- Trong giai đoạn này máy chuyển động bình ổn, sau một thời gian T_ω hay sau một góc quay φ_ω của khâu dẫn, vận tốc của máy trở về trị số ban đầu
- T_ω và φ_ω gọi là chu kỳ động lực học của máy
- Nói chung, giai đoạn chuyển động bình ổn chính là giai đoạn máy làm việc, còn giai đoạn không bình ổn ứng với lúc khởi động hay tắt máy

1. Chế độ chuyển động bình ổn

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_d + M_c) d\varphi = \frac{1}{2} J \omega_i^2 \Big|_{\varphi_0}^{\varphi} \Rightarrow \omega_i(\varphi) = \sqrt{\frac{J(\varphi_0)}{J(\varphi)}} \omega_i^2(\varphi_0) + \frac{2}{J(\varphi)} \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_d + M_c) d\varphi$$

$$\begin{cases} J = \text{const} \\ \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_d + M_c) d\varphi = 0 \end{cases} \Rightarrow \omega_i(\varphi) = \omega_i(\varphi_0)$$

→ Máy chuyển động bình ổn với vận tốc đều

$$\begin{cases} J \neq \text{const} \\ \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_d + M_c) d\varphi \neq 0 \end{cases} \Rightarrow \omega_i(\varphi) \neq \omega_i(\varphi_0)$$

→ Máy chuyển động không đều nhưng vẫn có thể bình ổn sau mỗi chu kỳ động lực học φ_ω nếu

$$\frac{J(\phi_0 + \phi_\omega)}{J(\phi_0)} = 1, \quad \int_{\phi_0}^{\phi_0 + \phi_\omega} (M_d + M_c) d\phi = 0$$

Chu kỳ động học ϕ

Chu kỳ lực học (chu kỳ công) $\phi_A \rightarrow$ Chu kỳ động lực học ϕ_ω

$$\begin{aligned} J(\phi_0) &= J(\phi_0 + n\phi) \\ \int_{\phi_0}^{\phi_0 + m\phi_A} (M_d + M_c) d\phi &= 0 \quad (m = 1, 2, \dots) \end{aligned} \Rightarrow \phi_\omega = bscmn(\phi, \phi_A)$$

2. Chế độ chuyển động không bình ổn

$A_d > A_c \rightarrow$ Máy chuyển động nhanh dần

$A_d < A_c \rightarrow$ Máy chuyển động chậm dần

II. Xác định vận tốc của khâu dần

- Phương trình động năng có thể viết dưới dạng

$$\omega_i(\phi) = \sqrt{\frac{2}{J(\phi)} \left(J(\phi_0) \frac{\omega_i^2(\phi_0)}{2} + \int_{\phi_0}^{\phi} (M_d + M_c) d\phi \right)} \Rightarrow \omega_i(\phi) = \sqrt{2 \frac{E(\phi)}{J(\phi)}}$$

$$E(\phi) = E(\phi_0) + \Delta E(\phi_0)$$

$$\text{Trong đó } E(\phi_0) = \frac{1}{2} J(\phi_0) \omega_i^2(\phi_0)$$

$$\Delta E(\phi_0) = \int_{\phi_0}^{\phi} (M_d + M_c) d\phi$$

\rightarrow Để xác định $\omega_i(\phi)$ ta xác định các đại lượng $M_d(\phi), M_c(\phi), J(\phi)$

- Các hàm $M_d(\phi), M_c(\phi), J(\phi)$ cho dưới dạng giải tích, bảng số hay đồ thị

I. Phương pháp số

- Biểu thức tính vận tốc có thể tính lại dưới dạng

$$\omega_i(\phi_{i+1}) = \sqrt{\frac{2}{J(\phi_{i+1})} \left(J(\phi_i) \frac{\omega_i^2(\phi_i)}{2} + \int_{\phi_i}^{\phi_{i+1}} (M_d + M_c) d\phi \right)}$$

$$\text{Hay } \omega_i(\phi_{i+1}) = \sqrt{\frac{2}{J(\phi_{i+1})} [E(\phi_i) + \Delta E(\phi_i)]}$$

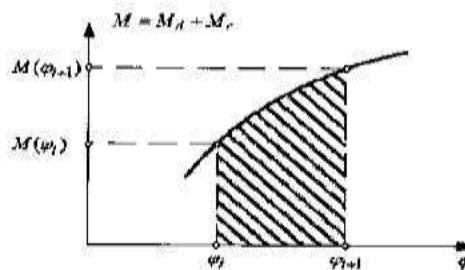
Trong đó

Nguyên Lý Máy

$$E(\varphi_i) = \frac{1}{2} J(\varphi_i) \omega^2(\varphi_i)$$

$$\Delta E(\varphi_i) = \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} (M_d + M_c) d\varphi$$

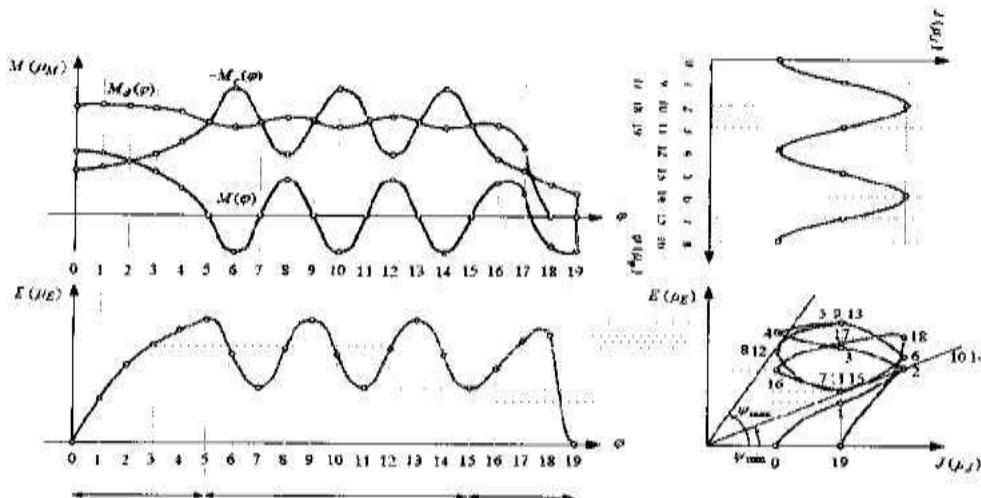
$$\approx \frac{1}{2} [M(\varphi_{i+1}) + M(\varphi_i)] (\varphi_{i+1} - \varphi_i)$$



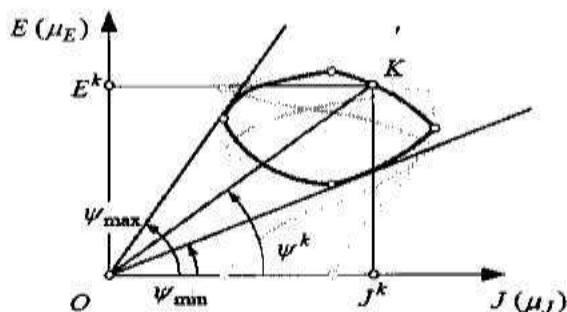
Đại lượng	Vị trí cơ cấu	φ_1	φ_2	...	$\varphi_n = \varphi_1 + \phi$...	$\varphi_m = \varphi_1 + \phi_d$...	$\varphi_n = \varphi_1 + \phi_o$
Moment quán tính thay thế J	J_1	J_2	...	$J_n = J_1$...	J_m	...	J_1	
Moment thay thế các lực cản M_c	M_{c1}	M_{c2}	...	M_{cn}	...	M_{c1}	...	M_{c1}	
Moment động M_o	M_{o1}	M_{o2}	...	M_{on}	...	M_{o1}	...	M_{o1}	
Tổng moment $M = M_a + M_c$	M_1	M_2	...	M_n	...	M_1	...	M_1	
Biến thiên động năng ΔE	ΔE_1	ΔE_2	...	ΔE_n	...	ΔE_m	...	ΔE_1	
Động năng E	E_1	E_2	...	E_n	...	E_m	...	E_1	
Vận tốc góc khâu dẫn ω_1	$\omega_1(\varphi_1)$	$\omega_1(\varphi_2)$...	$\omega_1(\varphi_n)$...	$\omega_1(\varphi_m)$...	$\omega_1(\varphi_1)$	

2. Phương pháp đồ thị

- Xây dựng đồ thị $J(\varphi), M_c(\varphi), M_d(\varphi)$
- Cộng đồ thị $M(\varphi) = M_d(\varphi) + M_c(\varphi)$
- Tích phân đồ thị $M(\varphi) \rightarrow$ đồ thị $\Delta E(\varphi) \rightarrow$ đồ thị $E(\varphi)$
- Xây dựng đồ thị $E(J)$ (đường cong Wittenbauer) từ đồ thị $E(\varphi)$ và đồ thị $J(\varphi)$



Từ đường cong Wittenbauer xác định vận tốc ω_1 như sau



+ Tại $\varphi = \varphi^k$, động năng và môment quán tính của máy có giá trị

$$E^k = E(\varphi^k)$$

$$J^k = J(\varphi^k)$$

Xác định bởi điểm K trên đường cong

+ Gọi $\psi^k = \angle(OJ, OK)$, ta có

$$\tan \psi^k = \frac{OE^k}{OJ^k} = \frac{E(\varphi^k)/\mu_E}{J(\varphi^k)/\mu_J} = \frac{E(\varphi^k)}{J(\varphi^k)} \frac{\mu_J}{\mu_E}$$

$$+ Do đó \frac{E(\varphi^k)}{J(\varphi^k)} = \frac{\mu_E}{\mu_J} \tan \psi^k \Rightarrow \omega_1(\varphi^k) = \sqrt{2 \frac{E(\varphi^k)}{J(\varphi^k)}} = \sqrt{2 \frac{\mu_E}{\mu_J} \tan \psi^k}$$

- Trường hợp tổng quát, đường cong $E(J)$ bao gồm ba giai đoạn: khởi động, chuyển động bình ổn và tắt máy. Trong giai đoạn bình ổn, ψ biến thiên giữa ψ_{max} và ψ_{min} \rightarrow vận tốc máy biến thiên trong khoảng $\omega_{1min} + \omega_{1max}$

§4. Làm đều chuyển động máy

I. Hệ số không đều của vận tốc

- Từ phương trình chuyển động máy

$$M_d + M_c = \frac{1}{2} \omega_1^2 \frac{dJ}{d\varphi} + J \frac{d\omega_1}{dt} \Rightarrow \varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = - \frac{M_d + M_c - \frac{1}{2} \omega_1^2 \frac{dJ}{d\varphi}}{J}$$

- Để máy chuyển động đều $\varepsilon_1 = 0 \Rightarrow M_d + M_c - \frac{1}{2} \omega_1^2 \frac{dJ}{d\varphi} = 0$
- Điều kiện trên không thể thực hiện được trên thực tế \rightarrow trong giai đoạn chuyển động bình ổn, vận tốc máy dao động trong khoảng $\omega_{1max} + \omega_{1min}$
- Để đánh giá độ chuyển động không đều của máy \rightarrow dung hệ số chuyển động không đều δ

$$\delta = \frac{\omega_{1max} - \omega_{1min}}{\omega_{1b}}, \omega_{1b} = \frac{\omega_{1max} + \omega_{1min}}{2}$$

- Hệ số chuyển động không đều δ được quy định tiêu chuẩn cho từng loại máy, ví dụ, máy nông nghiệp $[\delta] = 1/5 + 1/150$, máy bơm $[\delta] = 1/5 + 1/30$, máy công cụ $[\delta] = 1/20 + 1/150$

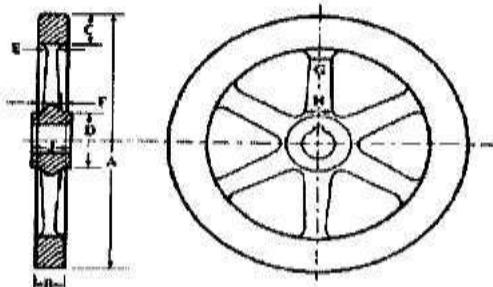
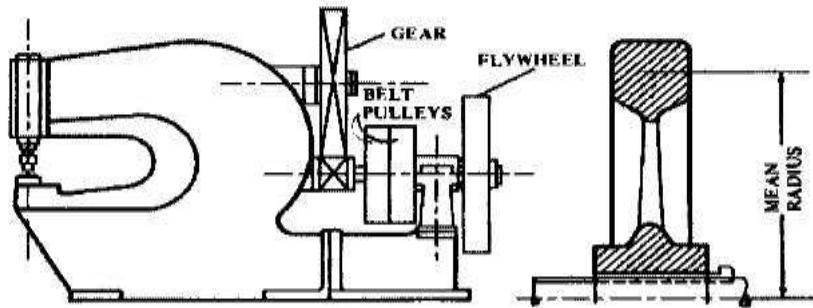
- Khi đó $[\delta] = \frac{[\omega_{i\max}] - [\omega_{i\min}]}{\omega_{ib}}$, $\omega_{ib} = \frac{[\omega_{i\max}] + [\omega_{i\min}]}{2}$, $[\omega_{i\max/\min}] = \omega_{ib} \left(1 \pm \frac{[\delta]}{2} \right)$

II. LÀM ĐỀU CHUYỂN ĐỘNG MÁY

I. Biện pháp làm đều

- J phụ thuộc vị trí cơ cấu $J = J_0 + J(\varphi)$

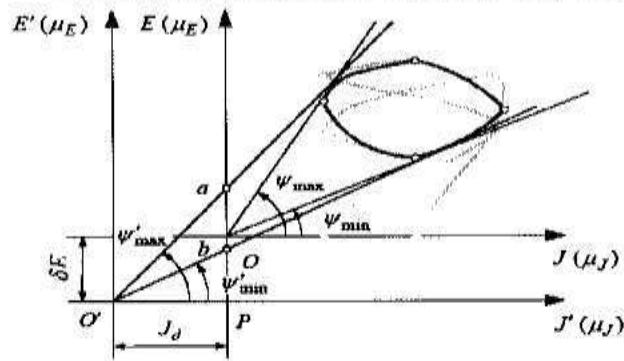
$$J_0 \text{ phan_co_dinh} \quad J(\varphi) \text{ phan_thay_doi_theo_}\varphi$$
- Do đó $\frac{dJ}{d\varphi} = \frac{d}{d\varphi}[J_0 + J(\varphi)] = \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \Rightarrow \varepsilon_i = \frac{M_d + M_e - \frac{1}{2}\omega_i^2 \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi}}{J_0 + J(\varphi)}$
- Giảm ε_i bằng cách tăng phần cố định của moment quán tính
- Tăng J_0 bằng cách lắp một khối lượng phụ gọi là bánh đà, J_d , lên
 - + khâu dẫn, hoặc
 - + khâu có tỉ số truyền với khâu dẫn không đổi
- Bánh đà có tác dụng tích trữ năng lượng khi $A_d > A_c$ và giải phóng năng lượng khi $A_d < A_c$, nhờ đó điều hòa việc phân phối năng lượng trong các giai đoạn chuyển động khác nhau của một chu kỳ động lực học máy
- J_d càng lớn càng có tác dụng tốt nhưng không thể quá lớn



2. Xác định J_d bằng phương pháp đồ thị

Bài toán : Cho thông số động học, động lực học và các chế độ làm việc của máy. Xác định J_d cần thiết để đảm bảo giá trị $[\delta]$ yêu cầu

Trường hợp tổng quát: Giả thuyết máy chuyển động bình ổn, sau khi lắp bánh đà



- $J(\phi)$ và $E(\phi)$ tăng lên một lượng δE và δJ hằng số

- dạng đường cong $E = E(J)$ không thay đổi, chỉ có hệ trục tọa độ chuyển dịch một đoạn δE và δJ với $\delta J = J_d$

$$[\omega_{l_{\max/\min}}] = \omega_{lb} \left(1 \pm \frac{[\delta]}{2} \right)$$

$$[\omega_{l_{\max/\min}}]^2 \approx \omega_{lb}^2 (1 \pm [\delta])$$

Từ biểu thức vận tốc $\omega_l(\phi^*) = \sqrt{2 \frac{\mu_E}{\mu_J} \tan \psi^*} \Rightarrow \tan \psi^* = \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_l^2(\phi^*)$

$$\Rightarrow \tan \psi'_{\max/\min} = \frac{\mu_J}{2\mu_E} [\omega_{l_{\max/\min}}]^2 = \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_{lb}^2 (1 \pm [\delta])$$

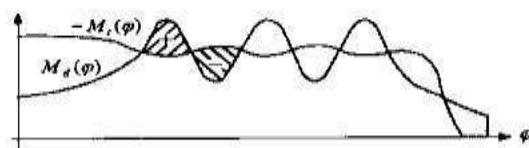
$$ab = Pa - Pb = O'P (\tan \psi'_{\max} - \tan \psi'_{\min})$$

$$\Rightarrow J_d = O'P \mu_J = \frac{ab \mu_J}{\tan \psi'_{\max} - \tan \psi'_{\min}}$$

Nếu lắp trên khâu x có tỉ số truyền cố định

$$\text{đối với khâu dẫn } J_d^* = J_d \left(\frac{\omega_l}{\omega_x} \right)^2$$

Trường hợp moment quán tính thay thế của cơ cầu là hằng số



- Biến thiên động năng cực đại sau khi lắp bánh đà

$$\Delta E_{\max} = \frac{1}{2} (J_0 + J_d) [\omega_{l_{\max}}]^2 - \frac{1}{2} (J_0 + J_d) [\omega_{l_{\min}}]^2 \quad \Rightarrow J_d = \frac{\Delta E_{\max}}{\omega_{lb}^2 [\delta]} - J_0$$

$$[\omega_{l_{\max/\min}}]^2 \approx \omega_{lb}^2 (1 \pm [\delta])$$

- Công thức trên dung để xác định bánh đà đảm bảo yêu cầu làm việc của máy hay kiểm nghiệm điều kiện làm việc của máy khi chọn trước bánh đà
- Gọi $\phi_{\max/\min}$ là vị trí khâu dẫn khi đạt vận tốc $\omega_{l_{\max/\min}}$, ΔE_{\max} được tính như sau

$$\Delta E_{\max} = \int_{\phi_{\min}}^{\phi_{\max}} (M_d + M_e) d\phi$$

Ví dụ: Xác định J_d đặt trên trục chính của máy tiện có $J_u = \text{const}$, moment động cơ $M = \text{const}$ tiện vật có bán kính r như hình vẽ, lực cắt $F = \text{const}$, cho trước $\omega_{ib}, [\delta]$

- Môment cản

$$M_c = F_r \quad (\text{khi dao cắt chi tiết})$$

$$M_c = 0 \quad (\text{khi dao không cắt chi tiết})$$

- Máy chuyển động bình ổn, $A_d = A_c|_{\theta_0}$

$$M_d 2\pi = M_c \left(\frac{3\pi}{2} + \frac{\pi}{6} \right) \Rightarrow M_d = \frac{5}{6} Fr$$

- Biến thiên động năng cực đại

$$\Delta E_{\max} = \frac{\pi}{4} Fr \Rightarrow J_d = \frac{Fr\pi}{4\omega_{ib}^2} [\delta] - J_u$$

§5. Tiết chế chuyển động máy

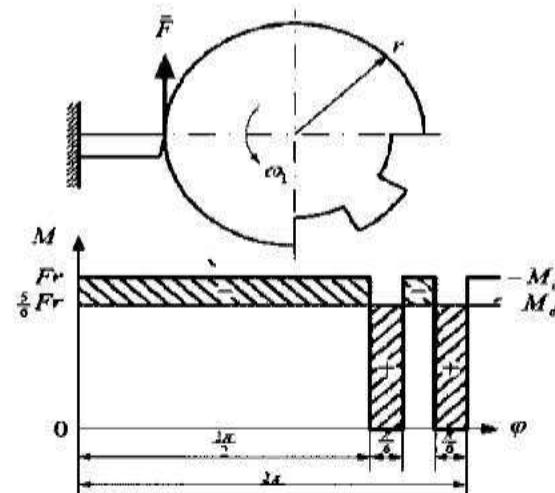
I. Khái niệm

- Việc làm đều chuyển động máy như đã xét chỉ có ý nghĩa khi chế độ chuyển động của máy ổn định, tức công động và công cản phải bằng nhau sau mỗi chu kỳ động lực học $A_d = A_c$
- Khi máy làm việc chế độ tải trọng của máy thay đổi, tức có sự mất cân bằng giữa A_d và A_c . Để đảm bảo máy chuyển động ổn định, cần phải hiệu chỉnh A_d mỗi khi có sự thay đổi A_c . Đây là nội dung của tiết chế chuyển động máy
- Như vậy, tiết chế chuyển động máy là duy trì sự cân bằng giữa A_d và A_c để máy chuyển động bình ổn.
- Để tiết chế chuyển động máy, ta dùng cơ cấu tiết chế
- Cơ cấu tiết chế có nhiệm vụ:
 - ❖ Phát hiện ra sự thay đổi của tải trọng (A_c)
 - ❖ Hiệu chỉnh A_d tương ứng cho phù hợp với chế độ tải trọng mới
- Có nhiều loại cơ cấu tiết chế: điện, điện tử, cơ khí ...

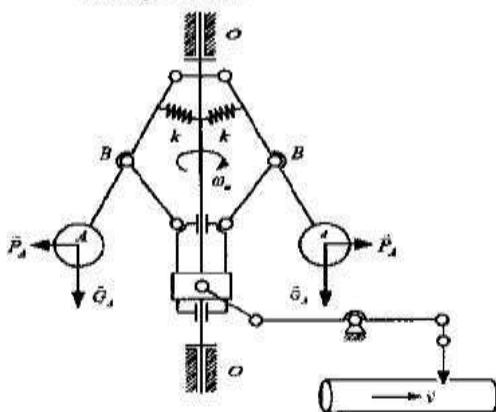
II. Cơ cấu tiết chế ly tâm

I. Cơ cấu tiết chế ly tâm kiểu trực tiếp

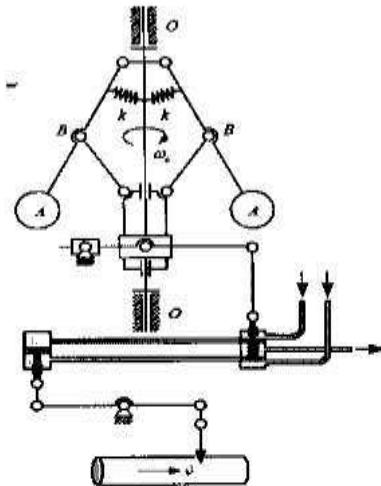
- Nguyên lý làm việc



Nhược điểm



- + không nhạy đổi với các tín hiệu thay đổi nhỏ
- + tồn tại sai số tĩnh $\Delta\omega = \omega_0^i - \omega_0 \neq 0$
- cơ cấu tiết chế ly tâm kiểu gián tiếp



- Ưu điểm

- + đáp ứng nhanh đổi với các tín hiệu thay đổi nhỏ
- + không tồn tại sai số tĩnh

$$\Delta\omega = \omega_0^i - \omega_0$$

- Nhược điểm

- + vận tốc góc sau khi hiệu chỉnh dao động liên tục

CHƯƠNG 7

HIỆU SUẤT

§1. Định nghĩa

- Hiệu suất η là tỉ số giữa công có ích và tổng công mà máy tiêu thụ

$$\eta = \frac{A_{ct}}{A_d} = \frac{A_d - A_{ms}}{A_d} = 1 - \frac{A_{ms}}{A_d}$$

A_{ct} : công có ích

A_d : công phát động (công mà máy tiêu thụ)

A_{ms} : công của lực ma sát

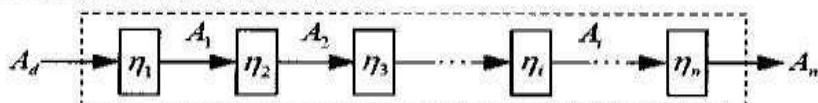
- Hiện nhiên $0 \leq \eta < 1$

$$\text{- Hệ số năng suất } \varphi = \frac{A_{ms}}{A_d}$$

§2. Hiệu suất của chuỗi động

I. Chuỗi nối tiếp

Xét chuỗi động nối tiếp n thành phần



A_d : công đưa vào chuỗi động

A_n : công lấy ra sau chuỗi động

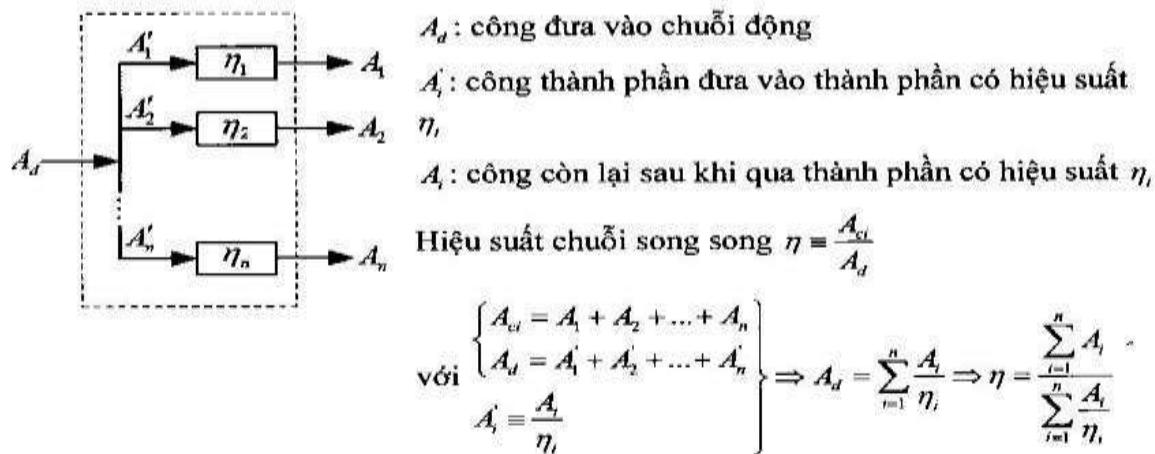
A_i : công còn lại sau khi qua thành phần có hiệu suất η_i

- Hiệu suất chuỗi nối tiếp

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \frac{A_n}{A_d} = \frac{A_n}{A_{n-1}} \frac{A_{n-1}}{A_{n-2}} \dots \frac{A_2}{A_1} \frac{A_1}{A_d} \\ \eta_i &= \frac{A_i}{A_{i-1}} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \eta = \frac{A_n}{A_d} = \eta_n \eta_{n-1} \dots \eta_2 \eta_1 \Rightarrow \eta = \prod_{i=1}^n \eta_i$$

II. Chuỗi song song

- Xét chuỗi động song song n thành phần

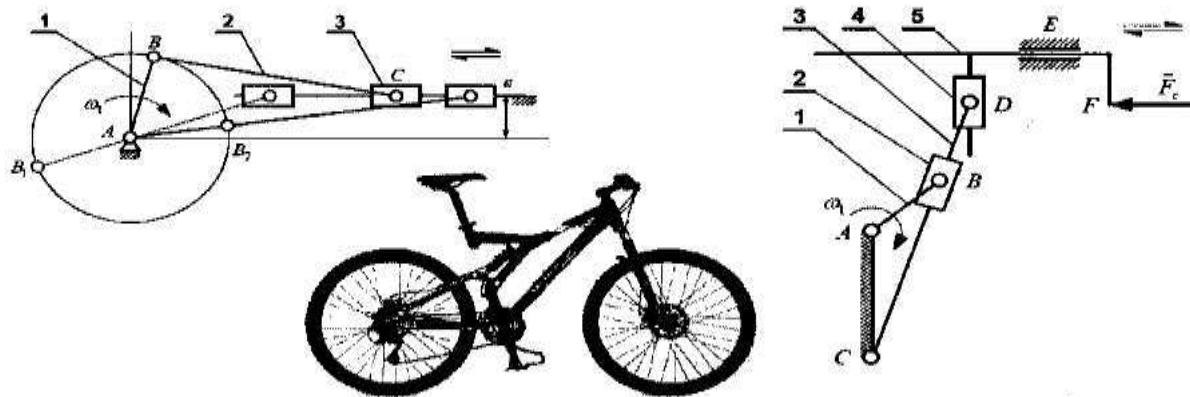


CHƯƠNG 8

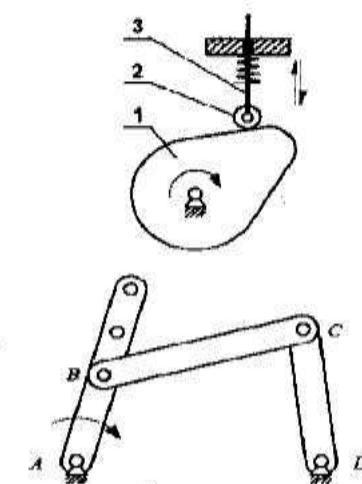
CƠ CẤU PHẲNG TOÀN KHỚP THẤP

§1. Đại cương

- Cơ cấu phẳng toàn khớp thấp là cơ cấu phẳng trong đó khớp động giữa các khâu là khớp thấp (khớp tịnh tiến loại 5 hay khớp bản lề)
- Được sử dụng nhiều trong thực tế kỹ thuật
 - + Cơ cấu culit dùng trong máy bào
 - + Cơ cấu tay quay – con trượt dùng trong động cơ nổ, máy ép thủy lực...
 - + Cơ cấu 4 khâu bản lề dùng trong hệ thống giảm chấn của xe đạp ...

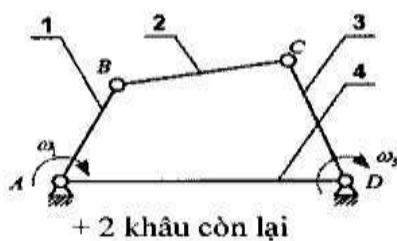


- **Ưu điểm**
 - + Thành phần tiếp xúc là mặt nên áp suất tiếp xúc nhỏ
→ bền mòn và khả năng truyền lực cao
 - + Chế tạo đơn giản và công nghệ gia công khớp thấp tương đối hoàn hảo → chế tạo và lắp ráp dễ đạt độ chính xác cao
 - + Không cần các biện pháp bảo toàn như ở khớp cao
 - + Dễ dàng thay đổi kích thước động của cơ cấu bằng cách điều chỉnh khoảng cách giữa các bản lề. Việc này khó thực hiện ở các cơ cấu với khớp cao
- **Nhược điểm**
 - + Việc thiết kế các cơ cấu này theo những điều kiện cho trước rất khó → khó thực hiện chính xác bất kỳ qui luật chuyển động cho trước nào



§2. Cơ cấu bốn khâu bǎn lè và các biến thể

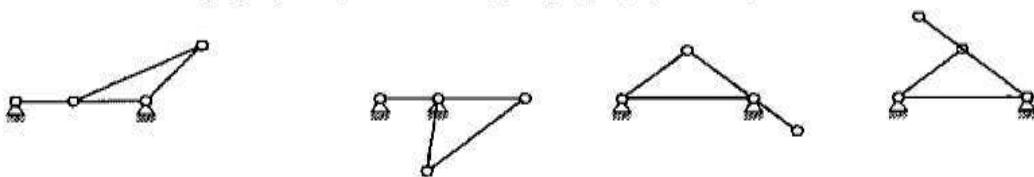
1. Cơ cấu bốn khâu bǎn lè (four bar linkage)



- Cơ cấu có 4 khâu nối với nhau bằng 4 khớp bǎn lè
- + khâu 4 cố định: giá (frame)
- + khâu 2 đối diện với giá: thanh truyền (coupler)

Quay được toàn vòng: tay quay (crank)

Không quay được toàn vòng: tay quay (rocker)



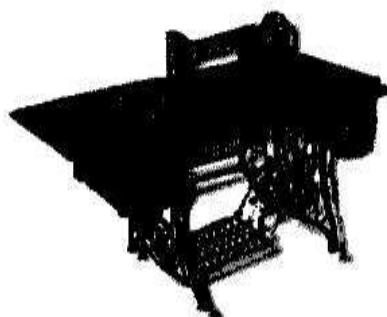
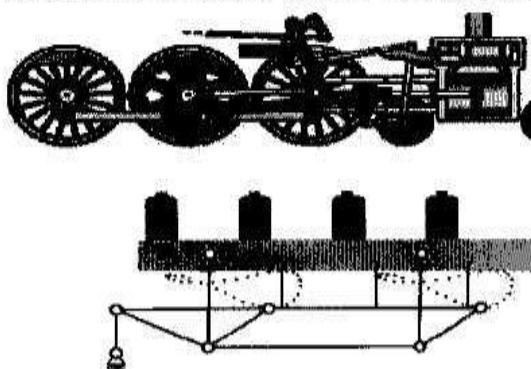
crank - rocker

crank - crank

rocker - crank

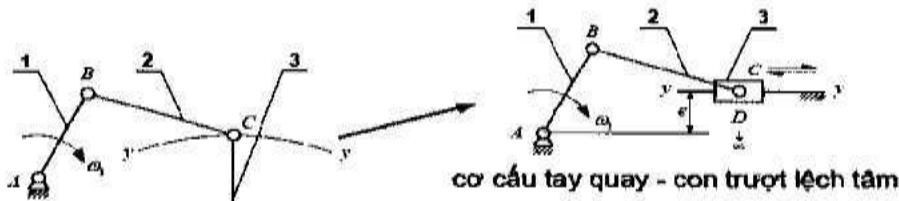
rocker - rocker

- Được dùng nhiều trong thực tế
- + khâu 1 quay, khâu 3 quay: cơ cấu hình bình hành ...
- + khâu 1 quay, khâu 3 lắc: cơ cấu ba-tăng máy dệt ...
- + khâu 1 lắc, khâu 3 quay: cơ cấu bàn đạp máy may ...
- + khâu 1 lắc, khâu 3 lắc: cơ cấu đo vải ...

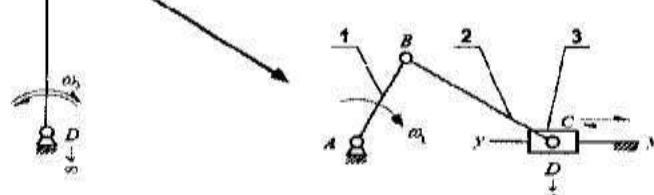


2. Các biến thể của cơ cấu 4 khâu bǎn lè

- Xét cơ cấu 4 khâu bǎn lè, cho khớp D lùi ra ∞ theo phương $\perp AD \Rightarrow$ cơ cấu tay quay - con trượt

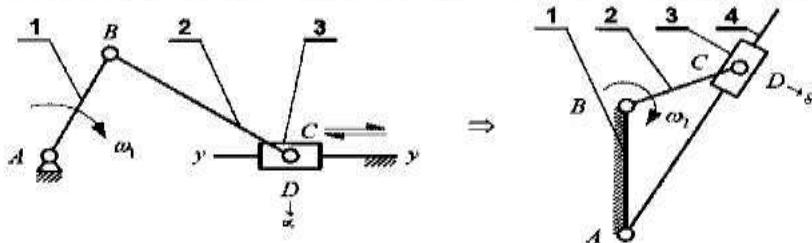


cơ cầu tay quay - con trượt lệch tâm

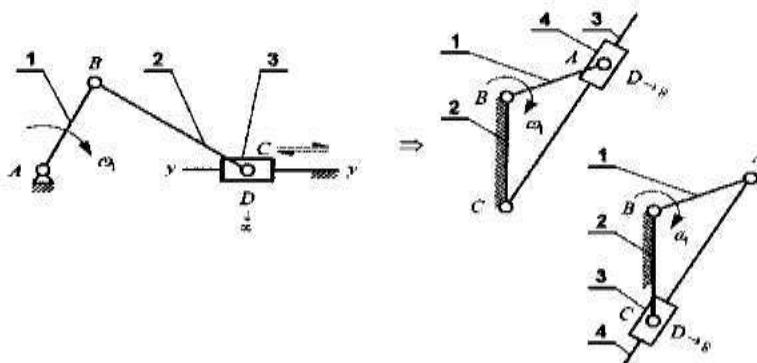


cơ cầu tay quay - con trượt chính tâm

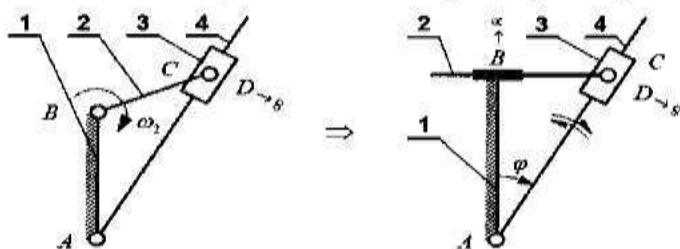
- Từ cơ cầu tay quay con trượt chính tâm, đổi khâu 1 làm giá \rightarrow cơ cầu culit



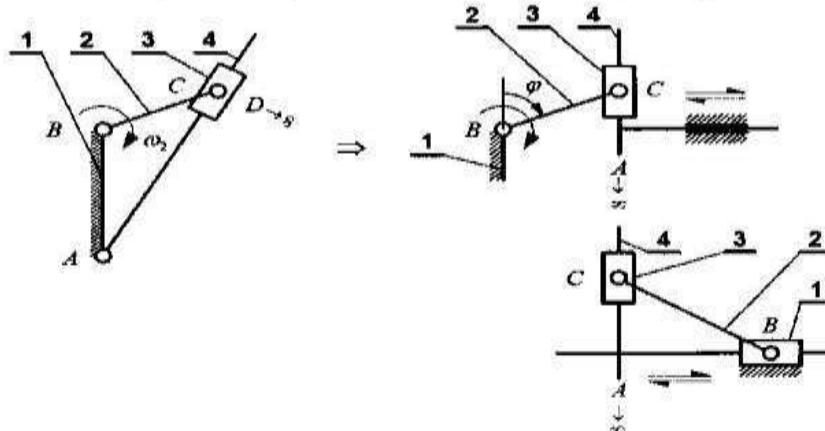
- Từ cơ cầu tay quay – con trượt chính tâm, đổi khâu 2 làm giá \rightarrow cơ cầu cu-lit



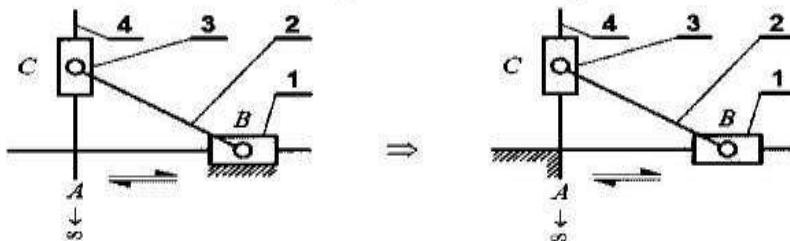
- Từ cơ cầu cu-lit, cho khớp B lùi ra ∞ theo phương của giá 1 \rightarrow cơ cầu tang



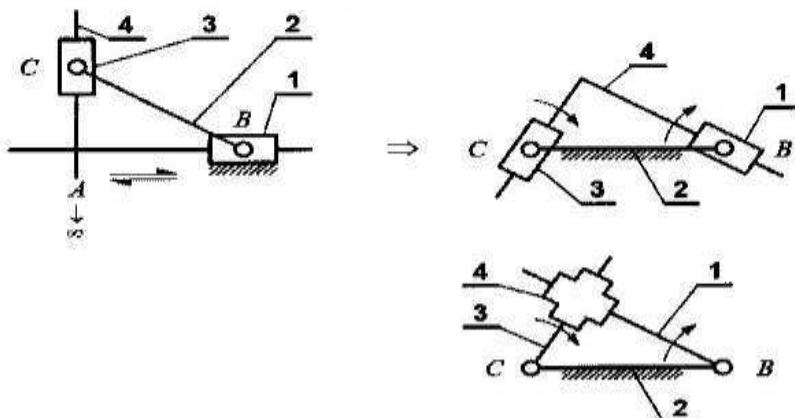
- Từ cơ cầu cu-lit, cho khớp A lùi ra ∞ theo phương của giá 1 \rightarrow cơ cầu sin



- Từ cơ cầu sin, đổi khâu 4 làm giá \rightarrow cơ cầu ellipse



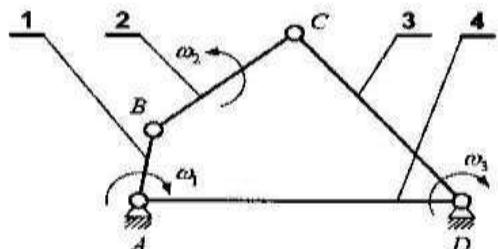
- Từ cơ cầu sin, đổi khâu 2 làm giá \rightarrow cơ cầu Oldham



§3. Đặc điểm động học cơ cầu 4 khâu bắn lè

1. Tỉ số truyền

- Trong cơ cầu 4 khâu bắn lè
 - + khâu dẫn 1 quay đều với vận tốc góc ω_1
 - + khâu 2 chuyển động song phẳng với vận tốc góc ω_2
 - + khâu bị dẫn 3 quay với vận tốc góc ω_3



bị dẫn của cơ cấu

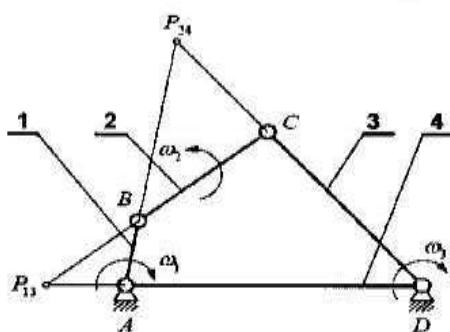
Tỉ số truyền giữa hai khâu tùy ý của một cơ cấu là tỉ số vận tốc giữa hai khâu đó

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3}, i_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3}$$

Tỉ số truyền của cơ cấu là tỉ số truyền giữa khâu dẫn và khâu

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3}$$

- Định lý Kennedy:** Trong cơ cấu 4 khâu bùn lè, tâm quay tức thời trong chuyển động tương đối giữa hai khâu đối diện là giao điểm giữa hai đường tâm của hai khâu còn lại



$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{\frac{V_{P_{13}}}{l_{AP_{13}}}}{\frac{V_{P_{13}}}{l_{DP_{13}}}} = \frac{l_{DP_{13}}}{l_{AP_{13}}}$$

Công thức trên được phát biểu dưới dạng định lý sau

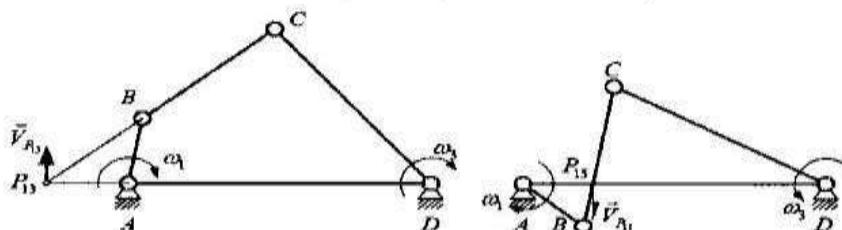
- Định lý Willis:** Trong cơ cấu 4 khâu bùn lè, đường thanh truyền chia đường giá ra làm hai phần tỉ lệ nghịch với vận tốc của hai khâu nối giá
- Đặc điểm động học cơ cấu 4 khâu bùn lè**

+ Tỉ số truyền là một đại lượng biến thiên phụ thuộc vị trí cơ cấu

$$i_{13} = \frac{l_{DP_{13}}}{l_{AP_{13}}} = \frac{\omega_1}{\omega_3}$$

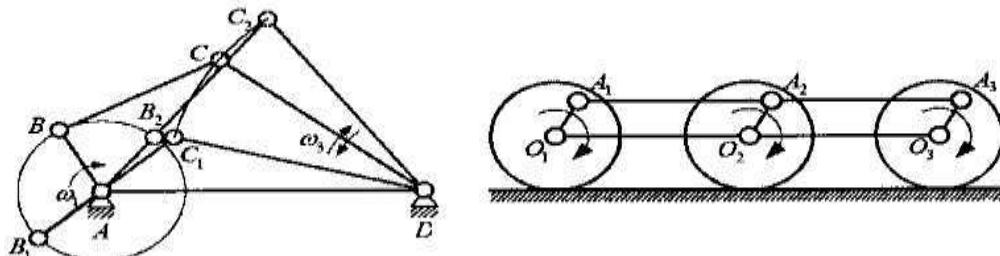
+ P_{13} chia ngoài đoạn $AD \Rightarrow i_{13} > 0$: ω_1 cùng chiều ω_3

P_{13} chia trong đoạn $AD \Rightarrow i_{13} < 0$: ω_1 ngược chiều ω_3



- Đặc điểm động học cơ cấu 4 khâu bùn lè**

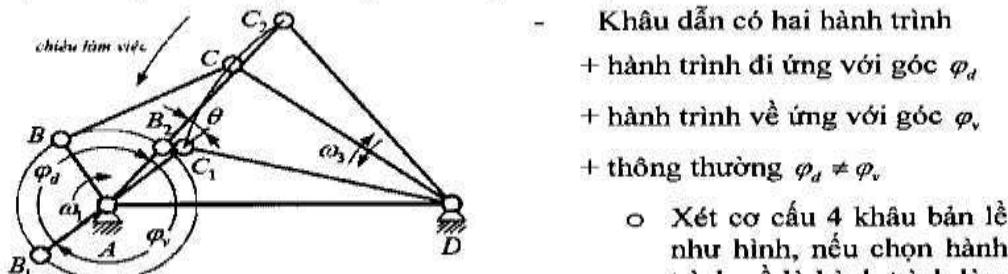
+ Khi tay quay AB và thanh truyền BC duỗi thẳng hay dập nhau, tức $P_{13} = A$, khâu 3 đang ở vị trí biên và chuẩn bị đổi chiều quay



+ Nếu $AB=CD$, $AD=BC$: cơ cấu hình bình hành $P_{13} \rightarrow \infty \Rightarrow i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = 1 \rightarrow$ khâu dẫn và khâu bị dẫn quay cùng chiều và cùng vận tốc

2. Hệ số năng suất

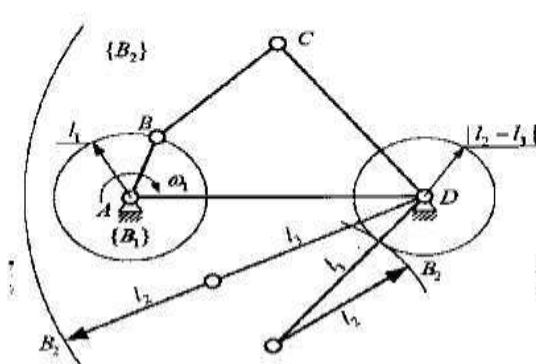
- Hệ số năng suất là tỉ số giữa thời gian làm việc và thời gian chạy không trong một chu kỳ làm việc của cơ cấu
- Hệ số năng suất dùng đánh giá mức độ làm việc của cơ cấu



$$k = \frac{t_h}{t_{ck}} \Big|_{chu_ky_tam_viec} = \frac{\varphi_v / \omega_1}{\varphi_d / \omega_1} = \frac{\varphi_v}{\varphi_d} = \frac{180 + \theta}{180 - \theta}$$

- Hệ số năng suất phụ thuộc
 - + kết cấu của cơ cấu
 - + chiều quay của khâu dẫn ω_1
 - + chiều công nghệ của khâu bị dẫn

3. Điều kiện quay toàn vòng của khâu nối già



- Điều kiện quay toàn vòng của khâu

1
+ Tháo khớp B \rightarrow xét quỹ tích B_1 và B_2

$$\{B_1\} = O(A, l_1)$$

$$\{B_1\} = O(D, l_2 + l_3) - O(D, |l_2 - l_3|)$$

+ Khâu 1 quay toàn vòng $\Leftrightarrow \{B_1\} \subset \{B_2\}$

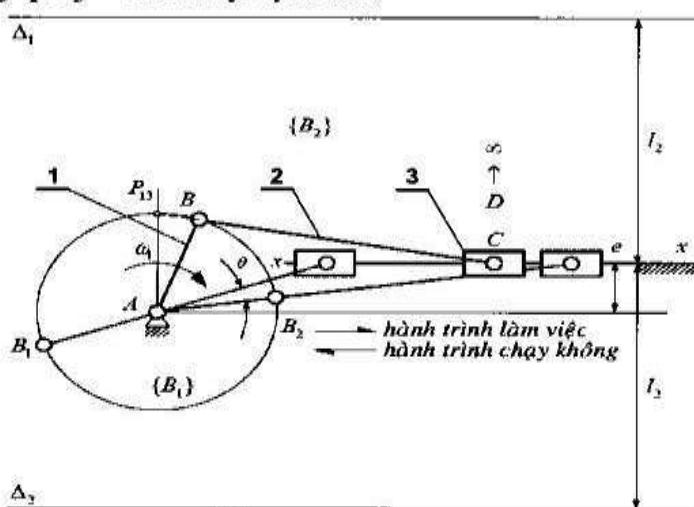
$$\Rightarrow \begin{cases} |l_2 - l_3| \leq |l_4 - l_1| \\ l_2 + l_3 \geq l_4 + l_1 \end{cases}$$

\rightarrow Điều kiện quay toàn vòng của khâu nối giá: khâu nối giá quay được toàn vòng khi và chỉ khi quỹ tích của nó nằm trong miền với của thanh truyền kề của nó

- Điều kiện quay toàn vòng của khâu 3 \rightarrow tương tự

§4. Đặc điểm động học của cơ cấu biến thể

1. Cơ cấu tay quay – con trượt lệch tâm



- Tỉ số truyền

$$V_{R_3/l_1} = V_{R_1/l_3} \Rightarrow \omega_1 l_{AR_3} = V_c \Rightarrow i_{13} = \frac{\omega_1}{V_c} = \frac{l}{l_{AR_3}}$$

- Hệ số năng suất

$$k = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}$$

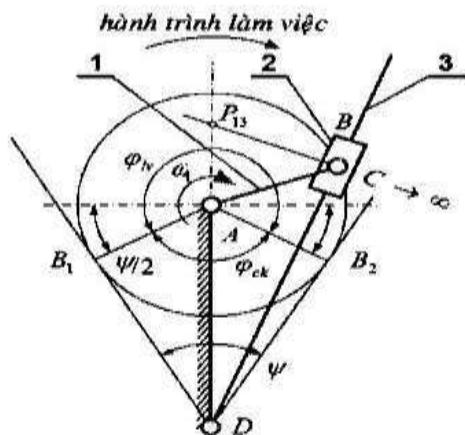
- Điều kiện quay toàn vòng $\begin{cases} \{B_1\} = O(A, l_1) \\ \{B_2\} = M \in R^2 : \Delta_1 \leq y_M \leq \Delta_2 \end{cases}$

Điều kiện khâu 1 quay toàn vòng

$$\begin{aligned} & \{B_1\} \subset \{B_2\} \\ & \Rightarrow \begin{cases} l_1 - e \leq l_2 \\ l_1 + e \leq l_2 \end{cases} \Rightarrow l_1 + e \leq l_2 \end{aligned}$$

2. Cơ cấu cu-lit

- Tỉ số truyền; Tâm quay tức thời của khâu 1 và 3 là giao điểm của BC và AD



$$V_{R_3/1} = V_{R_3/3} \Rightarrow \omega_1 l_{AR_3} = \omega_3 l_{CR_3} \Rightarrow i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{l_{CR_3}}{l_{AR_3}}$$

- Hệ số năng suất $k = \frac{180^\circ + \psi}{180^\circ - \psi}$

- Điều kiện quay toàn vòng

+ Khâu 1

$$\left. \begin{array}{l} \{B_1\} = O(A, I_1) \\ \{B_2\} = R^2 \end{array} \right\} \Rightarrow \{B_1\} \subset \{B_2\}$$

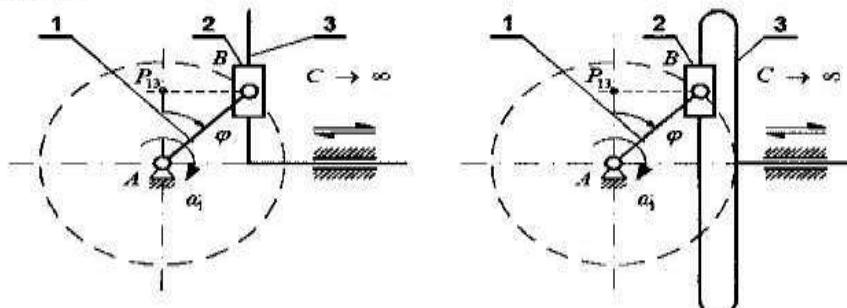
→ khâu 1 luôn quay được toàn vòng

+ Khâu 3 → ?

Để khâu 3 quay toàn vòng, $I_1 \geq I_4$

Khi $I_1 = I_4 : i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{l_{DR_3}}{l_{AR_3}} = 2 = \text{const}$

3. Cơ cấu sin



- Tỉ số truyền: Tâm quay tức thời của khâu 1 và 3 là giao điểm của BC và AD
($D \rightarrow \infty \Rightarrow AD \perp xx$)

$$V_{R_3/1} = V_{R_3/3} \Rightarrow \omega_1 l_{AR_3} = V_3 = V_c \Rightarrow i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{l}{l_{AR_3}}$$

- Hệ số năng suất: $k = 1$

- Điều kiện quay toàn vòng: Khâu 1 luôn quay được toàn vòng

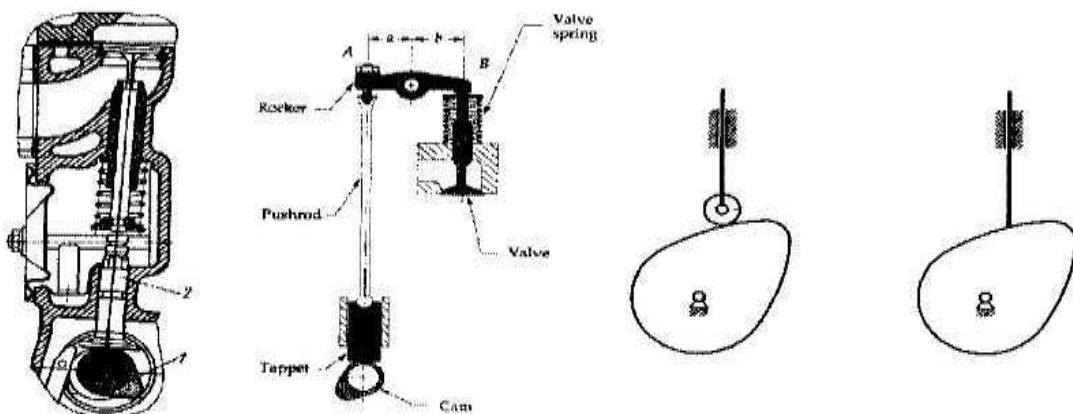
CHƯƠNG 9

CƠ CẤU CAM

§1. Đại cương

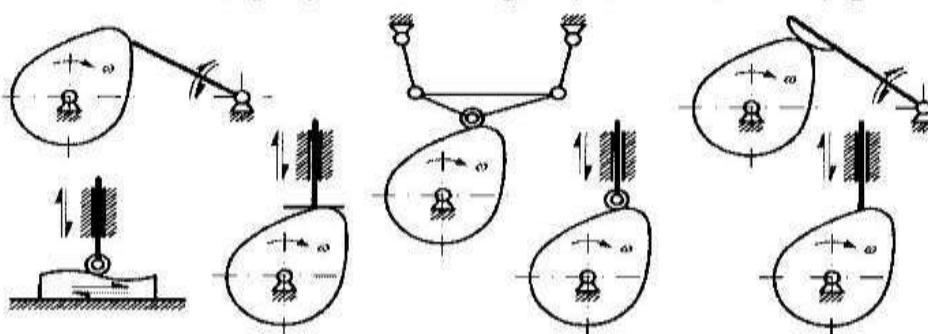
I. Định nghĩa

- Cơ cấu cam là cơ cấu cơ khớp loại cao, thực hiện chuyển động qua lại của khâu bị dẫn nhờ vào đặc tính hình học của thành phần khớp cao trên khâu dẫn

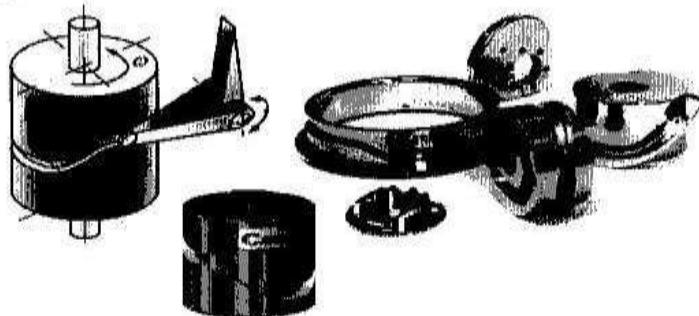


II. Phân loại

- Cơ cấu cam phẳng: các khâu chuyển động của một mặt phẳng hay trong các mặt phẳng song song nhau
 - + Theo chuyển động của cam: cam quay, cam tịnh tiến ..
 - + Theo chuyển động của cần lắc: lắc, tịnh tiến, chuyển động song phẳng
 - + Theo dạng đáy của cần: bằng, nhọn, con lăn, biên dạng bất kỳ



- Cơ cấu cam không gian: các khâu chuyển động trong các mặt phẳng không song song nhau



III. Nội dung nghiên cứu

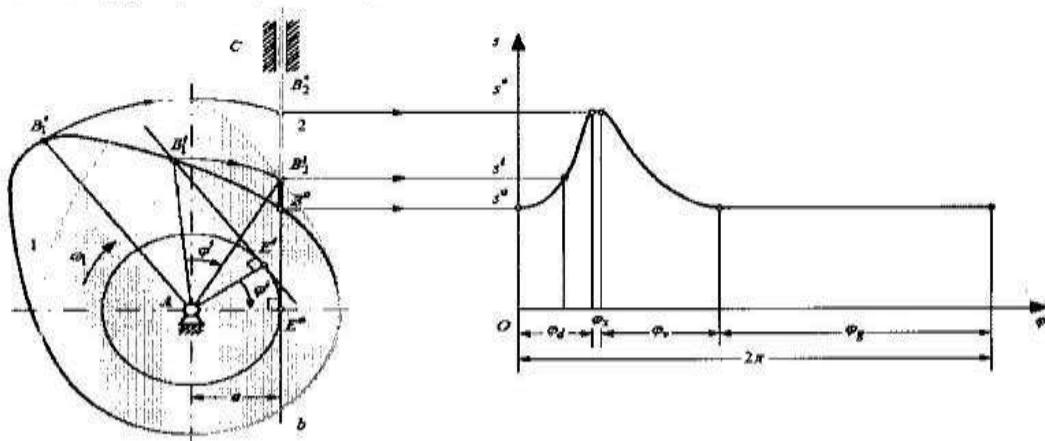
- Hai bài toán cơ bản về cơ cấu cam
 - + Bài toán phân tích: cho trước cơ cấu cam
 - xác định quy luật chuyển động của cần
 - + Bài toán tổng hợp: cho trước quy luật chuyển động của cần
 - xác định hình dạng, kích thước ... của cam

§1. Phân tích động học cơ cấu cam

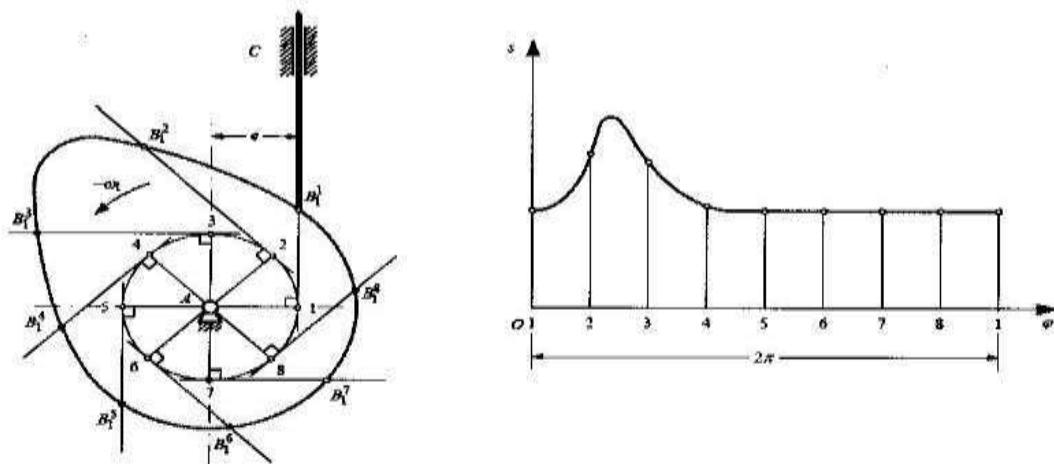
I. Cơ cấu cam cần đẩy đáy nhọn

1. Đồ thị chuyển vị

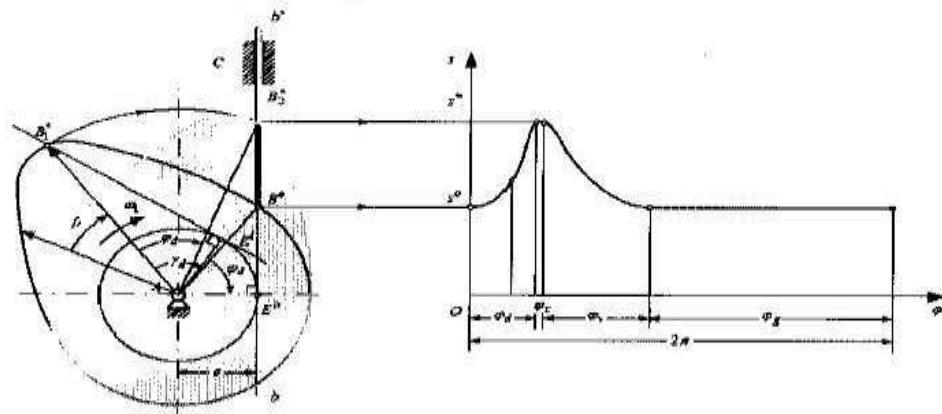
- a. Phương pháp chuyển động thực



b. Phương pháp đổi giá

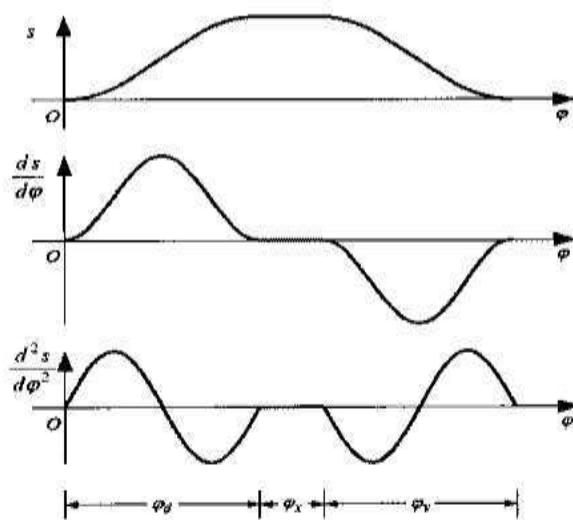


c. Các giai đoạn chuyển động



2. Vận tốc

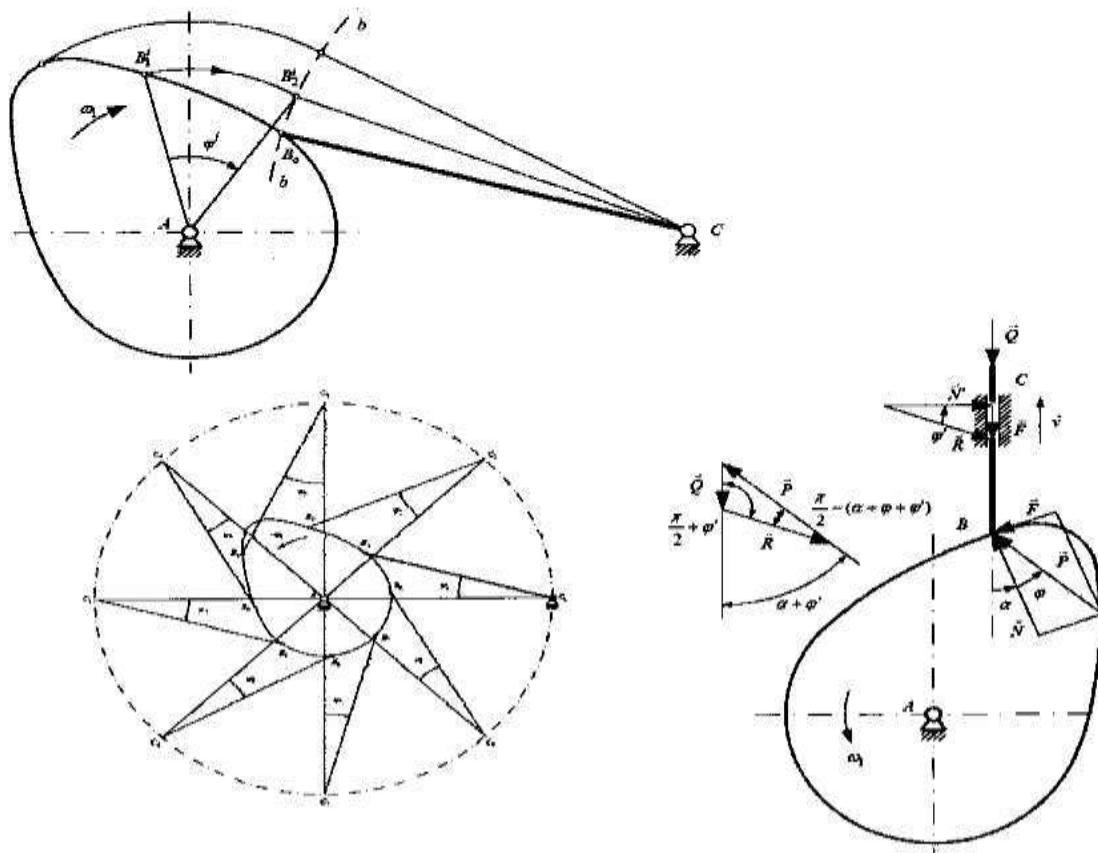
$$\begin{cases} s = s(\varphi) \\ \varphi = \varphi(t) \end{cases} \Rightarrow v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \omega_i \frac{ds}{d\varphi}$$



3. Gia tốc

$$a = \frac{dv}{dt} = \omega_i^2 \frac{d^2s}{d\varphi^2}$$

II. Cơ cấu cam cần lắc dây nhợ



§3. Phân tích lực cơ cầu cam

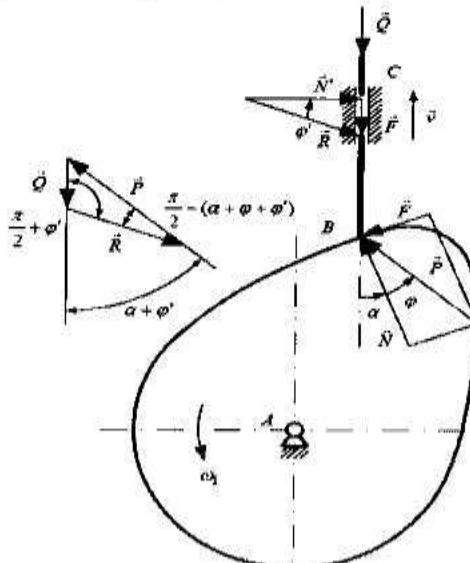
- Mục đích xác định khả năng làm việc của cơ cầu cam dưới tác dụng của tải trọng
 - Lực tác dụng lên cần cam
 - + Tải trọng Q theo phương chuyển vị của cần
 - + Phản lực P từ cam tác dụng lên cần
$$\bar{P} = \bar{N} + \bar{F}$$
 - + Phản lực R từ giá tác dụng lên cần
 - Điều kiện cân bằng lực
- $$\bar{Q} + \bar{R} + \bar{P} = 0$$

Từ đa giác lực

$$\frac{Q}{\sin\left[\frac{\pi}{2} - (\alpha + \varphi + \varphi')\right]} = \frac{P}{\sin\left(\frac{\pi}{2} + \varphi'\right)} \Rightarrow \frac{P}{Q} = \frac{\cos\varphi'}{\cos(\alpha + \varphi + \varphi')}$$

φ : góc ma sát giữa cam và cần

φ' : góc ma sát giữa giá và cần



$$[\alpha_{max}] = 30^\circ \div 35^\circ$$

- Với cam cần lắc $[\alpha_{max}] = 30^\circ \div 35^\circ$

- Góc áp lực α : góc giữa phương tác dụng lực và vận tốc điểm đặt lực
- Khi α đạt giá trị sao cho $\alpha + \varphi + \varphi' = \frac{\pi}{2}$, $\frac{P}{Q} \rightarrow \infty$ đây là trường hợp tự hãm của cơ cầu cam \rightarrow góc áp lực α không được lớn quá một giá trị giới hạn cho phép
- Góc áp lực α tỉ lệ nghịch với kích thước của cam $\rightarrow \alpha \leq [\alpha_{max}]$ nhưng phải đủ lớn để đảm bảo kích thước cam nhỏ gọn
- Với cam cần cần dây

Tổng hợp cơ cấu cam là thiết kế cơ cấu thỏa mãn các điều kiện

- Làm việc được, tức là $\alpha \leq [\alpha_{\max}]$
- Đảm bảo qui luật chuyển động cho trước của cần
- Kích thước của cam nhỏ gọn nhất có thể

Như vậy bài toán tổng hợp cơ cấu cam bao gồm hai phần

- Xác định vị trí tâm cam
- Xác định biên dạng cam

§4. Tổng hợp cơ cấu cam

- I. Xác định tâm quay của cơ cấu cam (Bài toán tổng hợp động lực học cơ cấu cam)

1. Cam cần lắc dây nhọn

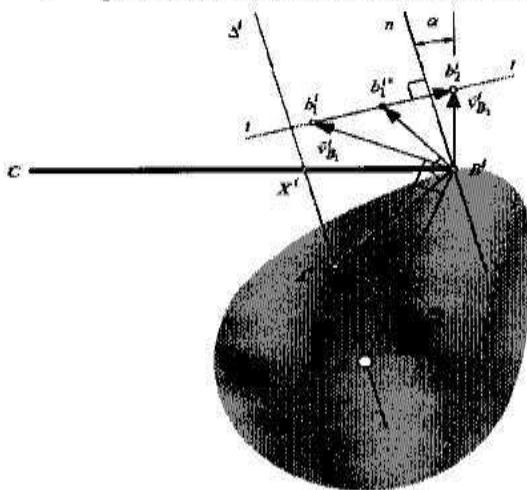
a. Bài toán

Cho:

- góc áp lực $\alpha \leq [\alpha_{\max}]$
- chiều quay ω của cam 1, chiều dài cần l_{BC}
- vị trí CB_i của cần lắc 2 và vận tốc \bar{v}_{B_i} của đầu cần tại thời điểm đang xét

Yêu cầu:

- phải đặt tâm cam A ở đâu để thỏa mãn các điều kiện cho trên?



- xét cơ cấu cam thỏa $\alpha \leq [\alpha_{\max}]$
 - Quan hệ vận tốc
- $$\bar{v}_{B_1}^i = \bar{v}_{B_1}^i + \bar{v}_{B_1 B_1}^i$$
- $$\perp CB^i \quad ? \quad // tt$$
- $$|\bar{v}_{B_1}^i| \quad ? \quad ?$$
- Ứng với mỗi vị trí của B'_1 trên tt \rightarrow ta có một họa đồ vận tốc và một vị trí của tâm cam mà

$$\begin{cases} AB' \perp B'_1 B'_1 \\ AB' = \frac{v_{B'_1}}{\omega} = \frac{\mu_v B'_1 B'_1}{\omega} \end{cases}$$

- B'_1 chạy trên tt \rightarrow A chạy trên $\Delta' // nn'$ và cách B'_1 một đoạn x' ($\Delta B' A A' \sim \Delta B'_1 B'_1 B'_1$)
- Gọi $X' = \Delta' \cap CB^i$, ta tính $x' = B' X'$
- Tam giác đồng dạng $\Delta B'_1 B'_1 B'_2 \sim \Delta B' A X'$

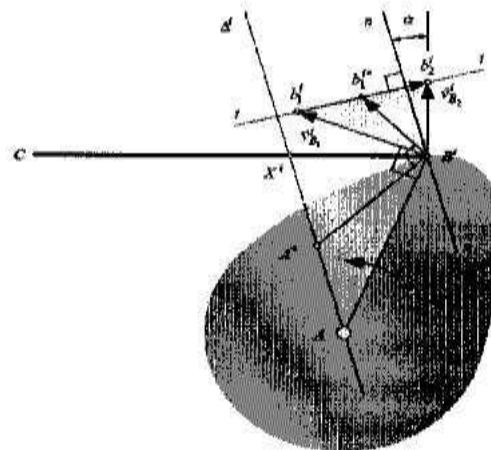
Nguyên Lý Máy

$$\Rightarrow \frac{B'X'}{B'b'_2} = \frac{B'A}{B'b'_1} \text{ hay } \frac{x'}{v'_{B_2}} = \frac{r}{v'_{B_1}}$$

Chú ý $v'_{B_1} = \omega r, v'_{B_2} = \Omega' l = \omega \left(\frac{d\psi}{d\phi} \right)' l$

$$\Rightarrow x' = B'X' = \left(\frac{d\psi}{d\phi} \right)' l$$

- Vậy quỹ tích Δ' của tâm cam A//nn và cắt cần cam tại điểm X' cách đầu cần một đoạn x' như trên, chiều $B'X'$ là chiều vector \vec{v}_{B_1} xoay 90° theo chiều ω_l



- Góc áp lực có thể đặt bên phải / trái \vec{v}'_{B_2}
- Nếu góc áp lực đặt bên trái \vec{v}'_{B_2} , quỹ tích của tâm cam A là đường thẳng $\Delta' // n'n'$ và cũng đi qua điểm X' như đã xác định
- \Rightarrow Tâm cam có thể đặt tùy ý trên Δ' và Δ''

- Nếu thay điều kiện $\alpha = [\alpha_{max}]$ bằng điều kiện $\alpha = [\alpha_{max}]$ và cho biết cam đang ở giai đoạn xa hay về gần \rightarrow tâm cam A có thể đặt tùy ý trong hai miền δ'_d hoặc δ'_s giới hạn bởi Δ' và Δ''

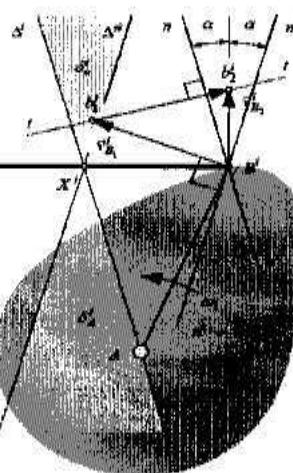
b. Bài toán 2

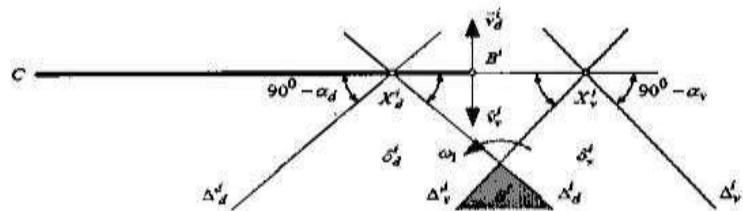
Cho:

- Góc áp lực $\alpha = [\alpha_{max}]$
- Quy luật chuyển động của cần

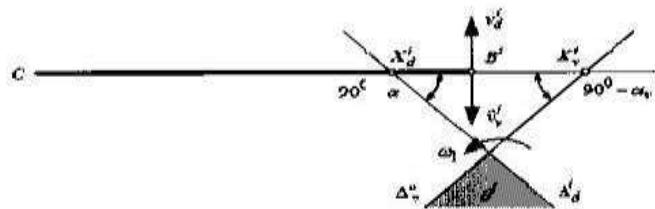
Yêu cầu

- Phải đặt tâm cam A ở đâu để thỏa mãn các điều kiện cho trên?
- Cho quy luật của cần \rightarrow tại mỗi thời điểm bài toán trở về bài toán 1 như đang xét, ta xác định được miền tâm cam δ' tương ứng

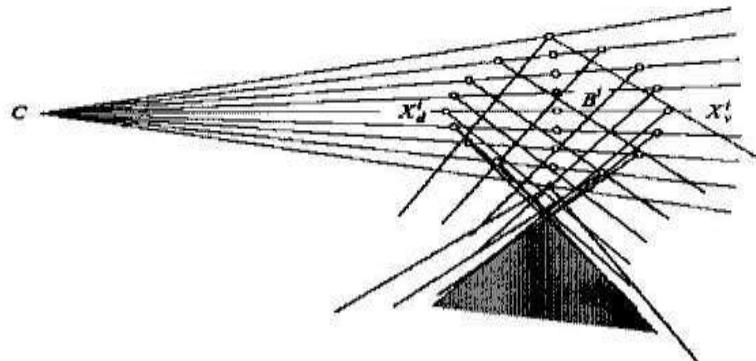




- Trường hợp $[\alpha_{max}]^d = [\alpha_{max}]^v$

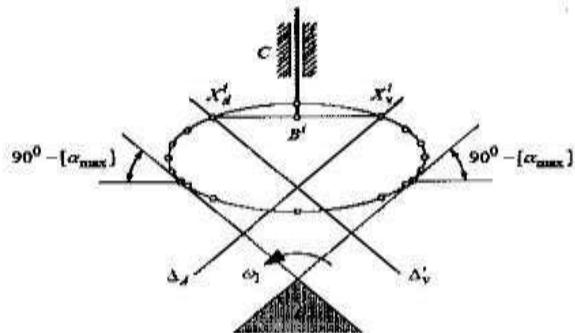


- Tâm cam là miền giao nhau θ của các miền δ'
- Để xác định miền tâm cam
 - + vẽ các vị trí cần Cb'
 - + với mỗi vị trí của Cb' , xác định θ'
 - + miền tâm cam là phần giao của các θ'



2. Cam cần dây đai nhọn

- Tương tự như trường hợp cần lắc dây nhọn với các chú ý
 - + Quỹ đạo đầu cần là một đoạn thẳng \rightarrow có thể xem là quỹ đạo đầu cần lắc có tâm quay ở vô cùng
 - + Các giá trị x^i được tính theo công thức
 - + Các đoạn $B'X^i$ song song nhau



→ Δ' song song nhau

- Khi $[\alpha_{\max}]^d = [\alpha_{\max}]^r$, việc tìm miền tâm cam như sau
 - + tìm các điểm X' rồi nối thành đường cong tròn
 - + kẻ hai tiếp tuyến Δ_d và Δ'_d với đường cong trên thỏa điều kiện $\alpha = [\alpha_{\max}]$
 - + miền δ xác định bởi hai tiếp tuyến trên là miền tâm cam cần tìm

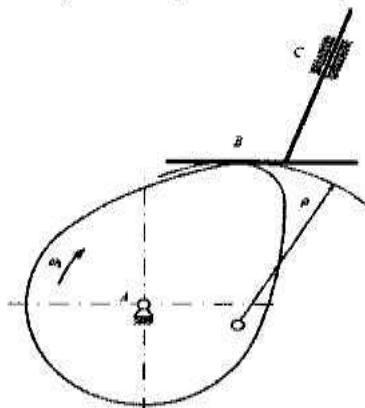
3. Cam cần dây con lăn

- Cần dây con lăn có thể là cần lắc hay cần đẩy
- Việc xác định tâm cam giống như trường hợp cần dây nhọn đã xét

4. Cam cần đẩy dây bằng

- Trong cơ cấu cam cần đẩy dây bằng, $\alpha = \text{const} \rightarrow$ điều kiện $\alpha \leq [\alpha_{\max}]$, dễ dàng được thỏa

- Dây cần tiếp xúc với mọi điểm trên biên dạng cam → biên dạng cam phải lồi



- Bán kính cong ρ tại một điểm trên biên dạng cam với quy ước: $\rho > 0$ nếu di dọc biên dạng cam theo chiều kim đồng hồ mà tâm cong của biên dạng cam nằm về phía tay phải

- Điều kiện lồi của biên dạng cam là tại mọi điểm trên biên dạng cam, ta phải có $\rho > 0$

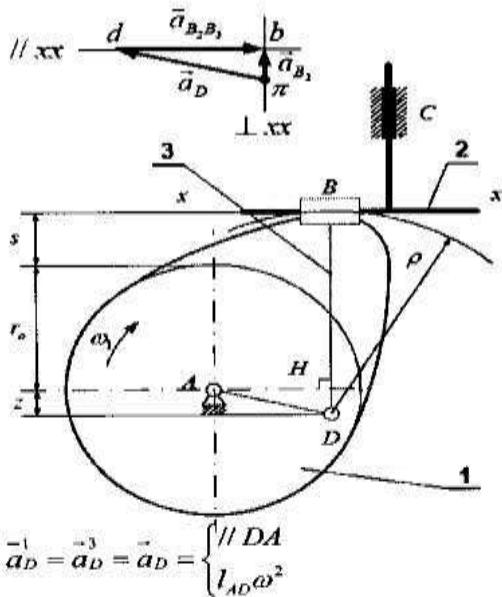
4. Cam cần đẩy dây bằng

Cho:

- quy luật chuyển động của cần
- vị trí gần tâm cam nhất của cần

Yêu cầu:

- Xác định tâm cam sao cho
 - + thỏa mãn quy luật chuyển động
 - + biên dạng cam lồi
 - + kích thước cam nhỏ gọn nhất có thể



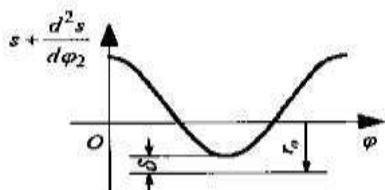
- Tam giác đồng dạng
 $\Delta \pi b d \sim \Delta D H A \Rightarrow \frac{\pi b}{\pi d} = \frac{DH}{DA}$

$$\Rightarrow z = DH = \frac{a_{B_2}}{a_D} l_{AD} = \frac{\omega^2 \frac{d^2 s}{d\varphi^2}}{l_{AD} \omega^2} l_{AD} = \frac{d^2 s}{d\varphi^2}$$

do

$$\rho = s + \frac{d^2 s}{d\varphi^2} + r_0 > 0 \Rightarrow r_0 > -\left(s + \frac{d^2 s}{d\varphi^2}\right)$$

$$\text{hay } r_0 > -\left(s + \frac{d^2 s}{d\varphi^2}\right) + \delta$$



- Thay thế khớp cao tại B bằng 1 khâu và 2 khớp thấp

- Ta có $\rho = DB = s + r_0 + z$, với

s : chuyên vị so với vị trí thấp nhất của cần

r_0 : bán kính nhỏ nhất của cam

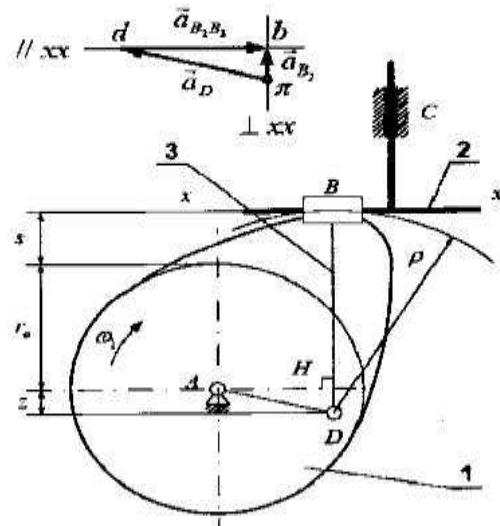
z : đại lượng biến thiên

- Vẽ họa đồ gia tốc tại điểm đang xét

$$\bar{a}_{B_2} = \bar{a}_D + \bar{a}_{B_2B_2} + \bar{a}_{B_2B_2}$$

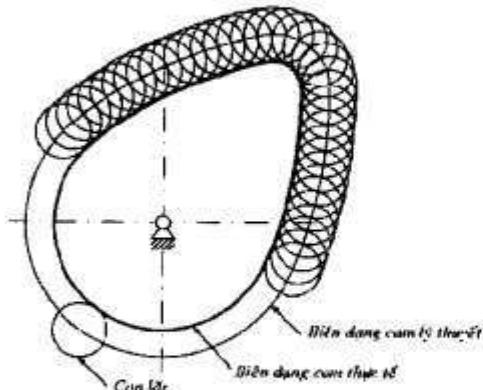
$$\perp xx \parallel \bar{a}_D \parallel xx$$

$$? \quad |\bar{a}_D| \quad 0 \quad ?$$



II. TỔNG HỢP ĐỘNG HỌC CƠ CẦU CAM

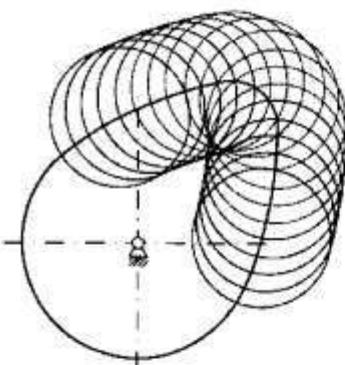
- Là bài toán vẽ biên dạng cam theo quy luật chuyển vị cho trước của cần sau khi xác định tâm quay theo các điều kiện động học, động lực học đã cho



- Bài toán này là bài toán ngược với việc phân tích động học cơ cầu cam đã xét
- Nếu là cơ cầu cam cần lắc đáy con lăn, biên dạng cam cần tìm được là biên dạng lý thuyết → xác định biên dạng cam thật

+ lấy các điểm trên biên dạng lý thuyết làm tâm, vẽ các cung tròn bán kính bằng bán kính con lăn

+ Hình bao của họ đường tròn này là biên dạng thật của cam cần tìm



Khi chọn bán kính con lăn r_l chú ý

r_l càng lớn → tổn thất ma sát càng ít

r_l quá lớn → xảy ra hiện tượng tự giao của biên dạng cam

$r_l = \rho_{min}$ → biên dạng cam thật có điểm nhọn, mòn nhanh

$r_l > \rho_{min}$ → biên dạng cam thật giao nhau, không dùng được

$r_l < \rho_{min}$ → thường chọn $r_l = 0,7\rho_{min}$

III. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ CAM.

1. Lập đồ thị chuyển vị, đồ thị vận tốc và đồ thị gia tốc của cần cam
2. Xác định tâm quay của cam (tổng hợp động lực học)
3. Xác định biên dạng cam (tổng hợp động lực học)

Nếu là cam cần đáy con lăn,

- Vẽ biên dạng cam lý thuyết
- Xác định bán kính con lăn
- Xác định biên dạng cam thực tế

Nguyễn Lý Mại

Diệp Bảo Tri

78

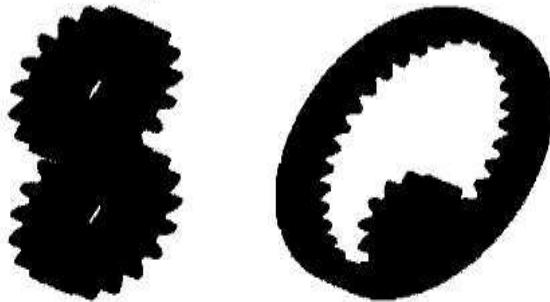
CHƯƠNG 10

CƠ CẤU BÁNH RĂNG PHẲNG

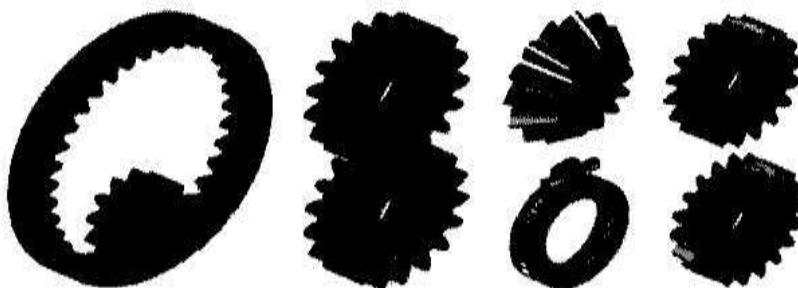
§1. Đại cương

I. Định nghĩa và phân loại

- Định nghĩa: cơ cấu bánh răng là cơ cấu có khớp cao dung truyền chuyển động quay giữa hai trục với một tỉ số truyền xác định nhờ sự ăn khớp trực tiếp giữa hai khâu có răng



- Phân loại theo:
 - + vị trí giữa hai trục: cơ cấu bánh răng phẳng, cơ cấu bánh răng không gian
 - + sự ăn khớp: cơ cấu bánh răng ăn khớp ngoài, ăn khớp trong
 - + hình dạng bánh răng: bánh răng trụ, bánh răng côn
 - + cách bố trí răng trên bánh răng: bánh răng thẳng, bánh răng nghiêng, chữ V

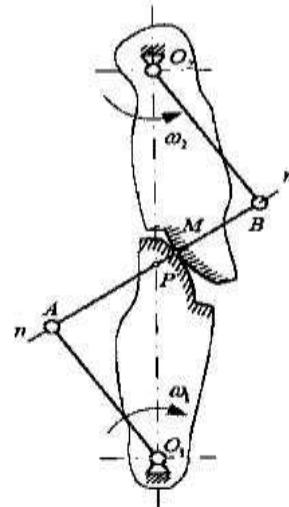


II. Định lý cơ bản về ăn khớp

- Tỉ số truyền $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 P}{O_1 P} \Rightarrow \text{const?}$
- Định lý cơ bản về ăn khớp: Để tỉ số truyền cố định, đường pháp tuyến chung của một cặp biên dạng phải luôn cắt đường nối tâm tại một điểm cố định
- Vòng lăn
 - + P là tâm ăn khớp
 - + $v_P = \omega_1 O_1 P = \omega_2 O_2 P = v_{P_1}$
 - + Hai vòng tròn $(O_1, O_1 P)$ và $(O_2, O_2 P)$ lăn không trượt lên nhau, gọi là vòng lăn, các bán kính được ký hiệu

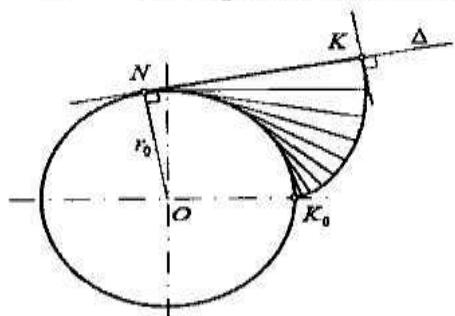
$$\begin{cases} r_{l_1} = O_1 P \\ r_{l_2} = O_2 P \end{cases}$$

+ Cặp bánh răng nội (ngoại) tiếp khi hai vòng lăn nội (ngoại) tiếp nhau



§2. Chứng minh đường thân khai phù hợp với định lý cơ bản về ăn khớp

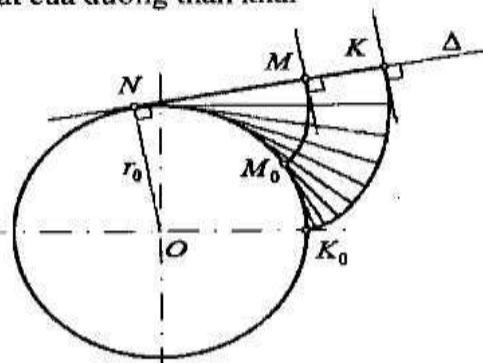
I. Đường thân khai và các tính chất



- Đường thân khai: Cho đường thẳng Δ lăn không trượt trên vòng tròn (O, r_0) bất kỳ diểm M nào thuộc Δ sẽ vạch nên một đường cong gọi là đường thân khai. Vòng tròn (O, r_0) gọi là vòng cơ sở

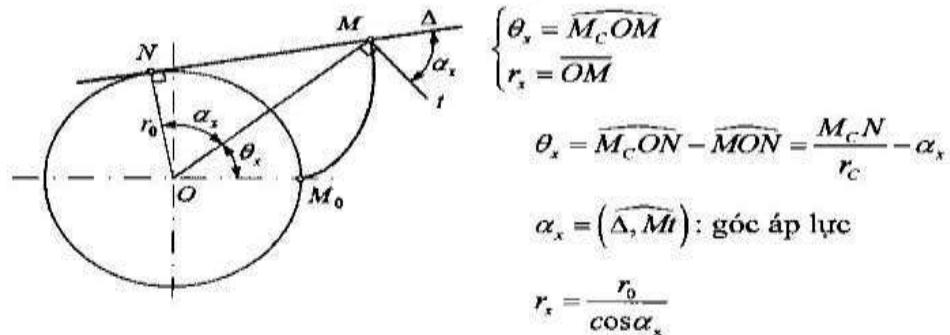
- Tính chất của đường thân khai

1. Đường thân khai không có điểm nào nằm trong vòng cơ sở
2. Pháp tuyến của đường thân khai là tiếp tuyến của vòng cơ sở và ngược lại
3. Tâm cong của đường thân khai tại một điểm bất kỳ M là diểm N nằm trên vòng cơ sở, và $NM = NM_C$
4. Các đường thân khai của một vòng tròn là những đường cách đều nhau và có thể chồng khít lên nhau. Khoảng cách giữa các đường thân khai bằng đoạn cung chắn giữa các đường thân khai trên vòng cơ sở $MK = MK_C$



II. Phương trình đường thân khai

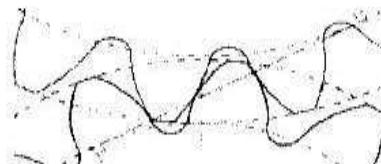
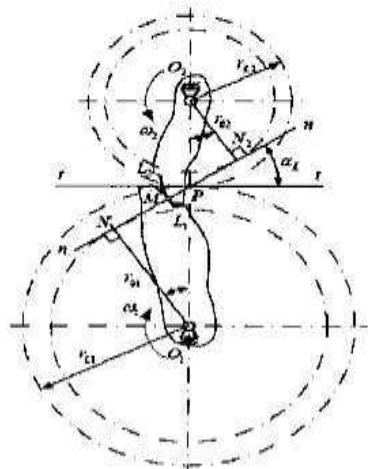
- Chọn hệ tọa độ cực với O làm gốc, điểm M thuộc Δ được xác định bởi



$$\rightarrow \text{Phương trình đường thân khai} \begin{cases} \theta_s = \tan \alpha_x - \alpha_x \\ r_x = \frac{r_0}{\cos \alpha_x} \end{cases}$$

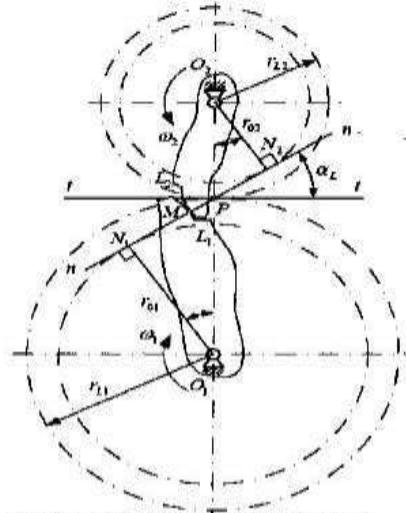
θ_s được gọi là $\text{inv} \alpha_x$ ($\text{involute} \alpha_x$) hay là hàm thân khai

III. Chứng minh đường thân khai phù hợp với định lý cơ bản về ăn khớp



- Định lý cơ bản về ăn khớp

Để tì số truyền cố định, đường pháp tuyến chung của một cặp biên dạng phải luôn cắt đường nối tâm tại một điểm cố định.



§3. Đặc điểm của bánh răng thân khai

I. Đường ăn khớp, góc ăn khớp

- Đường ăn khớp lý thuyết
- Góc ăn khớp α_L

$$\cos \alpha_L = \frac{r_{O_1}}{r_{L_1}} = \frac{r_{O_2}}{r_{L_2}}$$

r_{O_1} : bán kính vòng cơ sở bánh răng 1 và 2

r_{L_1} : bán kính vòng lăn bánh răng 1 và 2

- Góc ăn khớp, đường ăn khớp, vòng lăn phụ thuộc vào khoảng cách trực, tức phụ thuộc vào khoảng cách tương đối giữa hai bánh răng

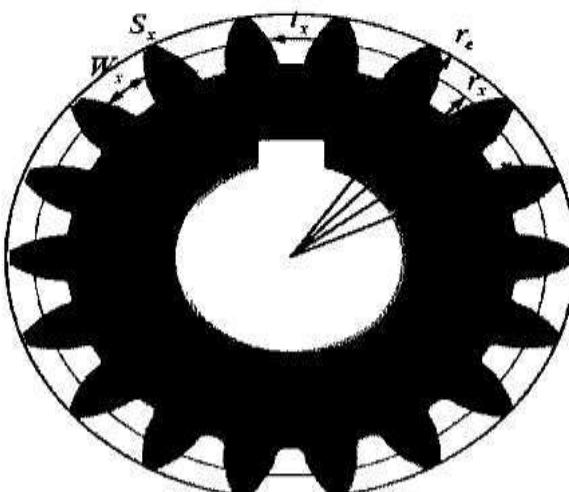
II. Khả năng dịch tâm

- Khi khoảng cách trực thay đổi, các bán kính vòng lăn thay đổi nhưng tỉ số truyền vẫn cố định

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{PO_2}{PO_1} = \frac{r_{L_2}}{r_{L_1}} = \frac{r_{O_2}}{r_{O_1}} = \text{const}$$

- Đây là một đặc điểm và là một ưu điểm của bánh răng thân khai, vì khi lắp ráp, nếu khoảng cách trực không đảm bảo, tỉ số truyền vẫn đảm bảo

III. Một vài thông số của bánh răng thân khai



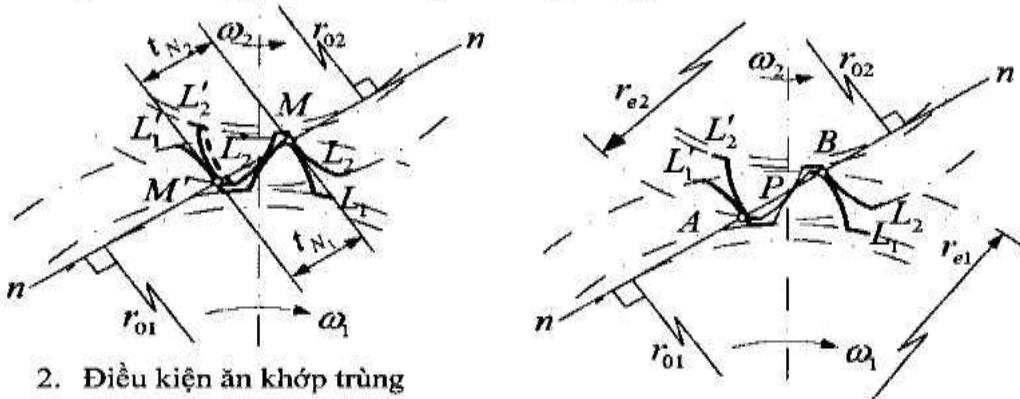
- Vòng đỉnh r_e
- Vòng chân r_i
- Vòng cơ sở r_o
- Trên vòng bán kính r_s ($r_i \leq r_s \leq r_e$)
- Chiều dày bánh răng W_x
- Bước răng t_x

$$t_x = W_x + S_x$$

IV. Điều kiện ăn khớp đều

- Giả sử từng cặp biên dạng đối tiếp thỏa điều kiện cơ bản về ăn khớp
- Quá trình ăn khớp của một cặp bánh răng là gồm nhiều cặp biên dạng đối tiếp, kế tiếp nhau lần lượt vào ăn khớp

- Khi chuyển tiếp từ cặp biên dạng ăn khớp trước sang cặp biên dạng ăn khớp kế tiếp sau, định lý ăn khớp vẫn được thỏa?
- Để đảm bảo ăn khớp liên tục với tỉ số truyền cố định, các cặp biên dạng đối tiếp của hai bánh răng phải liên tục kế tiếp nhau vào tiếp xúc trên đường ăn khớp \rightarrow phải thỏa mãn các điều kiện
 - + ăn khớp đúng
 - + ăn khớp trùng
 - + ăn khớp khít
- 1. Điều kiện ăn khớp đúng (ăn khớp chính xác)
- Điều kiện $t_{N_1} = t_{N_2}$ hay $t_{O_1} = t_{O_2}$
- Các thông số t_{O_1}, t_{O_2} là thông số chế tạo, do đó việc thay đổi khoảng cách trực không ảnh hưởng gì đến điều kiện ăn khớp đúng



- Điều kiện $AB \geq t_N$ hay $\varepsilon = \frac{AB}{t_N} = \frac{AB}{t_0} \geq 1$, ε : hệ số trùng khớp
- ε là số cặp biên dạng trung bình đồng thời ăn khớp trên đường ăn khớp

$$AB = N_1B - N_1A = N_1B - (N_1N_2 - N_2A)$$

$$= N_1B + N_2A - N_1N_2$$

$$= \sqrt{r_{e_1}^2 - r_{O_1}^2} + \sqrt{r_{e_2}^2 - r_{O_2}^2} - (r_{L_1} \sin \alpha_L + r_{L_2} \sin \alpha_L) = \sqrt{r_{e_1}^2 - r_{O_1}^2} + \sqrt{r_{e_2}^2 - r_{O_2}^2} - A \sin \alpha_L$$

$$\Rightarrow \varepsilon = \frac{\sqrt{r_{e_1}^2 - r_{O_1}^2} + \sqrt{r_{e_2}^2 - r_{O_2}^2} - A \sin \alpha_L}{t_0}$$

- ε phụ thuộc vào điều kiện chế tạo (r_e, r_o, t_0) và điều kiện lắp ráp (A, α_L)

3. Điều kiện ăn khớp khít

- Khi ω_1 cùng chiều kim đồng hồ, điểm $b' \in L'$, và điểm $a' \in L'_1$ sẽ đến tiếp xúc nhau tại P

$$\widehat{b'P} = \widehat{a'P}$$

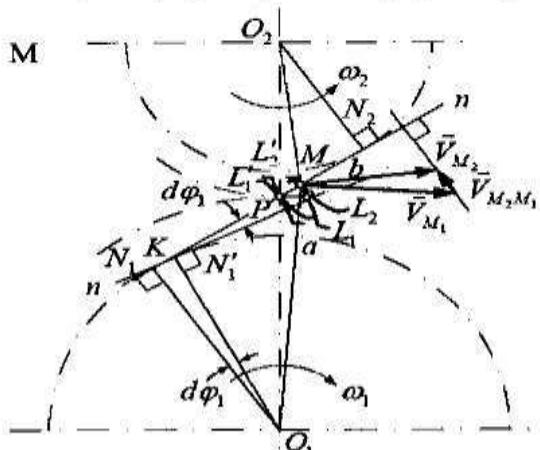
- Khi ω_1 ngược chiều kim đồng hồ, điểm $b \in L_2$ và điểm $a \in L_1$ sẽ đến tiếp xúc nhau tại P

$$\widehat{bP} = \widehat{aP}$$

$$\text{Do đó } \widehat{b'P} + \widehat{bP} = \widehat{a'P} + \widehat{aP} \Rightarrow \widehat{b'b} = \widehat{a'a} \Rightarrow W_{L_1} = S_{L_1}$$

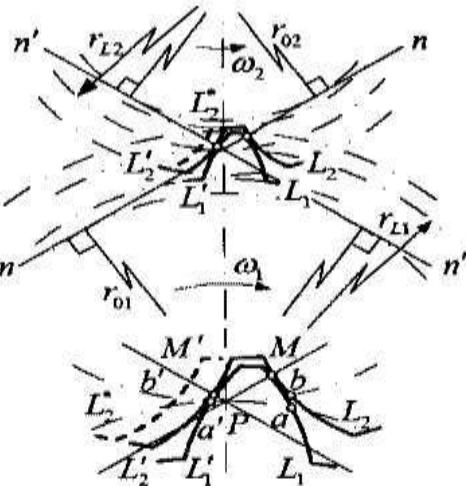
$$\rightarrow \text{Điều kiện ăn khớp khít} \begin{cases} W_{L_1} = S_{L_2} \\ W_{L_2} = S_{L_1} \end{cases}$$

IV. Hiện tượng trượt biên dạng và hệ số trượt biên dạng



răng

- Cung trượt trên một cạnh răng là cung vừa lăn vừa trượt đối với cạnh răng đối tiếp trong một thời gian nào đó
- Độ mòn của cạnh răng phụ thuộc vào chiều dài cung trượt. Khi vị trí tiếp xúc di từ P → M, các cung trượt trên các cạnh răng là



Phương trình vận tốc điểm

$$\begin{aligned} \vec{v}_{M_1} &= \vec{v}_{M_1} + \vec{v}_{M_1 M_2} \\ \perp O_2 M &\quad \perp O_1 M \quad \perp nn \\ ? & \quad l_{O_1 M} \omega_1 \quad ? \end{aligned}$$

\rightarrow Xảy ra hiện tượng trượt tương đối theo phương tiếp tuyến giữa hai biên dạng gọi là hiện tượng trượt biên dạng

- Hiện tượng này là một trong những nguyên nhân làm mòn mặt tiếp xúc của

$$\begin{cases} d_{S_1} = \widehat{Ma} \\ d_{S_2} = \widehat{Mb} \end{cases}$$

- Hai cung trượt này nói chung không bằng nhau, cung trượt nào lớn hơn sẽ bị mòn ít hơn
- Để đánh giá độ mòn do trượt, người ta dùng hệ số trượt μ , được định nghĩa

$$\begin{cases} \mu_1 = \frac{ds_1 - ds_2}{ds_1} = 1 - \frac{ds_2}{ds_1} \\ \mu_2 = \frac{ds_2 - ds_1}{ds_2} = 1 - \frac{ds_1}{ds_2} \end{cases}$$

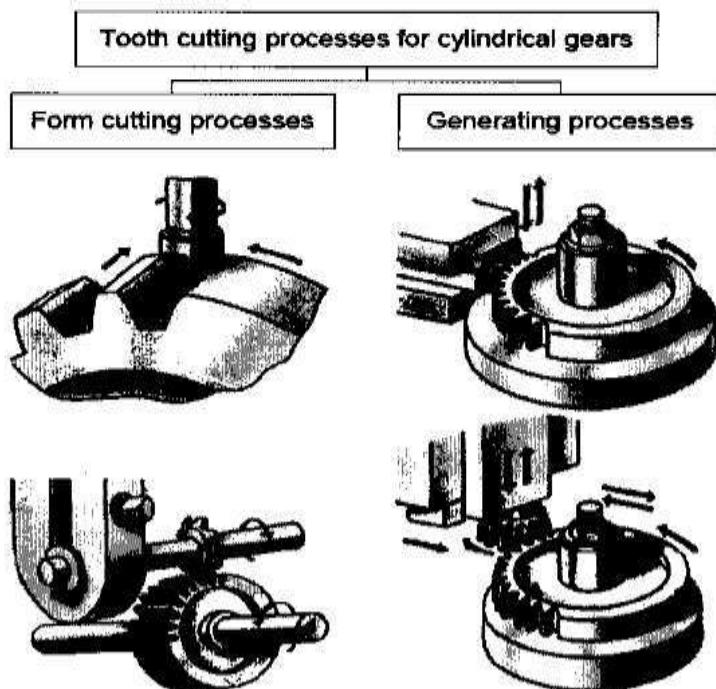
- Có thể tính đường cong trượt theo

$$\mu_1 = 1 - \frac{MN_2}{MN_1} i_{21}, \mu_2 = 1 - \frac{MN_1}{MN_2} i_{12}$$

- Hệ số trượt μ phụ thuộc vị trí điểm tiếp xúc, tại tâm ăn khớp ta có $\mu_1 = \mu_2 = 0$
- Hệ số trượt của cặp điểm đối tiếp bao giờ cũng trái dấu nhau, hệ số có giá trị âm bao giờ cũng có giá trị tuyệt đối lớn hơn

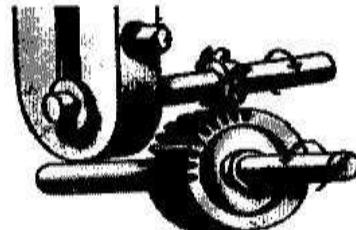
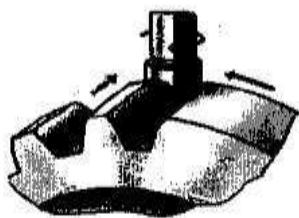
§4. Khái niệm về biên dạng thân khai

I. Cách hình thành biên dạng thân khai



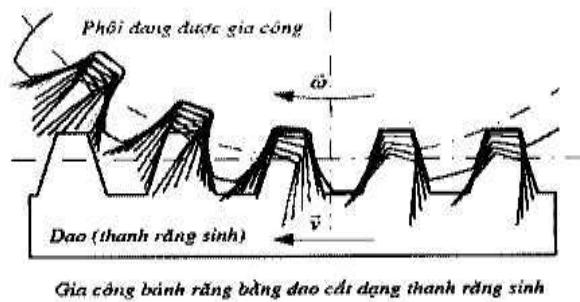
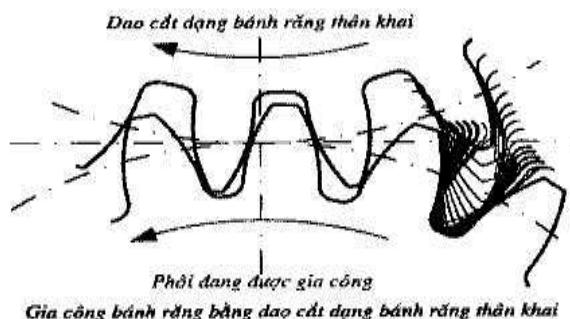
1. Chép hình

- Biên dạng thân khai có được là do chép lại hình dáng của lưỡi cắt
- Hai kiểu dao dùng để chép hình: dao phay ngón, dao phay dĩa



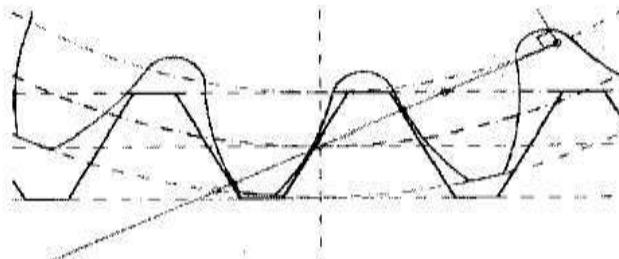
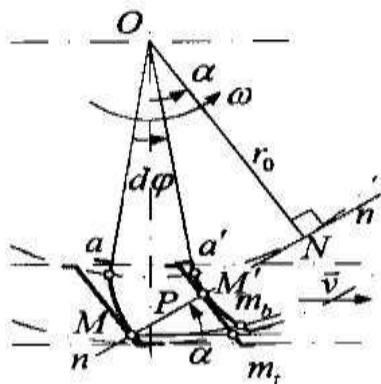
2. Bao hình

- Biên dạng thân khai có được là do một họ đường cong bao hình
- Đường bị bao có thể là: đường thân khai hay một đường thẳng
-

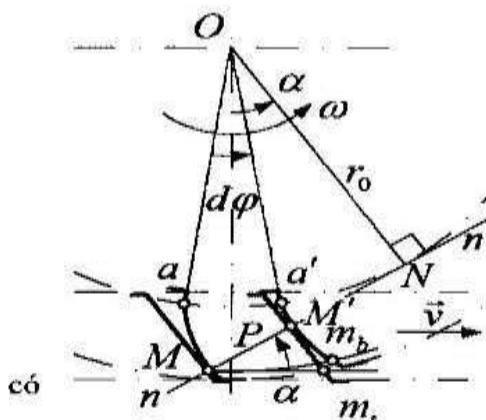


II. Xét thành răng sinh vẽ một họ đường thẳng bao hình tạo biên dạng thân khai

1. Chứng minh thanh răng hình thang có thể ăn khớp với bánh răng thân khai



2. Quan hệ động học giữa thanh răng và bánh răng



- Khi răng tịnh tiến một đoạn $ds = Mm_1$, bánh răng quay một góc $d\phi$

$$d\phi = \frac{ds/dt}{d\phi/dt} = \frac{ds}{d\phi} = \frac{ds}{aa'/r_0} = \frac{Mm_1}{MM'}r_0$$

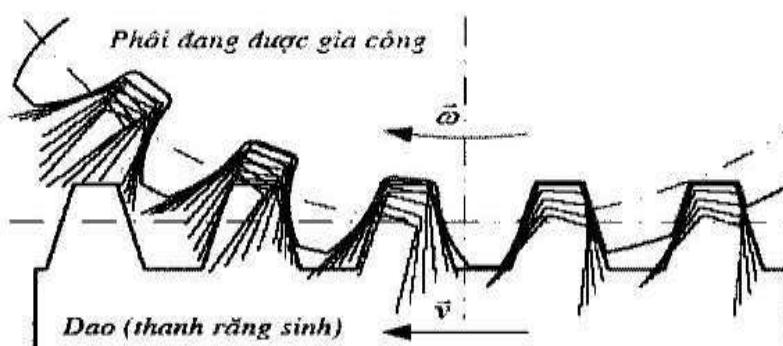
$$= \frac{Mm_1}{Mm_1 \cos \alpha} r_0 = \frac{r_0}{\cos \alpha} = \text{const}$$

→ Quá trình ăn khớp, vận tốc tịnh tiến của thanh răng và vận tốc góc của bánh răng một tỉ lệ nhất định tính theo $\frac{v}{\omega} = \frac{r_0}{\cos \alpha}$

3. Vẽ biên dạng thân khai

- Xét chuyển động tương đối giữa thanh răng đối với bánh răng, các cạnh bánh răng sẽ đứng yên và các cạnh thanh răng sẽ có một loạt vị trí hợp thành những họ đường thẳng có hình bao là các cạnh răng thân khai.

→ Suy ra cách vẽ (hình thành) biên dạng thân khai như sau



+ Cho phôi quay tròn với vận tốc ω

+ Cho thanh răng tịnh tiến với vận tốc v

+ ω và v thỏa quan hệ $\frac{v}{\omega} = \frac{r_0}{\cos \alpha}$

+ Tập hợp các đường thẳng sẽ tạo nên một họ đường thẳng bao hình là đường thân khai cạnh răng

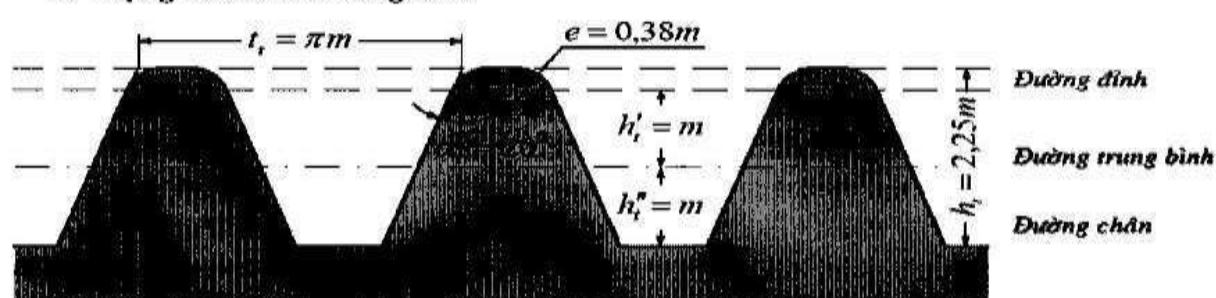
+ Tập hợp các đường

thẳng sẽ tạo nên một họ đường thẳng bao hình là đường thân khai cạnh răng

thẳng sẽ tạo nên một họ đường thẳng bao hình là đường thân khai cạnh răng

III. Thông số chế tạo cơ bản của bánh răng thân khai

1. Dạng của thanh răng sinh

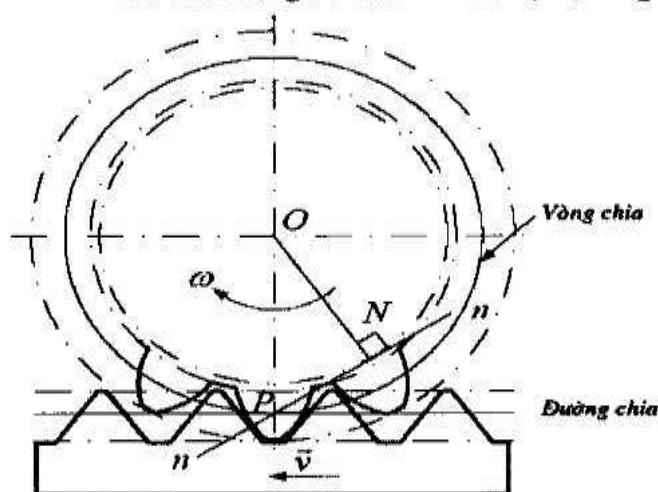


- Góc áp lực α_i , thông thường $\alpha_i = 20^\circ$ (đôi khi 25° hay 18°)
 - Bước răng t_i
 - Môđun thanh răng $m_i = t_i / \pi$ (được qui định theo tiêu chuẩn)
 - Đường trung bình của thanh răng
 - Chiều cao đỉnh răng, h_i^* , chân răng, h_i'
 - Để tránh ứng suất tập trung ở chân răng của bánh răng
- làm bán kính lượn ở đầu răng và chân răng của thanh răng

2. Thông số chế tạo cơ bản

a. Vòng chia

- Trong quá trình ăn khớp giữa bánh răng thân khai và thanh răng, vòng lăn của bánh răng có bán kính cố định, bằng



$$r = OP = \frac{v}{\omega} = \frac{r_0}{\cos \alpha_i} = \text{const}$$

- Khi cắt bánh răng bằng dao thanh răng người ta gọi vòng lăn là vòng chia
- Đường thẳng trên thanh răng lăn không trượt đổi với vòng chia tại tâm ăn khớp P gọi là đường chia
- r phụ thuộc vào tỉ số vận tốc v/ω của thanh răng và phôi khi chế tạo mà chúng không phụ thuộc khoảng cách giữa chúng → vòng

chia là thông số chế tạo

- Trong quá trình sử dụng, vòng chia không thay đổi → lấy các thông số ứng với vòng chia làm thông số chế tạo cơ bản của thanh răng
- Bước trên vòng chia = bước trên đường chia = bước trên đường trung bình của thanh răng, $t = t_i$

$$\text{- Gọi } z \text{ là số răng của bánh răng } r = \frac{zt}{2\pi} = \frac{zt_i}{2\pi}$$

b. Môđun m.

- Môđun là một thông số cơ bản về kích thước của bánh răng thân khai
- $$m = \frac{t}{\pi} = \frac{2r}{z} = \frac{d}{z}$$
- Môđun được tiêu chuẩn hóa

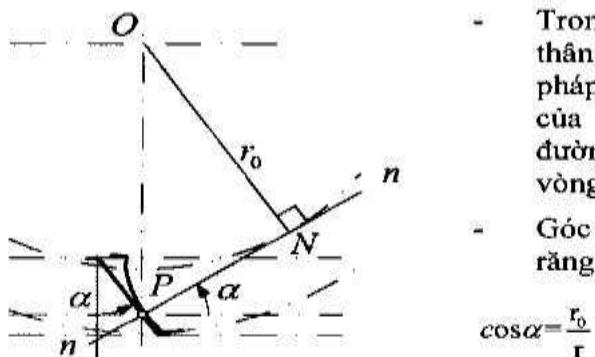
Nguyên Lý Máy

...1 1,25 1,5 1,75 2 2,25 2,5 2,75 3 3,25 3,5 3,75 4...

- Tất cả kích thước của bánh răng đều được tiêu chuẩn hóa theo módun

$$d = mz, t = \pi m, \delta = \xi m, \dots$$

- c. Góc áp lực α



Trong quá trình hình thành cạnh răng thân khai bằng thanh răng, góc giữa pháp tuyến chung của các cạnh răng của thanh răng và bánh răng với đường chia gọi là góc áp lực trên vòng chia

Góc này bằng góc áp lực trên thanh răng $\alpha = \alpha_i$

$$\cos \alpha = \frac{r_0}{r}$$

- Góc áp lực là thông số cơ bản về hình dạng răng
- Điều kiện ăn khớp đúng có thể viết lại

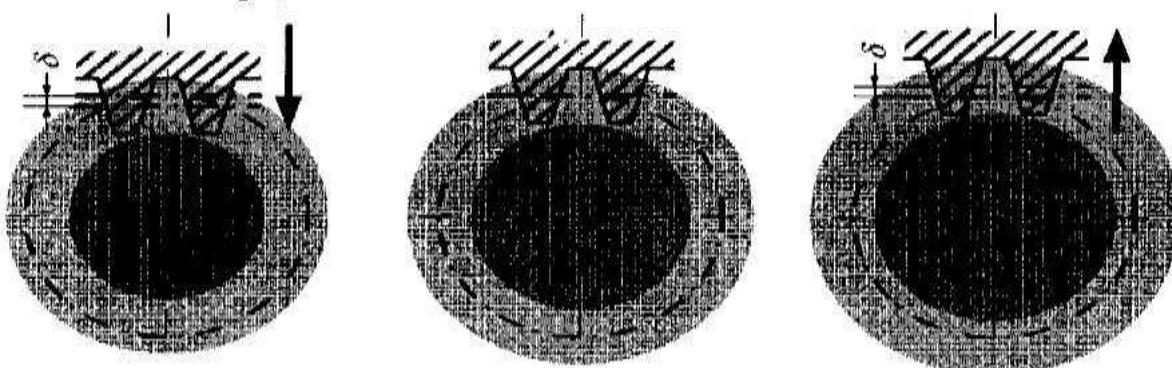
$$t_{\alpha_i} = \frac{2\pi r_{\alpha_i}}{z_1} = \frac{2\pi r_i \cos \alpha_i}{z_1} = \pi m_i \cos \alpha_i = \pi m_2 \cos \alpha_2 \rightarrow \text{Chọn } m_1 = m_2, \alpha_1 = \alpha_2$$

→ dùng một dao để gia công 2 bánh răng ăn khớp nhau

§5. Bánh răng tiêu chuẩn và bánh răng có dịch dao

I. Các chế độ dịch dao

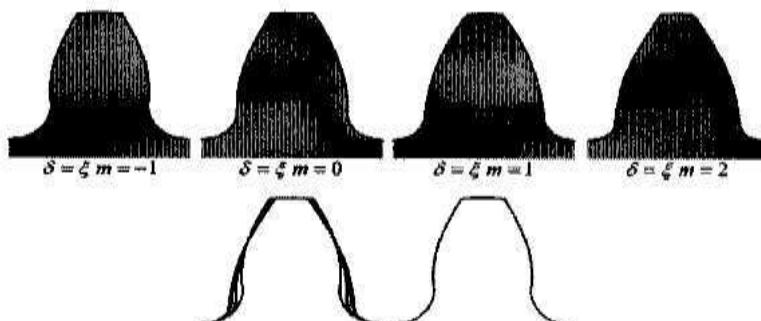
- Bánh răng tiêu chuẩn $\delta = 0$
- Bánh răng dịch dao (dịch chính)
 - Bánh răng dịch dao dương: $\delta > 0$
 - Bánh răng dịch dao âm: $\delta < 0$



— · — · — đường trung bình — · — · — đường chia, vòng chia

- Độ dịch dao: $\delta = \xi m$ với ξ : hệ số dịch dao (hệ số dịch chính)

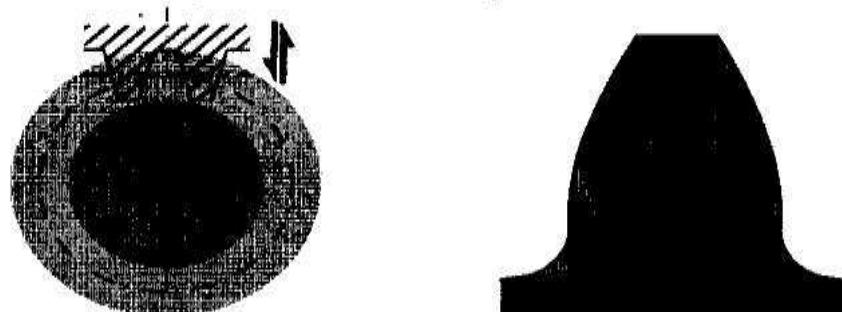
Ví dụ các biên dạng răng tương ứng với các chế độ dịch dao của bánh răng $m = 5$, $z = 18$



II. Hiện tượng cắt chân răng và số răng tối thiểu

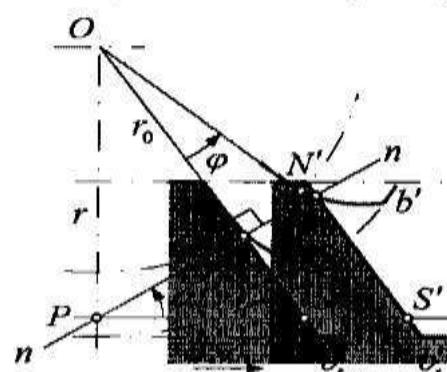
1. Hiện tượng cắt chân răng

- Trong quá trình chế tạo bánh răng bằng dao thanh răng, có thể xê dịch vị trí tương đối của phôi đối với thanh răng
- Tuy nhiên, nếu đặt dao gần tâm phôi quá một vị trí giới hạn, sẽ xảy ra hiện tượng chân răng bị cắt lém, làm yếu răng và gây nên hiện tượng va đập khi phần lém ăn vào phần làm việc của răng



→ Vị trí giới hạn của thanh răng khi cắt bánh răng được qui định bởi điều kiện?

- Điều kiện: đỉnh thanh răng không được cắt đường ăn khớp ngoài đoạn PN.



- Chứng minh

+ Giả sử thời điểm ban đầu, biên dạng b_i của dao và biên dạng b của bánh răng tiếp xúc tại N

+ Sau đó, $b_i = b'_i, b \rightarrow b'$

+ Chuyển vị của b_i trên đường chia là SS' trên đường ăn khớp là $NN'=SS'\cos\alpha$,
(a)

+ Gọi ϕ là góc quay tương ứng của bánh răng, ta có chuyển vị của b trên vòng cơ sở là

$$\widehat{NN'} = r_0 \phi = r_0 \frac{SS'}{r} = SS' \cos \alpha_i \quad (b)$$

+ (a) và (b) \rightarrow Điểm N' của biên dạng thân khai b nằm phía sau nút N'' của biên dạng thanh răng b \rightarrow biên dạng thân khai gần gốc đã bị cắt lém

2. Hệ số dịch dao và số răng tối thiểu
- Gọi $+l$ là khoảng cách từ đỉnh lý thuyết của thanh răng đến đường chia

+ Q là hình chiếu của N lên OP

- Điều kiện cắt chân răng được viết dưới dạng $l \leq PQ$

$$PQ = PN \sin \alpha = (OP \sin \alpha) \sin \alpha$$

$$= (r \sin \alpha) \sin \alpha = \frac{1}{2} mz \sin^2 \alpha$$

$$l = m - \xi m = m(1 - \xi)$$

$$\Rightarrow 1 - \xi = \frac{1}{2} z \sin^2 \alpha = \frac{1}{17}$$

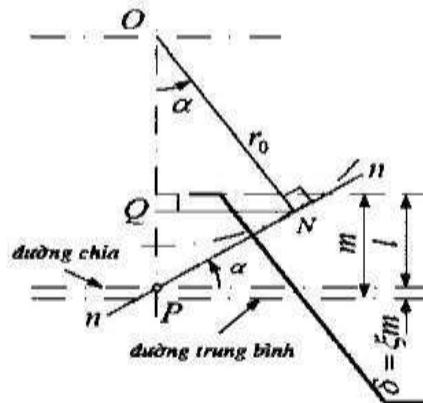
- Điều kiện không cắt chân răng là $z \geq 17(1 - \xi)$ hay $\xi \geq \frac{17 - z}{17}$
- Nếu chọn trước $\xi \rightarrow$ chọn z thỏa $z \geq z_{\min} = 17(1 - \xi)$
- Nếu chọn trước z \rightarrow chọn ξ thỏa $\xi \geq \xi_{\min} = \frac{17 - z}{17}$

§6. Các chế độ ăn khớp của bánh răng thân khai

I. Phương trình ăn khớp

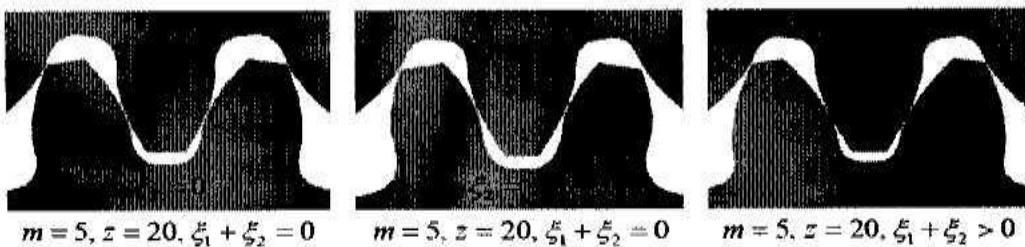
$$\text{inv} \alpha_L = \frac{2(\xi_1 + \xi_2) \tan \alpha}{z_1 + z_2} + \text{inv} \alpha$$

- Về trái là biểu thức của các thông số ăn khớp cơ bản: góc ăn khớp α_L
- Về phải là biểu thức của các thông số chế tạo: góc áp lực α , số răng z_1, z_2 và các hệ số dịch dao ξ_1, ξ_2
- Phương trình ăn khớp cho phép
 - + hoặc căn cứ vào các thông số chế tạo suy ra điều kiện ăn khớp
 - + hoặc tùy theo yêu cầu ăn khớp, chọn các thông số chế tạo (ξ_1, ξ_2) phù hợp



II. Các chế độ ăn khớp

- Tùy tổng hệ số dịch dao ($\xi_1 + \xi_2$) \Rightarrow 4 chế độ dịch chính tương ứng với 4 chế độ ăn khớp
 - + $\xi_1 = \xi_2 = 0$ cặp bánh răng tiêu chuẩn
 - + $\xi_1 + \xi_2 = 0 (\xi_1 \neq \xi_2 \neq 0)$ bánh răng dịch chính đều (dịch chính không)
 - + $\xi_1 + \xi_2 > 0$ cặp bánh răng dịch chính dương
 - + rất ít gặp trong thực tế kỹ thuật \Rightarrow không xét



III. Các thông số ăn khớp và chế tạo của cặp bánh răng thân khai

IV. Các đặc điểm của cặp bánh răng dịch chính

1. Cặp bánh răng dịch chính có kích thước nhỏ gọn hơn cặp bánh răng bình thường (mà vẫn thỏa điều kiện cắt chân răng)

$$A_{dc} = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_L} \leq \frac{1}{2} m(z_1 + z_2) = A$$

2. Dễ thiết kế đảm bảo khoảng cách trực lẽ tùy ý

$$A_{dc} = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_L} \Rightarrow A_{dc} \text{ là bội số của } \frac{1}{2} m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_L}$$

$$A = \frac{1}{2} m(z_1 + z_2) \Rightarrow A \text{ là bội số của } \frac{1}{2} m$$

3. Có thể thay đổi vòng đinh răng nhầm

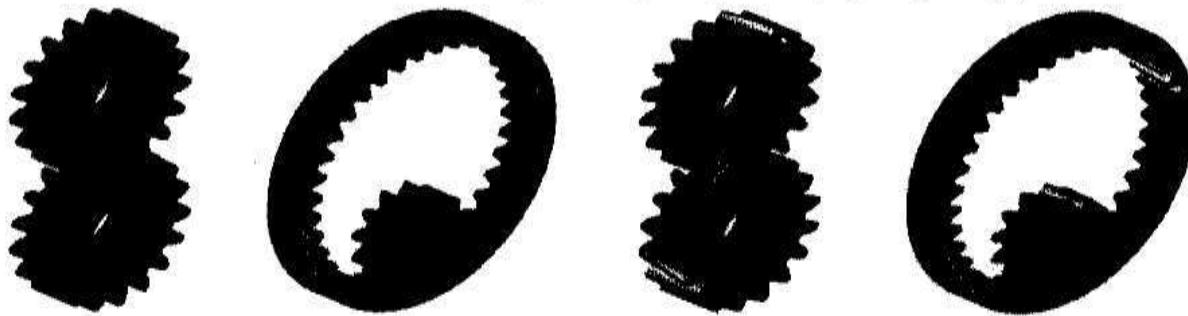
- Tránh nhọn đầu răng
- Thay đổi hệ số trùng khớp ε
- Cân bằng hệ số trượt để cân bằng độ mòn của hai bánh răng nhỏ và lớn

§7. Bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng

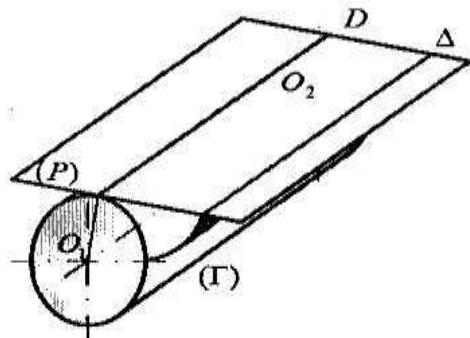
- Ta xét đến sự ăn khớp của một cặp bánh răng trên một tiết diện thẳng góc với trục quay của chúng mà không đề ý đến chiều dày của răng
- Khi đề ý đến chiều dày răng, tùy theo sự bố trí của răng trên mặt trụ dọc chiều dày, bánh răng được chia làm hai loại

Nguyên lý Máy

- + Bánh răng thẳng, có các răng nằm song song với trục bánh răng
- + Bánh răng nghiêng, có các răng nằm nghiêng với một góc nghiêng β



I. Bánh răng thẳng



xét của các bánh răng tiết diện với chú ý

+ Các yếu tố bảy giờ là các yếu tố đường

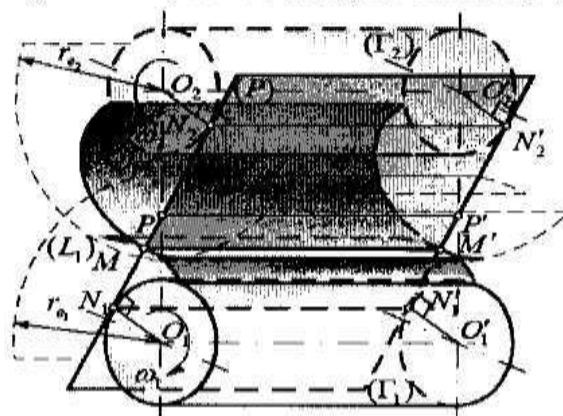
Ví dụ: điểm vào khớp, điểm ra khớp \rightarrow đường vào khớp, ra khớp

+ Các yếu tố đường bảy giờ là các yếu tố mặt

Ví dụ: đường ăn khớp, vòng chia \rightarrow mặt ăn khớp, mặt trụ chia

- Ngoài các thông số đã xét, còn có thông số: chiều dày bánh răng B

- Cách tạo mặt than răng
- Cách tạo mặt thân răng thân khai tương tự như cách tạo đường thân khai của biên dạng răng với các chú ý các yếu tố điểm, đường \rightarrow các yếu tố đường, mặt
- Những đặc điểm ăn khớp của bánh răng thẳng giống như những đặc điểm ăn khớp đã

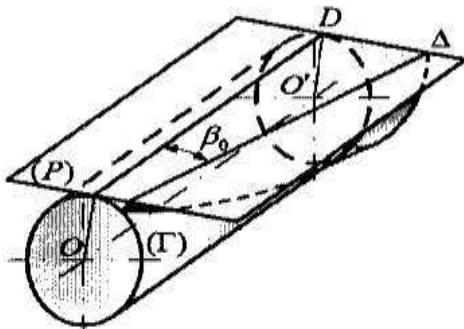


- Từ tính chất tạo hình của mặt răng thân khai \rightarrow các răng tiếp xúc theo đường thẳng song song với trục bánh răng
- Chiều dày bánh răng B càng lớn, việc đảm bảo cho bánh răng tiếp xúc nhau oàn toàn toàn theo đường tiếp xúc càng khó

II. Bánh răng nghiêng

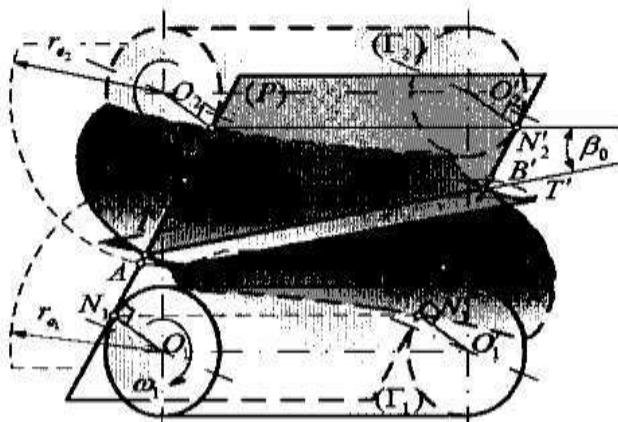
1. Cách tạo mặt răng thân khai

- Cách tạo mặt răng



- Từ cách tạo hình \rightarrow tính chất của mặt xoắn ốc thân khai
 - + Tiết diện của mặt trụ cơ sở là pháp diện của mặt xoắn ốc thân khai và ngược lại. Giao tuyến của tiết diện của mặt trụ cơ sở và mặt trụ xoắn ốc thân khai là một đường thẳng, tạo với đường sinh của mặt trụ một góc β_0
 - + Tiết diện ngang của mặt xoắn ốc thân khai là đường thân khai vòng tròn
 - + Trên mặt trụ cơ sở, vết của mặt xoắn ốc thân khai là một đường xoắn ốc có góc nghiêng β_0

- Từ tính chất của mặt xoắn ốc thân khai



+ Tiết diện thẳng góc với trục bánh răng nghiêng là một bánh răng thân khai vòng tròn

\rightarrow có thể xem bánh răng trụ răng nghiêng là một hình khối do tiết diện ngang của bánh răng thẳng tương ứng tạo ra khi tiết diện này chuyển động xoắn theo trục thẳng góc xuyên tâm của nó, với góc xoắn β_0

+ Các răng của bánh răng nghiêng tiếp xúc nhau theo đường thẳng

2. Thông số hình học của bánh răng nghiêng

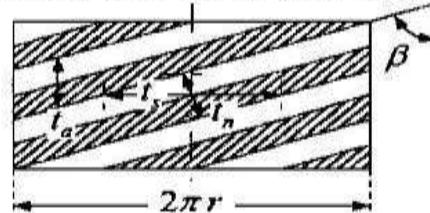
- Ngoài các thông số giống như thông số của bánh răng thẳng, bánh răng nghiêng còn các thông số sau

+ Góc nghiêng của răng trên mặt trụ cơ sở β_0

+ Góc nghiêng của răng trên mặt trụ chia β

- Gọi h là bước xoắn ốc, ta có

$$\left. \begin{aligned} \tan \beta &= \frac{2\pi r_0}{h} \\ \tan \beta &= \frac{2\pi}{h} = \frac{2\pi r_0}{h \cos \alpha} = \frac{\tan \beta_0}{\cos \alpha} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \tan \beta = \frac{\tan \beta_0}{\cos \alpha}$$

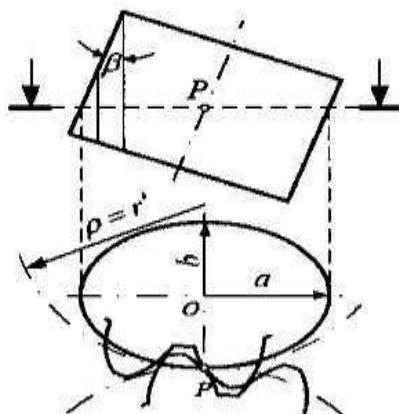


- Bước ngang t_s , môđun ngang m_s $t_s = \frac{\pi d}{z}, m_s = \frac{d}{z} = \frac{2r}{z}$

- Bước pháp t_n , môđun pháp m_n $t_n = t_s \cos \beta, m_n = m \cos \beta$

- Bước dọc t_a , môđun dọc m_a $t_a = t_n / \sin \beta, m_a = m_n / \sin \beta$

3. Bánh răng thay thế của bánh răng nghiêng



- Để tiện cho việc giải quyết một số bài toán về cấu tạo và động lực học của cặp bánh răng nghiêng

→ qui các bài toán về trường hợp bánh răng thẳng, đơn giản và quen thuộc nhờ khái niệm bánh răng thay thế

- Xét mặt phẳng vuông góc tại điểm P với đường trên mặt trụ chia. Giao tuyến của mặt phẳng và mặt trụ chia là một đường ellipse. Có thể coi gần đúng đường ellipse này, lân cận chỗ ăn khớp, trùng với đường tròn nội tiếp của nó tại đó.

→ Tại thời điểm đang xét, có thể coi sự ăn khớp của cặp bánh răng nghiêng như sự ăn khớp của cặp bánh răng thẳng có vòng chia là vòng mặt tiếp trên

- Bán kính vòng mặt tiếp tại P chính là bán kính cong lớn nhất của ellipse

- Bán kính vòng mặt tiếp chính là bán kính cong lớn nhất của ellipse

$$\left. \begin{aligned} \rho &= \frac{a^2}{b} \\ a &= \frac{r}{\cos \beta} \\ b &= r \end{aligned} \right\} \Rightarrow r' = \rho = \frac{r}{\cos^2 \beta}$$

- Bánh răng giả định có bán kính bằng bán kính vòng mặt tiếp được gọi là bánh răng thay thế

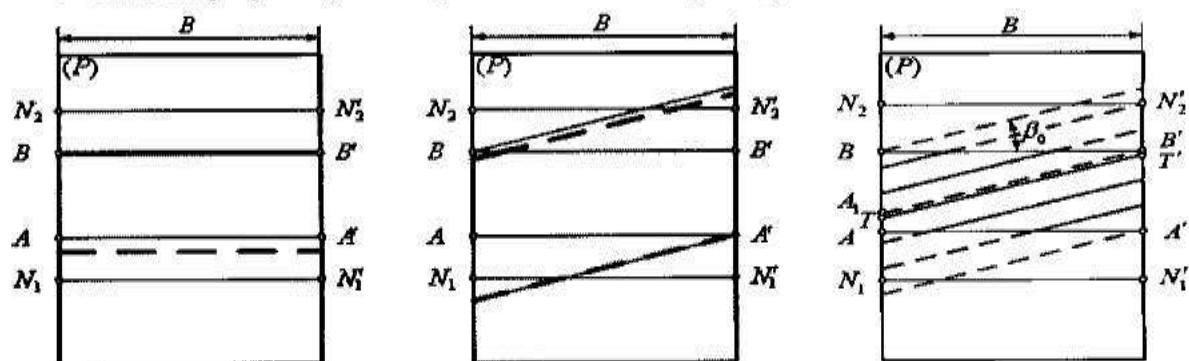
- Môđun trên bánh răng mặt tiếp $m' = m_n = m_n \cos \beta$
- Số răng trên bánh răng thay thế $z' = \frac{2r'}{m'} = \frac{2r}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{d}{m_n \cos^3 \beta}$
- Số răng tối thiểu của bánh răng thay thế $z'_{\min} = 17 \Rightarrow z_{\min} = z'_{\min} \cos^3 \beta = 17 \cos^3 \beta$
- Khái niệm bánh răng thay thế cho phép quy việc tính toán cặp bánh răng nghiêng về việc tính toán cặp bánh răng thẳng

4. Ưu nhược điểm của bánh răng nghiêng

Ưu điểm

- + Hệ số trùng khớp lớn

→ Bánh răng nghiêng ăn khớp êm hơn bánh răng thẳng

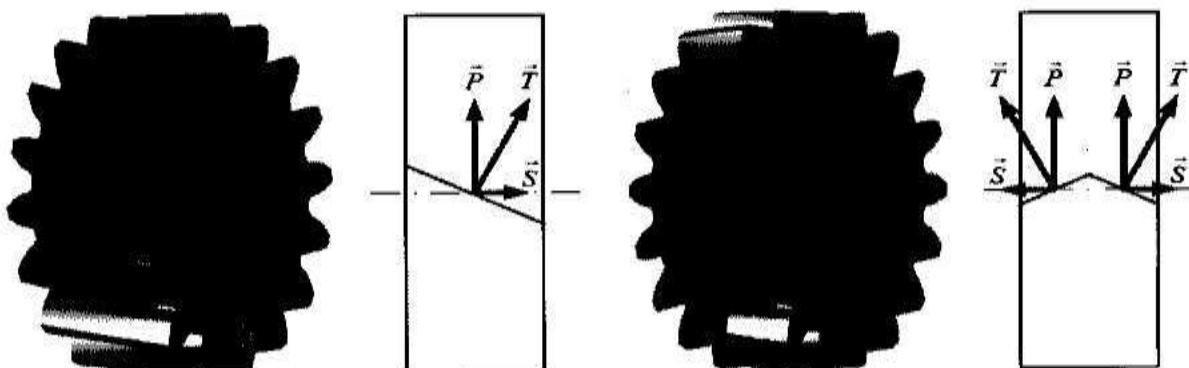


- + Số răng tối thiểu có thể nhỏ hơn 17 ($z_{\min} = 17 \cos^3 \beta$)

→ kinh thước nhỏ gọn hơn bánh răng thẳng trong cùng điều kiện làm việc

- Nhược điểm

- + Tồn tại lực dọc trực → Bánh răng chữ V



Nguyên Lý Mày

Điệp Bảo Trí

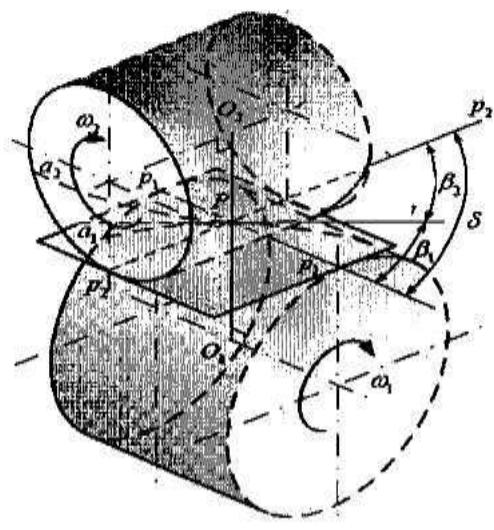
97

CHƯƠNG 11

CƠ CẤU BÁNH RĂNG KHÔNG GIAN

§1. Bánh răng trụ chéo

I. Đặc điểm cấu tạo



- Là cơ cấu bánh răng trụ tròn răng nghiêng dùng truyền động chuyển động giữa hai trục chéo nhau
- Hai mặt lăn của hai bánh răng tiếp xúc nhau tại một điểm P
- Hai giao tuyến của mặt răng với mặt lăn của mỗi bánh răng, α_1 và α_2 là hai đường xoắn ốc tiếp xúc nhau tại P
- Hai đường sinh p_1 và p_2 đi qua P của hai mặt trụ lăn và tiếp tuyến tt của hai đường răng α_1 và α_2 nằm trên tiếp diện chung của hai mặt lăn
- Góc nghiêng của mặt răng trên mỗi bánh răng

$$\beta_1 = \angle(p_1, n), \beta_2 = \angle(p_2, n)$$

- Khoảng cách tâm O_1O_2 là đường vuông góc chung của hai bánh răng (đi qua P)

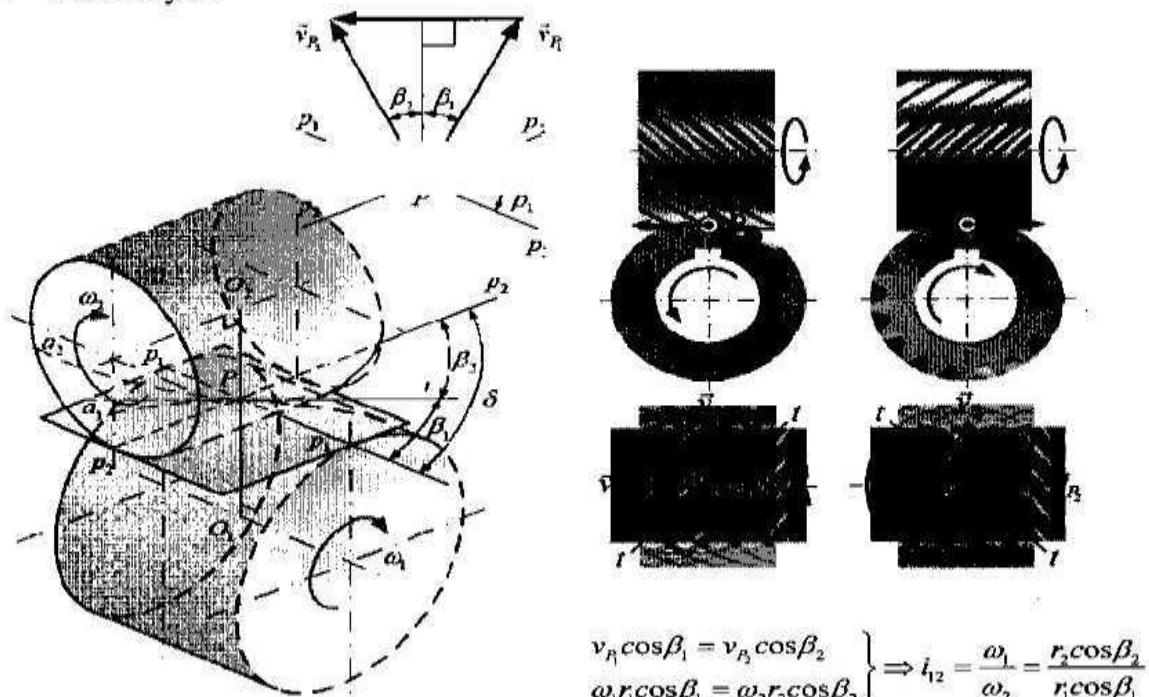
$$O_1O_2 = A = O_1P + O_2P = r_1 + r_2$$

II. Tỉ số truyền

- Quan hệ vận tốc

$$\begin{aligned} \vec{v}_{P_2} &= \vec{v}_{P_1} + \vec{v}_{P_2/P_1} \\ \perp P_2P_1 &\quad \perp P_1P_1 \quad // tt \\ \omega_2 r_2 &\quad \omega_1 r_1 \quad v_R \sin \beta_1 + v_B \sin \beta_2 \end{aligned}$$

- Tỉ số truyền



- Gọi m_s, z_s, z_1, z_2 là módun ngang và số răng

$$i_{12} = \frac{\frac{1}{2} m_s z_2 \cos \beta_2}{\frac{1}{2} m_s z_1 \cos \beta_1} = \frac{m_s z_2 \cos \beta_2}{m_s z_1 \cos \beta_1} = \frac{m_s z_2}{m_s z_1}$$

- Điều kiện ăn khớp đúng

$$\left[\begin{aligned} t_{n_1} &= t_{n_2} = t_n \\ m_{n_1} &= m_{n_2} = m_n \end{aligned} \right] \Rightarrow i_{12} = \frac{m_n z_2}{m_n z_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

- Thường dùng các cặp bánh răng với $\delta = 90^\circ$

- **Ưu điểm**

- + Có thể chọn 4 thông số để thỏa mãn một ti số truyền cho trước

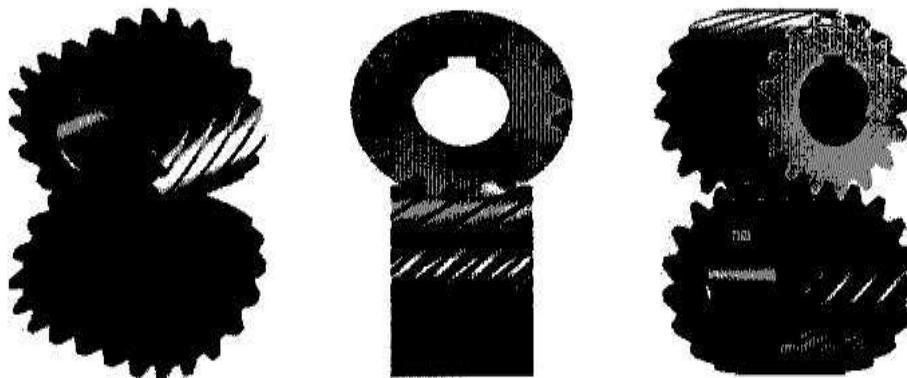
$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \cos \beta_2}{r_1 \cos \beta_1}$$

+ Khi thiết kế, muốn đổi chiều quay của một bánh răng trong khi chiều quay của bánh còn lại không thay đổi, không cần thêm bánh răng trung gian mà chỉ cần đổi góc nghiêng của răng sao cho $\delta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$

Điều này cũng dễ thực hiện khi $\delta = 90^\circ$

III. Đặc điểm tiếp xúc

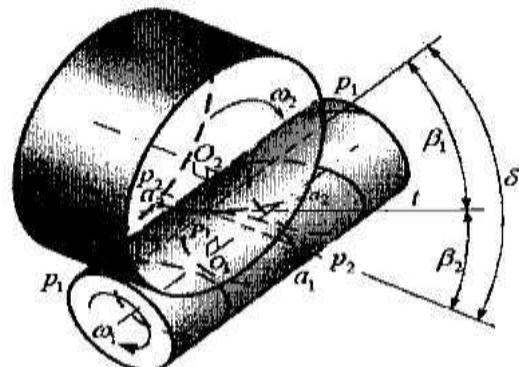
- Cặp bánh răng trụ chéo tiếp xúc theo điểm
- Tại điểm tiếp xúc có vận tốc tương đối nên mặt răng mau mòn và mòn không đều



§2. Cơ cấu trực vít – bánh vít

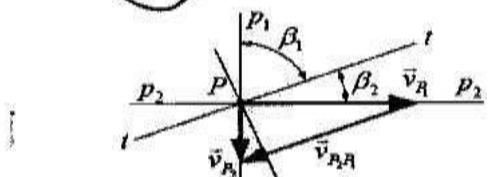
I. Đặc điểm cấu tạo

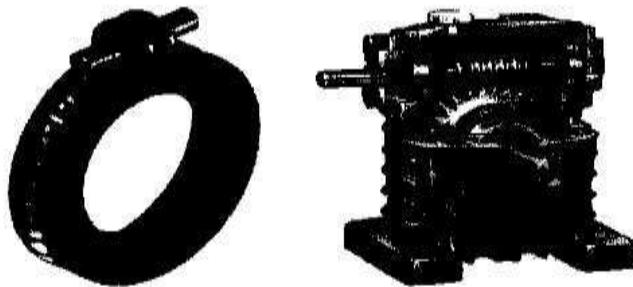
- Cơ cấu trực vít – bánh vít là cơ cấu bánh răng trụ chéo đặc biệt với



+ góc giao nhau giữa hai trục $\delta = \beta_1 + \beta_2 = 90^\circ \rightarrow$ truyền động giữa hai trục vuông góc với nhau

+ β_1 rất lớn (có thể đến 86°) nên đường răng thành đường xoắn ốc quấn trên mặt trụ. Số răng được gọi là số mối ren $z_1 = 1 \div 4$. Bánh răng này được gọi là trực vít, bánh răng còn lại được gọi là bánh vít



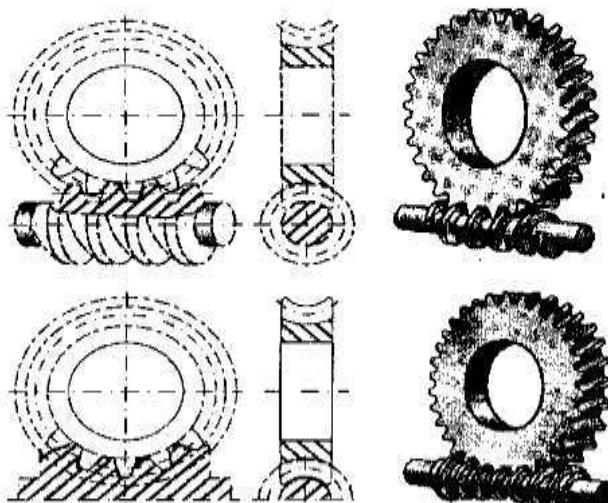


II. Tỉ số truyền

- Như cặp bánh răng trụ chéo

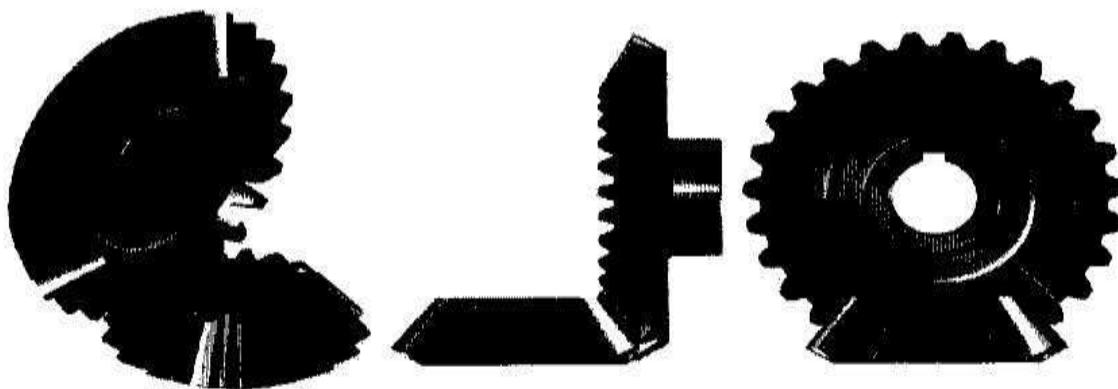
$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \cos \beta_2}{r_1 \cos \beta_1}$$

- Ưu điểm: vì số môi ren (z_1) ít trong khi số răng của bánh vít (z_2) có thể nhiều nên tỉ số truyền có thể rất lớn
- Trong một số trường hợp, bộ truyền trực vít – bánh vít chỉ truyền động theo một chiều từ trực vít đến bánh vít (tự hãm theo chiều ngược lại)



III. Đặc điểm tiếp xúc

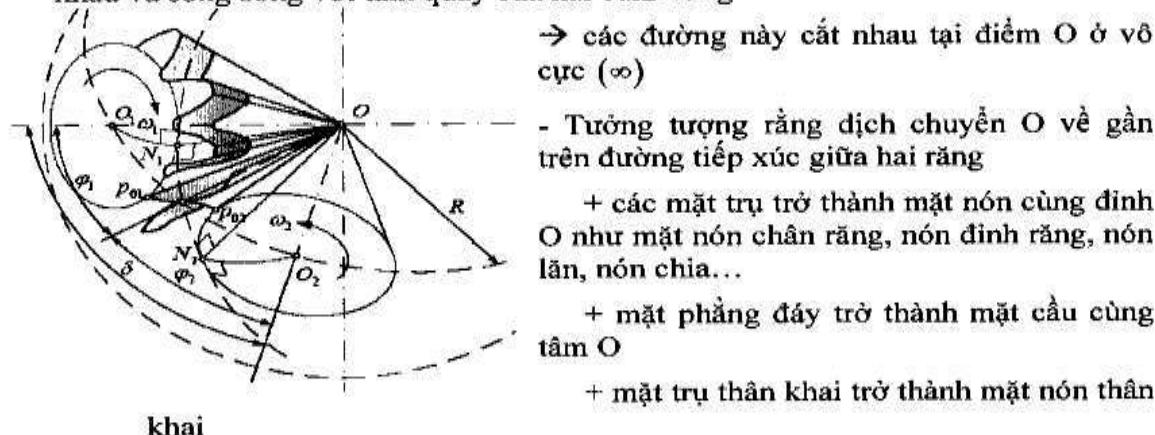
- Bộ truyền trực vít – bánh vít tiếp xúc điểm và có vận tốc trượt
- Vận tốc trượt của bộ truyền trực vít – bánh vít rất lớn nên mau mòn, ma sát lớn, hiệu suất thấp
 - Để khắc phục, người ta thay đổi cấu tạo của bánh vít
- + Bánh vít lõm: răng của bánh vít trên mặt trụ tròn xoay mà đường sinh là cung tròn sao cho bánh vít ôm lấy trực
- + Trục vít lõm (trục vít globoit): trục vít ôm lấy bánh vít



§3. Cơ cấu bánh răng nón

I. Cấu tạo của bánh răng nón

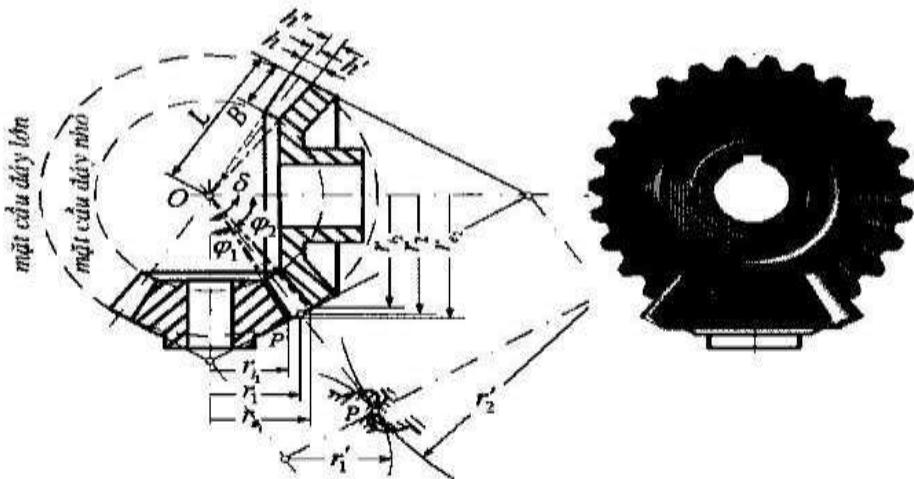
- Xét cặp bánh răng hình trụ răng thẳng: các đường sinh của các mặt trụ chân răng, trụ đỉnh răng, trụ lăn, trụ chia... đường tiếp xúc giữa hai bánh răng đều song song nhau và song song với tâm quay của hai bánh răng



→ bánh răng hình trụ thân khai trở thành bánh răng hình nón thân khai

II. Thông số hình học của bánh răng nón răng thẳng

- Kích thước đặc trưng cho bánh răng nón được quy định là kích thước trên đáy lớn. Để thuận tiện, thay mặt cầu đáy lớn bằng mặt nón tiếp xúc với mặt cầu này



- Môđun (trên đáy lớn) $m = \frac{t}{\pi}$

- Bán kính vòng chia $r_{1,2} = \frac{tz_{1,2}}{2\pi} = \frac{1}{2}mz_{1,2}$

- Chiều cao đầu răng $h' = m$

- Chiều cao chân răng $h'' = 1,25m$

- Bán kính vòng đỉnh $r_{e,2} = r_{1,2} + h' \cos \varphi_{1,2} = \frac{m}{2}(z_{1,2} + 2 \cos \varphi_{1,2})$

- Bán kính vòng chân

$r_{e,2} = r_{1,2} - h'' \cos \varphi_{1,2} = \frac{m}{2}(z_{1,2} - 2,5 \cos \varphi_{1,2})$

- Chiều dài nón $L = \frac{r_{1,2}}{\sin \varphi_{1,2}}$

III. Bánh răng thay thế của bánh răng nón răng thẳng

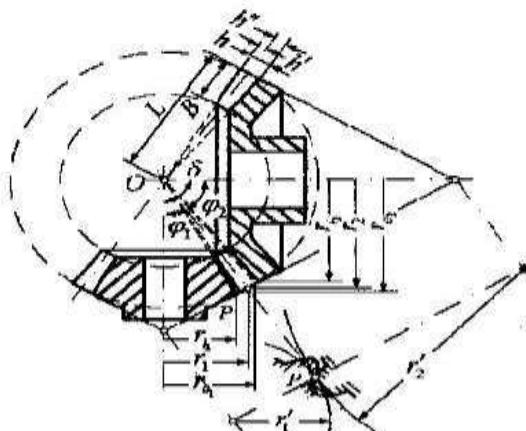
- Bánh răng tường tượng có bán kính r'_1 và r'_2 được gọi là bánh răng thay thế của bánh răng nón răng thẳng

- Môđun (trên đáy lớn) $m = \frac{t}{\pi}$

- Bán kính vòng chia $r'_{1,2} = \frac{r_{1,2}}{\cos \varphi}$

- Số răng thay thế $z_{r_{1,2}} = \frac{2r'_{1,2}}{m} = \frac{2r'_{1,2}}{m \cos \varphi} = \frac{z_{1,2}}{\cos \varphi_{1,2}}$

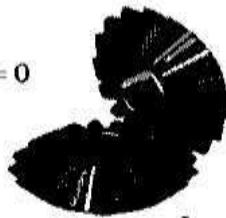
IV. Các dạng truyền động của cặp bánh răng nón



Xét cặp bánh răng nón răng nghiêng với góc nghiêng trên mặt nón là β_1, β_2

1. $\beta_1 = -\beta_2$: cặp bánh răng nón truyền chuyển động giữa hai trục giao nhau

$$\beta_1 = -\beta_2 = 0$$



Bánh răng nón răng thẳng

$$\beta_1 = -\beta_2 \neq 0$$



Bánh răng nón răng nghiêng

- Tỉ số truyền $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 \Rightarrow i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{OP \sin \varphi_2}{OP \sin \varphi_1} = \frac{\sin \varphi_2}{\sin \varphi_1}$

- Truyền động giữa hai trục giao nhau khi tiếp xúc theo đường thẳng d

+ bánh răng nón răng thẳng \rightarrow d qua đỉnh nón

+ bánh răng nón răng nghiêng \rightarrow d không qua đỉnh nón

- Tại điểm tiếp xúc trên mặt nón lăn không có vận tốc trượt tương đối

Xét cặp bánh răng nón răng nghiêng với góc nghiêng trên mặt nón lăn là β_1, β_2

2. $\beta_1 \neq -\beta_2$: cặp bánh răng nón truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau

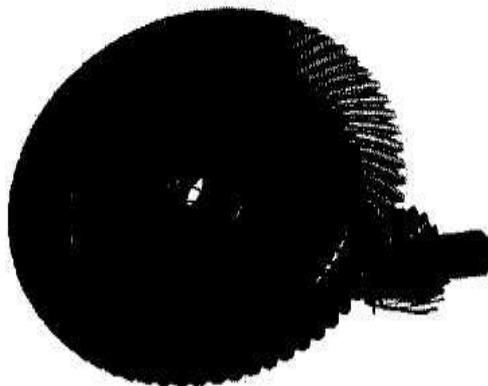
- Cặp bánh răng nón chéo (hypoid)

- Cặp bánh răng này hoàn toàn tương ứng với cặp bánh răng trụ chéo

- Tỉ số truyền

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2 \cos \beta_2}{r_1 \cos \beta_1}$$

- Đặc điểm tiếp xúc: tiếp xúc theo điểm và có vận tốc trượt tương đối nên mặt răng mau mòn và mòn không đều



CHƯƠNG 12

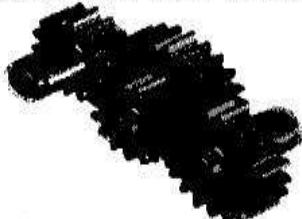
HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

§1. Đại cương

Hệ thống bánh răng là hệ thống bao gồm nhiều bánh răng lắn lướt ăn khớp nhau, tạo thành một chuỗi

I. Công dụng

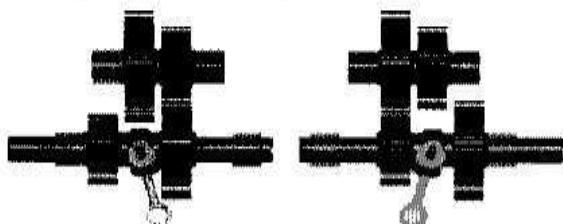
1. Thực hiện một tỉ số truyền lớn



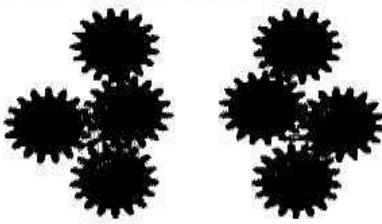
2. Truyền động giữa hai trục xa nhau



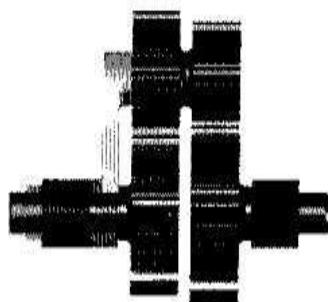
3. Thay đổi tỉ số truyền



4. Thay đổi chiều quay

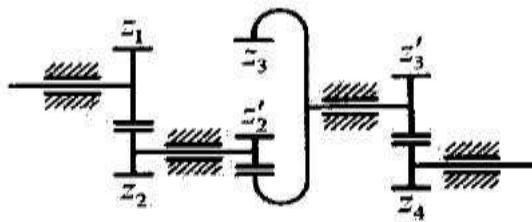
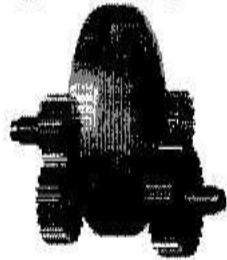


5. Tổng hợp hay phân chia chuyển động quay

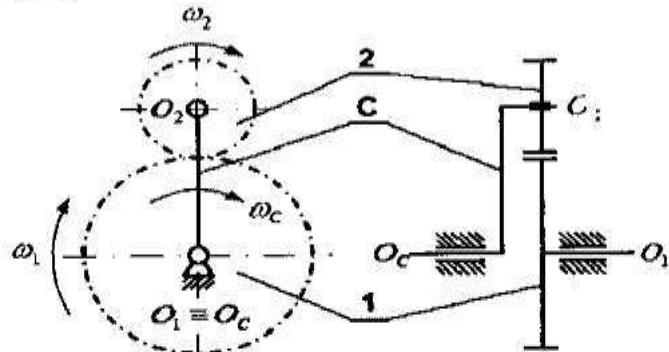


II. Phân loại (theo đặc tính động học)

- Hệ thống bánh răng thường: tâm quay của tất cả các bánh răng đều cố định



- Hệ thống bánh răng vi sai: cứ mỗi cặp bánh răng ăn khớp nhau có ít nhất một bánh răng có tâm quay di động



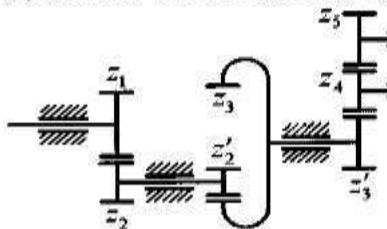
- Hệ thống bánh răng hỗn hợp: hệ thống gồm hệ thống bánh răng thường và vi sai
- Tỉ số truyền của một cặp bánh răng

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{r_2}{r_1} = \pm \frac{z_2}{z_1}$$

Với quy ước dấu

(+) nếu hai bánh răng quay cùng chiều (ăn khớp trong)

(-) nếu hai bánh răng quay ngược chiều (ăn khớp ngoài)



$$i_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \times \frac{\omega_2}{\omega_3} \times \frac{\omega_3}{\omega_4} \times \frac{\omega_4}{\omega_5} = i_{12} \times i_{23} \times i_{34} \times i_{45}$$

$$\Rightarrow i_{15} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(+\frac{z_3}{z'_2} \right) \left(-\frac{z_4}{z'_3} \right) \left(-\frac{z_5}{z'_4} \right) = (-1)^3 \frac{z_2 \times z_3 \times z_5}{z_1 \times z'_2 \times z'_3}$$

- Từ bài toán trên ta có nhận xét

$$\Rightarrow i_{15} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(+\frac{z_3}{z'_2} \right) \left(-\frac{z_4}{z'_3} \right) \left(-\frac{z_5}{z_4} \right) = (-1)^3 \frac{z_2 \times z_3 \times z_5}{z_1 \times z'_2 \times z'_3}$$

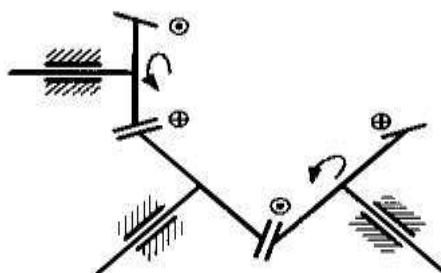
+ Sau mỗi lần qua cặp bánh răng ăn khớp ngoài, vận tốc góc đổi chiều một lần \rightarrow dấu của tỉ số truyền phụ thuộc vào số cặp bánh răng ăn khớp ngoài

+ Bánh răng ăn khớp đồng thời với hai bánh răng ở trực trước và trực sau không ảnh hưởng đến tỉ số truyền của hệ. Các bánh răng này được gọi là bánh răng nội không

- Tóm quát ta có thể viết công thức tính tỉ số truyền của hệ thống bánh răng thường như sau

$$i_m = (-1)^m \frac{\prod z_{bi_dong}}{\prod z_{chu_dong}}$$

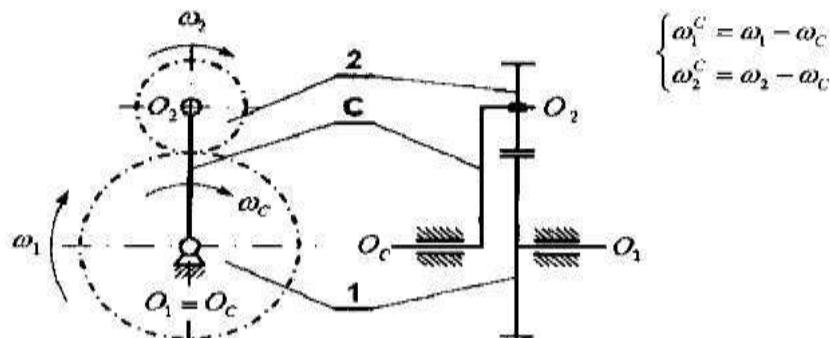
m: số bánh răng ăn khớp ngoài



- Nếu trong hệ có các cặp bánh răng không gian (hệ bánh răng không gian), công thức trên vẫn được dùng để tính tỉ số truyền của hệ nhưng chú ý rằng dấu của biểu thức không còn ý nghĩa nữa \rightarrow chiều quay của các trực quay trong hệ thống bánh răng không gian được xác định trực tiếp trên hình vẽ

§3. Phân tích động học hệ thống bánh răng vi sai

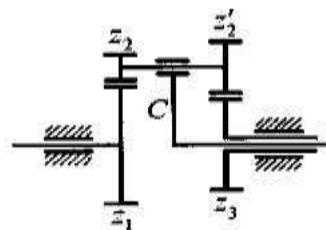
- Giả sử các bánh răng và cần C quay cùng chiều như hình vẽ
- Bằng phương pháp đổi giá, chọn cần C làm giá, tức là xem như cả cơ cấu quay quanh OC với vận tốc $-\omega_c$ \rightarrow hệ trở thành hệ thống bánh răng thường
- Gọi i_{12}^C là tỉ số truyền của bánh răng 1 và 2 trong chuyển động tương đối đối với cần C



Nguyên Lý Máy

$$\left. \begin{aligned} \Rightarrow i_{12}^C &= \frac{\omega_1^C}{\omega_2^C} = \frac{\omega_1 - \omega_C}{\omega_2 - \omega_C} \\ i_{12}^C &= -\frac{z_2}{z_1} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{\omega_1 - \omega_C}{\omega_2 - \omega_C} = -\frac{z_2}{z_1}$$

- Ví dụ 1: Xét cơ cầu



$$\left. \begin{aligned} i_{32}^C &= \frac{\omega_3 - \omega_C}{\omega_2 - \omega_C} = -\frac{z_2'}{z_3} \\ i_{21}^C &= \frac{\omega_2 - \omega_C}{\omega_1 - \omega_C} = -\frac{z_1}{z_2} \end{aligned} \right\} \Rightarrow i_{31}^C = i_{32}^C \times i_{21}^C = \left(-\frac{z_2'}{z_3} \right) \left(-\frac{z_1}{z_2} \right) = \frac{z_2' \cdot z_1}{z_3 \cdot z_2}$$

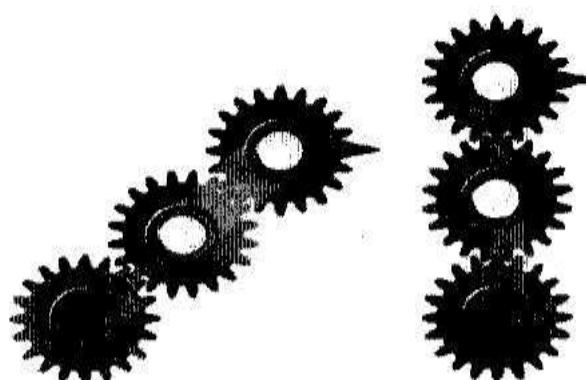
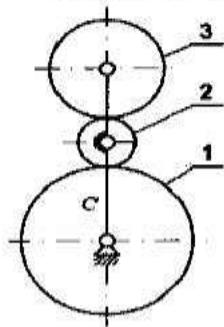
+ Khi cố định bánh răng 1: $i_{31}^C = \frac{\omega_3 - \omega_C}{0 - \omega_C} = -i_{3C} + 1 \Rightarrow i_{3C} = 1 - i_{31}^C$

+ Nếu chọn $\begin{cases} z_1 = 99, z_2 = 100 \\ z_2' = 101, z_3 = 100 \end{cases} \Rightarrow i_{3C} = 1 - \frac{101}{100} \times \frac{99}{100} = 1 - \frac{9.999}{10.000} = \frac{1}{10.000}$

→ Tỉ số truyền của hệ thống vì sai số có thể rất lớn, nhưng khi tỉ số truyền tăng hiệu suất của hệ thống bánh răng giảm và đến một giới hạn nào đó, sẽ xảy ra hiện tượng tự hãm

+ Chú ý rằng khi chọn số răng như trên, các bánh răng phải được tính toán dịch chính thích hợp để thỏa điều kiện đồng trục

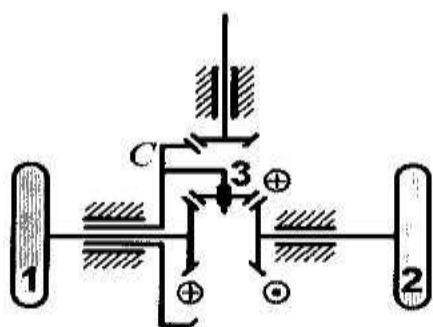
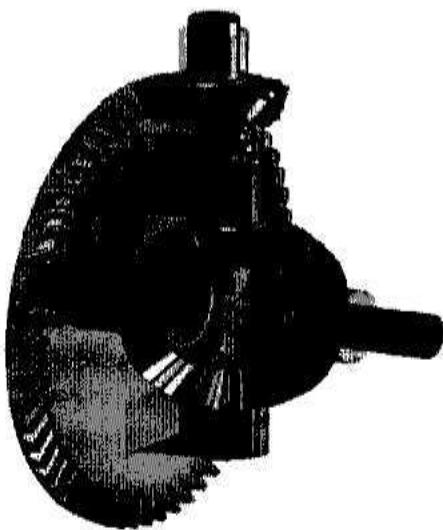
- Ví dụ 2: Cơ cầu chỉ hướng song song (Parallel-guidance mechanisms)



$$i_{3C} = 1 - i_{31}^C = 1 - \frac{z_1 \cdot z_2}{z_2 \cdot z_3} = 1 - \frac{z_1}{z_3} = \frac{\omega_3}{\omega_C}$$

$$\begin{cases} z_1 = z_3 \Rightarrow \omega_3 = 0 \\ \omega_C \neq 0 \end{cases}$$

- Ví dụ 3: Xét cơ cấu



+ Ta có

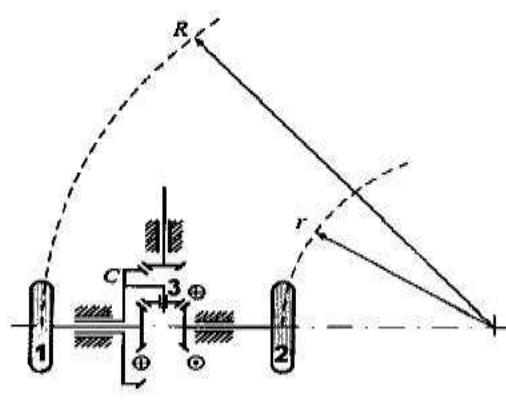
$$i_{12}^C = \frac{\omega_1 - \omega_C}{\omega_2 - \omega_C} = -\frac{z_2}{z_3} \frac{z_3}{z_1} = -1 \Rightarrow \omega_1 + \omega_2 = 2\omega_C$$

+ Xe chạy thẳng

$$\omega_1 = \omega_2 \Rightarrow \omega_1 = \omega_2 = \omega_C$$

+ Khi xe chạy vòng, $\omega_1 = \omega_2$, vận tốc dài bánh xe 1 và 2 khác nhau, nhưng thỏa

$$\begin{aligned} \frac{\omega_1 r_{bxe}}{R} &= \frac{\omega_2 r_{bxe}}{r} \Rightarrow \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r}{R} \\ \Rightarrow \omega_1 &= \frac{2\omega_C}{1 + \frac{r}{R}}, \omega_2 = \frac{2\omega_C}{1 + \frac{r}{R}} \frac{r}{R} \end{aligned}$$



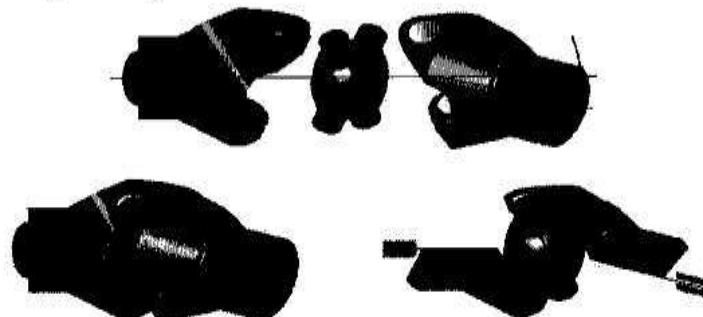
CHƯƠNG 13

CƠ CẤU ĐẶC BIỆT

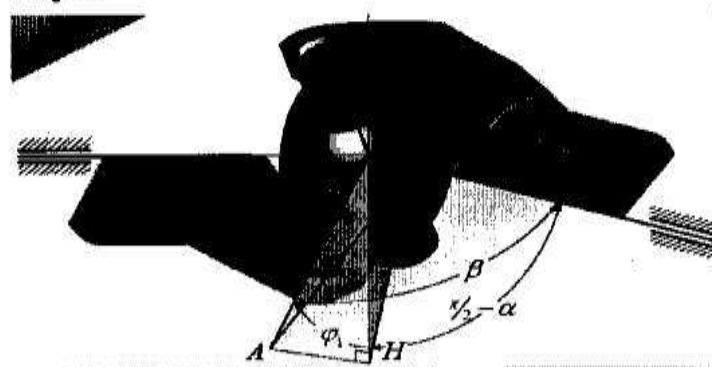
§1. Khớp Các-dăng (Universal Joint)

- Dùng truyền chuyển động giữa hai trục giao nhau một góc α không lớn lắm
- Góc α có thể thay đổi ngay trong quá trình chuyển động

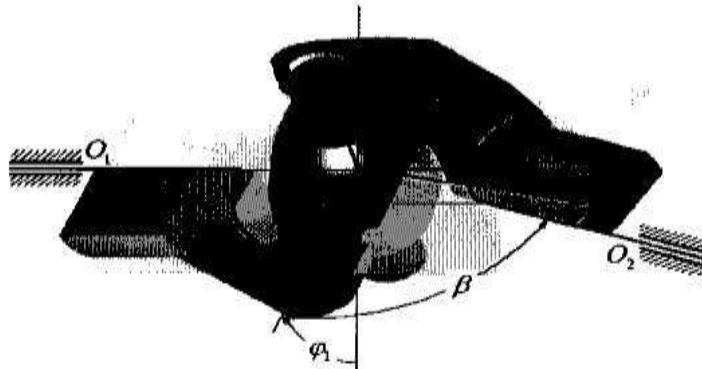
I. Nguyên lý cấu tạo



II. Tỉ số truyền



$$\left. \begin{aligned} \cos\varphi_1 &= \frac{OH}{OA} \\ \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) &= \frac{OI}{OH} \\ \cos\beta &= \frac{OI}{OA} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \cos\beta = \frac{OI}{OA} = \frac{OI}{OH} \frac{OH}{OA} = \sin\alpha \cos\varphi_1$$



$$\vec{\omega}_c = \vec{\omega}_1 + \vec{\omega}_{c1}$$

? //O₁O //OA → giải được?

$$|\vec{\omega}| ?$$

$$\vec{\omega}_c = \vec{\omega}_2 + \vec{\omega}_{c2}$$

? //OO₂ //OB → giải?

$$? ? ?$$

$$ch_{\omega_2} (\vec{\omega}_1 + \vec{\omega}_{c1} = \vec{\omega}_2 + \vec{\omega}_{c2}) : \omega_1 \cos \alpha + \omega_{c1} \cos \beta = \omega_2$$

$$ch_{\omega_1} (\vec{\omega}_1 + \vec{\omega}_{c1} = \vec{\omega}_2 + \vec{\omega}_{c2}) : \omega_{c1} = \omega_2 \cos \beta$$

Mặt khác $\cos \beta = \sin \alpha \cos \varphi_1$

Do đó $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}{\cos \alpha}$

III. Hệ số dao động

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}{\cos \alpha} \Rightarrow \omega_2 = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1} \omega_1$$

- Khi $\alpha = const, \omega_1 = const$ vận tốc góc ω_2 thay đổi tuần hoàn theo góc quay φ_1

$$\omega_{2min} = \omega_2 |_{\varphi_1=0^\circ, 180^\circ} = \omega_1 \cos \alpha$$

$$\omega_{2max} = \omega_2 |_{\varphi_1=90^\circ, 270^\circ} = \frac{\omega_1}{\cos \alpha}$$

- Dùng hệ số dao động để đánh giá mức dao động của vận tốc góc

$$\delta_2 = \frac{\omega_{2max} - \omega_{2min}}{\omega_1} = \tan \alpha \sin \alpha$$

- Góc α càng lớn, dao động xoắn càng lớn → dùng khớp các-dăng kép

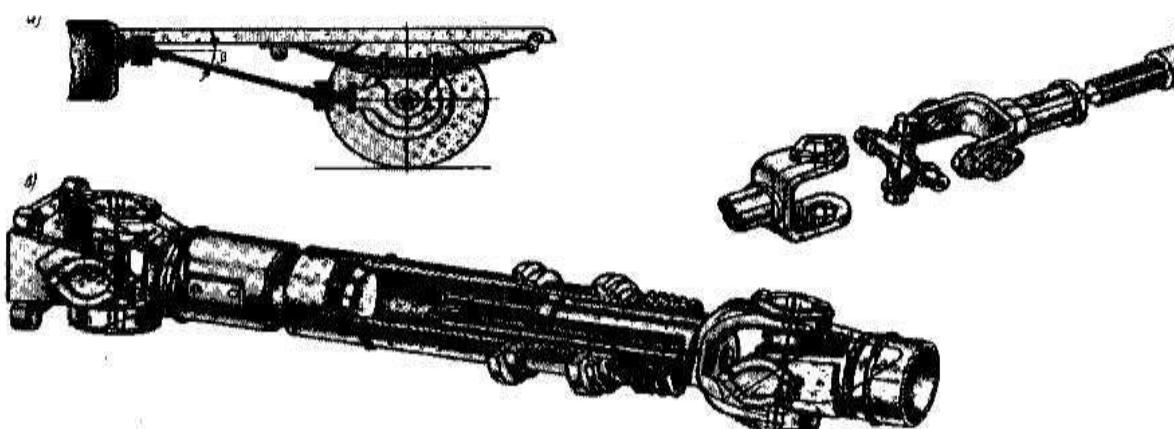
IV. Khớp các-dăng kép

Trục 1	Khớp Các-dăng 1	Trục trung gian	Khớp Các-dăng 2	Trục 2
--------	-----------------	-----------------	-----------------	--------

$$i_{T1} = \frac{\omega_T}{\omega_1} = \frac{1 - \sin^2 \alpha_1 \cos^2 \varphi_{T1}}{\cos \alpha_1} \quad i_{T2} = \frac{\omega_T}{\omega_2} = \frac{1 - \sin^2 \alpha_2 \cos^2 \varphi_{T2}}{\cos \alpha_2}$$

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} \times \frac{1 - \sin^2 \alpha_2 \cos^2 \varphi_{T2}}{1 - \sin^2 \alpha_1 \cos^2 \varphi_{T1}}$$

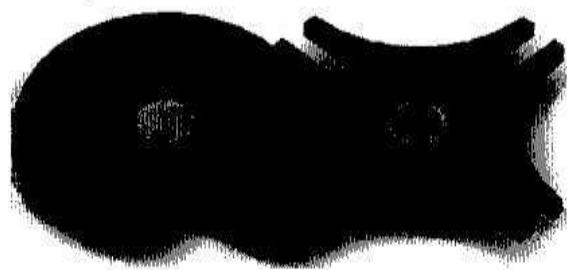
$$i_{12} = const \Rightarrow \begin{cases} \alpha_1 = \alpha_2 \\ \varphi_{T1} = \varphi_{T2} \end{cases}$$



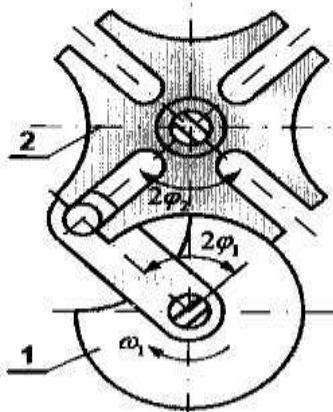
§2. Cơ cấu Malt (Geneva Mechanism)

- Là một trong các cơ cấu truyền động gián đoạn: Biến chuyển động quay liên tục của khâu dẫn thành chuyển động gián đoạn lúc quay lúc ngừng của khâu bị dẫn
- Ví dụ ứng dụng: cơ cấu ăn dao của máy bào, cơ cấu thay dao của máy tiện tự động, cơ cấu đưa phim của máy chiếu phim...

I. Nguyên lý cấu tạo



II. Động học cơ cấu



- Gọi t_1 là thời gian quay một vòng của chốt 1
 t_2 thời gian mỗi lần chuyển động của dĩa 2
 Z số rãnh của dĩa 2

→ hệ số chuyển động của cơ cấu Malt

$$\tau = \frac{t_2}{t_1} = \frac{\frac{2\phi_1}{\omega_1}}{\frac{2\pi}{\omega_1}} = \frac{2\phi_1}{2\pi} = \frac{2\left[\pi - \left(\frac{\pi}{2} + \phi_2\right)\right]}{2\pi} = \frac{Z-2}{2Z}$$

- Hệ số chuyển động không thể âm
 $\tau > 0 \Rightarrow Z \geq 3$

- Đối với cơ cấu Malt 4 rãnh – 1 chốt

$$\tau = \frac{4-2}{2.4} = 0,25$$

→ Thời gian chuyển động của dĩa 2 bằng $1/3$ thời gian ngừng

- Có thể tăng số chốt trên dĩa 1 để tăng số lần chuyển động của dĩa 2
- Gọi k là số chốt trên dĩa 1

$$\tau = k \frac{Z-2}{2Z}$$

- Hệ số chuyển động không thể lớn hơn 1, $\tau = k \frac{Z-2}{2Z} \leq 1$

$$\rightarrow \text{Số chốt tối đa } k \leq \frac{2Z}{Z-2}$$

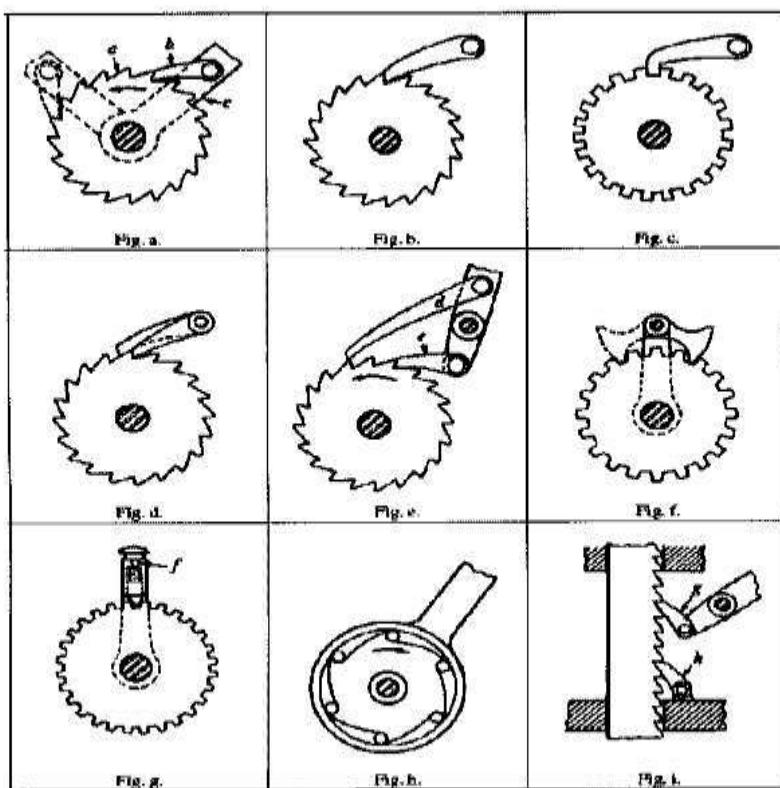
- Đối với cơ cầu Malt 4 rãnh

$$k \leq \frac{2.4}{4-2} = 4$$

\rightarrow Số chốt tối đa là 4

- Khi truyền động, cơ cầu Malt tương đương với cơ cầu Cu-lít \rightarrow việc tính toán các thông số động học: chuyển vị, vận tốc, gia tốc... như cơ cầu cu-lít

§3. Cơ cầu bánh cóc (Ratchet Mechanism)



- Biến chuyển động qua lại thành chuyển động một chiều gián đoạn

- Chuyển động qua lại có thể là
 - + lắc quanh bánh cóc
 - + tịnh tiến
- Dùng nhiều để thực hiện các chuyển động gián đoạn như cơ cầu dịch chuyển bàn máy theo phương ngang ở máy bào, cơ cầu thay dao ở máy tiện tự động

