

0. MỞ ĐẦU

§1. Định nghĩa môn học

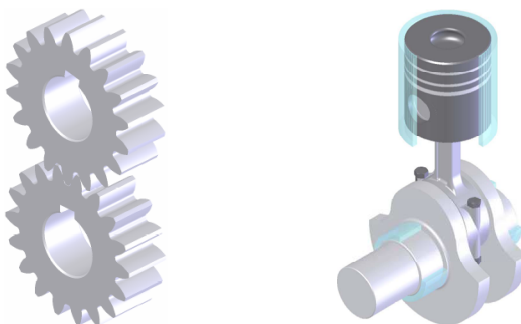
- Nguyên lý máy là môn học cơ sở kỹ thuật, nghiên cứu về nguyên lý cấu tạo, động học và động lực học cơ cấu và máy
- Nguyên lý máy cung cấp kiến thức để giải quyết hai bài toán cơ bản trong thực tế: bài toán phân tích và tổng hợp
- **Bài toán phân tích**: xác định các đặc trưng cấu trúc, động học và động lực học của cơ cấu đã cho trước, từ đó suy ra tính năng làm việc của chúng. Bài toán bao gồm phân tích cấu trúc, phân tích động học và phân tích động lực học của cơ cấu và máy
 - + **Phân tích cấu trúc**: nghiên cứu các nguyên tắc của cấu trúc cơ cấu và khả năng chuyển động của cơ cấu
 - + **Phân tích động học**: xác định chuyển động của các khâu, chỉ xét đến quan hệ hình học giữa chúng
 - + **Phân tích động lực học**: phân tích chuyển động dưới các nguyên nhân như lực tác động và sức ì
- **Bài toán tổng hợp**: xác định các lược đồ cơ cấu và các kích thước của các khâu thỏa mãn những điều kiện động học và động lực học đã cho
- Bài toán phân tích và bài toán tổng hợp là ngược nhau và là cơ sở của nhau

§2. Đối tượng môn học

- Từ các định nghĩa trên, ta thấy: đối tượng của môn học là **cơ cấu** và **máy**
- **Cơ cấu**: Cơ cấu là tập hợp những vật thể chuyển động theo quy luật xác định, có nhiệm vụ biến đổi hay truyền chuyển động

Ví dụ:

- + Cơ cấu bánh răng dùng truyền chuyển động quay từ trục chủ động sang trục bị động



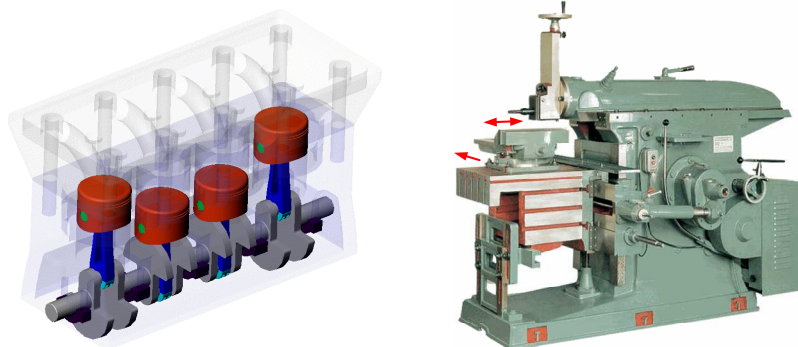
- + Cơ cấu tay quay con trượt dùng biến đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến khứ hồi

§2. Đối tượng môn học

- **Máy**: Máy là tập hợp những cơ cấu, có nhiệm vụ biến đổi hay sử dụng cơ năng để làm ra công có ích

Ví dụ:

- + Động cơ nổ
- + Máy bào ngang



§2. Đối tượng môn học

- **Phân loại máy:** tùy nhiệm vụ, máy được chia làm hai loại chính
 - + Máy năng lượng: nhiệm vụ biến đổi các dạng năng lượng
 - + Máy công tác: sử dụng cơ năng làm ra công có ích. Máy công tác dùng để thực hiện các quy trình công nghệ khác nhau trong sản xuất: biến đổi hình dáng, kích thước, vị trí, trạng thái, ... của sản phẩm hay nguyên vật liệu. Ví dụ máy tiện, máy dẹt, ...
 - + Máy tổ hợp: gồm các loại máy được phối hợp với nhau để thực hiện một nhiệm vụ cụ thể nào đó
 - + Máy tự động: các động tác của máy được thực hiện một cách tự động bằng các cơ cấu của chúng, không cần sự can thiệp trực tiếp của con người

- **Nguyên lý máy không nghiên cứu tất cả các loại máy và tất cả các vấn đề về máy**

§3. Nội dung giáo trình

- Tổng cộng 13 chương, bao gồm 3 phần chính
 - + Cấu tạo cơ cấu
 - + Phân tích động học, động lực học
 - + Xét các cơ cấu cụ thể: cơ cấu cam, cơ cấu bánh răng, cơ cấu phẳng toàn khớp thấp, ...
- Tổng số giờ: 56 tiết = 42 tiết lý thuyết + 14 tiết bài tập

§4. Vị trí môn học

Nguyên lý máy là môn học kỹ thuật cơ sở nối liền toán, lý, cơ lý thuyết với các môn kỹ thuật cơ sở chuyên môn khác như chi tiết máy, công nghệ chế tạo máy, ...

§5. Tài liệu tham khảo

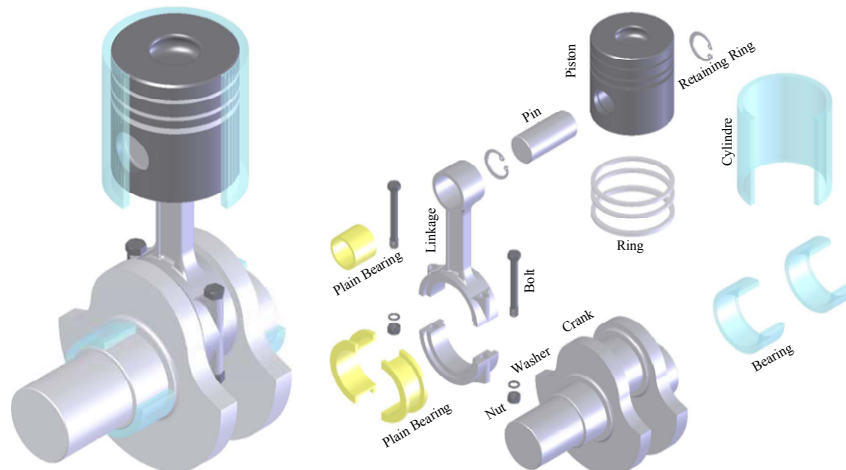
1. Lại Khắc Liễm
[Giáo trình cơ học máy](#), Nhà xuất bản Đại học Quốc gia Tp. Hồ Chí Minh
2. Tạ Ngọc Hải
[Bài tập Nguyên lý máy](#), Nhà xuất bản Đại học và Trung học chuyên nghiệp
3. Lại Khắc Liễm
[Hướng dẫn thiết kế môn học Nguyên lý máy](#)
4. Đinh Gia Tường, Nguyễn Xuân Lạc, Trần Doãn Tiến
[Nguyên lý máy](#), Nhà xuất bản Đại học và Trung học chuyên nghiệp
5. Ye Zhonghe, Lan Zhaohui và M.R. Smith
[Mechanisms and Machine Theory](#), Higher Education Press, 2001
6. Robert L. Norton
[Design of Machinery](#), McGraw-Hill International Editions
7. John J. Uicker, Jr., Gordon R. Pennock and Joseph E. Shigley
[Theory of Machines and Mechanisms](#), 3rd Ed., Oxford University Press, 2003
8. Arthur G. Erdman, George N. Sandor and Sridhar Kota
[Mechanism Design: Analysis and Synthesis](#) - Vol. 1, 4th Ed., Prentice Hall, 2001
9. И. И. АРТОБОЛЕВСКИЙ
[ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН](#), НАУКА

1. CẤU TẠO CƠ CẤU

§1. Định nghĩa và khái niệm cơ bản

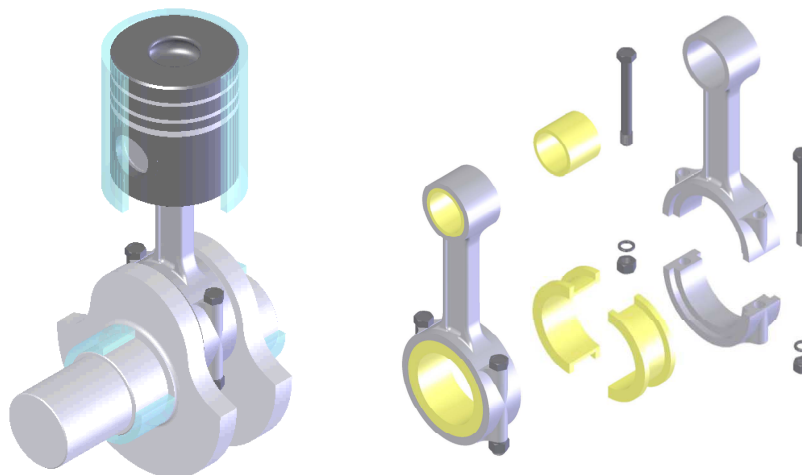
1. Chi tiết máy và khâu

- Chi tiết máy (tiết máy): máy hay cơ cấu có thể tháo rời ra thành nhiều bộ phận khác nhau, bộ phận không thể tháo rời ra được nữa gọi là chi tiết máy



§1. Định nghĩa và khái niệm cơ bản

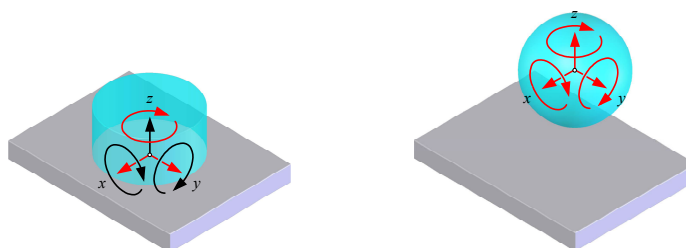
- Khâu: trong cơ cấu và máy, toàn bộ những bộ phận có chuyển động tương đối đối so với các bộ phận khác gọi là khâu



§1. Định nghĩa và khái niệm cơ bản

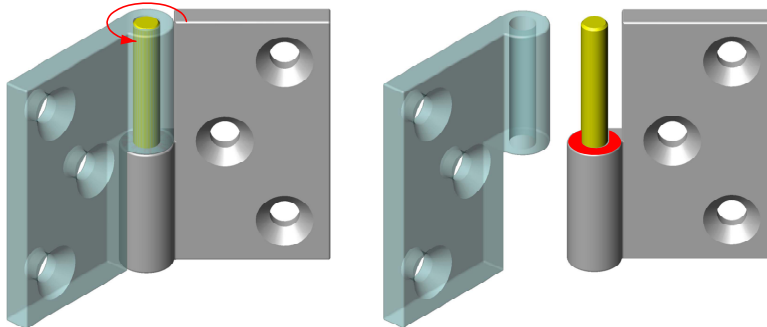
2. Thành phần khớp động và khớp động

- Bậc tự do (btd) của khâu
 - + Một khả năng chuyển động độc lập đối với một hệ quy chiếu → một btd
 - + Giữa hai khâu trong mặt phẳng → 3 btd: T_x , T_y , Q_z
 - + Giữa hai khâu trong không gian → 6 btd: T_x , T_y , T_z , Q_x , Q_y , Q_z



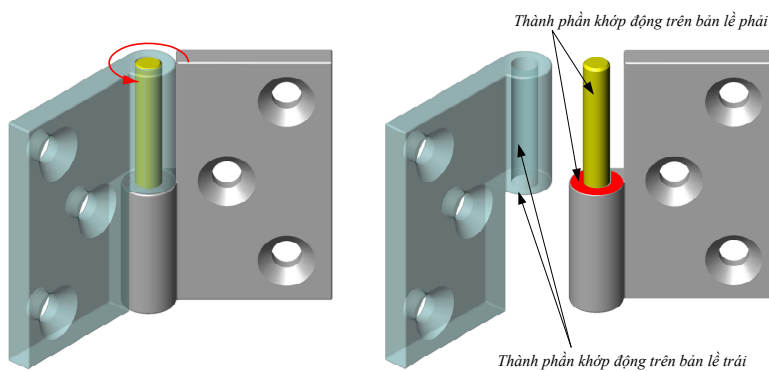
§1. Định nghĩa và khái niệm cơ bản

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



§1. Định nghĩa và khái niệm cơ bản

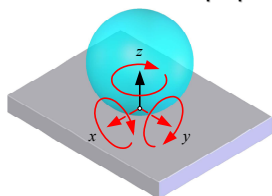
- Thành phần khớp động, khớp động
 - + Khi nối động, các khâu sẽ có thành phần tiếp xúc nhau. Toàn bộ chỗ tiếp xúc giữa hai khâu gọi là một thành phần khớp động
 - + Hai thành phần khớp động trong một phép nối động hai khâu hình thành nên một khớp động



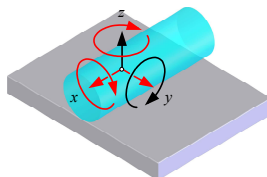
§1. Định nghĩa và khái niệm cơ bản

3. Phân loại khớp động

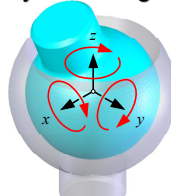
- Theo số btd bị hạn chế: Khớp động loại **k** hạn chế **k** btd hay có **k** ràng buộc



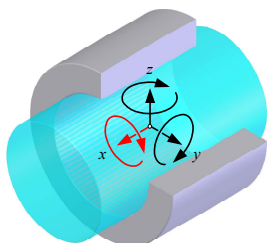
Khớp loại 1



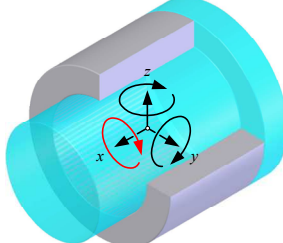
Khớp loại 2



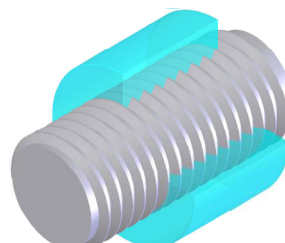
Khớp loại 3



Khớp loại 4



Khớp loại 5

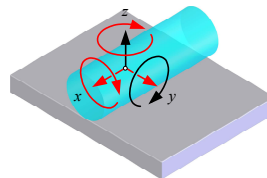
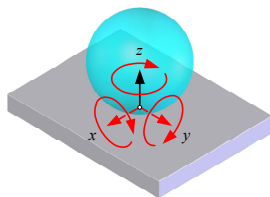


Khớp loại ?

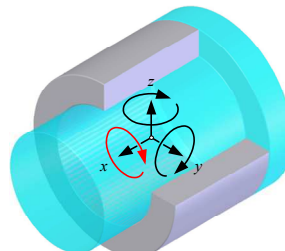
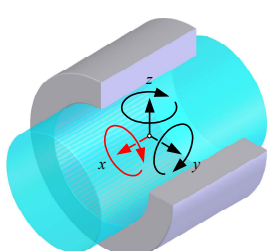
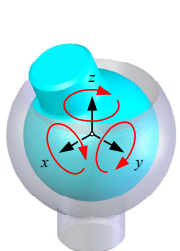
§1. Định nghĩa và khái niệm cơ bản

- Theo đặc điểm tiếp xúc

+ Khớp cao: thành phần khớp động là điểm hay đường



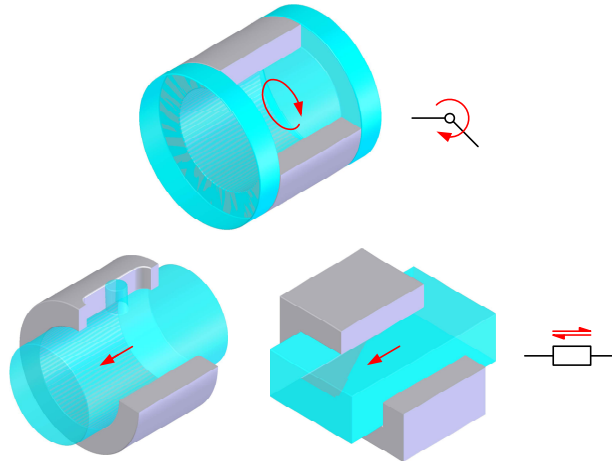
+ Khớp thấp: thành phần khớp động là mặt



§1. Định nghĩa và khái niệm cơ bản

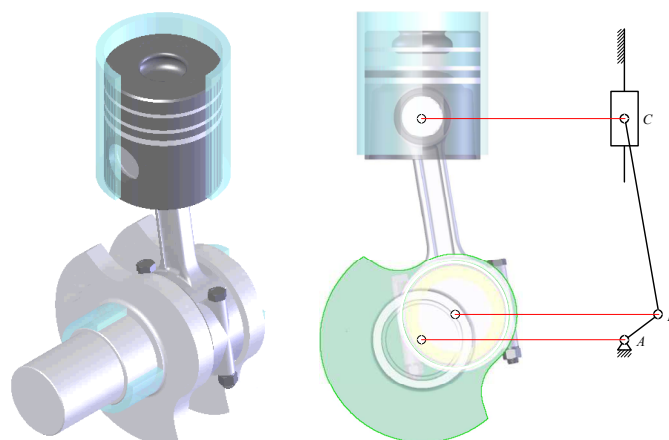
4. Lực đỡ

- Để thuận tiện cho việc nghiên cứu, các khớp được biểu diễn trên những hình vẽ bằng những lược đồ quy ước



§1. Định nghĩa và khái niệm cơ bản

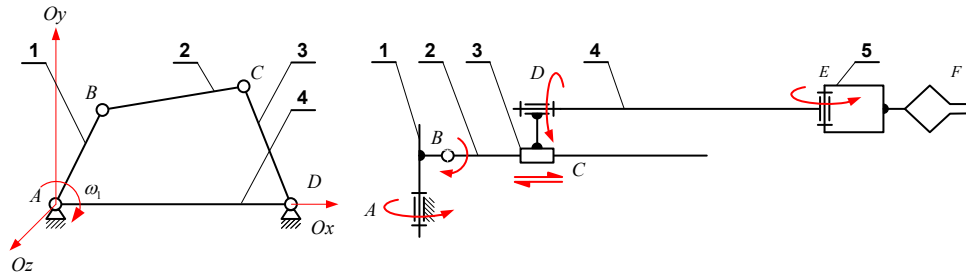
- Các khâu cũng được thể hiện qua các lược đồ đơn giản gọi là lược đồ khâu



- Trên lược đồ khâu phải thể hiện đầy đủ các khớp động, các kích thước có ảnh hưởng đến chuyển động của khâu và chuyển động của cơ cấu

§1. Định nghĩa và khái niệm cơ bản

- Chuỗi động: nhiều khâu nối với nhau tạo thành một chuỗi động
- Phân loại chuỗi động
 - o Chuỗi động kín
 - o Chuỗi động hở
 - o Chuỗi động phẳng
 - o Chuỗi động không gian



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

§2. Bậc tự do của cơ cấu

I. Định nghĩa

- Bậc tự do (btd) của cơ cấu là số 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

II. Tính bậc tự do của cơ cấu không gian (trường hợp tổng quát)

$$W = W_0 - R$$

W_0 bậc tự do tổng cộng của các khâu động nếu để rời
 R số ràng buộc của tất cả khớp động trong cơ cấu
 W bậc tự do của cơ cấu

1. Số bậc tự do trong cơ cấu

1 khâu để rời trong không gian có 6 btd → btd tổng cộng của n khâu động là

$$W_0 = 6n$$

2. Số ràng buộc chứa trong cơ cấu

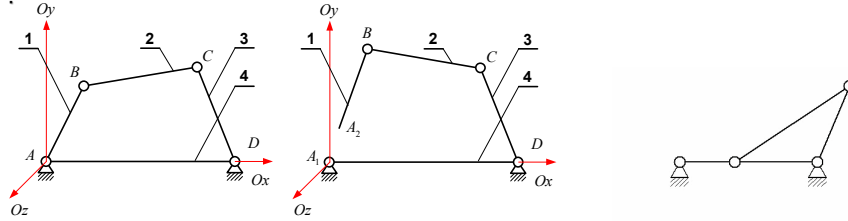
Khớp loại k hạn chế k bậc tự do. Nếu gọi p_k là số khớp loại k chứa trong cơ cấu → tổng các ràng buộc do p_k khớp loại k gây nên là $k \cdot p_k$. Do đó

$$R = \sum_{k=1}^5 p_k k$$

Trong thực tế, số ràng buộc thường nhỏ hơn giá trị trên vì trong cơ cấu tồn tại các ràng buộc trùng

§2. Bậc tự do của cơ cấu

Ví dụ: Xét cơ cấu 4 khâu bản lề



+ **Ràng buộc trực tiếp**: ràng buộc giữa hai khâu do khớp nối trực tiếp giữa 2 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) $\cancel{X_{Oz}}$ (2) $\cancel{Q_{Ox}}$ (3) $\cancel{Q_{Oy}}$

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

(1) $\cancel{X_{Oz}}$ (2) $\cancel{Q_{Ox}}$ (3) $\cancel{Q_{Oy}}$ (4) $\cancel{X_{Ox}}$ (5) $\cancel{X_{Oy}}$

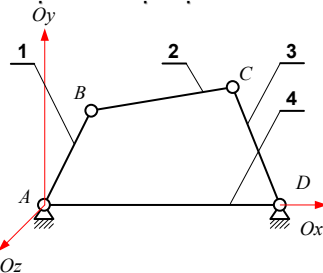
→ 3 ràng buộc trùng. **Ràng buộc trùng chỉ xảy ra ở khớp đóng kín của cơ cấu**

Gọi R_0 là số ràng buộc trùng → tổng số ràng buộc trong cơ cấu: $R = \sum_{k=1}^5 kp_k - R_0$

§2. Bậc tự do của cơ cấu

3. Công thức tính bậc tự do của cơ cấu không gian: $W = 6n - \left(\sum_{k=1}^5 kp_k - R_0 \right)$

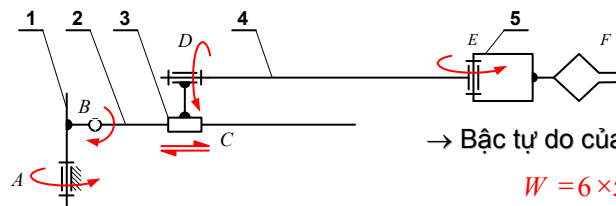
Ví dụ: Tính bậc tự do của cơ cấu 4 khâu bản lề

Số khâu động $n = 3$ Số khớp loại 5 $p_5 = 4$ Số ràng buộc trùng $R_0 = 3$

→ Bậc tự do của cơ cấu

$$W = 6 \times 3 - (5 \times 4 - 3) = 1 \text{ btd}$$

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

Số khâu động $n = 5$ Số khớp loại 5 $p_5 = 5$

→ Bậc tự do của cơ cấu

$$W = 6 \times 5 - (5 \times 5) = 5 \text{ btd}$$

§2. Bậc tự do của cơ cấu

III. Tính bậc tự do của cơ cấu phẳng

1. Số bậc tự do trong cơ cấu

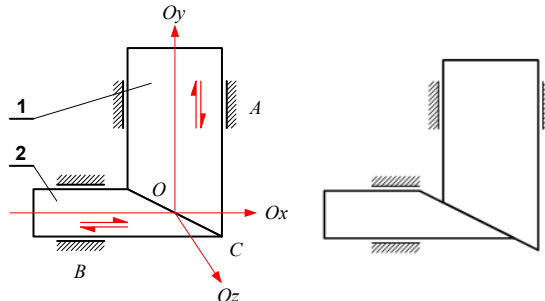
1 khâu để rồi có 3 btd → **số btd tổng cộng** của n khâu động: $W_0 = 3n$

2. Số ràng buộc chứa trong cơ cấu

Cơ cấu phẳng có 2 loại khớp { - khớp loại 4 chứa 1 ràng buộc
- khớp loại 5 chứa 2 ràng buộc

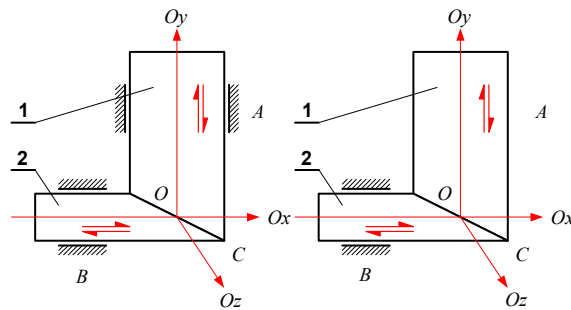
→ **tổng số ràng buộc** trong cơ cấu: $R = 1p_4 + 2p_5 - R_0$

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



§2. Bậc tự do của cơ cấu

- Cơ cấu toàn khớp loại 5 với $n = 2, p_5 = 3$
- Chọn hệ quy chiếu gắn với giá



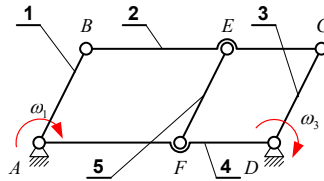
- Chưa đóng khớp A, khâu 1 có khả năng: (1) T_{Ox} (2) T_{Oy} (3) $\cancel{O_{Oz}}$
- Đóng khớp A, khâu 1 có khả năng: (1) $\cancel{T_{Ox}}$ (2) T_{Oy} (3) $\cancel{O_{Oz}}$

→ Bậc tự do của cơ cấu

$$W = 3 \times 2 - (2 \times 3 - 1) = 1 \text{ btd}$$

§2. Bậc tự do của cơ cấu

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



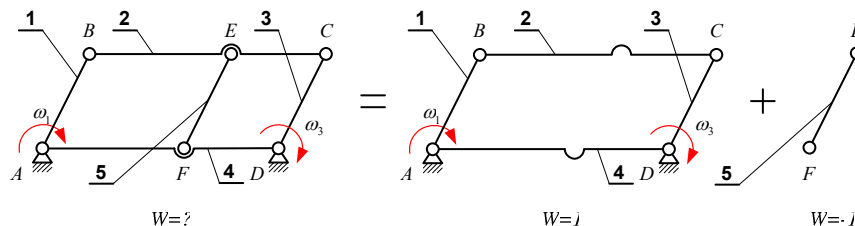
- Cơ cấu toàn khớp loại 5 với: $n=4$, $k=5$, $p_k=6$

- Bậc tự do của cơ cấu là

$$W = 3 \times 4 - (2 \times 6) = 0 \text{ btd}$$

- Trên thực tế, cơ cấu này làm việc được → điều này có gì mâu thuẫn không ?

§2. Bậc tự do của cơ cấu



- Chú ý khâu 5 không có tác dụng gì trong chuyển động của cơ cấu ABCD

- Nếu bỏ khâu 5 ra, cơ cấu trở thành cơ cấu 4 khâu bản lề với btd 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

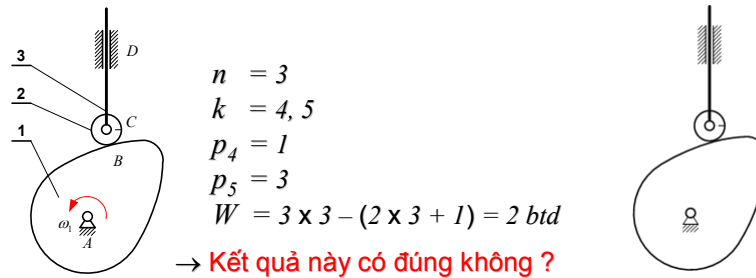
- Gọi r là số ràng buộc thừa có trong cơ cấu, btd của cơ cấu phẳng

$$W = 3n - (2p_5 + p_4 - r)$$

- Trong cơ cấu hình bình hành ở trên, $r = 1$, và $W = 3 \times 4 - (2 \times 6 - 1) = 1 \text{ btd}$

§2. Bậc tự do của cơ cấu

Ví dụ: Tính bậc tự do của cơ cấu cam cần đẩy đẩy con lăn



- Trong thực tế, cơ cấu bên chỉ có 1 btd 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
- Btd thêm vào mà không làm ảnh hưởng đến chuyển động của cơ cấu gọi là btd thừa, ký hiệu là s
- Trở lại cơ cấu cam ở trên $W = 3 \times 3 - (2 \times 3 + 1 - 0) - 1 = 1 \text{ btd}$

§2. Bậc tự do của cơ cấu

Tóm lại, công thức tính btd

- đối với cơ cấu không gian

$$W = 6n - \left(\sum_{k=1}^5 k p_k - R_0 \right)$$

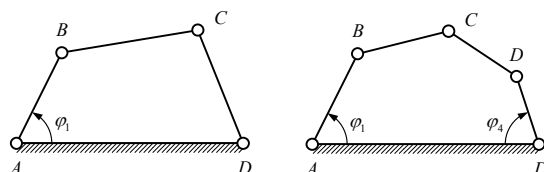
- đối với cơ cấu phẳng trừ cơ cấu chêm

$$W = 3n - (2p_5 + p_4 - r) - s$$

với n : số khâu động k : loại khớp động p_k : số khớp loại k
 R_0 : số ràng buộc trùng r : số ràng buộc thừa s : số btd thừa

§2. Bậc tự do của cơ cấu

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



§3. Nhóm tĩnh định

I. Nguyên lý tạo thành cơ cấu

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

$$W = \underbrace{W}_{\text{khâu dẫn}} + \underbrace{0 + \dots + 0}_{\text{nhóm có btd}=0}$$

II. 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

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

$$\Rightarrow \begin{array}{c|ccc} n & 2 & 4 & 6 & \dots \\ \hline p_s & 3 & 6 & 9 & \dots \end{array}$$

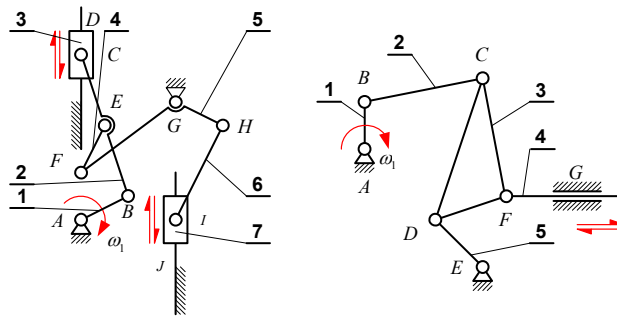
§3. Nhóm tĩnh định

III. Nguyên tắc tách nhóm tĩnh định

Khi tách nhóm tĩnh định phải theo nguyên tắc sau

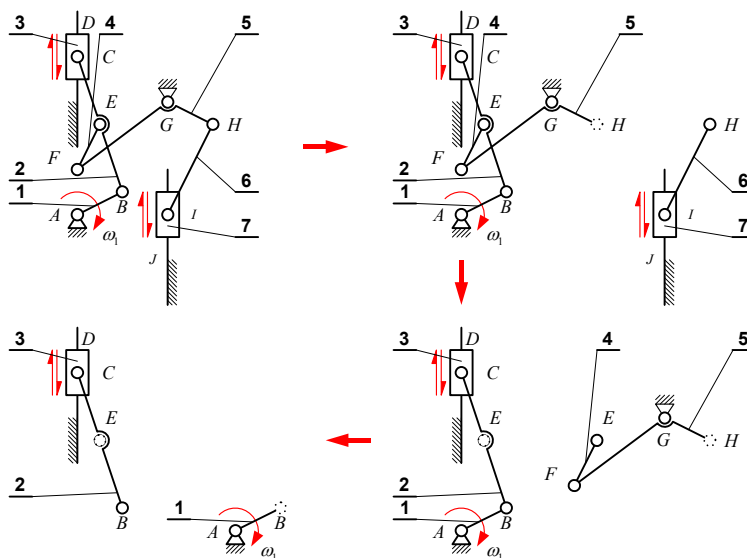
- + Chọn trước khâu dẫn và giá
- + Sau khi tách nhóm, phần còn lại phải là 1 cơ cấu hoàn chỉnh hoặc khâu dẫn
- + Tách những nhóm ở xa khâu dẫn trước rồi dần đến những nhóm ở gần hơn
- + Khi tách nhóm, thử tách những nhóm đơn giản trước, nhóm phức tạp sau

Ví dụ: Tách nhóm tĩnh định cơ cấu động cơ diezen, cơ cấu bơm oxy



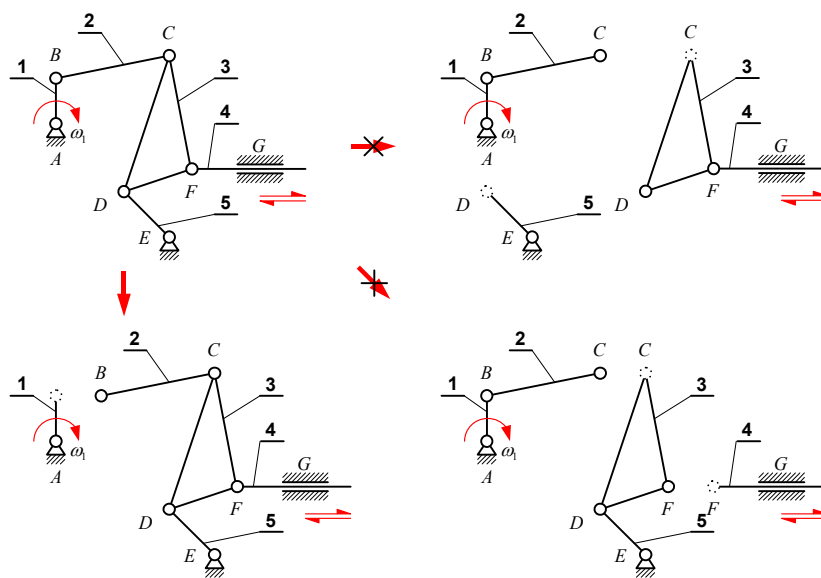
§3. Nhóm tĩnh định

III. Nguyên tắc tách nhóm tĩnh định



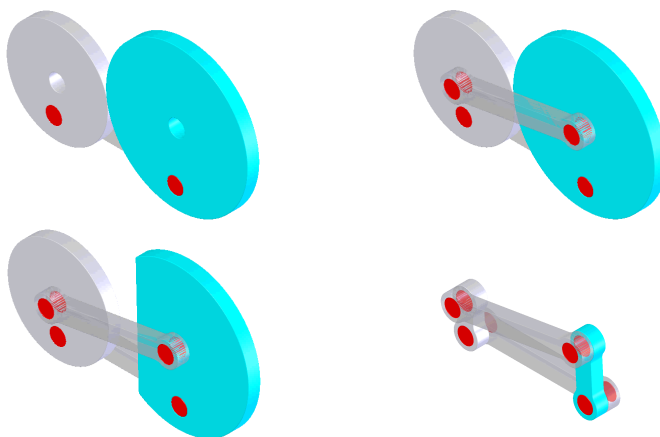
§3. Nhóm tĩnh định

III. Nguyên tắc tách nhóm tĩnh định



§4. Thay thế khớp cao bằng khớp thấp

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

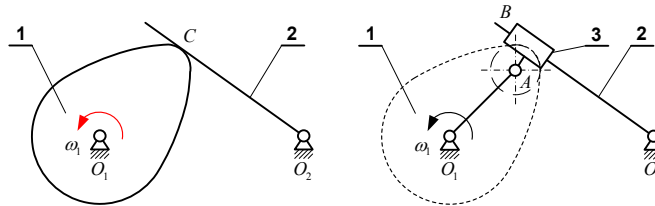


$$W = 3 \times 2 - (1 + 2 \times 2) = 1 \text{ btd}$$

$$W = 3 \times 3 - (2 \times 4) = 1 \text{ btd}$$

§4. Thay thế khớp cao bằng khớp thấp

- Thay thế khớp cao bằng khớp thấp phải đảm bảo hai điều kiện
 - + bậc tự do của cơ cấu không đổi
 - + quy luật chuyển động không đổi
- Nguyên tắc: dùng 1 khâu hai khớp bản lề và đặt các bản 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 cấu cam cần lắc đáy 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 tính cũng như định lượng của cơ cấu thay thế tại vị trí đang xem xét

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, bố trí không gian, vỏ máy,...
- Vận tốc và gia tốc là những thông số cần thiết phản ánh chất lượng làm việc của máy

§1. Đại cương

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 vectơ, ...
- Phương pháp đồ thị, phương pháp họa đồ vectơ

Ưu điểm

- + Đơn giản, cụ thể, dễ nhận biết và kiểm tra

Nhược điểm

- + Thiếu chính xác do có 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 vectơ, kết quả không liên tục, chỉ ở các điểm rời rạc

- Phương pháp giải tích

Ưu điểm

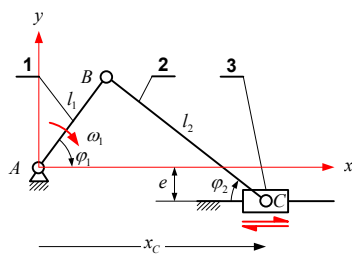
- + Cho mối quan hệ giữa các đại lượng bằng biểu thức giải tích, dễ dàng cho việc khảo sát dùng máy tính
- + Độ chính xác cao

Nhược điểm

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

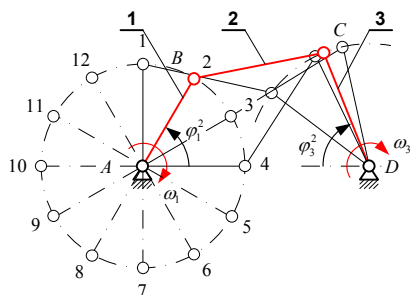
Xác định: x_C , v_C , a_C

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

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

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

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



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

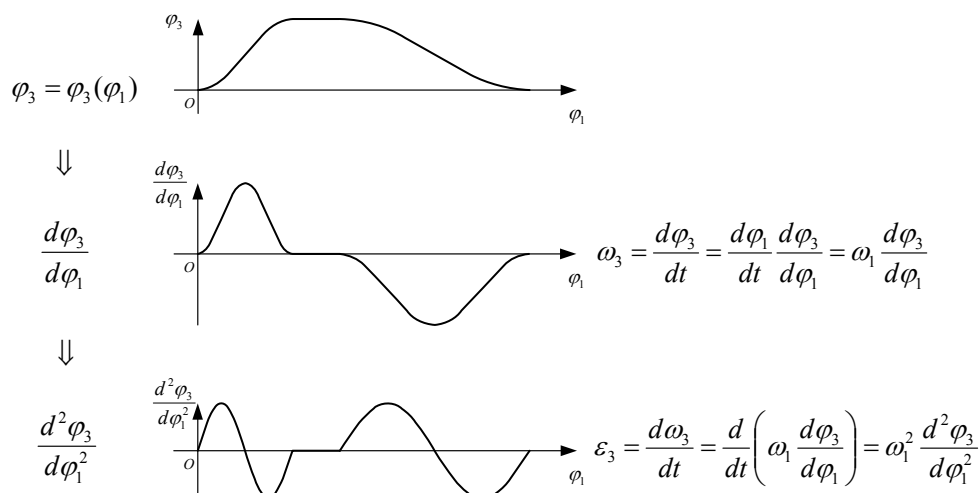
Xác định: φ_3 , ω_3 , ε_3

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

φ_1	φ_1^1	φ_1^2	\dots	φ_1^n
φ_3	φ_3^1	φ_3^2	\dots	φ_3^n

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

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



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

Ôn một số kiến thức về đại số vectơ

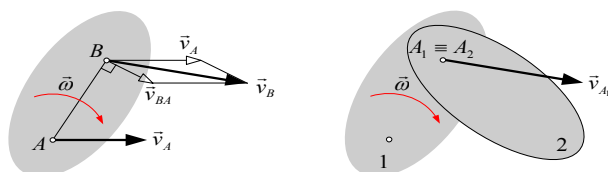
- Định lý liên hệ vận tốc

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

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

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

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

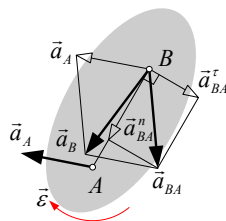


§4. Phân tích động học cơ cấu phẳng bằng phương pháp họa đồ vectơ

- Định lý liên hệ gia tốc

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

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau$$



$$\vec{a}_{BA}^n = \begin{cases} // \vec{BA} \\ l_{AB} \omega^2 = v_{BA}^2 / l_{AB} \end{cases}$$

$$\vec{a}_{BA}^\tau = \begin{cases} \perp AB \\ \epsilon l_{AB} \end{cases}$$

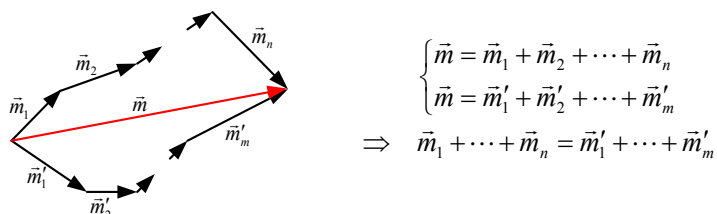
+ Hai điểm A_1, A_2 trùng nhau, thuộc hai khâu đang chuyển động song phẳng tương đối đối với nhau

$$\vec{a}_{A_2} = \vec{a}_{A_1} + \vec{a}_{A_2, A_1}^k + \vec{a}_{A_2, A_1}^\tau$$

$$\vec{a}_{A_2, A_1}^k = \begin{cases} // \vec{v}_{A_2, A_1} \text{ quay } 90^\circ \text{ theo } \vec{\omega}_1 \\ 2\omega_1 v_{A_2, A_1} \end{cases}$$

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

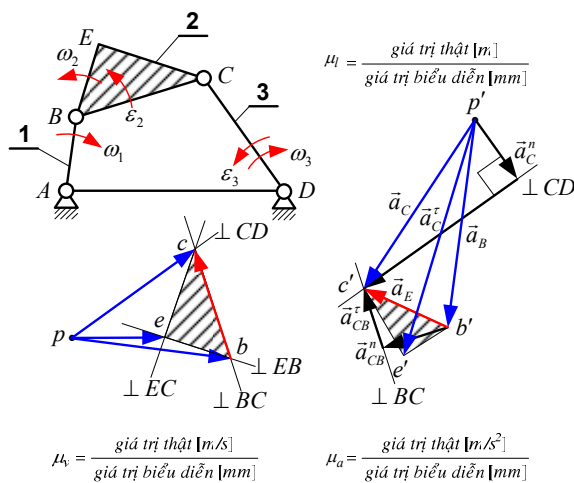
Điều kiện để giải một phương trình vectơ



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

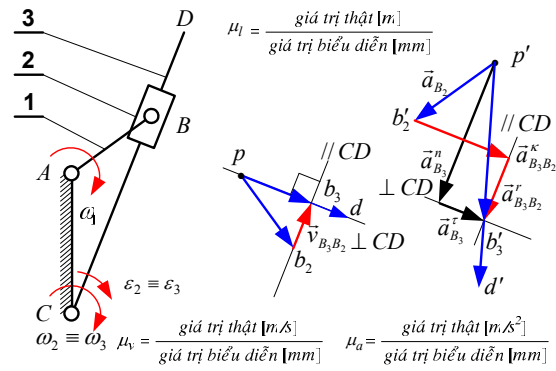
§4. Phân tích động học cơ cấu phẳng bằng phương pháp họa đồ vectơ

Ví dụ: Cho cơ cấu 4 khâu bản 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



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

Ví dụ: Cho cơ cấu culít tại vị trí như hình vẽ. Khâu dẫn 1 quay đều với vận tốc góc ω_1 . Xác định ω_3 , ε_3 , v_D , a_D



3. PHÂN TÍCH LỰC CƠ CẤU

§1. Phân loại lực

1. Ngoại lực

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

2. Lực quán tính

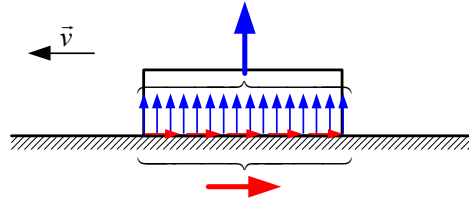
- Cơ cấu là một cơ hệ chuyển động có gia tốc, tức ngoại lực tác dụng lên cơ cấu không triệt tiêu nhau → không thể dùng phương pháp tĩnh học để giải
- Để giải quyết bài toán hệ lực không cân bằng → dùng nguyên lý **D'Alembert**

Nếu ngoài những lực tác dụng lên một cơ hệ 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 lực cơ hệ này

§1. Phân loại lực

3. Nội lực

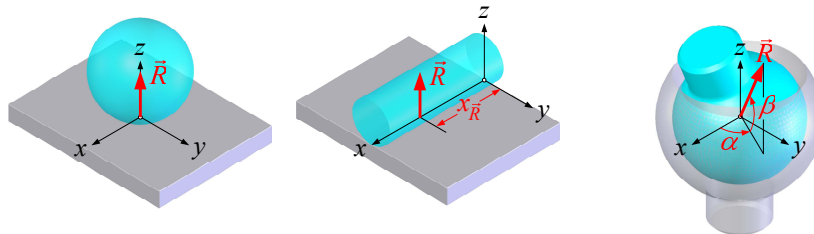
- Lực tác dụng lẫn nhau giữa các khâu trong cơ cấu (phản lực liên kết)
- Tại mỗi tiếp điểm của thành phần khớp động, phản lực này gồm hai phần
 - + Thành phần áp lực: vuông góc với phương chuyển động tương đối
 - Tổng các thành phần áp lực trong một khớp → **áp lực khớp động**



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

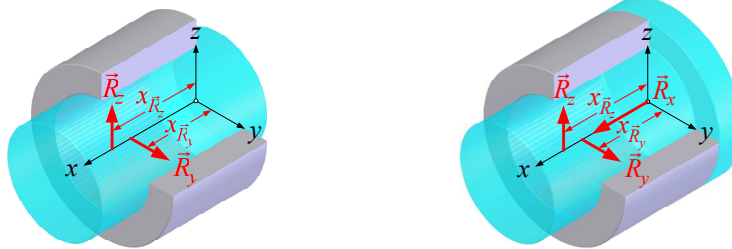
§2. Điều kiện tĩnh định

- Để tính phản lực khớp động → 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 lực lập được = số ẩn chứa trong các phương trình**
 - 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

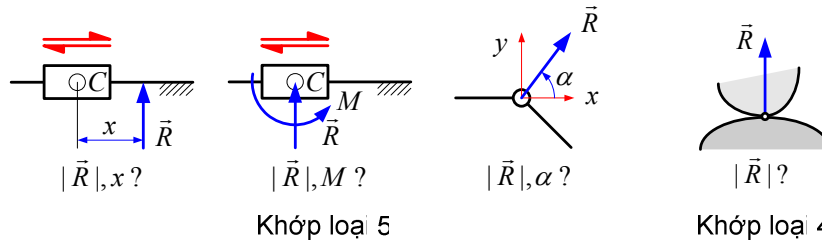


Khớp loại 1 $|\vec{R}|?$ Khớp loại 2 $|\vec{R}|? x_{\vec{R}}?$ Khớp loại 3 $\alpha? \beta? |\vec{R}|?$

§2. Điều kiện tĩnh định



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



§2. Điều kiện tĩnh định

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

- 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 các 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

$$6n = \sum_{k=1}^5 k P_k$$

$$\text{hay } 6n - \sum_{k=1}^5 k P_k = 0$$

- 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
- \rightarrow **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)

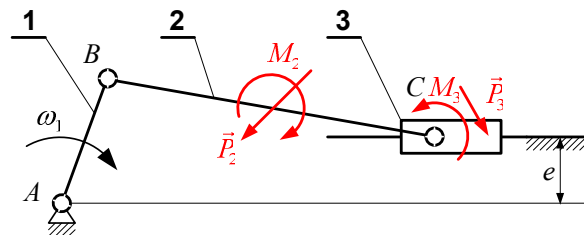
- Với cơ cấu phẳng, một khâu viết được 3 phương trình

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

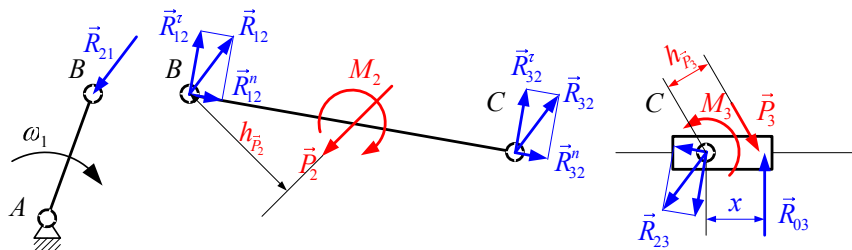
- Các phương trình lực trên có thể được giải bằng các phương pháp đã biết: phương pháp giải tích vector, phương pháp hoạ đồ vector (đa giác lực), ...

§3. Xác định áp lực khớp động

Ví dụ

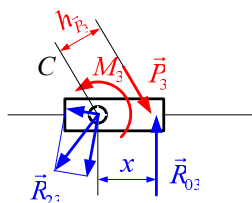


- Tách nhóm tĩnh định, tách các khâu trong nhóm, đặt lực lên khâu

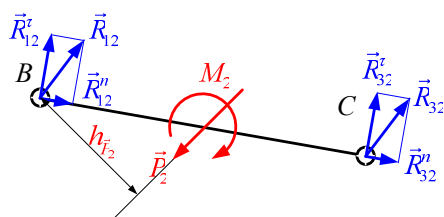


§3. Xác định áp lực khớp động

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



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

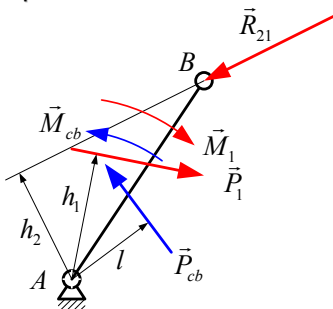


$$\begin{cases} \sum \vec{P} = \vec{P}_2 + \vec{R}_{12} + \vec{R}_{32} = 0 \\ \sum M_B = -M_2 + R_{32}l_{BC} - P_2 h_{\vec{P}_2} = 0 \end{cases}$$

- Giải các phương trình lực của cùng một nhóm

§4. Tính lực trên khâu dẫn

I. Phương pháp phân tích lực



$$\sum M_A = R_{21}h_{21} - P_1h_1 + M_{cb} - M_1 = 0 \Rightarrow M_{cb} = -R_{21}h_{21} + P_1h_1 + M_1$$

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

§4. Tính lực trên khâu dẫn

2. Phương pháp di chuyển khả dĩ

- Moment (lực) cân bằng trên khâu dẫn là moment (lực) cân bằng tất cả các lực (kể 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

$$\sum N_{P_i} + \sum N_{M_i} = 0$$

 N_{P_i} công suất của lực P_i
 N_{M_i} công suất của moment M_i

- Công suất của lực P_i

$$N_{P_i} = \vec{P}_i \vec{V}_i^k$$

 \vec{V}_i^k vận tốc của điểm đặt lực P_i

- Công suất của moment M_i

$$N_{M_i} = \vec{M}_i \vec{\omega}_i^k$$

 $\vec{\omega}_i^k$ vận tốc góc của khâu chịu tác dụng của moment M_i

- Moment (lực) cân bằng trên khâu dẫn

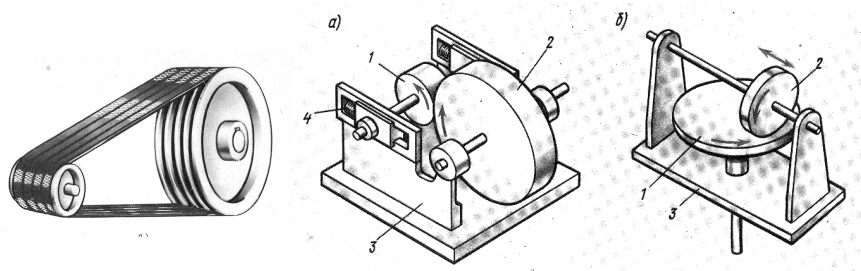
$$\vec{M}_{cb} \vec{\omega}_1 + \sum (\vec{P}_i \vec{V}_i^k + \vec{M}_i \vec{\omega}_i) = 0 \Rightarrow \vec{M}_{cb}$$

$$\vec{P}_{cb} \vec{V}_1 + \sum (\vec{P}_i \vec{V}_i^k + \vec{M}_i \vec{\omega}_i) = 0 \Rightarrow \vec{P}_{cb}$$

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, ...



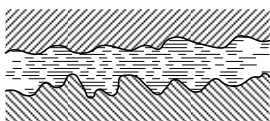
→ Nghiên cứu tác dụng của ma sát để tìm cách giảm mặt tác hại và tận dụng mặt có ích của ma sát

§1. Đại cương

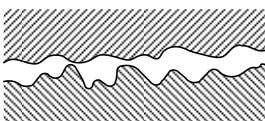
1. Phân loại

- Theo tính chất tiếp xúc

+ Ma sát ướt



+ Ma sát khô



+ Ma sát ½ ướt, ½ khô



- Theo tính chất chuyển động

+ Ma sát trượt



+ Ma sát lăn



- Theo trạng thái chuyển động

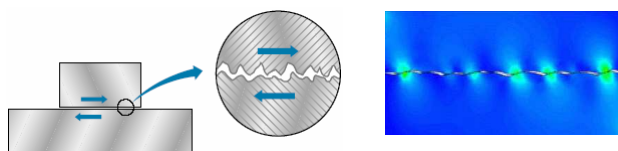
+ Ma sát tĩnh

+ Ma sát động

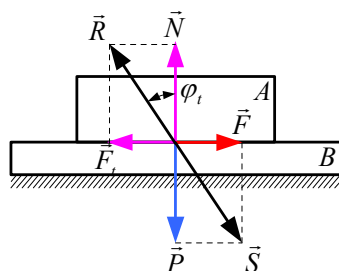
§1. Đại cương

2. Nguyên nhân của hiện tượng ma sát

- Nguyên nhân cơ học



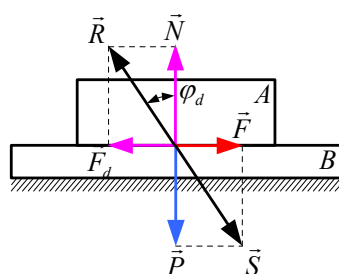
3. Lực ma sát và hệ số ma sát



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

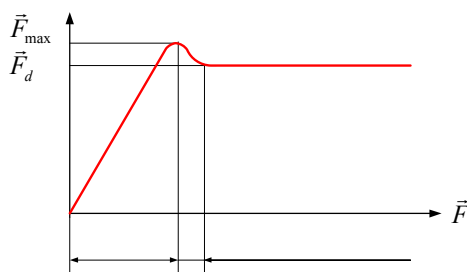
$$\tan \varphi_t = \frac{F_{\max}}{N} = f_t$$

§1. Đại cương



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

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



§1. Đại cương

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

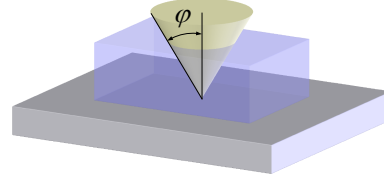
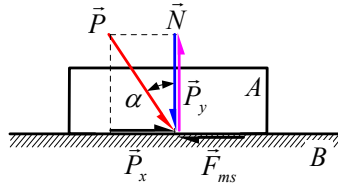
$$F_{\max} = f_t N$$

$$F_d = f_d N$$

- 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 $f_t > f_d$

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

I. Ma sát trên mặt phẳng ngang



- Tác dụng lên A một lực $\vec{P}(\vec{P}_x, \vec{P}_y)$
- 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**

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

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

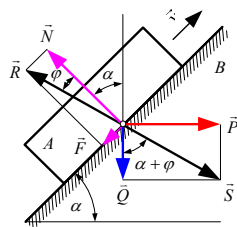
$$\alpha \geq \varphi$$

→ Khái niệm mặt nón ma sát

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

II. Ma sát trên mặt phẳng nghiêng

- Trường hợp A đi lên 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 $P \geq Q \tan(\alpha + \varphi)$

- + Điều kiện tự hãm

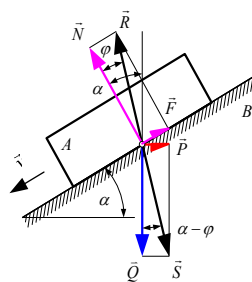
o $\alpha + \varphi = \pi / 2$ $P \rightarrow \infty$ không thể thực hiện được lực P lớn như vậy

o $\alpha + \varphi > \pi / 2$ $\tan(\alpha + \varphi) < 0 \rightarrow P$ nằm theo chiều ngược lại

→ Điều kiện tự hãm $\alpha + \varphi \geq \frac{\pi}{2}$

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

- Trường hợp A đi 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

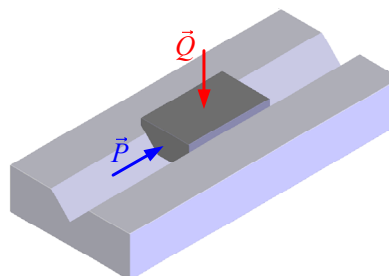
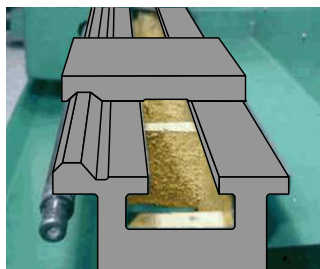
o $\alpha - \varphi = 0$ $Q \rightarrow \infty$ không thể thực hiện được lực Q lớn như vậy

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

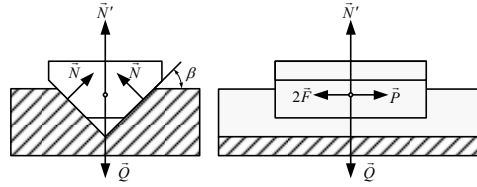
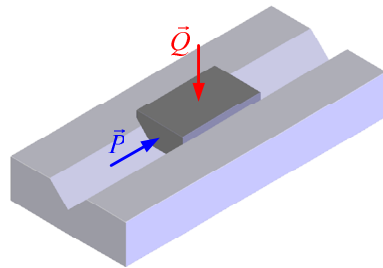
→ Điều kiện tự hãm $\alpha \leq \varphi$

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

III. Ma sát trên rãnh chữ V



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



+ 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

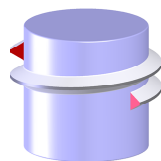
$$P \geq 2F$$

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

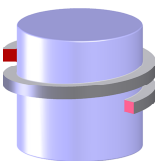
§2. Ma sát trên khớp tịnh tiến (ma sát trượt khô)

IV. Ma sát trên khớp ren vít

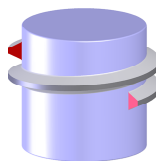
- Cấu tạo ren vít



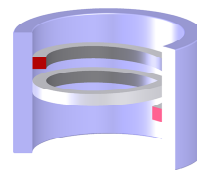
ren tam giác



ren vuông

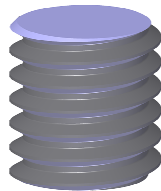


ren hình thang

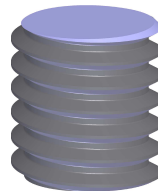


ren trong

ren ngoài



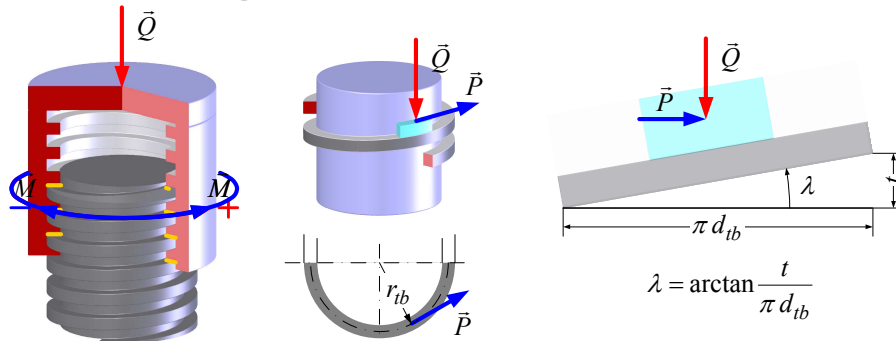
ren phải



ren trái

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

- Ma sát trên ren vuông



+ Triển khai mặt ren theo mặt trụ ra mặt phẳng, mặt ren trở thành mặt phẳng phẳng nghiêng một góc λ . Ma sát trên khớp ren vuông được xem gần đúng như ma sát trên mặt phẳng nghiêng

→ Bài toán vật chuyển động trên mặt phẳng nghiêng $P = Q \tan(\alpha \pm \varphi)$

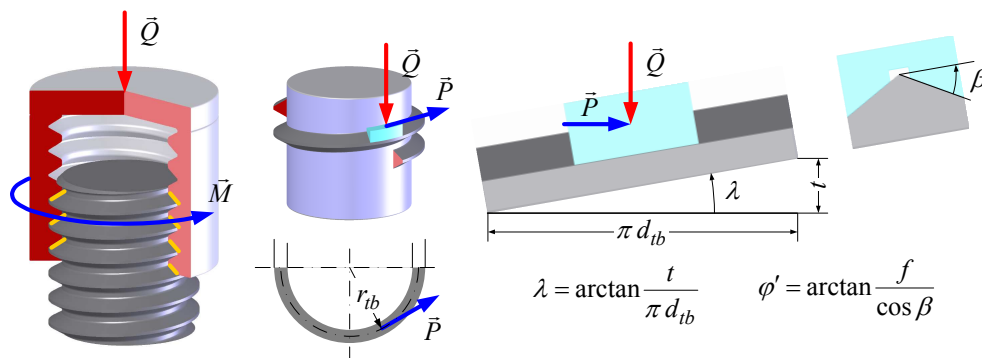
$$\Rightarrow M \geq M_{ms} = r_{ib} Q \tan(\alpha \pm \varphi)$$

chú ý dấu

+ : vận chặt, P phát động, Q cản- : tháo lỏng, P cản, Q phát động

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

- 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

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

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

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

- So sánh ren tam giác và ren vuông
- + Moment cần thiết để vận chuyển vào trên ren vuông < trên ren tam giác
→ dùng ren vuông để truyền động

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

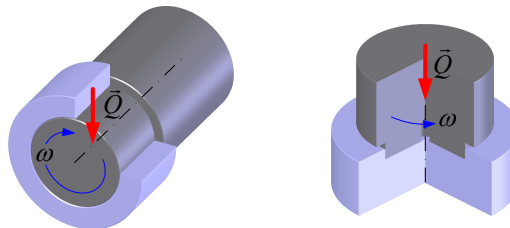
- + Moment cần thiết để tháo ra trên ren tam giác > trên ren vuông
→ dùng ren tam giác trong các mối ghép tĩnh

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



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

- Khớp quay dùng nhiều trong máy móc, gọi là ổ trục
- Có hai loại ổ trục
 - + Ổ đỡ: chịu lực hướng kính (vuông góc với trục quay)
 - + Ổ chặn: chịu lực hướng trục (song song đường tâm trục)

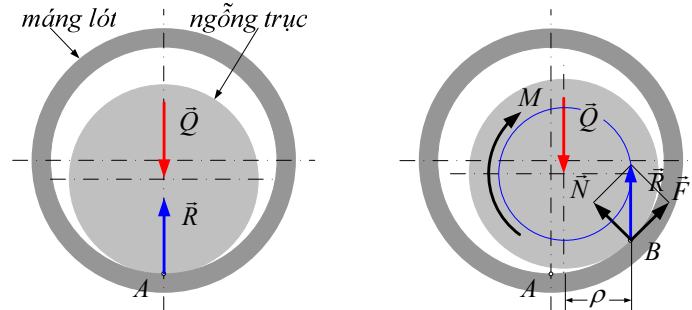


- Ổ chịu cả hai lực hướng kính và hướng trục gọi là ổ đỡ chặn

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

I. Ma sát trên ổ đỡ

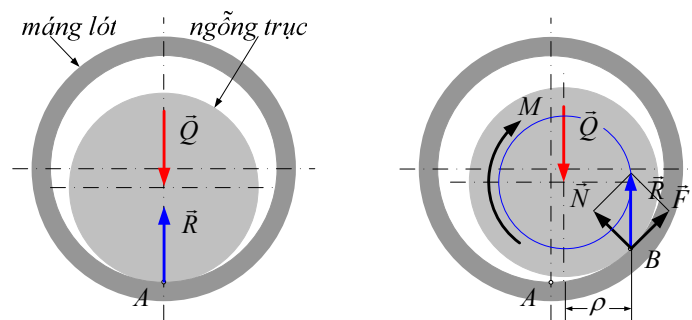
Xét trường hợp ổ đỡ hờ (đã mòn): giữa ngỗng trục và máng lót có độ hở



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

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

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



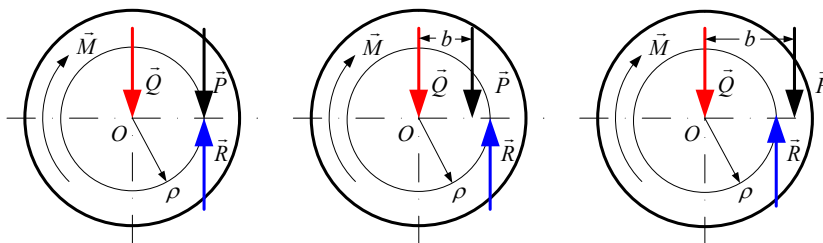
Bán kính vòng ma sát ρ

$$\rho = \frac{f}{\sqrt{1+f^2}} r = f' r$$

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

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

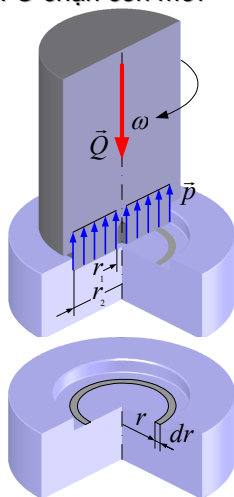
Vòng ma sát và hiện tượng tự hãm



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

II. Ma sát trên chặn

1. Ổ chặn còn mới



- Giả thiết mặt phẳng tiếp xúc tuyệt đối phẳng

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

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

- Lực tác dụng trên dS
 $dN = p dS = \frac{Q}{\pi(r_2^2 - r_1^2)} 2\pi r dr = \frac{2Qr}{r_2^2 - r_1^2} dr$

- Lực ma sát trên dS
 $dF = f dN = f \frac{2Qr}{r_2^2 - r_1^2} dr$

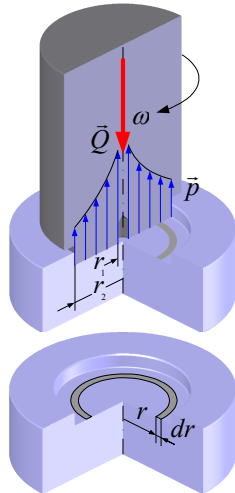
- Moment ma sát trên dS
 $dM = dF r = f \frac{2Qr^2}{r_2^2 - r_1^2} dr = f \frac{2Qr^2}{r_2^2 - r_1^2} dr$

- Moment ma sát trên ổ chặn (còn mới)

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

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

2. Ổ chặn đã chạy mòn



- Giả thiết 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 $v = \omega r$

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

- Phân bố áp suất

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

- Phản lực trên dS

$$dN = p dS = \frac{A}{r} 2\pi r dr = 2\pi A dr$$

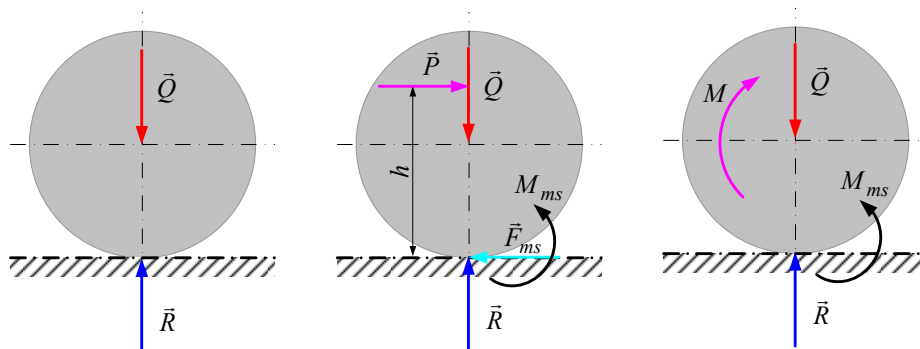
$$\Rightarrow Q = \int_{r_1}^{r_2} dN = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi A r dr = 2\pi A (r_2 - r_1)$$

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

- Moment ma sát trên ổ chặn (đã mòn) $M = f Q \frac{r_2 + r_1}{2}$

§4. Ma sát trên khớp cao (ma sát lăn)

I. Hiện tượng

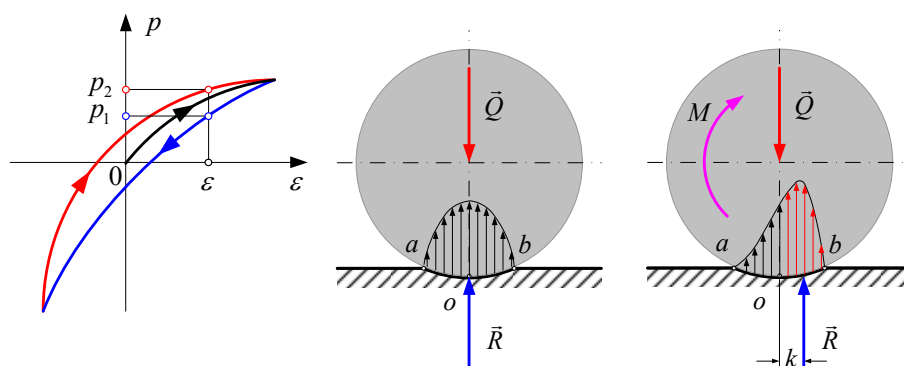


§4. Ma sát trên khớp cao (ma sát lăn)

II. Nguyên nhân

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

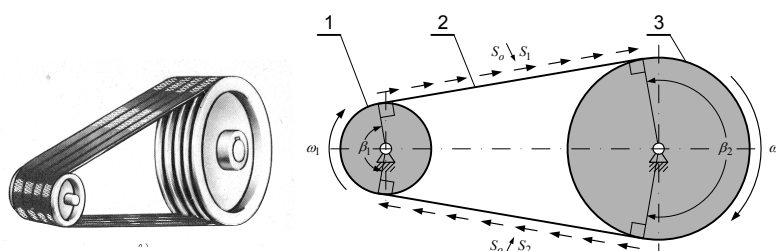
Với cùng một biến dạng ε , ứng suất p_2 sinh ra trong quá trình tăng biến dạng lớn hơn ứng suất p_1 sinh ra trong quá trình giảm biến dạng



§5. Ma sát trên dây dẽo (dây đai)

I. Tính moment 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
sức căng trên nhánh chùng giảm xuống S_1

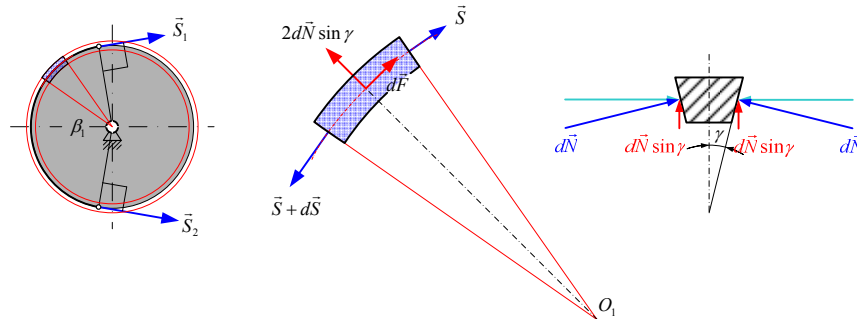
§5. Ma sát trên dây dẽo (dây đai)

- Giả thiết độ thay đổi ứng suất là như nhau trên hai nhánh dây đai

$$\left. \begin{array}{l} S_o - S_1 = S_2 - S_o \\ S_2 = S_1 e^{f\beta} \end{array} \right\} \Rightarrow S_1 = \frac{2S_o}{e^{f\beta} + 1} \quad S_2 = \frac{2S_o e^{f\beta}}{e^{f\beta} + 1}$$

- Công thức Euler

- Xét đoạn dây đai vô cùng bé, (bỏ qua khối lượng dây đai), chịu lực tác dụng



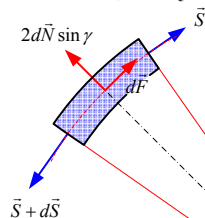
§5. Ma sát trên dây dẽo (dây đai)

- Giả thiết độ thay đổi ứng suất là như nhau trên hai nhánh dây đai

$$\left. \begin{array}{l} S_o - S_1 = S_2 - S_o \\ S_2 = S_1 e^{f\beta} \end{array} \right\} \Rightarrow S_1 = \frac{2S_o}{e^{f\beta} + 1} \quad S_2 = \frac{2S_o e^{f\beta}}{e^{f\beta} + 1}$$

- Công thức Euler

- Xét đoạn dây đai vô cùng bé, (bỏ qua khối lượng dây đai), chịu lực tác dụng



$$M_o = S R + dF R - (S + dS) R = 0$$

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

- Moment ma sát trên dây đai

$$M_{ms} = FR = (S_2 - S_1) R$$

f hệ số ma sát đai/pulley
 β góc ôm của dây đai
 R bán kính pulley

$$\Rightarrow M_{ms} = 2RS_o \frac{e^{f\beta} - 1}{e^{f\beta} + 1}$$

§5. Ma sát trên dây dẽo (dây đai)

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

- Tăng S_o
→ Lực tác dụng lên trục tăng, tuổi thọ đai giảm: chú ý tiết diện đai, ổ trục
- Tăng R
→ Bộ truyền công kênh
- Tăng f

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

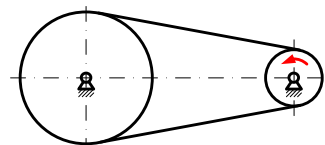
- + Chọn vật liệu đai và pulley phù hợp
- + Rắc chất tăng ma sát lên đai và pulley

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

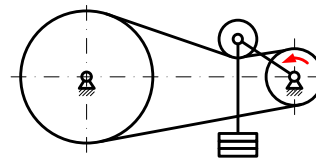
- + Chọn chiều quay cho nhánh chùng lên trên
- + Tăng khoảng cách trục → chú ý kích thước bộ truyền và dây đai dao động
- + Chọn tỉ số truyền không lớn quá → giảm góc ôm của dây đai trên pulley
- + Dùng pulley căng đai → giảm tuổi thọ dây đai

§5. Ma sát trên dây dẽo (dây đai)

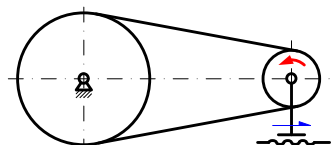
Một số cách dùng pulley căng đai



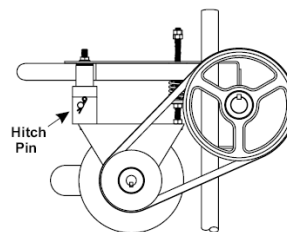
Pretensioning by belt strain



Pretensioning with a belt tightener



Pretensioning by adjustment of center distance



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 tùy 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 có 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

\$1. Đại cương**II. Nội dung cân bằng máy**

Cân bằng máy là một việc rất phức tạp, ở đây chỉ khảo sát hai vấn đề cơ bản

- 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**

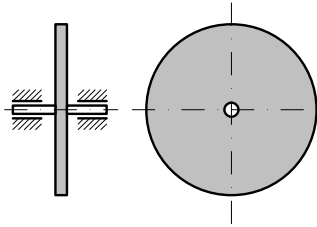
Ba trạng thái mất cân bằng của vật quay

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

\$2. Cân bằng vật quay

I. Các trạng thái cân bằng của vật quay

1. Mất cân bằng tĩnh

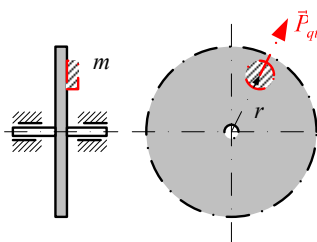


- Xét một đĩa tròn khối lượng có trục quay đi qua trọng tâm đĩa và vuông góc với mặt đĩa. Khi cho đĩa quay quanh trục, các phần tử trên đĩa gây ra những lực quán tính hoàn toàn cân bằng nhau, không có lực tác dụng lên trục ngoại trừ bản thân trọng lượng đĩa → Ta nói đĩa được cân bằng tĩnh

\$2. Cân bằng vật quay

I. Các trạng thái cân bằng của vật quay

1. Mất 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

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

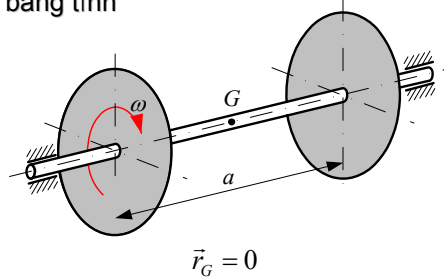
→ Ta nói đĩa mất cân bằng tĩnh

\$2. Cân bằng vật quay

1. Các trạng thái cân bằng của vật quay

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

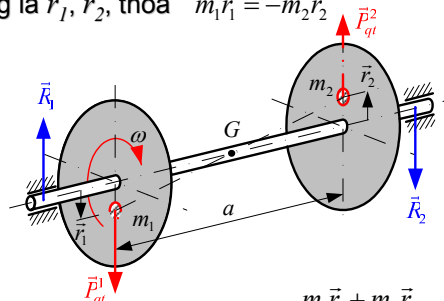


\$2. Cân bằng vật quay

1. Các trạng thái cân bằng của vật quay

2. Mất cân bằng động thuần túy

- Gắn 2 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 $m_1 \vec{r}_1 = -m_2 \vec{r}_2$



- Trọng tâm của đĩa 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

- Hai lực này tạo nên một ngẫu $M_{qt} = P_{qt}^1 a = P_{qt}^2 a \neq 0$

gây nên phản lực động phụ trên trục \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**

\$2. Cân bằng vật quay

I. Các trạng thái cân bằng của vật quay

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

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

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

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

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

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

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

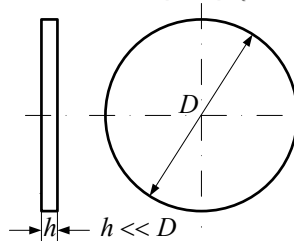
→ ta gọi chung là mất cân bằng động hỗn hợp hay mất cân bằng động

\$2. Cân bằng vật quay

II. Cân bằng vật quay có chiều dày nhỏ

1. Nguyên tắc cân bằng

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



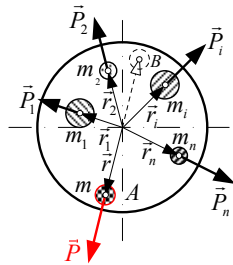
- Các tiết máy như bánh răng, pulley, ... được xem là thuộc loại này
- Nguyên tắc cân bằng: vật có chiều dày nhỏ mất cân bằng là do trọng tâm của chúng không trùng với trục quay. Khi làm việc, phát sinh lực quán tính ly tâm tác dụng lên trục làm vật mất cân bằng tĩnh. Do đó thực chất của việc cân bằng là **phân bố lại khối lượng sao cho trọng tâm của vật về trùng với tâm quay để khử lực quán tính sinh ra khi làm việc**

\$2. Cân bằng vật quay

II. Cân bằng vật quay có chiều dày nhỏ

1. Nguyên tắc cân bằng

- Chứng minh: Xét vật quay gồm các khối lượng 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 cần 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

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

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

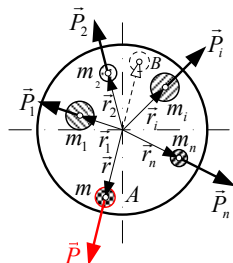
- Phương trình này được giải bằng đa giác lực như đã biết → **xác định được vị trí và lượng cân bằng cần thêm vào** $m \vec{r}$

\$2. Cân bằng vật quay

II. Cân bằng vật quay có chiều dày nhỏ

1. Nguyên tắc cân bằng

- 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 của A

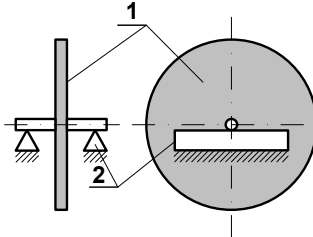
- Có thể dùng nhiều đối trọng thay cho một đối trọng. Ví dụ có thể dùng nhiều khối lượng m'_i đặt tại các nút vector bán kính \vec{r}'_i sao cho $m \vec{r} = \sum m'_i \vec{r}'_i$
- **Trường hợp vật quay có chiều dày nhỏ (cân bản tĩnh), ta chỉ cần ít nhất một đối trọng và chỉ cần tiến hành trên một mặt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

\$2. Cân bằng vật quay

II. Cân bằng vật quay có chiều dày nhỏ

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

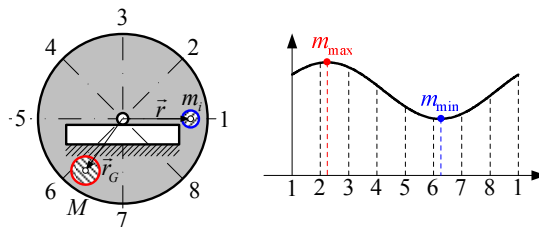
thiếu chính xác do tồn tại ma sát giữa trục và dao cân bằng

\$2. Cân bằng vật quay

II. Cân bằng vật quay có chiều dày nhỏ

2. Thí nghiệm cân bằng tĩnh

b. Phương pháp hiệu số moment



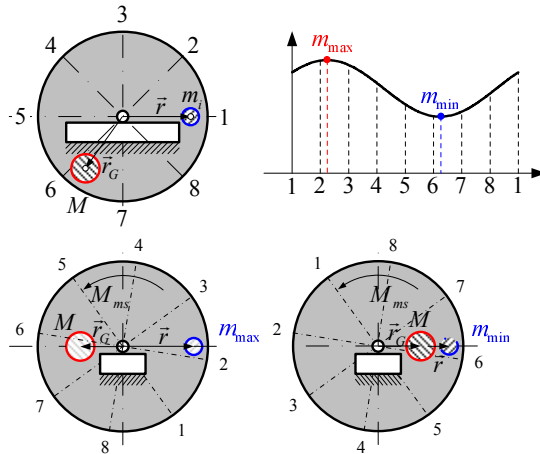
- Chia vật quay làm nhiều phần bằng nhau và đánh số điểm chia
- Đặt vật lên dao cân bằng và quay tiết máy theo một chiều nào đó, sao cho tất cả các vị trí đánh số đều được đưa về vị trí nằm ngang
- Ứng với vị trí i , ta đặt một đối trọng m_i tại mút vector bán kính r sao cho vật bắt đầu lăn trên dao.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

\$2. Cân bằng vật quay

II. Cân bằng vật quay có chiều dày nhỏ

2. Thí nghiệm cân bằng tĩnh

b. Phương pháp hiệu số moment



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

- Từ hình vẽ

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

- Suy ra lượng mất cân bằng

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

M : khối lượng vật quay

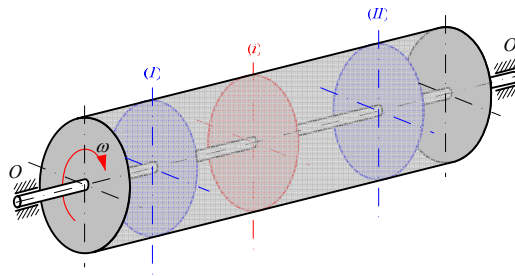
r_G : bán kính trọng tâm

\$2. Cân bằng vật quay

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 trục tương đối lớn so với kích thước hướng kính mà khối lượng không thể phân bố trên một mặt phẳng vuông góc với trục 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 trục quay

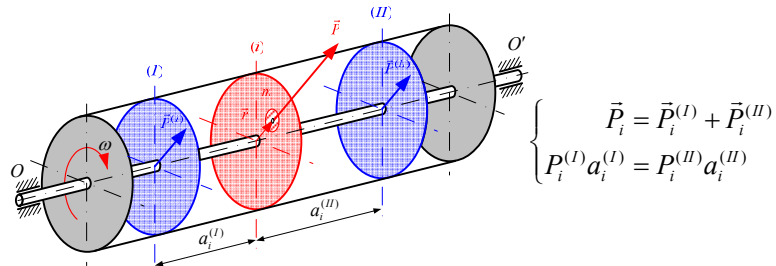
\$2. Cân bằng vật quay

III. Cân bằng vật quay có chiều dày lớn

1. Nguyên tắc cân bằng

- 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 trục quay và được đặt ở mút các vector bán kính r_i

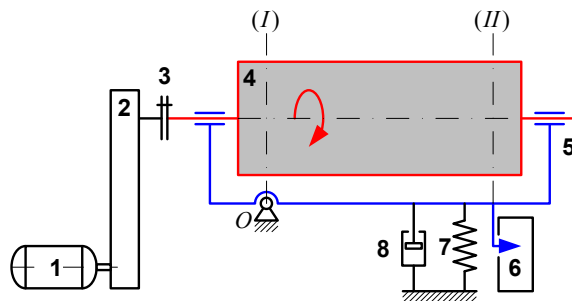


- + Khi trục quay với vận tốc ω sẽ sinh ra các lực quán tính $\vec{P}_i = m_i \vec{r}_i \omega^2$
- + Chọn hai mặt phẳng (I) và (II) làm hai mặt phẳng xử lý (cân bằng)
- + Chia lực \vec{P}_i thành hai thành phần đặt trên hai mặt phẳng (I) và (II)
- Bài toán xử lý lượng mất cân bằng trên từng mặt phẳng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

\$2. Cân bằng vật quay

III. Cân bằng vật quay có chiều dày lớn

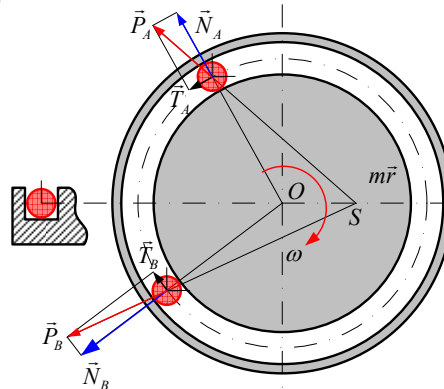
2. Sơ lược về máy cân bằng động



\$2. Cân bằng vật quay

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 mắt cân bằng của vật quay thay đổi liên tục



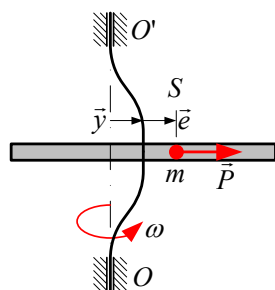
- Để cân bằng vật quay trong trường hợp này, người ta gắn vào trục của vật quay một bộ phận trong đó có những con lăn làm nhiệm vụ đối trọng cân bằng. Biện pháp như vậy gọi là tự cân bằng

\$2. Cân bằng vật quay

IV. 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 võng của trục quay

e : khoảng lệch tâm giữa trục quay và khối tâm

k : độ cứng chống uốn của trục quay

ω_r : tần số riêng của vật quay, $\omega_r^2 = k/m$

+ 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 $\vec{R} = k\vec{y}$

+ Theo định luật Newton

$$\vec{P} + \vec{R} = 0 \quad \text{hay} \quad m\omega^2(\vec{y} + \vec{e}) - k\vec{y} = 0$$

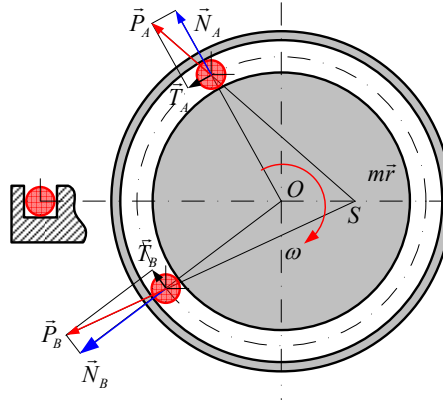
$$\Rightarrow \vec{y} = \frac{m\omega^2\vec{e}}{k - m\omega^2} = \frac{\vec{e}}{\frac{k}{m\omega^2} - 1} = \frac{\vec{e}}{\frac{\omega_r^2}{\omega^2} - 1}$$

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

\$2. Cân bằng vật quay

IV. Tự cân bằng

- 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 tự cân bằng theo sơ đồ nguyên lý sau



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

I. Phương pháp khối tâm

1. Nguyên tắc cân bằng

- Chỉ xét cơ cấu phẳng
- Cơ cấu là một hệ chất điểm có khối 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 khối 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

$$\vec{P} = -m \vec{a}_S \quad \begin{array}{l} m : \text{khối lượng cơ cấu} \\ a_S : \text{gia tốc khối tâm của cơ cấu} \end{array}$$

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

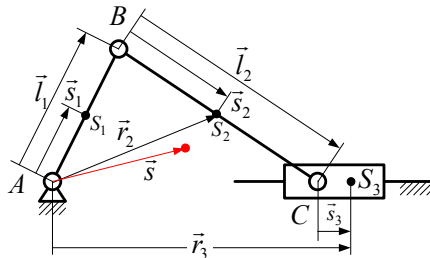
\rightarrow Cân bằng cơ cấu bằng cách bố trí khối lượng các khâu sao cho khối tâm luôn luôn cố định

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

I. Phương pháp khối tâm

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 $\vec{r}_1, \vec{r}_2, \vec{r}_3$

$$\vec{r}_1 = \vec{s}_1$$

$$\vec{r}_2 = \vec{l}_1 + \vec{s}_2$$

$$\vec{r}_3 = \vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{s}_3$$

- Khối tâm cơ cấu

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

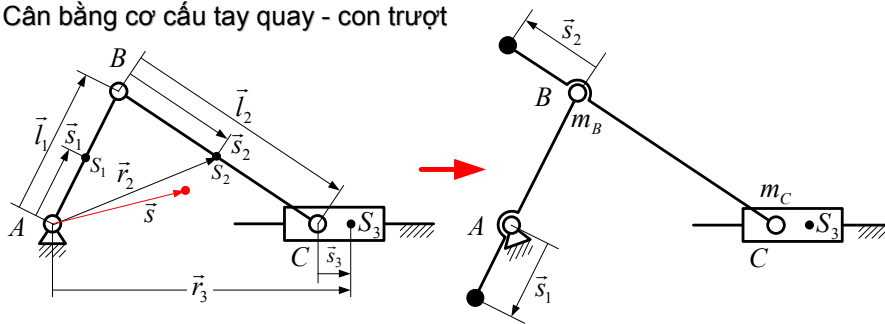
$$\rightarrow \text{Để khối tâm cố định, } \vec{r}_S = \text{const} \Rightarrow \begin{cases} m_1 \vec{s}_1 + (m_2 + m_3) \vec{l}_1 = 0 \\ m_2 \vec{s}_2 + m_3 \vec{l}_2 = 0 \end{cases}$$

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

I. Phương pháp khối tâm

2. Ví dụ

a. Cân bằng cơ cấu tay quay - con trượt



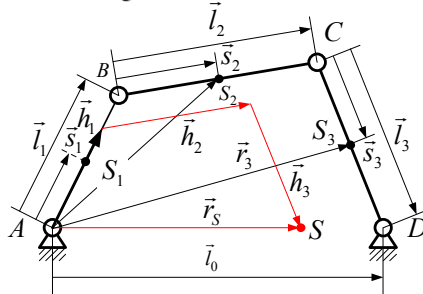
$$\begin{cases} m_1 \vec{s}_1 + (m_2 + m_3) \vec{l}_1 = 0 \\ m_2 \vec{s}_2 + m_3 \vec{l}_2 = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \vec{s}_1 = -\frac{m_2 + m_3}{m_1} \vec{l}_1 \\ \vec{s}_2 = -\frac{m_3}{m_2} \vec{l}_2 \end{cases}$$

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

1. Phương pháp khối tâm

2. Ví dụ

b. Cân bằng cơ cấu bốn khâu bản lề



- Khối lượng các khâu m_1, m_2, m_3

- Trọng tâm S_1, S_2, S_3 đặt tại $\vec{r}_1, \vec{r}_2, \vec{r}_3$

$$\vec{r}_1 = \vec{s}_1$$

$$\vec{r}_2 = \vec{l}_1 + \vec{s}_2$$

$$\vec{r}_3 = \vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{s}_3$$

- Khối tâm cơ cấu

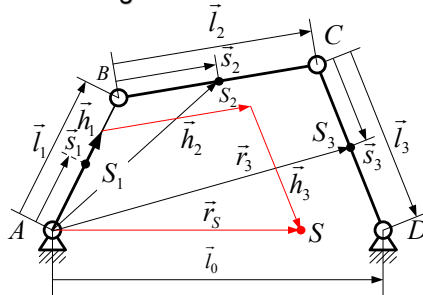
$$\vec{r}_S = \underbrace{\frac{m_1 \vec{s}_1 + (m_2 + m_3) \vec{l}_1}{m_1 + m_2 + m_3}}_{\vec{h}_1} + \underbrace{\frac{m_2 \vec{s}_2 + m_3 \vec{l}_2}{m_1 + m_2 + m_3}}_{\vec{h}_2} + \underbrace{\frac{m_3 \vec{s}_3}{m_1 + m_2 + m_3}}_{\vec{h}_3} \Rightarrow \vec{r}_S = \vec{h}_1 + \vec{h}_2 + \vec{h}_3$$

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

1. Phương pháp khối tâm

2. Ví dụ

b. Cân bằng cơ cấu bốn khâu bản lề



➔ Bài toán có vô số lời giải

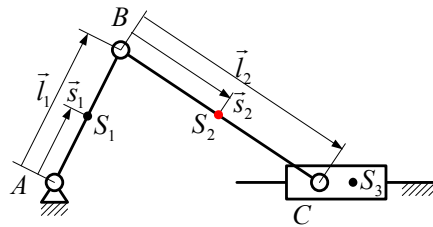
- Để khối tâm không chuyển động, $\vec{r}_S = \text{const}$. Điều này có thể thực hiện được nếu đa giác vectơ tạo bởi các vectơ $\vec{h}_1, \vec{h}_2, \vec{h}_3$ và \vec{r}_S có phương song song các khâu và suất tỉ lệ theo

$$\frac{r_S}{l_0} = \frac{h_1}{l_1} = \frac{h_2}{l_2} = \frac{h_3}{l_3} = k \Rightarrow m_1 \vec{s}_1 = -\frac{m_2(l_2 - s_2)}{l_2} \vec{l}_1, \quad m_2 \vec{s}_2 = -\frac{m_3(l_3 - s_3)}{l_3} \vec{l}_2$$

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

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

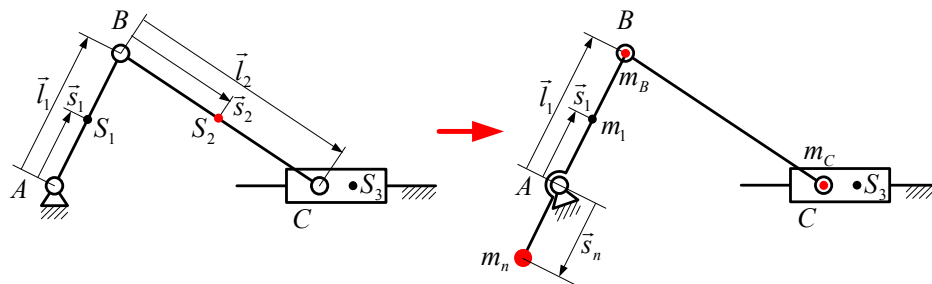
- m_C : khối lượng tịnh tiến

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

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

II. Phương pháp cân bằng từng phần

1. Cân bằng thành phần quay



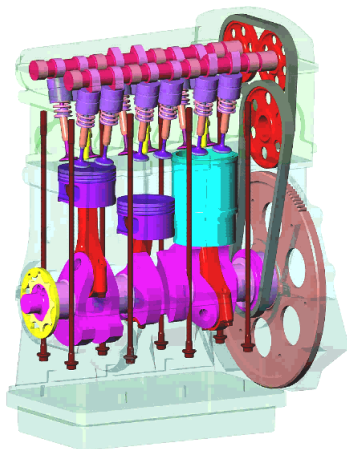
→ Bài toán trở về bài toán cân bằng vật quay đã xét

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

6. CHUYỂN ĐỘNG THỰC & 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 thực 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 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 cản
 - Tiết chế chuyển động máy

\$2. Phương trình chuyển động máy

I. Phương trình động năng

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

A : 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 $A = A_d + A_c$

\rightarrow 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, moment quán tính các khâu, ...)

+ Lực tác dụng lên máy

+ Vận tốc các khâu

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

\$2. Phương trình chuyển động máy

I. Phương trình động năng

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 $\varphi_0 = \varphi(t_0), \quad \varphi = \varphi(t)$

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

\$2. Phương trình chuyển động máy

I. Phương trình động năng

2. Tính công lực cản A_c

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

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

$\overline{P}_k, \overline{M}_k$ lực cản và moment cản tác động lên khâu thứ k

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

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

$$N_c = \sum_k N_k = \sum_k (\overline{M}_k \overline{\omega}_k + \overline{P}_k \overline{V}_k)$$

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

$$A_c = \int_{t_0}^t N_c dt = \int_{t_0}^t \sum_k (\overline{M}_k \overline{\omega}_k + \overline{P}_k \overline{V}_k) dt$$

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

\$2. Phương trình chuyển động máy

I. Phương trình động năng

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

V_{S_k}, ω_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)

$$\Delta E = \frac{1}{2} \sum_k (m_k V_{S_k}^2 + J_k \omega_k^2) \Big|_{\varphi_0}^{\varphi}$$

$$\Delta E = \frac{1}{2} \sum_k (m_k V_{S_k}^2 + J_k \omega_k^2) \Big|_{\varphi_0}^{\varphi}$$

\$2. Phương trình chuyển động máy

I. Phương trình động năng

- Phương trình động năng máy

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi} M_d d\varphi + \int_{t_1}^t \sum_k (\overline{M}_k \overline{\omega}_k + \overline{P}_k \overline{V}_k) dt = \frac{1}{2} \sum_k (m_k V_{S_k}^2 + J_k \omega_k^2) \Big|_{\varphi_1}^{\varphi}$$

\$2. Phương trình chuyển động máy

II. Đại lượng thay thế - khâu thay thế

1. Moment cản thay thế

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

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

$$M_c \equiv \sum_k \left(\overline{M}_k \frac{\overline{\omega}_k}{\omega_1} + \overline{P}_k \frac{\overline{V}_k}{\omega_1} \right)$$

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

$$A_c = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_c d\varphi$$

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

\$2. Phương trình chuyển động máy

II. Đại lượng thay thế - khâu thay thế

2. Moment quán tính thay thế

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

→ 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

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

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

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

\$2. Phương trình chuyển động máy

II. Đại lượng thay thế - khâu thay thế

3. Khâu thay thế

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

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi} M_d d\varphi + \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_c d\varphi = \frac{1}{2} J \omega_1^2 \Big|_{\varphi_0}^{\varphi}$$

- 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 1 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 phương trình động năng của khâu dẫn với các đại lượng thay thế này

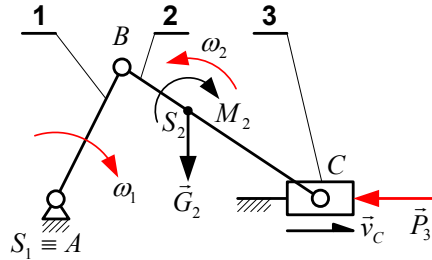
- Có thể thay thế các lực cản, lực phát động, moment quán tính, khối lượng các khâu bằng các đại lượng thay thế đặt trên một khâu bất kỳ. **Khâu mà trên đó đặt các đại lượng thay thế, gọi là khâu thay thế.** Thông thường, khâu dẫn được chọn làm khâu thay thế

- Từ chuyển động thực của khâu dẫn → xác định chuyển động thực của máy

\$2. Phương trình chuyển động máy

II. Đại lượng thay thế - khâu thay thế

4. Ví dụ

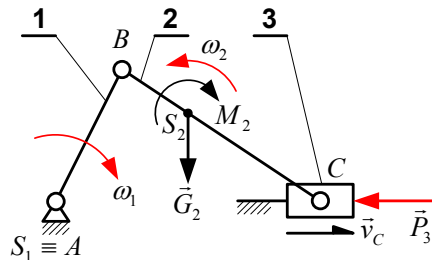


- Cho cơ cấu như hình vẽ
- + moment quán tính khâu 2 là J_2
- + khối lượng khâu 2 và 3 là m_2 và m_3
- + khâu 2, 3 chịu tác dụng của moment M_2 , lực P_3
- Tính M_c , J thay thế đặt trên khâu dẫn

\$2. Phương trình chuyển động máy

II. Đại lượng thay thế - khâu thay thế

4. Ví dụ



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

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

\$2. Phương trình chuyển động máy

II. Đại lượng thay thế - khâu thay thế

4. Ví dụ

Velocity triangle diagram showing the relationship between velocities \vec{v}_C , \vec{v}_B , and \vec{v}_{CB} . The triangle is formed by points p , b , and c . \vec{v}_B is perpendicular to AB , \vec{v}_C is perpendicular to BC , and \vec{v}_{CB} is perpendicular to CB . The angle α is shown between \vec{v}_B and the line bc .

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\frac{V_{CB}}{l_{BC}}}{\frac{V_B}{l_{AB}}} = \frac{\mu_v b c l_{AB}}{\mu_v p b l_{BC}} = \frac{b c l_{AB}}{p b l_{BC}}$$

$$\frac{V_{S_2}}{\omega_1} = \frac{\mu_v p s_2}{\mu_v p b l_{AB}} = \frac{p s_2 l_{AB}}{p b l_{AB}} \quad \Rightarrow$$

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

$$M_c = -M_2 \frac{b c l_{AB}}{p b l_{BC}} + G_2 \frac{p s_2 l_{AB}}{p b l_{AB}} \cos \alpha + P_3 \frac{p c l_{AB}}{p b l_{AB}}$$

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

\$2. Phương trình chuyển động máy

III. Phương trình moment

- Phương trình động năng máy

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi} M_d d\varphi + \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_c d\varphi = \frac{1}{2} J \omega_1^2 \Big|_{\varphi_0}^{\varphi} \Rightarrow \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_d + M_c) d\varphi = \frac{1}{2} J \omega_1^2 \Big|_{\varphi_0}^{\varphi}$$

- Đạo hàm hai vế phương trình trên \rightarrow phương trình chuyển động máy dưới dạng vi phân (phương trình moment)

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

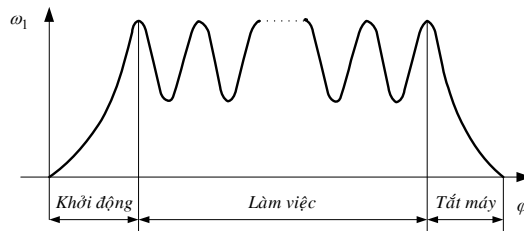
- Việc giải bài toán chuyển động thực bằng phương trình moment nói chung phức tạp hơn khi dùng phương trình động năng. Tuy nhiên, trong một số trường hợp đặc biệt, bài toán giải quyết bằng phương trình moment dễ dàng hơn

\$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 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 lại 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 máy hay tắt máy

\$3. Chuyển động thực của máy

I. Chế độ chuyển động máy

1. Chế độ chuyển động bình ổn

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_d + M_c) d\varphi = \frac{1}{2} J \omega_1^2 \Big|_{\varphi_0}^{\varphi} \Rightarrow \omega_1(\varphi) = \sqrt{\frac{J(\varphi_0)}{J(\varphi)} \omega_1^2(\varphi_0) + \frac{2}{J(\varphi)} \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_d + M_c) d\varphi}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} J = const \\ \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_d + M_c) d\varphi = 0 \end{array} \right. \Rightarrow \omega_1(\varphi) = \omega_1(\varphi_0)$$

→ Máy chuyển động bình ổn với vận tốc đều

$$\left\{ \begin{array}{l} J \neq const \\ \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_d + M_c) d\varphi \neq 0 \end{array} \right. \Rightarrow \omega_1(\varphi) \neq \omega_1(\varphi_0)$$

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

$$\frac{J(\varphi_0 + \phi_\omega)}{J(\varphi_0)} = 1, \quad \int_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \phi_\omega} (M_d + M_c) d\varphi = 0$$

\$3. Chuyển động thực của máy**I. Chế độ chuyển động máy****1. Chế độ chuyển động bình ổn**Chu kỳ động học ϕ Chu kỳ lực học (chu kỳ công) ϕ_A \Rightarrow Chu kỳ động lực học ϕ_ω

$$\left. \begin{aligned} J(\varphi_0) &= J(\varphi_0 + n\phi) \quad (n=1,2,\dots) \\ \int_{\varphi_0}^{\varphi_0 + m\phi_A} (M_d + M_c) d\varphi &= 0 \quad (m=1,2,\dots) \end{aligned} \right\} \Rightarrow \phi_\omega = bscnn(\phi, \phi_A)$$

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**\$3. Chuyển động thực của máy****II. Xác định vận tốc thực của khâu dẫn**

- Phương trình động năng có thể viết dưới dạng

$$\omega_1(\varphi) = \sqrt{\frac{2}{J(\varphi)} \left(J(\varphi_0) \frac{\omega_1^2(\varphi_0)}{2} + \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_d + M_c) d\varphi \right)} \Rightarrow \omega_1(\varphi) = \sqrt{2 \frac{E(\varphi)}{J(\varphi)}}$$

trong đó $E(\varphi) = E(\varphi_0) + \Delta E(\varphi_0)$

$$E(\varphi_0) = \frac{1}{2} J(\varphi_0) \omega_1^2(\varphi_0)$$

$$\Delta E(\varphi_0) = \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_d + M_c) d\varphi$$

 \rightarrow Để xác định $\omega_1(\varphi)$ ta đi xác định các đại lượng $M_d(\varphi), M_c(\varphi), J(\varphi)$ - Các hàm $M_d(\varphi), M_c(\varphi), J(\varphi)$ cho dưới dạng giải tích, bảng số hay đồ thị

\$3. Chuyển động thực của máy**II. Xác định vận tốc thực của khâu dẫn****1. Phương pháp số**

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

$$\omega_1(\varphi_{i+1}) = \sqrt{\frac{2}{J(\varphi_{i+1})} \left(J(\varphi_i) \frac{\omega_1^2(\varphi_i)}{2} + \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} (M_d + M_c) d\varphi \right)}$$

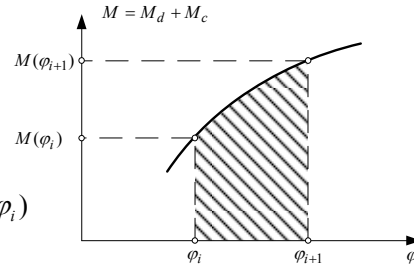
$$\text{hay } \omega_1(\varphi_{i+1}) = \sqrt{\frac{2}{J(\varphi_{i+1})} [E(\varphi_i) + \Delta E(\varphi_i)]}$$

trong đó

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

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

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

**\$3. Chuyển động thực của máy****II. Xác định vận tốc thực của khâu dẫn****1. Phương pháp số**

Đại lượng \ Vị trí cơ cấu	φ_1	φ_2	...	$\varphi_n = \varphi_1 + \phi$...	$\varphi_m = \varphi_1 + \phi_A$...	$\varphi_n = \varphi_1 + \phi_\omega$
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_d	M_{d1}	M_{d2}	...	M_{dn}	...	M_{d1}	...	M_{d1}
Tổng moment $M = M_d + M_c$	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	$\omega_1(\varphi_1)$	$\omega_1(\varphi_2)$...	$\omega_1(\varphi_n)$...	$\omega_1(\varphi_m)$...	$\omega_1(\varphi_1)$

\$3. Chuyển động thực của máy

II. Xác định vận tốc thực của khâu dẫn

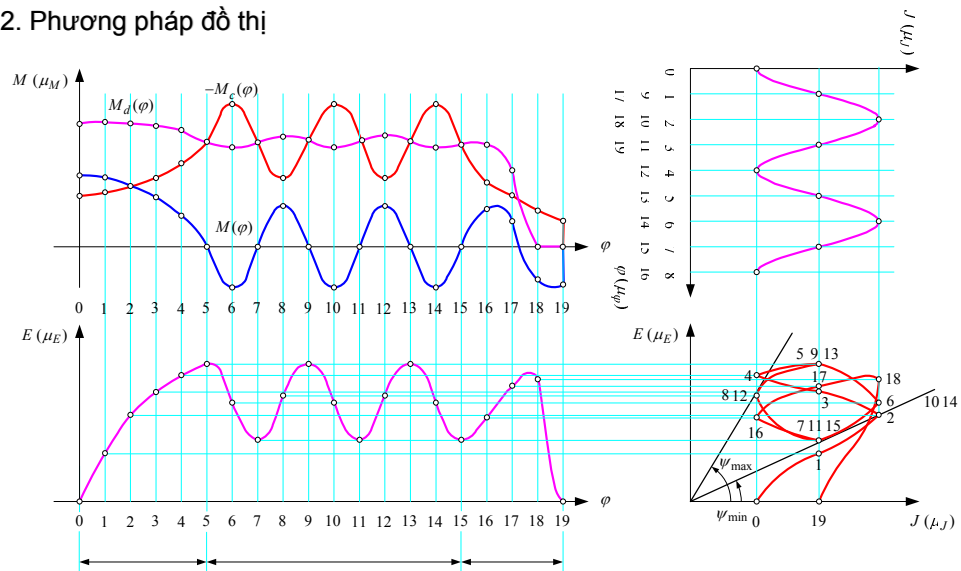
2. Phương pháp đồ thị

- 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 $J(\varphi)$

\$3. Chuyển động thực của máy

II. Xác định vận tốc thực của khâu dẫn

2. Phương pháp đồ thị

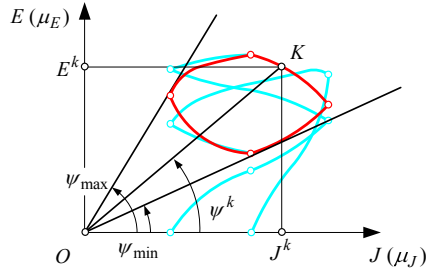


\$3. Chuyển động thực của máy

II. Xác định vận tốc thực của khâu dẫn

2. Phương pháp đồ thị

- Từ đường cong Wittenbauer xác định vận tốc ω_1 như sau



+ Tại $\varphi = \varphi^k$, động năng và moment 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

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

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

- Trường hợp tổng quát, đường cong $E(J)$ bao gồm 3 giai đoạn: khởi động, chuyển động bình ổn và tắt máy. Trong giai đoạn bình ổn, ψ biến thiên giữa ψ_{\max} và $\psi_{\min} \rightarrow$ vận tốc máy biến thiên trong khoảng $\omega_{1\min} \div \omega_{1\max}$

\$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 $\omega_{1\min} \div \omega_{1\max}$

- Để đánh giá độ chuyển động không đều của máy \rightarrow dùng hệ số chuyển động không đều δ

$$\delta \equiv \frac{\omega_{1\max} - \omega_{1\min}}{\omega_{tb}}, \quad \omega_{tb} \equiv \frac{\omega_{1\max} + \omega_{1\min}}{2}$$

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

- Khi đó

$$[\delta] = \frac{[\omega_{1\max}] - [\omega_{1\min}]}{\omega_{tb}}, \quad \omega_{tb} = \frac{[\omega_{1\max}] + [\omega_{1\min}]}{2}, \quad [\omega_{1\max/\min}] = \omega_{tb} \left(1 \pm \frac{[\delta]}{2} \right)$$

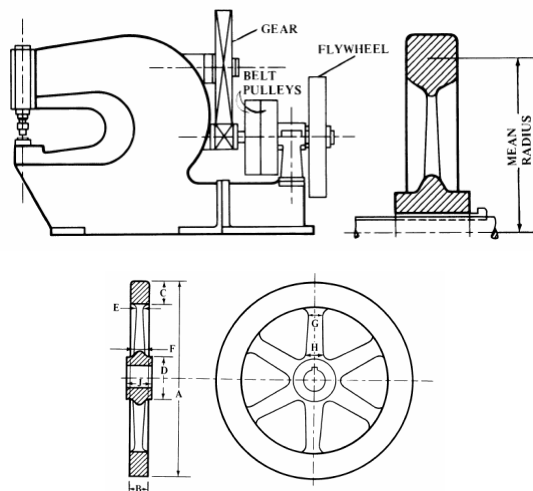
\$4. Làm đều chuyển động máy**II. Làm đều chuyển động máy****1. Biện pháp làm đều**

- J phụ thuộc vị trí cơ cấu $J = \underbrace{J_0}_{\text{phần cố định}} + \underbrace{J(\varphi)}_{\text{phần thay đổi theo } \varphi}$

- Do đó

$$\frac{dJ}{d\varphi} = \frac{d}{d\varphi} [J_0 + J(\varphi)] = \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi} \Rightarrow \varepsilon_1 = \frac{M_d + M_c - \frac{1}{2} \omega_1^2 \frac{dJ(\varphi)}{d\varphi}}{J_0 + J(\varphi)}$$

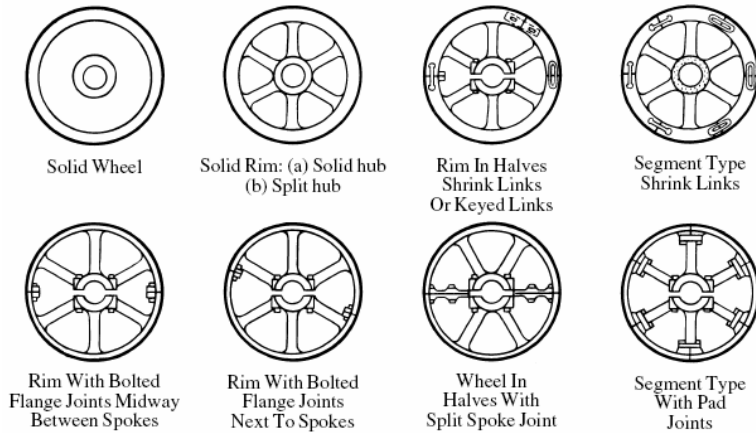
- Giảm ε_1 bằng cách tăng phần cố định của moment quán tính
- Tăng J_0 bằng cách lắp một khối lượng phụ gọi là bánh đà, J_d , lên
 - + khâu dẫn, hoặc
 - + khâu có tỉ số truyền với khâu dẫn không đổi
- Bánh đà có tác dụng tích trữ năng lượng khi $A_d > A_c$ và giải phóng năng lượng khi $A_d < A_c$, nhờ đó điều hoà 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

\$4. Làm đều chuyển động máy**II. Làm đều chuyển động máy****1. Biện pháp làm đều**

\$4. Làm đều chuyển động máy

II. Làm đều chuyển động máy

1. Biện pháp làm đều



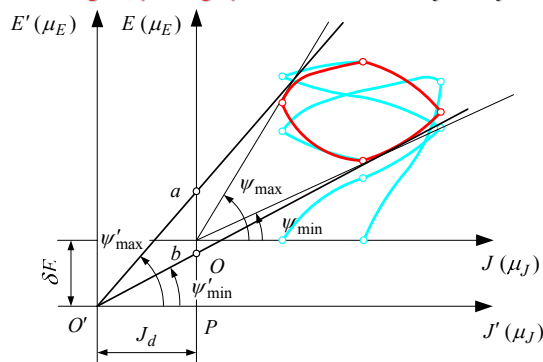
\$4. Làm đều chuyển động máy

II. Làm đều chuyển động máy

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 thiết máy chuyển động bình ổn, sau khi lắp bánh đà



- $J(\varphi)$ và $E(\varphi)$ 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 $\delta J = J_d$

$$[\omega'_{lmax/min}] = \omega_{tb} \left(1 \pm \frac{[\delta]}{2} \right)$$

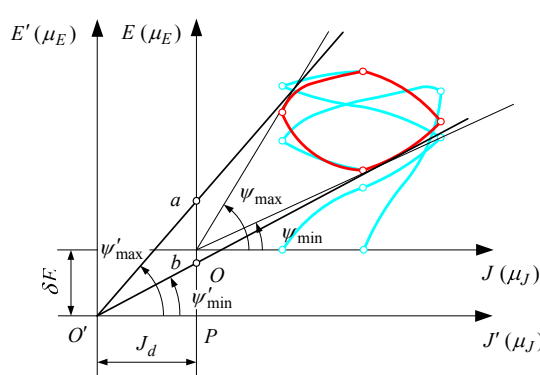
$$[\omega'_{lmax/min}]^2 \approx \omega_{tb}^2 (1 \pm [\delta])$$

\$4. Làm đều chuyển động máy

II. Làm đều chuyển động máy

2. Xác định J_d bằng phương pháp đồ thị

Từ biểu thức vận tốc $\omega_1(\varphi^k) = \sqrt{2 \frac{\mu_E}{\mu_J} \tan \psi^k} \Rightarrow \tan \psi^k = \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_1^2(\varphi^k)$



$$\Rightarrow \tan \psi'_{\max/\min} = \frac{\mu_J}{2\mu_E} [\omega'_{1\max/\min}]^2$$

$$= \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_{1b}^2 (1 \pm [\delta])$$

$$ab = Pa - Pb$$

$$= OP(\tan \psi'_{\max} - \tan \psi'_{\min})$$

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

Nếu lắp trên khâu x có tỉ số truyền cố định đối với khâu dẫn

$$J_d^x = J_d \left(\frac{\omega_1}{\omega_x} \right)^2$$

\$4. Làm đều chuyển động máy

II. Làm đều chuyển động máy

2. Xác định J_d bằng phương pháp đồ thị

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

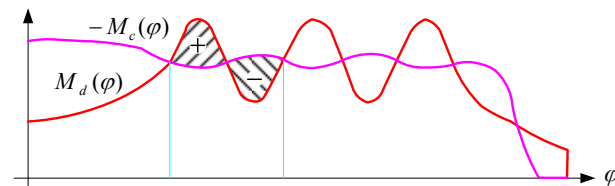
- Biến thiên động năng cực đại sau khi lắp bánh đà

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

với $[\omega'_{1\max/\min}]^2 \approx \omega_{1b}^2 (1 \pm [\delta])$

- Công thức trên dùng 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 $\varphi_{\max/\min}$ là vị trí khâu dẫn khi đạt vận tốc $\omega_{\max/\min}$, ΔE_{\max} được tính như sau



$$\Delta E_{\max} = \int_{\varphi_{\min}}^{\varphi_{\max}} (M_d + M_c) d\varphi$$

\$5. Tiết chế chuyển động máy

II. Cơ cấu tiết chế ly tâm

1. Cơ cấu tiết chế ly tâm kiểu trực tiếp

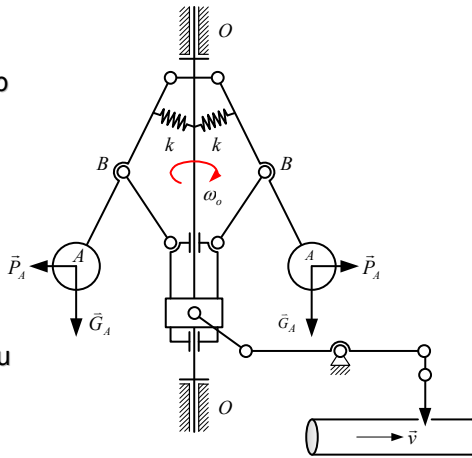
- Nguyên lý làm việc

- Nhược điểm

- + không nhạy đối với các tín hiệu thay đổi nhỏ
- + tồn tại sai số tĩnh

$$\Delta\omega = \omega'_o - \omega_o \neq 0$$

→ cơ cấu tiết chế ly tâm kiểu gián tiếp



\$5. Tiết chế chuyển động máy

II. Cơ cấu tiết chế ly tâm

1. Cơ cấu tiết chế ly tâm kiểu gián tiếp

- Nguyên lý làm việc

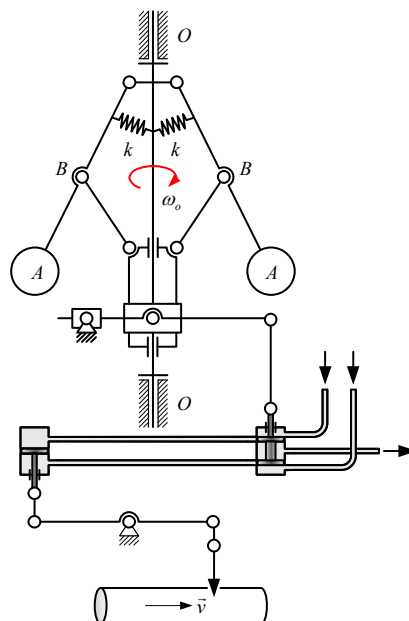
- Ưu điểm

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

$$\Delta\omega = \omega'_o - \omega_o = 0$$

- Nhược điểm

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



7. HIỆU SUẤT

§1. Định nghĩa

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

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

A_{ci} : công có ích
 A_d : công phát động (công mà máy tiêu thụ)
 A_{ms} : công của lực ma sát

- Hiển nhiên $0 \leq \eta < 1$

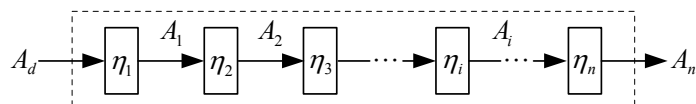
- Hệ số năng suất φ

$$\varphi \equiv \frac{A_{ms}}{A_d}$$

§2. Hiệu suất của một 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

$$\left. \begin{aligned} \eta &\equiv \frac{A_n}{A_d} = \frac{A_n}{A_{n-1}} \frac{A_{n-1}}{A_{n-2}} \dots \frac{A_3}{A_2} \frac{A_2}{A_1} \frac{A_1}{A_d} \\ \eta_i &\equiv \frac{A_i}{A_{i-1}} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \eta = \frac{A_n}{A_d} = \eta_n \eta_{n-1} \dots \eta_2 \eta_1$$

$$\Rightarrow \eta = \prod_{i=1}^n \eta_i$$

§2. Hiệu suất của một chuỗi động

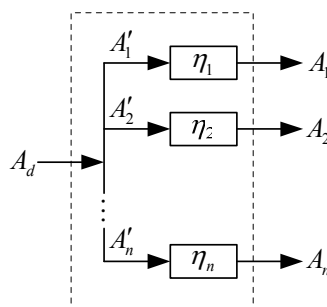
I. Chuỗi song song

- Xét chuỗi động song song n thành phần

A_d : công đưa vào chuỗi động

A'_i : công thành phần đưa vào thành phần có hiệu suất η_i

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



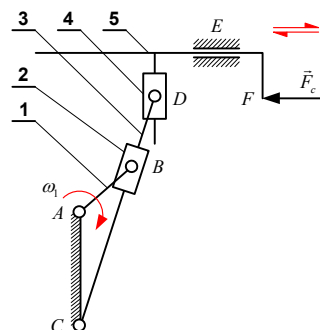
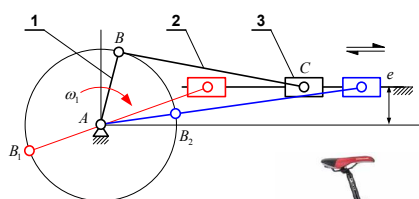
- Hiệu suất chuỗi song song $\eta \equiv \frac{A_{ci}}{A_d}$ với $\left\{ \begin{aligned} A_{ci} &= A_1 + A_2 + \dots + A_n \\ A_d &= A'_1 + A'_2 + \dots + A'_n \end{aligned} \right\} \Rightarrow A_d = \sum_{i=1}^n \frac{A_i}{\eta_i}$

$$\Rightarrow \eta = \frac{\sum_{i=1}^n A_i}{\sum_{i=1}^n \frac{A_i}{\eta_i}}$$

8. CƠ CẤU PHẪNG 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 trục khuỷ, ...
 - + Cơ cấu 4 khâu bản lề dùng trong hệ thống giảm chấn của xe đạp, ...



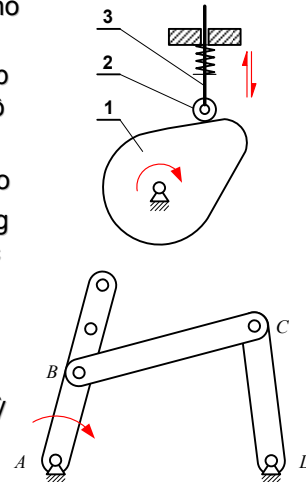
§1. Đại cương

- 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

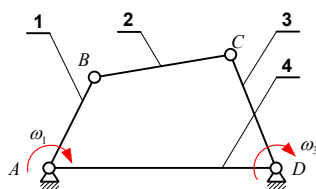
- Nhược điểm

- + Việc thiết kế các cơ cấu này theo những điều kiện cho trước rất khó → khó thực hiện chính xác bất kỳ quy luật chuyển động cho trước nào

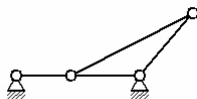


§2. Cơ cấu bốn khâu bản lề và các biến thể

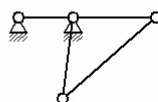
1. Cơ cấu bốn khâu bản lề (four bar linkage)



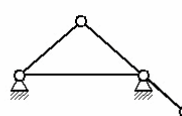
- Cơ cấu có 4 khâu nối với nhau bằng 4 khớp bản lề
- + khâu 4 cố định: **giá (frame)**
- + khâu 2 đối diện với giá: **thanh truyền (coupler)**
- + 2 khâu còn lại
quay được toàn vòng: **tay quay (crank)**
không quay được toàn vòng: **tay quay (rocker)**



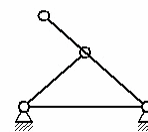
crank - rocker



crank - crank



rocker - crank



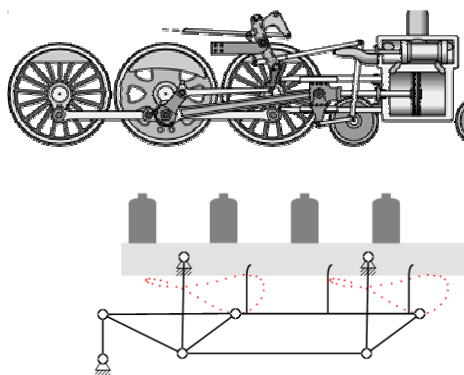
rocker - rocker

§2. Cơ cấu bốn khâu bản lề và các biến thể

1. Cơ cấu bốn khâu bản lề (four-bar linkage)

- Được dùng nhiều trong thực tế

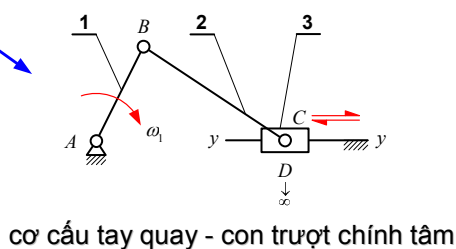
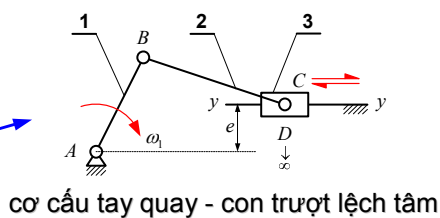
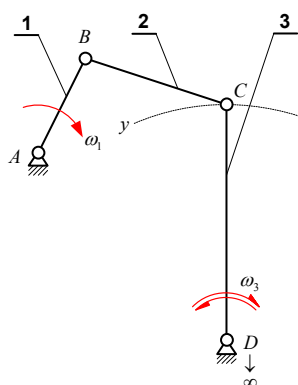
- + khâu 1 quay, khâu 3 quay: cơ cấu hình bình hành, ...
- + khâu 1 quay, khâu 3 lắc: cơ cấu ba-tăng máy dệt, ...
- + khâu 1 lắc, khâu 3 quay: cơ cấu bàn đạp máy may, ...
- + khâu 1 lắc, khâu 3 lắc: cơ cấu đo vải, ...



§2. Cơ cấu bốn khâu bản lề và các biến thể

2. Các biến thể của cơ cấu bốn khâu bản lề

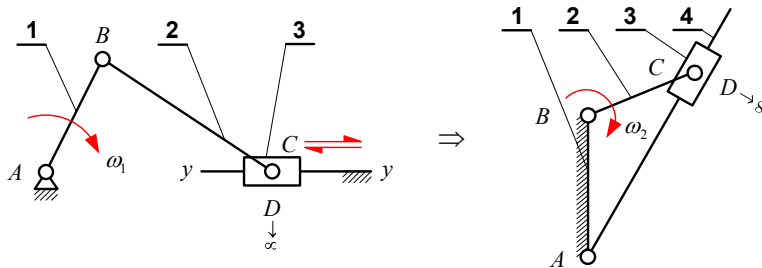
- Xét cơ cấu 4 khâu bản lề, cho khớp D lùi ra ∞ theo phương $\perp AD \rightarrow$ cơ cấu tay quay - con trượt



§2. Cơ cấu bốn khâu bản lề và các biến thể

2. Các biến thể của cơ cấu bốn khâu bản lề

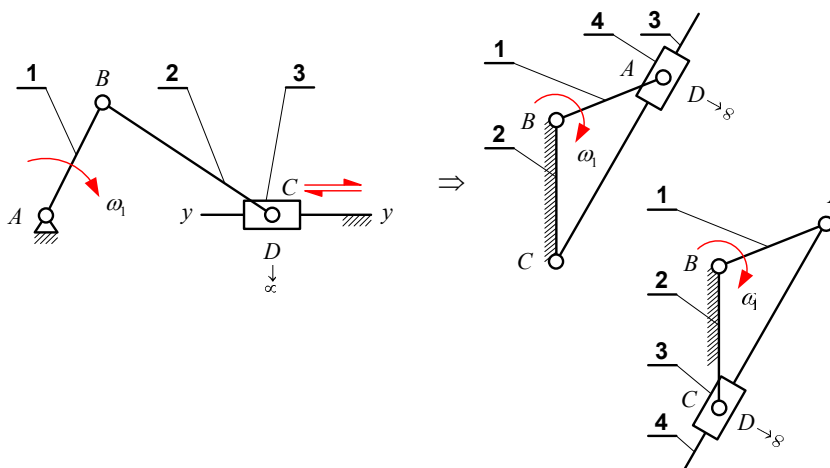
- Từ cơ cấu tay quay - con trượt chính tâm, đổi khâu 1 làm giá \rightarrow cơ cấu cu-lít



§2. Cơ cấu bốn khâu bản lề và các biến thể

2. Các biến thể của cơ cấu bốn khâu bản lề

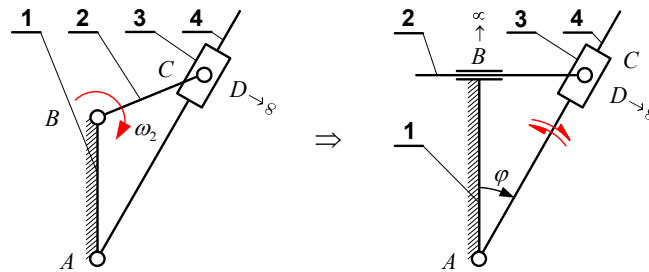
- Từ cơ cấu tay quay - con trượt chính tâm, đổi khâu 2 làm giá \rightarrow cơ cấu cu-lít



§2. Cơ cấu bốn khâu bản lề và các biến thể

2. Các biến thể của cơ cấu bốn khâu bản lề

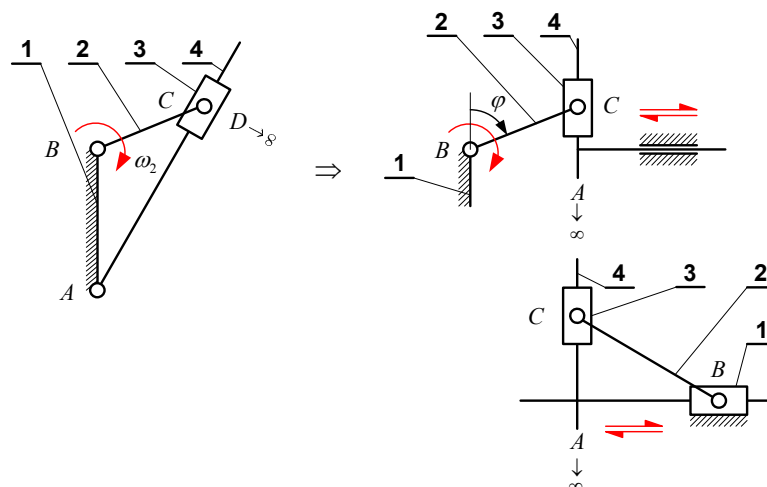
- Từ cơ cấu cu-lít, cho khớp B lùi ra ∞ theo phương của giá 1 \rightarrow cơ cấu tang



§2. Cơ cấu bốn khâu bản lề và các biến thể

2. Các biến thể của cơ cấu bốn khâu bản lề

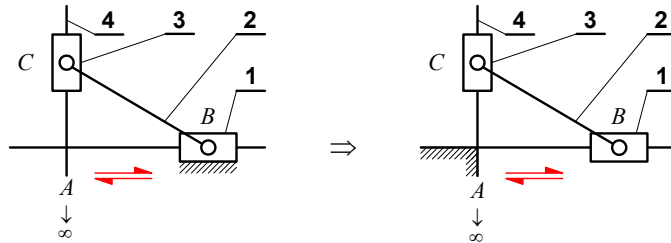
- Từ cơ cấu cu-lít, cho khớp A lùi ra ∞ theo phương của giá 1 \rightarrow cơ cấu sin



§2. Cơ cấu bốn khâu bản lề và các biến thể

2. Các biến thể của cơ cấu bốn khâu bản lề

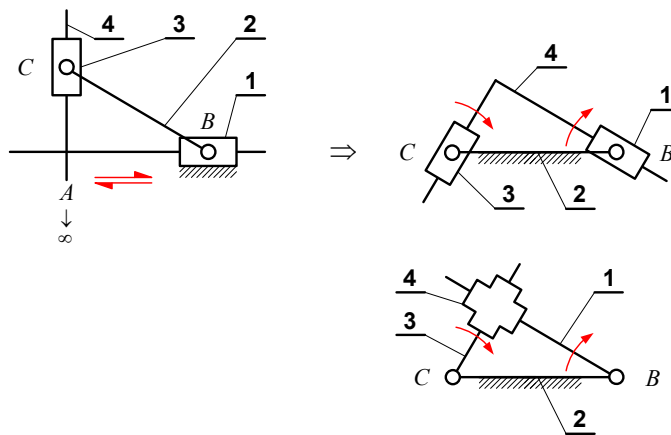
- Từ cơ cấu sin, đổi khâu 4 làm giá → cơ cấu ellipse



§2. Cơ cấu bốn khâu bản lề và các biến thể

2. Các biến thể của cơ cấu bốn khâu bản lề

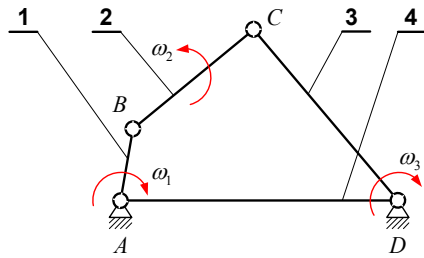
- Từ cơ cấu sin, đổi khâu 2 làm giá → cơ cấu oldham



§3. Đặc điểm động học cơ cấu 4 khâu bản lề

1. Tỷ số truyền

- Trong cơ cấu 4 khâu bản lề
 - + 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



- Tỷ số truyền giữa hai khâu tùy ý của một cơ cấu là tỷ số vận tốc góc giữa hai khâu đó

$$i_{12} \equiv \frac{\omega_1}{\omega_2}, i_{23} \equiv \frac{\omega_2}{\omega_3}$$

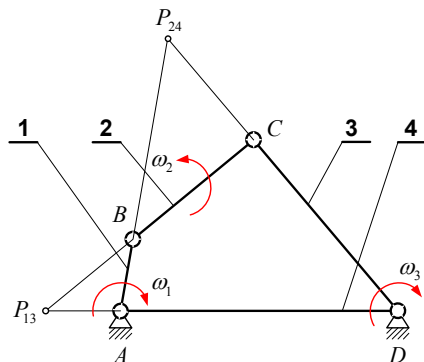
- Tỷ số truyền của cơ cấu là tỷ số truyền giữa khâu dẫn và khâu bị dẫn của cơ cấu

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

§3. Đặc điểm động học cơ cấu 4 khâu bản lề

1. Tỷ số truyền

- Định lý Kennedy: Trong cơ cấu 4 khâu bản lề, 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 bốn khâu bản lề, đường thanh truyền chia đường giá ra làm hai phần tỷ lệ nghịch với vận tốc của hai khâu nối giá

§3. Đặc điểm động học cơ cấu 4 khâu bản lề

1. Tỷ số truyền

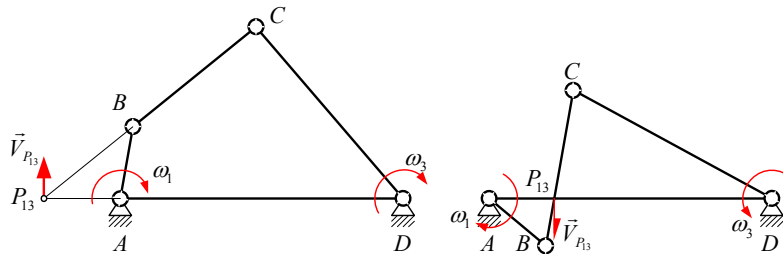
- Đặc điểm động học cơ cấu 4 khâu bản lề

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

$$i_{13} = \frac{l_{DR_{13}}}{l_{AR_{13}}} = \frac{\omega_1}{\omega_3}$$

+ 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

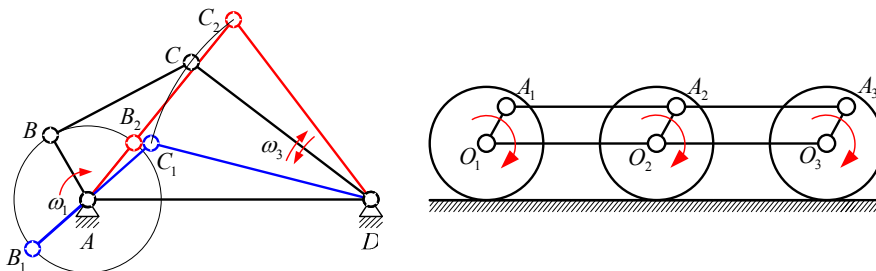


§3. Đặc điểm động học cơ cấu 4 khâu bản lề

1. Tỷ số truyền

- Đặc điểm động học cơ cấu 4 khâu bản lề

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

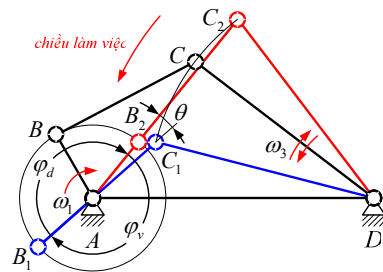


+ Nếu $AB = CD$, $AD = BC$: cơ cấu hình bình hành $P_{13} \rightarrow \infty \Rightarrow i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = 1$
 \rightarrow khâu dẫn và khâu bị dẫn quay cùng chiều và cùng vận tốc

§3. Đặc điểm động học cơ cấu 4 khâu bản lề

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



- Khâu dẫn có hai hành trình

- + hành trình đi ứng với góc φ_d
- + hành trình về ứng với góc φ_v
- + thông thường $\varphi_d \neq \varphi_v$

- Xét cơ cấu 4 khâu bản lề như hình, nếu chọn hành trình về là hành trình làm việc, hành trình đi là hành trình chạy không

$$k \equiv \frac{t_{\text{lv}}}{t_{\text{ck}} \text{ chu kỳ làm việc}} = \frac{\varphi_v / \omega_1}{\varphi_d / \omega_1} = \frac{\varphi_v}{\varphi_d} = \frac{180 + \theta}{180 - \theta}$$

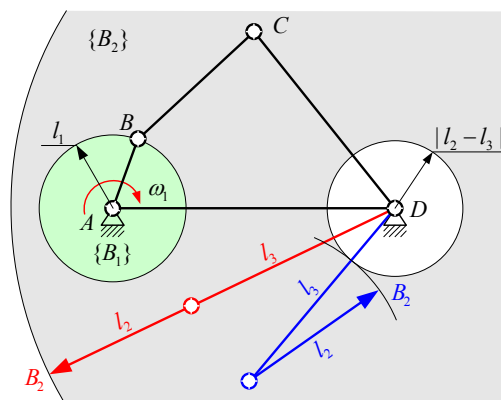
- Hệ số năng suất phụ thuộc

- + kết cấu của cơ cấu
- + chiều quay của khâu dẫn ω_1
- + chiều công nghệ của khâu bị dẫn

§3. Đặc điểm động học cơ cấu 4 khâu bản lề

3. Điều kiện quay toàn vòng của khâu nối giá

- 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 $\Leftrightarrow \{B_1\} \subset \{B_2\}$

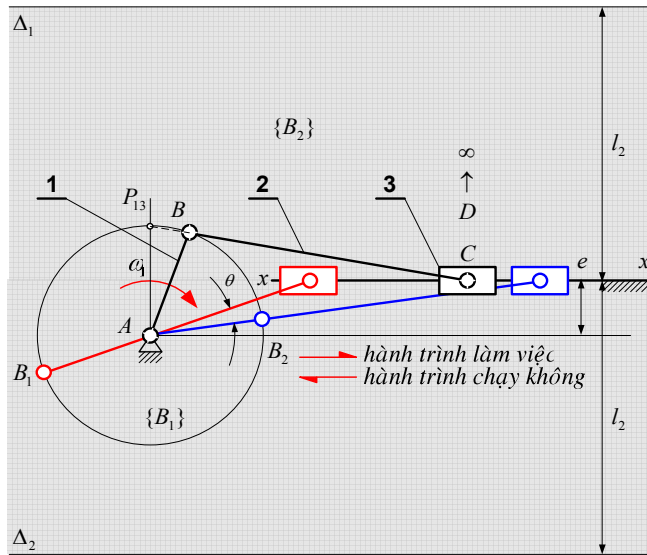
$$\Rightarrow \begin{cases} |l_2 - l_3| \leq |l_4 - l_1| \\ l_2 + l_3 \geq l_4 + l_1 \end{cases}$$

\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 với nó**

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

§4. Đặc điểm động học cơ cấu biến thể

1. Cơ cấu tay quay – con trượt lệch tâm



- Tỷ số truyền

$$\begin{aligned} V_{P_{13}/1} &= V_{P_{13}/3} \\ \Rightarrow \omega_1 l_{AP_{13}} &= V_C \\ \Rightarrow i_{13} &\equiv \frac{\omega_1}{V_C} = \frac{1}{l_{AP_{13}}} \end{aligned}$$

- Hệ số năng suất

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

- Điều kiện quay toàn vòng

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

$$\{B_2\} = M \in R^2: \Delta_1 \leq y_M \leq \Delta_2$$

đk khâu 1 quay toàn vòng

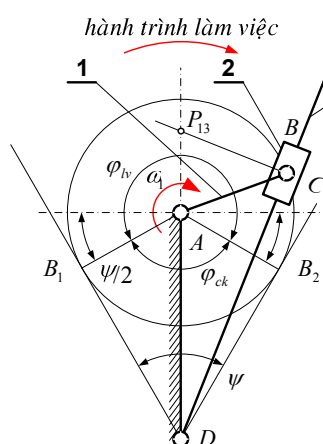
$$\{B_1\} \subset \{B_2\}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} l_1 - e \leq l_2 \\ l_1 + e \leq l_2 \end{cases} \Rightarrow l_1 + e \leq l_2$$

§4. Đặc điểm động học cơ cấu biến thể

2. Cơ cấu cu-lít

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



$$V_{P_{13}/1} = V_{P_{13}/3} \Rightarrow \omega_1 l_{AP_{13}} = \omega_3 l_{CP_{13}} \Rightarrow i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{l_{CP_{13}}}{l_{AP_{13}}}$$

- Hệ số năng suất

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

- Điều kiện quay toàn vòng

+ Khâu 1

$$\left. \begin{aligned} \{B_1\} &= O(A, l_1) \\ \{B_2\} &= R^2 \end{aligned} \right\} \Rightarrow \{B_1\} \subset \{B_2\}$$

→ khâu 1 luôn quay được toàn vòng

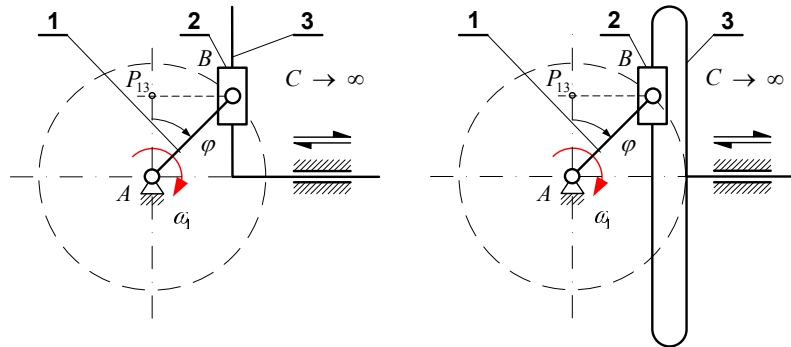
+ Khâu 3 → ?

Để khâu 3 quay toàn vòng, $l_1 \geq l_4$

$$\text{Khi } l_1 = l_4: i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{l_{DP_{13}}}{l_{AP_{13}}} = 2 = \text{const}$$

§4. Đặc điểm động học cơ cấu biến thể

3. Cơ cấu sin



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

$$V_{P_{13}/1} = V_{P_{13}/3} \Rightarrow \omega_1 l_{AP_{13}} = V_3 = V_C \Rightarrow i_{13} = \frac{\omega_1}{V_3} = \frac{1}{l_{AP_{13}}}$$

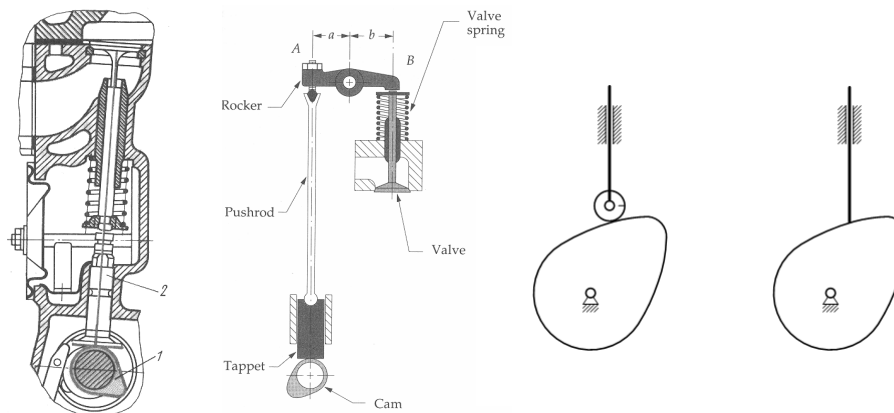
- **Hệ số năng suất:** $k = 1$
- **Điều kiện quay toàn vòng:** Khâu 1 luôn quay được toàn vòng

9. CƠ CẤU CAM

§1. Đại cương

I. Định nghĩa

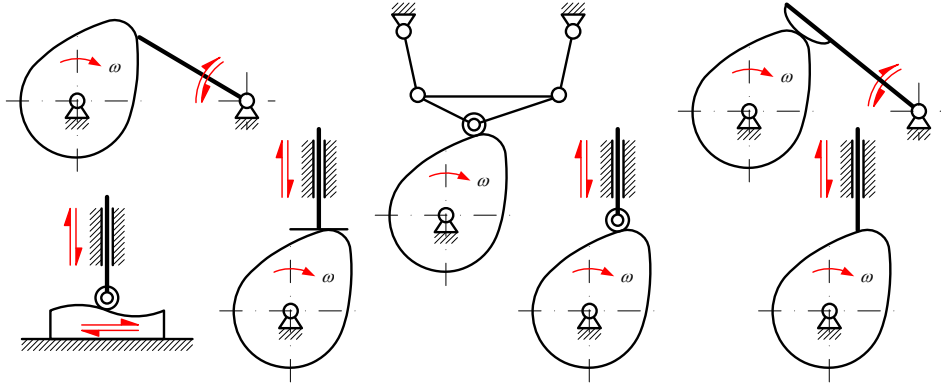
- Cơ cấu cam là cơ cấu có khớp loại cao, thực hiện chuyển động qua lại của khâu bị dẫn nhờ vào đặc tính hình học của thành phần khớp cao trên khâu dẫn



§1. Đại cương

II. Phân loại

- **Cơ cấu cam phẳng**: các khâu chuyển động trong 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, tịnh tiến, chuyển động song phẳng**
 - + Theo dạng đáy của cần: **bằng, nhọn, con lăn, biên dạng bất kỳ**



§1. Đại cương

II. Phân loại

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



§1. Đại cương

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

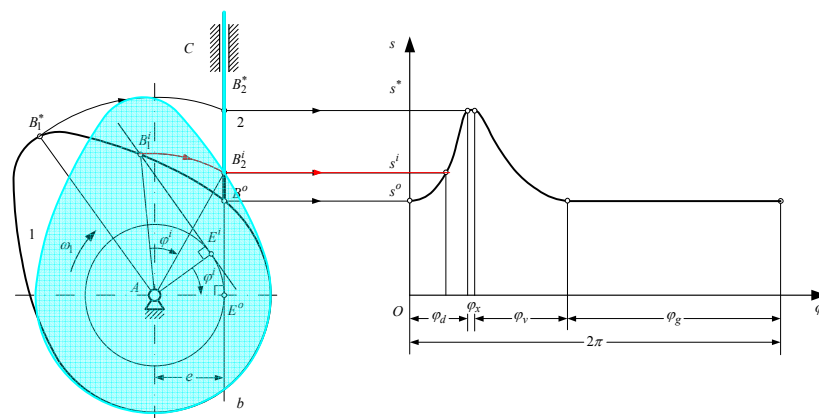
→ xác định hình dạng, kích thước, ... của cam

§2. 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

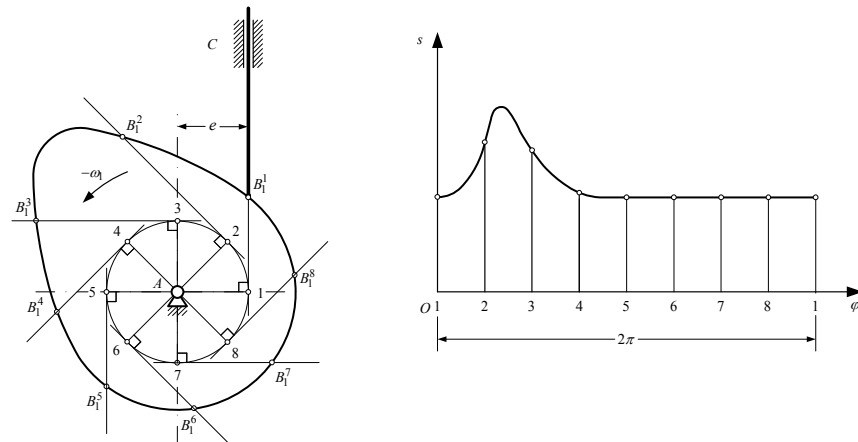


§2. Phân tích động học cơ cấu cam

I. Cơ cấu cam cần đẩy đáy nhọn

1. Đồ thị chuyển vị

b. Phương pháp đổi giá

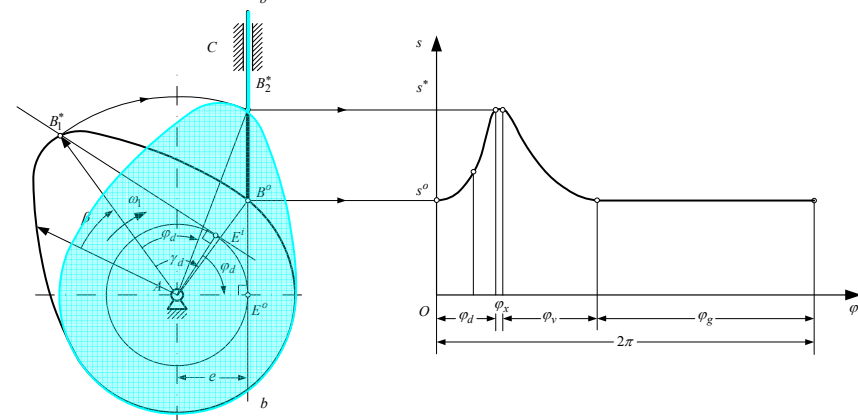


§2. Phân tích động học cơ cấu cam

I. Cơ cấu cam cần đẩy đáy nhọn

1. Đồ thị chuyển vị

c. Các giai đoạn chuyển động



§2. Phân tích động học cơ cấu cam

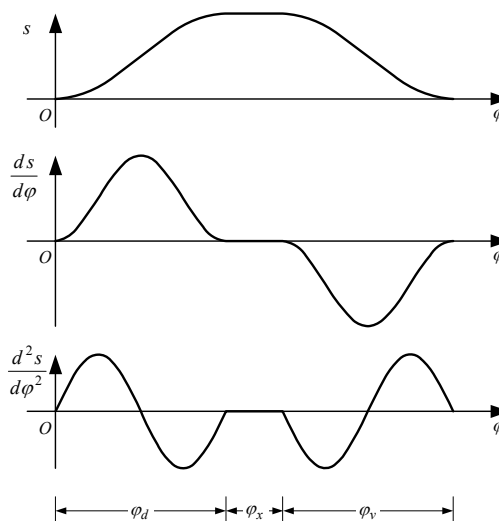
I. Cơ cấu cam cần đẩy đáy nhọn

2. Vận tốc

$$\begin{aligned} \begin{cases} s = s(\varphi) \\ \varphi = \varphi(t) \end{cases} &\Rightarrow v = \frac{ds}{dt} \\ &= \frac{d\varphi}{dt} \frac{ds}{d\varphi} \\ &= \omega_1 \frac{ds}{d\varphi} \end{aligned}$$

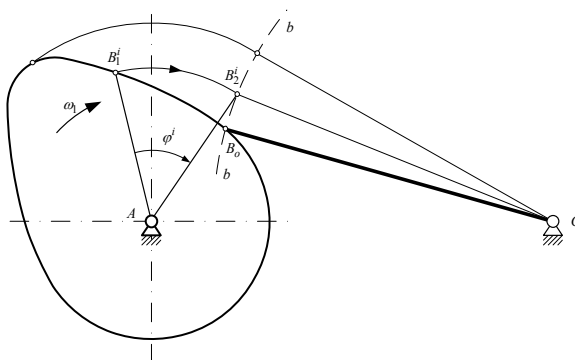
3. Gia tốc

$$a = \frac{dv}{dt} = \omega_1^2 \frac{d^2s}{d\varphi^2}$$



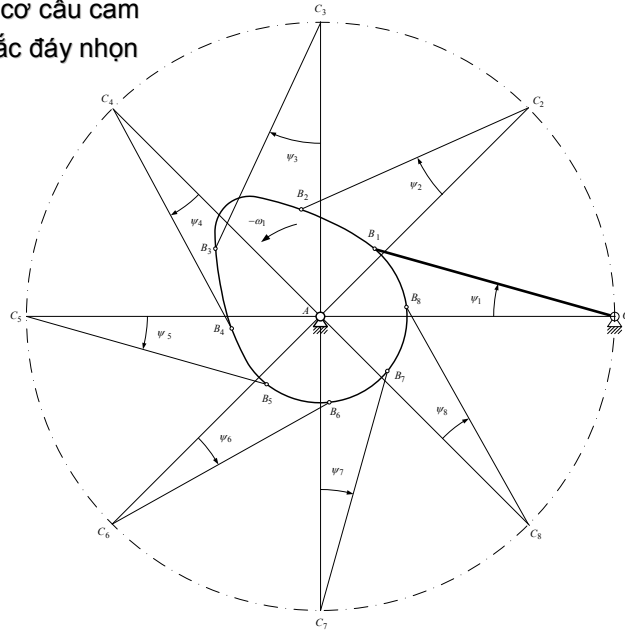
§2. Phân tích động học cơ cấu cam

II. Cơ cấu cam cần lắc đáy nhọn



§2. Phân tích động học cơ cấu cam

II. Cơ cấu cam cần lắc đáy nhọn



§3. Phân tích lực cơ cấu cam

- Mục đích xác định khả năng làm việc của cơ cấu 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

$$\vec{P} = \vec{N} + \vec{F}$$

+Phản lực R từ giá tác dụng lên cần

$$\vec{R} = \vec{N}' + \vec{F}'$$

- Điều kiện cân bằng lực

$$\vec{Q} + \vec{R} + \vec{P} = 0$$

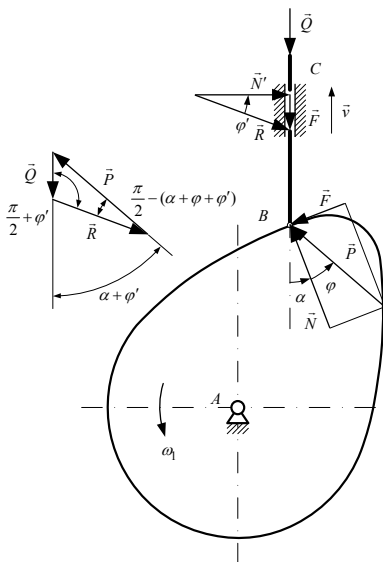
- Từ đa giác lực

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

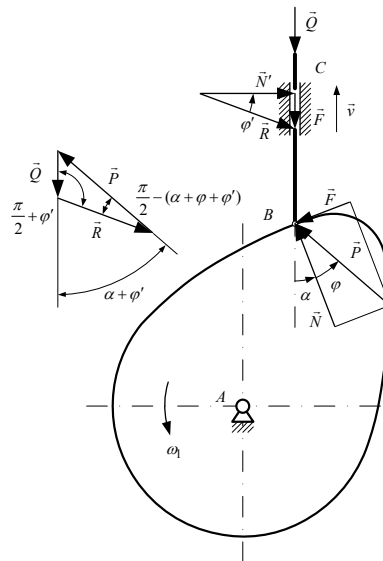
$$\Rightarrow \frac{P}{Q} = \frac{\cos \varphi'}{\cos(\alpha + \varphi + \varphi')}$$

φ : góc ma sát giữa cam và cần

φ' : góc ma sát giữa giá và cần



§3. Phân tích lực cơ cấu cam



- Góc áp lực α : góc giữa phương tác dụng lực và vận tốc điểm đặt lực
- Khi α đạt giá trị sao cho $\alpha + \varphi + \varphi' = \pi/2$
 $P/Q \rightarrow \infty$ đây là trường hợp tự hãm của cơ cấu 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 đẩy $[\alpha_{max}] = 30^\circ \div 35^\circ$
 Với cam cần lắc $[\alpha_{max}] = 30^\circ \div 35^\circ$

§3. Phân tích lực cơ cấu cam

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

- Làm việc được, tức là $\alpha \leq [\alpha_{max}]$
- Đảm bảo quy 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 2 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 đáy nhọn

a. Bài toán 1

Cho:

- góc áp lực $\alpha \leq [\alpha_{max}]$
- chiều quay ω_1 của cam 1, chiều dài cần l_{BC}
- vị trí CB_i của cần lắc 2 và vận tốc $\vec{v}_{B_2^i}$ của đầu cần tại thời điểm đang xét

Yêu cầu:

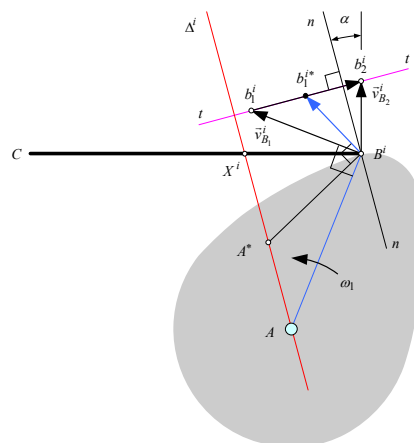
- **phải đặt tâm cam A ở đâu để thỏa mãn các điều kiện cho trên ?**

§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 đáy nhọn

a. Bài toán 1



- Xét cơ cấu cam thỏa $\alpha = [\alpha_{max}]$

- Quan hệ vận tốc

$$\begin{array}{lcl} \vec{v}_{B_2}^i & = & \vec{v}_{B_1}^i + \vec{v}_{B_2 B_1}^i \\ \perp CB^i & ? & // tt \\ |\vec{v}_{B_2}^i| & ? & ? \end{array}$$

- Ứng với mỗi vị trí của b_1^i trên $tt \rightarrow$ ta có một họa đồ vận tốc và một vị trí của tâm cam mà

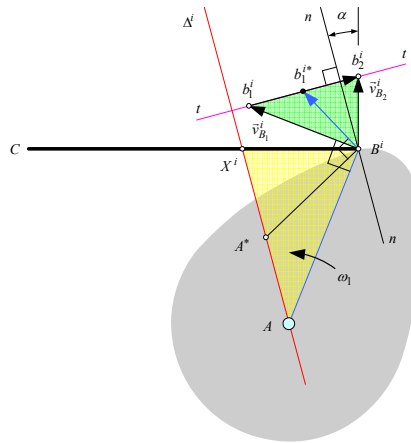
$$\begin{cases} AB^i \perp B^i b_1^i \\ AB^i = \frac{v_{B_1^i}}{\omega} = \frac{\mu_v B^i b_1^i}{\omega} \end{cases}$$

§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 đáy nhọn

a. Bài toán 1



- b_1^i chạy trên $tt \rightarrow A$ chạy trên $A^i // nn$ và cách B^i một đoạn x^i ($\Delta B^i A A^* \sim \Delta B^i b_1^i b_1^{i*}$)
- Gọi $X^i = \Delta^i \cap CB^i$, ta tính $x^i = B^i X^i$
- Tam giác đồng dạng $\Delta B^i b_1^i b_2^i \sim \Delta B^i A X^i$

$$\Rightarrow \frac{B^i X^i}{B^i b_2^i} = \frac{B^i A}{B^i b_1^i} \quad \text{hay} \quad \frac{x^i}{v_{B_2}^i} = \frac{r}{v_{B_1}^i}$$

chú ý $v_{B_1}^i = \omega r$, $v_{B_2}^i = \Omega^i l = \omega \left(\frac{d\psi}{d\varphi} \right)^i l$

$$\rightarrow x^i = B^i X^i = \left(\frac{d\psi}{d\varphi} \right)^i l$$

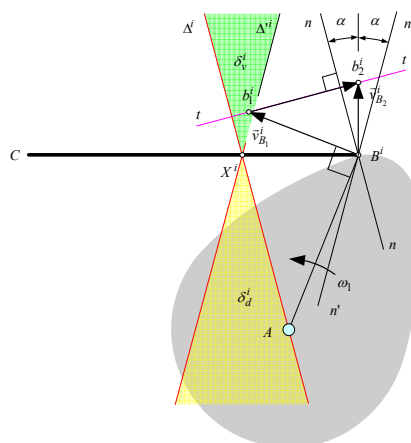
- Vậy, quỹ tích Δ^i của tâm cam $A // nn$ và cắt cần cam tại điểm X^i cách đầu cần một đoạn x^i như trên, chiều $B^i X^i$ là chiều vector \vec{v}_{B^i} xoay 90° theo chiều ω_1

§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 đáy nhọn

a. Bài toán 1



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

→ Tâm cam có thể đặt tùy ý trên Δ^i và Δ^i

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

§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 đáy nhọn

b. Bài toán 2

Cho:

- góc áp lực $\alpha \leq [\alpha_{max}]$
- quy luật chuyển động của cần

Yêu cầu:

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

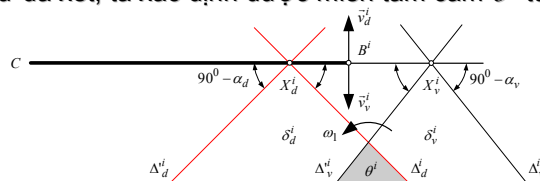
§4. Tổng hợp cơ cấu cam

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

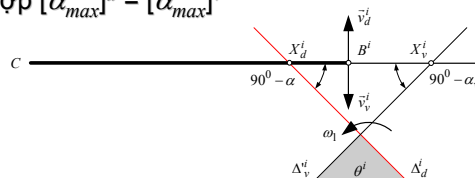
1. Cam cần lắc đáy nhọn

b. Bài toán 2

- Cho quy luật chuyển động của cần \rightarrow tại mỗi thời điểm bài toán trở về bài toán 1 như đã xét, ta xác định được miền tâm cam δ^i tương ứng



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



- Tâm cam là miền giao nhau θ của các miền δ^i

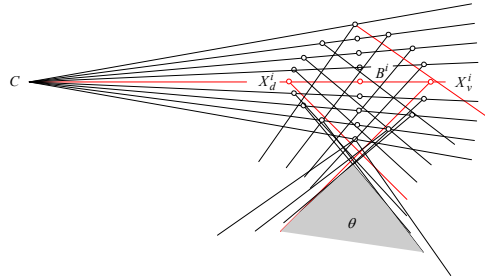
§4. Tổng hợp cơ cấu cam

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

1. Cam cần lắc đáy nhọn

b. Bài toán 2

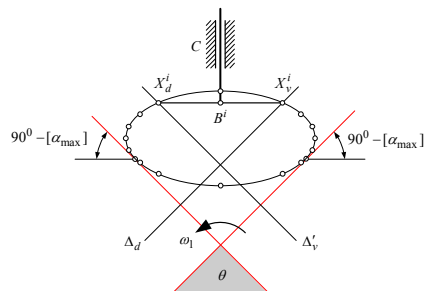
- Để xác định miền tâm cam
- + vẽ các vị trí của cần Cb^i
- + với mỗi vị trí của Cb^i , xác định θ^i
- + miền tâm cam là phần giao của các θ^i



§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)

2. Cam cần đẩy đáy nhọn



- Tương tự như trường hợp cần lắc đáy nhọn với các chú ý
- + quỹ đạo đầu cần là một đoạn thẳng → có thể xem là quỹ đạo đầu cần lắc có tâm quay ở vô cùng
- + các giá trị xi được tính theo công thức
- + các đoạn B^iX^i song song nhau → Δ_v^i song song nhau

- Khi $[\alpha_{max}]^d = [\alpha_{max}]^v$, việc tìm miền tâm cam như sau
- + tìm các điểm X^i rồi nối thành đường cong trơn
- + kẻ hai tiếp tuyến Δ_d và Δ_v 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

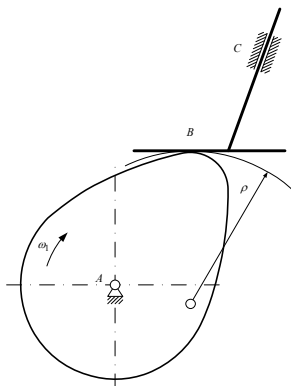
§4. Tổng hợp cơ cấu cam

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

3. Cam cần đẩy con lăn

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

4. Cam cần đẩy đáy bằng



- Trong cơ cấu cam cần đẩy bằng, $\alpha = \text{const}$
→ điều kiện $\alpha \leq [\alpha_{\max}]$ dễ dàng được thỏa
- Đáy 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 đi 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. Tổng hợp cơ cấu cam

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

4. Cam cần đẩy đáy bằng

Cho:

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

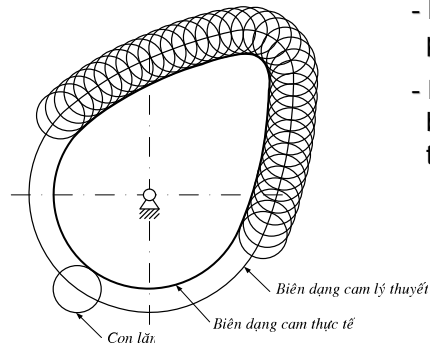
Yêu cầu:

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

§4. Tổng hợp cơ cấu cam

II. Tổng hợp động học cơ cấu cam

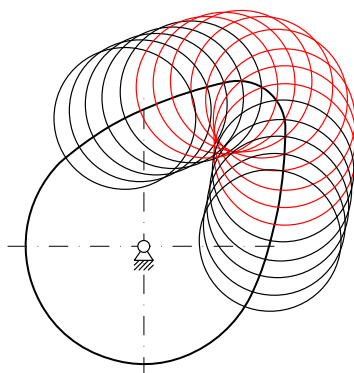
- Là bài toán vẽ biên dạng cam theo quy luật chuyển vị cho trước của cần sau khi xác định tâm quay theo các điều kiện động học, động lực học đã cho



- Bài toán này là bài toán ngược với việc phân tích động học cơ cấu cam đã xét
- Nếu là cơ cấu cam cần lắc đáy con lăn, biên dạng cam 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

§4. Tổng hợp cơ cấu cam

II. Tổng hợp động học cơ cấu cam



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 $r_L = 0,7 \rho_{min}$

§4. Tổng hợp cơ cấu cam

III. Trình tự thiết kế cơ cấu 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 học)

Nếu là cam cần đẩy con lăn,

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

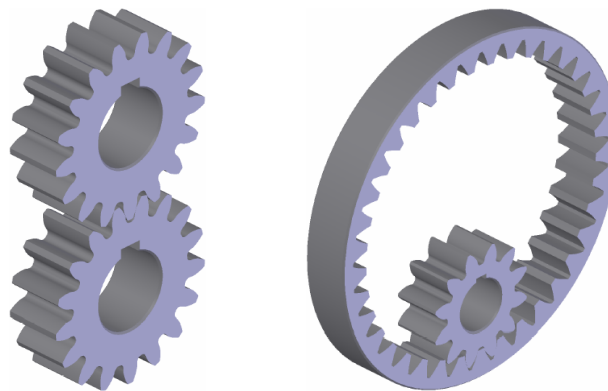


10. CƠ CẤU BÁNH RĂNG PHẪNG

§1. Đại cương

I. Định nghĩa và phân loại

- Định nghĩa: cơ cấu bánh răng là cơ cấu có khớp loại cao dùng 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

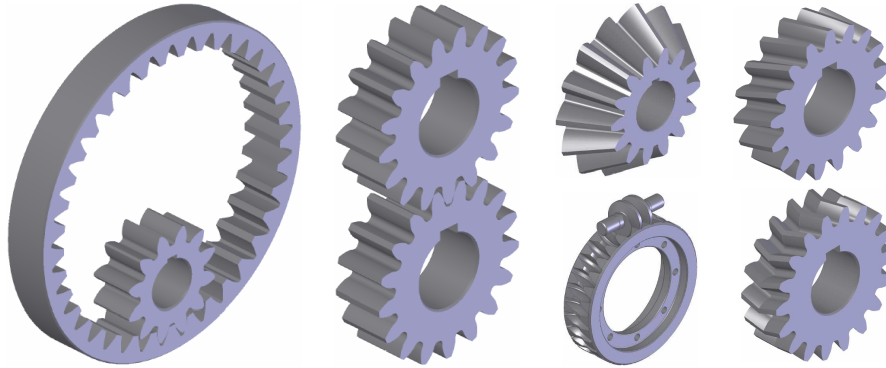


§1. Đại cương

I. Định nghĩa và phân loại

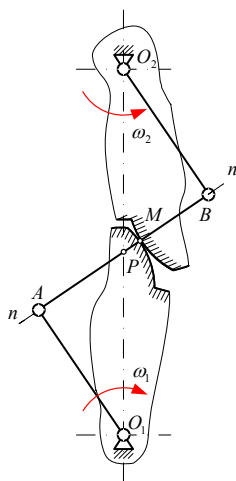
- Phân loại theo

- + 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**



§1. Đại cương

II. Định lý cơ bản về ăn khớp



- Tỷ số truyền $i_{12} \equiv \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} \Rightarrow \text{const ?}$

- Định lý cơ bản về ăn khớp: **Để tỷ 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

+ $v_{P_1} = \omega_1 O_1P = \omega_2 O_2P = v_{P_2}$

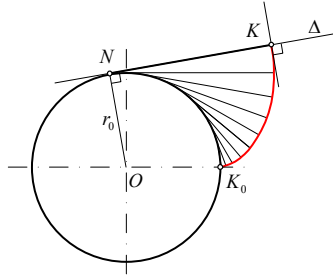
+ Hai vòng tròn (O_1, O_1P) và (O_2, O_2P) lăn không trượt lên nhau, gọi là vòng lăn, các bán kính được ký hiệu

$$\begin{cases} r_{L_1} \equiv O_1P \\ r_{L_2} \equiv O_2P \end{cases}$$

+ 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

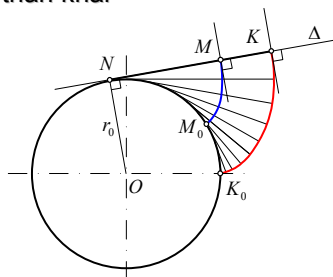


- Đường thân khai: Cho đường thẳng Δ lăn không trượt trên vòng tròn (O, r_0) , bất kỳ điểm M nào thuộc Δ sẽ vạch nên một đường cong gọi là đường thân khai
- Vòng tròn (O, r_0) gọi là vòng cơ sở

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

I. Đường thân khai và các tính chất

- Tính chất của đường thân khai

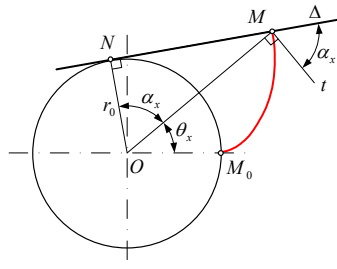


1. Đường thân khai không có điểm nào nằm trong vòng cơ sở
2. Pháp tuyến của đường thân khai là tiếp tuyến của vòng cơ sở và ngược lại
3. Tâm cong của đường thân khai tại một điểm bất kỳ M là điểm N nằm trên vòng cơ sở, và $NM = \widehat{NM_c}$
4. Các đường thân khai của 1 vòng tròn là những đường cách đều 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 $MK = \widehat{M_c K_c}$

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

II. Phương trình đường thân khai

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



$$\begin{cases} \theta_x = \widehat{M_c OM} \\ r_x = \widehat{OM} \end{cases}$$

$$\theta_x = \widehat{M_c ON} - \widehat{MON} = \frac{M_c N}{r_c} - \alpha_x$$

$$\alpha_x = (\Delta, Mt) : \text{góc áp lực}$$

$$r_x = \frac{r_0}{\cos \alpha_x}$$

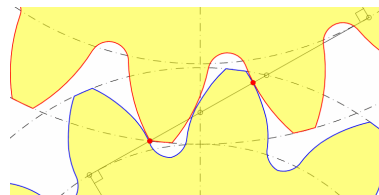
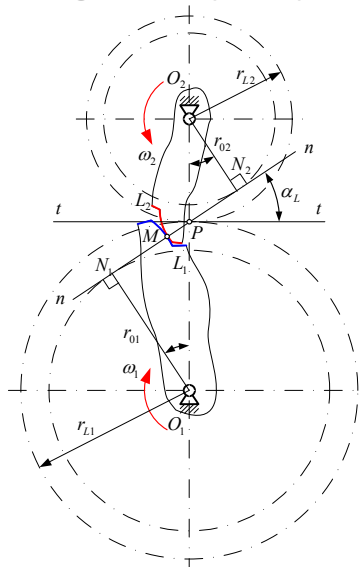
→ Phương trình đường thân khai

$$\begin{cases} \theta_x = \tan \alpha_x - \alpha_x \\ r_x = \frac{r_0}{\cos \alpha_x} \end{cases}$$

θ_x được gọi là $inv \alpha_x$ (involute α_x) hay là hàm thân khai

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

III. Đường thân khai phù hợp với định lý cơ bản về ăn khớp

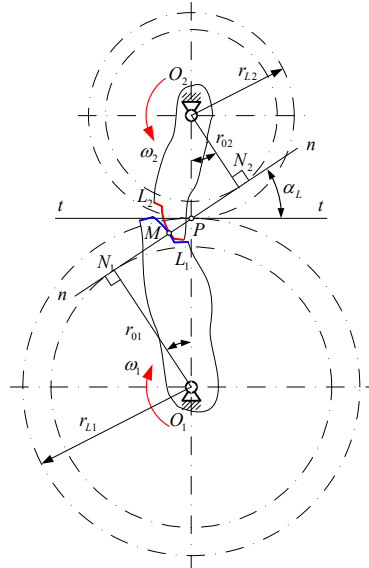


- Định lý cơ bản về ăn khớp:

Đề 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

§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

$$\cos \alpha_L = \frac{r_{o1}}{r_{L1}} = \frac{r_{o2}}{r_{L2}}$$

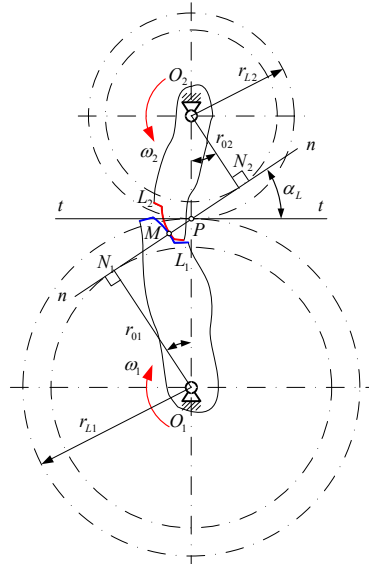
r_{o2} : bán kính vòng cơ sở bánh răng 1 và 2

r_{L2} : bán kính vòng lăn bánh răng 1 và 2

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

§3. Đặc điểm của bánh răng thân khai

II. Khả năng dịch tâm



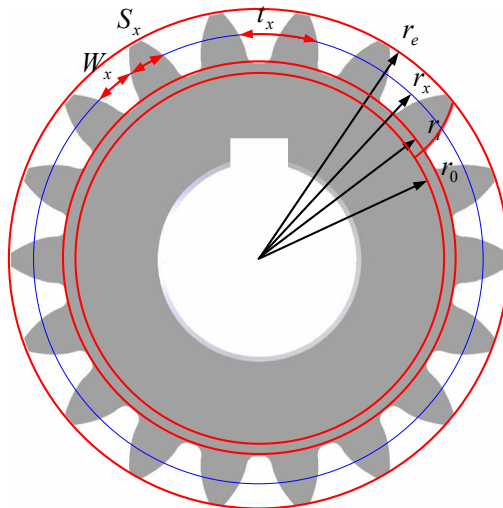
- Khi khoảng cách trục thay đổi, các bán kính vòng lăn thay đổi nhưng tỉ số truyền vẫn cố định

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{PO_2}{PO_1} = \frac{r_{L2}}{r_{L1}} = \frac{r_{o2}}{r_{o1}} = \text{const}$$

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

§3. Đặc điểm của bánh răng thân khai

III. Một vài thông số của bánh răng thân khai



- Vòng đỉnh r_e
- Vòng chân r_i
- Vòng cơ sở r_0
- Trên vòng bán kính r_x ($r_i \leq r_x \leq r_e$)
 - + chiều dày răng S_x
 - + chiều rộng rãnh W_x
 - + bước răng t_x

$$t_x = W_x + S_x$$

§3. Đặc điểm của bánh răng thân khai

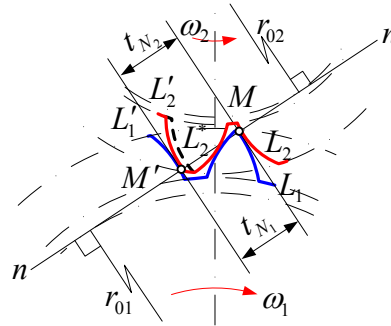
IV. Điều kiện ăn khớp đều

- 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 → phải thỏa mãn các điều kiện
 - + ăn khớp đúng
 - + ăn khớp trùng
 - + ăn khớp khít

§3. Đặc điểm của bánh răng thân khai

IV. Điều kiện ăn khớp đều

1. Điều kiện ăn khớp đúng (ăn khớp chính xác)



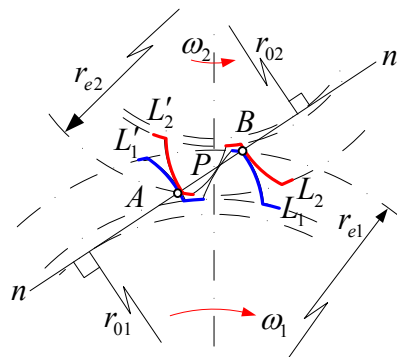
- Điều kiện $t_{N_1} = t_{N_2}$ hay $t_{0_1} = t_{0_2}$

- Các thông số t_{0_1}, t_{0_2} là thông số chế tạo, do đó việc thay đổi khoảng cách trục không ảnh hưởng gì đến điều kiện ăn khớp đúng

§3. Đặc điểm của bánh răng thân khai

IV. Điều kiện ăn khớp đều

2. Điều kiện ăn khớp trùng (điều kiện trùng khớp)



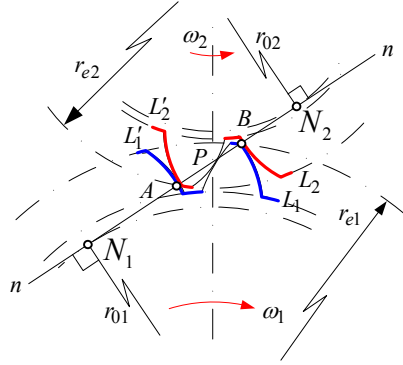
- Điều kiện $AB \geq t_N$ hay $\varepsilon \equiv \frac{AB}{t_N} = \frac{AB}{t_o} \geq 1$, ε : hệ số trùng khớp

- ε là số cặp biên dạng trung bình đồng thời ăn khớp trên đường ăn khớp

§3. Đặc điểm của bánh răng thân khai

IV. Điều kiện ăn khớp đều

2. Điều kiện ăn khớp trùng (điều kiện trùng khớp)



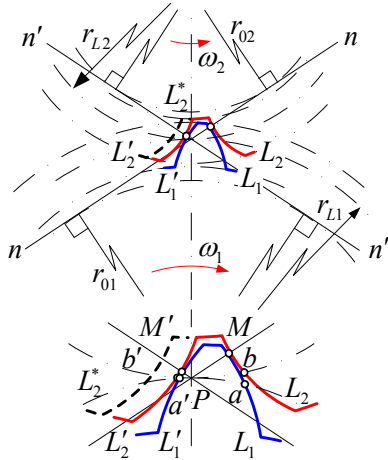
$$\begin{aligned}
 AB &= N_1B - N_1A \\
 &= N_1B - (N_1N_2 - N_2A) \\
 &= N_1B + N_2A - N_1N_2 \\
 &= \sqrt{r_{e1}^2 - r_{o1}^2} + \sqrt{r_{e2}^2 - r_{o2}^2} - (N_1P + PN_2) \\
 &= \sqrt{r_{e1}^2 - r_{o1}^2} + \sqrt{r_{e2}^2 - r_{o2}^2} - (r_{L1} \sin \alpha_L + r_{L2} \sin \alpha_L) \\
 &= \sqrt{r_{e1}^2 - r_{o1}^2} + \sqrt{r_{e2}^2 - r_{o2}^2} - A \sin \alpha_L \\
 \Rightarrow \varepsilon &= \frac{\sqrt{r_{e1}^2 - r_{o1}^2} + \sqrt{r_{e2}^2 - r_{o2}^2} - A \sin \alpha_L}{t_o}
 \end{aligned}$$

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

§3. Đặc điểm của bánh răng thân khai

IV. Điều kiện ăn khớp đều

3. Điều kiện ăn khớp khít



- Khi ω_1 cùng chiều kim đồng hồ, điểm $b' \in L'_2$ 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

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

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

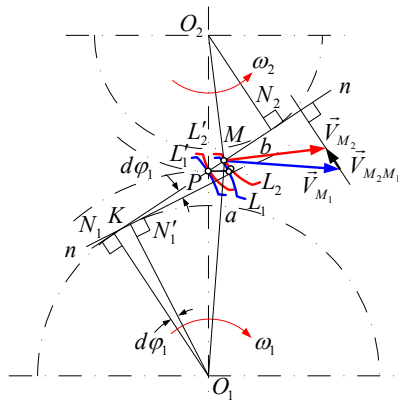
$$\Rightarrow \widehat{b'b} = \widehat{a'a}$$

$$\Rightarrow W_{L_2} = S_{L_1}$$

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

§3. Đặc điểm của bánh răng thân khai

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



- Phương trình vận tốc điểm M

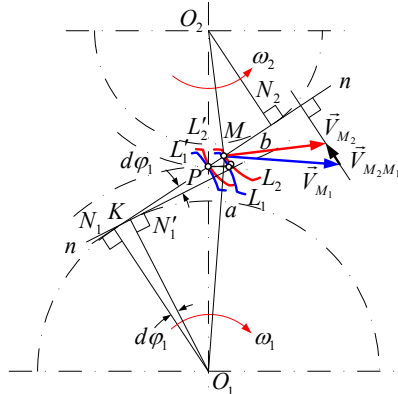
$$\begin{array}{ccccc} \vec{v}_{M_2} & = & \vec{v}_{M_1} & + & \vec{v}_{M_2M_1} \\ \perp O_2M & & \perp O_1M & & \perp nn \\ ? & & l_{O_1M}\omega_1 & & ? \end{array}$$

→ 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 răng

§3. Đặc điểm của bánh răng thân khai

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



- Cung trượt trên một cạnh răng là cung vừa lẩn vừa trượt đối với cạnh răng đối tiếp trong một thời gian nào đó

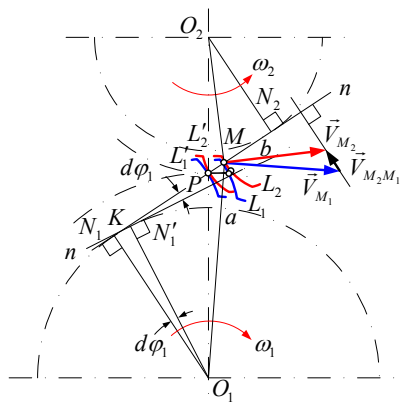
- Độ mòn của cạnh răng phụ thuộc vào chiều dài cung trượt. Khi vị trí tiếp xúc đi từ $P \rightarrow M$, các cung trượt trên các cạnh răng là

$$\begin{cases} ds_1 = \widehat{Ma} \\ ds_2 = \widehat{Mb} \end{cases}$$

- Hai cung trượt này nói chung không bằng nhau, cung trượt nào lớn hơn sẽ bị mòn ít hơn

§3. Đặc điểm của bánh răng thân khai

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



- Để đánh giá độ mòn do trượt, người ta dùng hệ số trượt μ , được định nghĩa

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

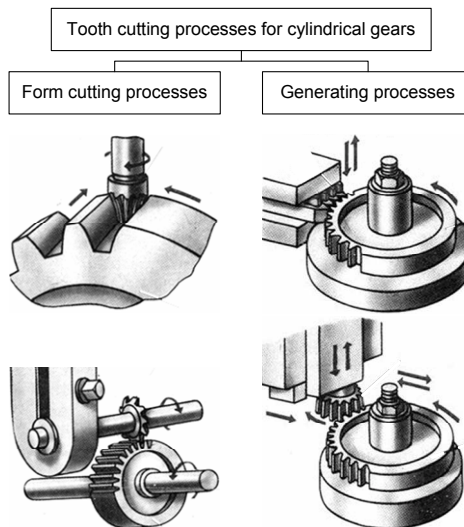
- Có thể tính đường cong trượt theo

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

- Hệ số trượt μ phụ thuộc vị trí điểm tiếp xúc, tại tâm ăn khớp ta có $\mu_1 = \mu_2 = 0$
- Hai 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 hình thành biên dạng thân khai

I. Cách hình thành biên dạng thân khai

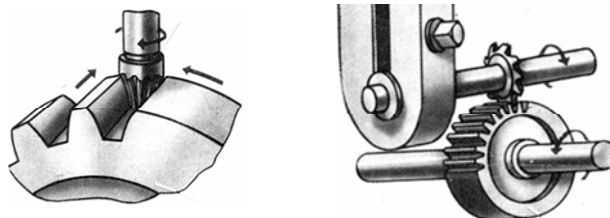


§4. Khái niệm về hình thành biên dạng thân khai

I. Cách hình thành biên dạng thân khai

1. Chép hình

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

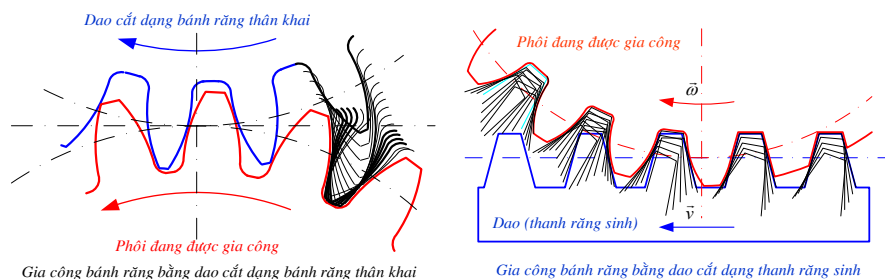


§4. Khái niệm về hình thành biên dạng thân khai

I. Cách hình thành biên dạng thân khai

1. Bao hình

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



§4. Khái niệm về hình thành biên dạng thân khai

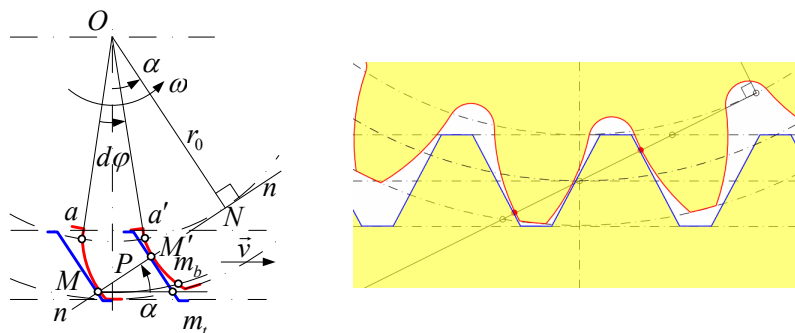
Một số hình ảnh về cắt răng thân khai



§4. Khái niệm về hình thành biên dạng thân khai

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

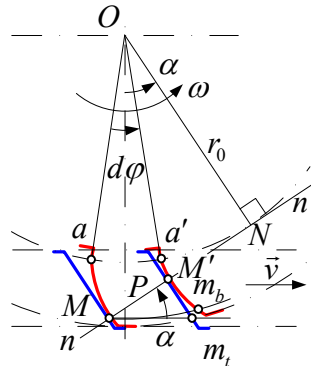
1. Chứng minh thanh răng hình thang có thể ăn khớp với bánh răng thân khai



§4. Khái niệm về hình thành biên dạng thân khai

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

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



- Khi cạnh răng tịnh tiến một đoạn $ds = Mm_t$,
bánh răng quay một góc $d\varphi$

$$d\varphi = \frac{aa'}{r_o} = \frac{MM'}{r_o}$$

- Do đó

$$\begin{aligned} \frac{v}{\omega} &= \frac{ds/dt}{d\varphi/dt} = \frac{ds}{d\varphi} = \frac{ds}{aa'/r_o} = \frac{Mm_t}{MM'} r_o \\ &= \frac{Mm_t}{Mm_t \cos \alpha} r_o = \frac{r_o}{\cos \alpha} = \text{const} \end{aligned}$$

→ Trong quá trình ăn khớp, vận tốc tịnh tiến của thanh răng và vận tốc góc của bánh răng có một tỉ lệ nhất định tính theo

$$\frac{v}{\omega} = \frac{r_o}{\cos \alpha}$$

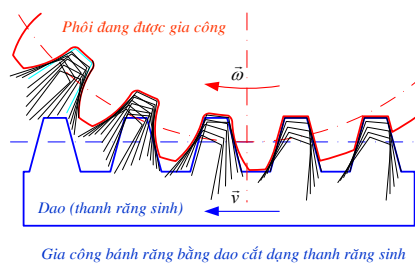
§4. Khái niệm về hình thành biên dạng thân khai

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

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 $\frac{v}{\omega} = \frac{r_o}{\cos \alpha}$

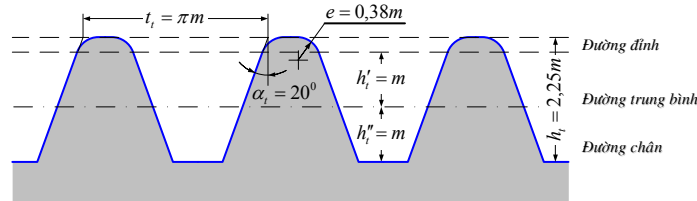
+ Tập hợp các đường thẳng sẽ tạo nên một họ đường thẳng bao hình là đường thân khai cạnh răng

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

§4. Khái niệm về hình thành biên dạng thân khai

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

1. Dạng của thanh răng sinh

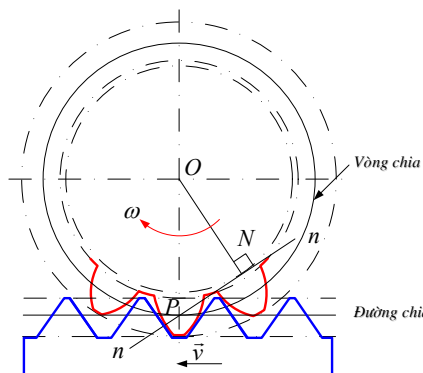


- Góc áp lực α_t , thông thường $\alpha_t = 20^\circ$ (đôi khi 25° hay 18°)
- Bước răng t_t
- Modul thanh răng $m_t = t_t/\pi$ (được qui theo tiêu chuẩn)
- Đường trung bình của thanh răng
- Chiều cao đỉnh răng, h'_t , chân răng, h''_t
- Để tránh ứng suất tập trung ở chân răng của bánh răng
→ làm các bán kính lượn ở đầu răng và chân răng của thanh răng

§4. Khái niệm về hình thành biên dạng thân khai

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

2. Thông số chế tạo cơ bản

a. Vòng chia, r 

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

$$r = OP = \frac{v}{\omega} = \frac{r_o}{\cos \alpha_t} = \text{const}$$

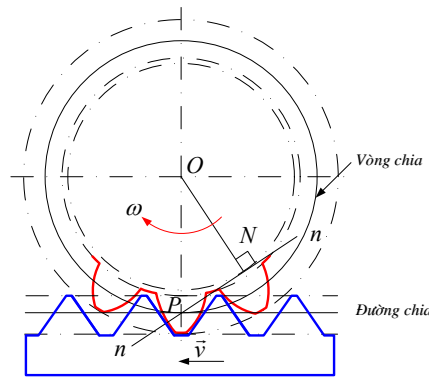
- Khi cắt bánh răng bằng dao thanh răng người ta gọi vòng lăn là **vòng chia**

- Đường thẳng trên thanh răng lăn không trượt đối với vòng chia tại tâm ăn khớp P gọi là **đường chia**

§4. Khái niệm về hình thành biên dạng thân khai

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

2. Thông số chế tạo cơ bản

a. Vòng chia, r 

- r phụ thuộc vào tỉ số vận tốc v/ω của thanh răng và phôi khi chế tạo mà 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 bánh răng

- Bước trên vòng chia = bước trên đường chia = bước trên đường trung bình của thanh răng, $t = t_t$

- Gọi z là số răng của bánh răng

$$r = \frac{zt}{2\pi} = \frac{zt_t}{2\pi}$$

§4. Khái niệm về hình thành biên dạng thân khai

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

2. Thông số chế tạo cơ bản

b. Mô-đun m

- Mô-đun là một thông số cơ bản về kích thước của bánh răng thân khai

$$m \equiv \frac{t}{\pi} = \frac{2r}{z} = \frac{d}{z}$$

- Mô-đun được tiêu chuẩn hoá

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

- Tất cả kích thước của bánh răng đều được tiêu chuẩn hoá theo mô-đun

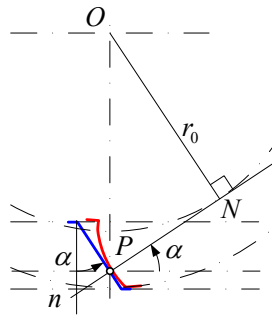
$$d = mz, \quad t = \pi m, \quad \delta = \xi m, \quad \dots$$

§4. Khái niệm về hình thành biên dạng thân khai

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

2. Thông số chế tạo cơ bản

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

α - Góc này bằng góc áp lực trên thanh răng $\alpha = \alpha_t$

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

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

$$t_{O_1} = \frac{2\pi r_{O_1}}{z_1} = \frac{2\pi r_1 \cos \alpha_1}{z_1} = \pi m_1 \cos \alpha_1 = \pi m_2 \cos \alpha_2 = \frac{2\pi r_2 \cos \alpha_2}{z_2} = \frac{2\pi r_{O_2}}{z_2} = t_{O_2}$$

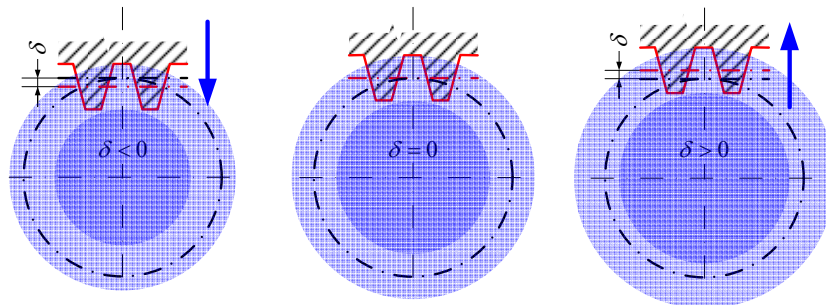
- Để thỏa điều kiện ăn khớp đúng \rightarrow chọn $m_1 = m_2$, $\alpha_1 = \alpha_2$

\rightarrow dùng 1 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 chỉnh)
 - + Bánh răng dịch dao dương: $\delta > 0$
 - + Bánh răng dịch dao âm: $\delta < 0$



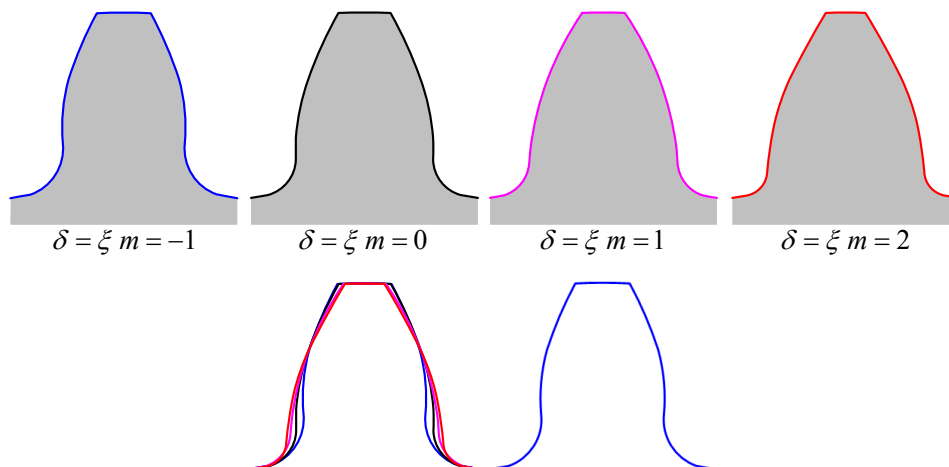
— · — · — · — đường trung bình — — — — — đường chia, vòng chia

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

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

I. Các chế độ dịch dao

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

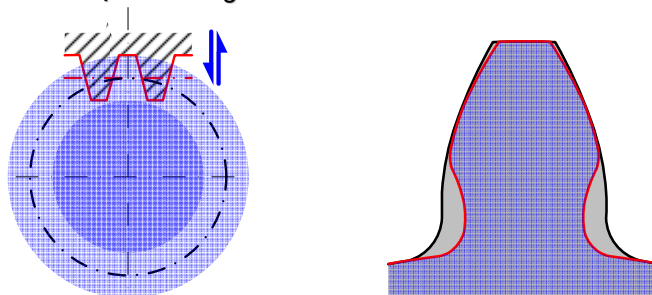


§5. Bánh răng tiêu chuẩn và bánh răng có dịch dao

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 xô 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 lẹm, làm yếu răng và gây ra va đập khi phần lẹm ăn vào phần làm việc của răng



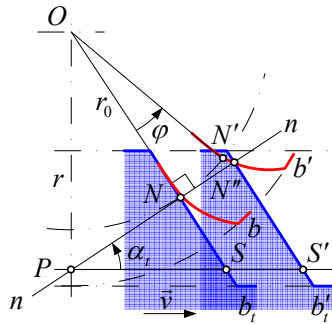
→ Vị trí giới hạn của thanh răng khi cắt bánh răng được qui định bởi điều kiện ?

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

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

1. Hiện tượng cắt chân răng

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



- Chứng minh

- + Giả sử thời điểm đầu, biên dạng b_t của dao và biên dạng b của bánh răng tiếp xúc tại N
- + Sau đó, $b_t \rightarrow b'_t$, $b \rightarrow b'$
- + Chuyển vị của b_t trên đường chia là SS' , trên đường ăn khớp là $NN'' = SS' \cos \alpha_t$ (a)
- + Gọi φ là góc quay tương ứng của bánh răng, ta có chuyển vị của b trên vòng cơ sở là

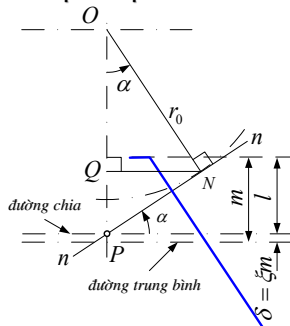
$$\widehat{NN'} = r_o \varphi = r_o \frac{SS'}{r} = SS' \cos \alpha_t \quad (b)$$

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

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

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

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 $l \leq PQ$

$$PQ = PN \sin \alpha = (OP \sin \alpha) \sin \alpha = (r \sin \alpha) \sin \alpha = \frac{1}{2} m z \sin^2 \alpha$$

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

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

$$\text{- Điều kiện không cắt chân răng là } z \geq 17(1 - \xi) \quad \text{hay} \quad \xi \geq \frac{17 - z}{17}$$

$$\text{- Nếu chọn trước } \xi \rightarrow \text{chọn } z \text{ thỏa } z \geq z_{\min} = 17(1 - \xi)$$

$$\text{- Nếu chọn trước } z \rightarrow \text{chọn } \xi \text{ thỏa } \xi \geq \xi_{\min} = \frac{17 - z}{17}$$

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

I. Phương trình ăn khớp

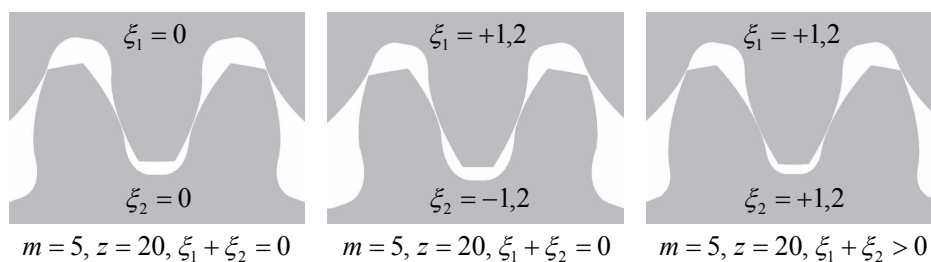
$$\operatorname{inv} \alpha_L = \frac{2(\xi_1 + \xi_2) \tan \alpha}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha$$

- Vế trái là biểu thức của các **thông số ăn khớp cơ bản**: góc ăn khớp α_L
- Vế 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

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

II. Các chế độ ăn khớp

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



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

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

	Cặp bánh răng tiêu chuẩn	Cặp bánh răng dịch chỉnh đều	Cặp bánh răng dịch chỉnh dướmg
	$\xi_1 = \xi_2 = 0$	$\xi_1 = -\xi_2 \neq 0$	$\xi_1 + \xi_2 > 0$
	$\xi_1 + \xi_2 = 0$		$\xi_1 + \xi_2 > 0$
Các thông số ăn khớp			
1. Góc ăn khớp	$\alpha = \alpha_L$		$\alpha_L > \alpha$
2. Bán kính vòng lăn	$r = r_L$		$r > r_L$
3. Khoảng cách trục $A = r_{L_1} + r_{L_2}$	$A = r_1 + r_2$ $= \frac{1}{2} m(z_1 + z_2)$		$A = (r_1 + r_2) \frac{\cos \alpha_L}{\cos \alpha_L}$ $= \frac{1}{2} m(z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_L}$
4. Hệ số phân ly $\lambda = \frac{A' - A}{m}$	$\lambda = 0$		$\lambda = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_L} - 1 \right) > 0$
Các thông số chế tạo			
1. Vòng chia r	$r = mz/2$		
2. Góc áp lực trên vòng chia	$\alpha = \arccos(r_o'/r)$		
3. Vòng chân răng r_i	$r_i = r - h^* = m(z/2 - f^*)$	$r_i = r - h^* + \xi m = m(z/2 - f^* + \xi), \quad (f^* = 1,25)$	
4. Chiều cao chân răng	$h^* = f^*m$	$h^* = (f^* - \xi)m$	
5. Khe hở hướng tâm C	$C = 0,25m$		
6. Vòng đỉnh r_e	$r_e = r + f^*m$	$r_e = r + (f^* + \xi)m$	$r_e = r + (f^* + \xi - \gamma)m$
	$\gamma = \xi_1 + \xi_2 + \lambda, \ \gamma: \text{hệ số giảm đỉnh răng}$		
7. Chiều cao đỉnh răng	$h' = f^*m$	$h' = (f^* + \xi)m$	$h' = (f^* + \xi - \gamma)m$
8. Chiều cao răng	$h = h' + h^* = (f^* + f^*)m$		$h = h' + h^* = (f^* + f^* - \lambda)m$
9. Chiều dày răng trên vòng chia	$S = t/2 = \pi m/2$	$S = \pi m/2 + 2\xi m \tan \alpha$	

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

IV. Đặc điểm của cặp bánh răng dịch chỉnh

1. Cặp bánh răng dịch chỉnh có kích thước nhỏ gọn hơn cặp bánh răng 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 trục lẻ tùy ý

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

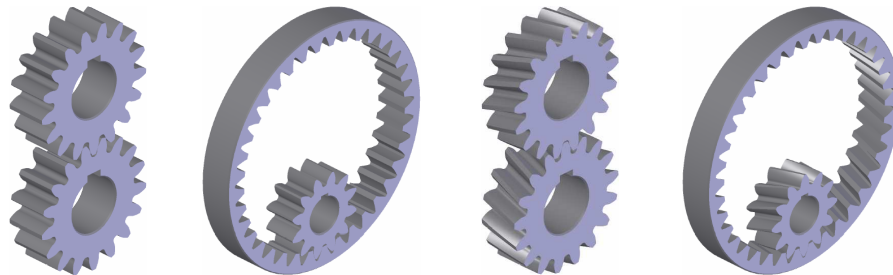
$$A = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2) \Rightarrow A \text{ là bội số của } \frac{1}{2} m$$

3. Có thể thay đổi vòng đỉnh răng, nhằm

- 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

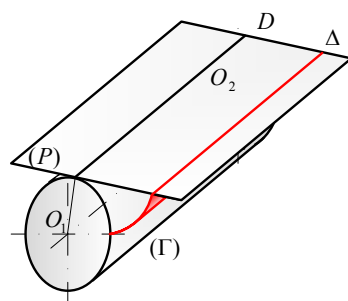
§7. Bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng

- Ta đã 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 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
 - + 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



§7. Bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng

I. Bánh răng thẳng



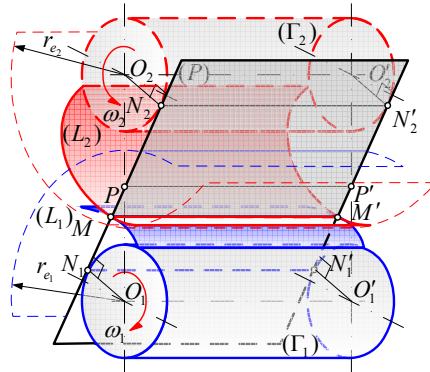
- Cách tạo mặt răng thân khai

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

- + Các yếu tố điểm bây giờ là các yếu tố đường
Ví dụ: điểm vào khớp, ra khớp → đường vào khớp, ra khớp
- + Các yếu tố đường bây giờ là các yếu tố mặt
Ví dụ: đường ăn khớp, vòng chia → mặt ăn khớp, mặt trụ chia
- Ngoài các thông số đã xét, còn có thông số: chiều dày bánh răng B

§7. Bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng

I. Bánh răng thẳng



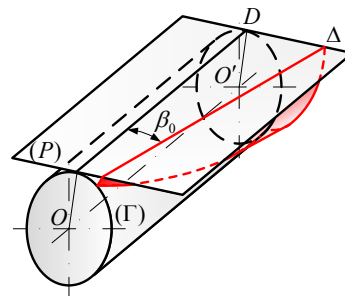
- Từ tính chất tạo hình của mặt răng thân khai → các răng tiếp xúc theo đường thẳng song song với trục bánh răng
- Chiều dày bánh răng B càng lớn, việc đảm bảo cho bánh răng tiếp xúc nhau hoàn toàn theo đường tiếp xúc càng khó

§7. Bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng

II. Bánh răng nghiêng

1. Cách tạo mặt răng thân khai

- Cách tạo mặt răng



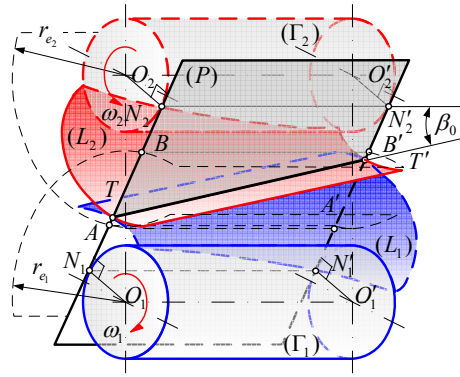
- Từ cách tạo hình → tính chất của mặt xoắn ốc thân khai
 - + Tiếp diện của mặt trụ cơ sở là pháp diện của mặt xoắn ốc thân khai và ngược lại. Giao tuyến của tiếp diện của mặt trụ cơ sở và mặt xoắn ốc thân khai là một đường thẳng, tạo với đường sinh của mặt trụ một góc β_o
 - + Tiết diện ngang của mặt 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_o

§7. Bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng

II. Bánh răng nghiêng

1. Cách tạo mặt răng thân khai

- 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

→ 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 ốc theo trục thẳng góc xuyên tâm của nó, với góc xoắn β_o

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

§7. Bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng

II. Bánh răng nghiêng

2. Thông số hình học của bánh răng nghiêng

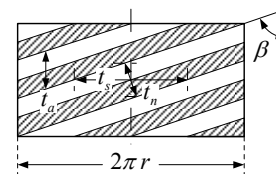
- Ngoài các thông số giống như thông số của bánh răng thẳng, bánh răng nghiêng còn các thông số sau

+ Góc nghiêng của răng trên mặt trụ cơ sở β_o

+ Góc nghiêng của răng trên mặt trụ chia β

- Gọi h là bước xoắn ốc, ta có

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



- Bước ngang t_s , môđun ngang m_s

$$t_s = \pi d / z \quad m_s = d / z = 2r / z$$

- Bước pháp t_n , môđun pháp m_n

$$t_n = t_s \cos \beta \quad m_n = m \cos \beta$$

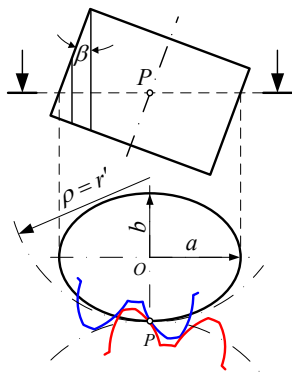
- Bước dọc t_a , môđun dọc m_a

$$t_a = t_n / \sin \beta \quad m_a = m_n / \sin \beta$$

§7. Bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng

II. Bánh răng nghiêng

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 răng 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, ở lân cận chỗ ăn khớp, trùng với vòng tròn mật tiếp của nó tại đó

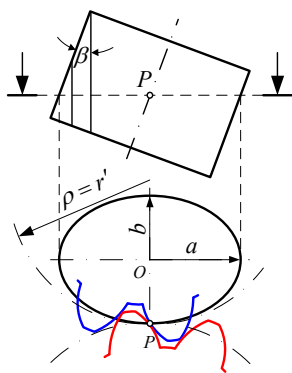
→ Tại thời điểm đang xét, có thể coi sự ăn khớp của cặp bánh răng nghiêng như sự ăn khớp của cặp bánh răng thẳng có vòng chia là vòng mật tiếp trên

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

§7. Bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng

II. Bánh răng nghiêng

3. Bánh răng thay thế của bánh răng nghiêng



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

$$\rho = \frac{a^2}{b}$$

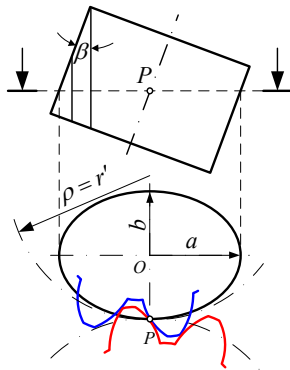
$$a = \frac{r}{\cos \beta} \quad \left. \begin{array}{l} \\ b = r \end{array} \right\} \Rightarrow r' = \rho = \frac{r}{\cos^2 \beta}$$

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

§7. Bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng

II. Bánh răng nghiêng

3. Bánh răng thay thế của bánh răng nghiêng



- Môđun trên bánh răng mật tiếp

$$m' = m_n = m_s \cos \beta$$

- Số răng trên bánh răng thay thế

$$z' = \frac{2r'}{m'} = \frac{2r}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{d}{m_s \cos^3 \beta}$$

- 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 thay thế này cho phép quy việc tính toán cặp bánh răng nghiêng về việc tính toán cặp bánh răng thẳng

§7. Bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng

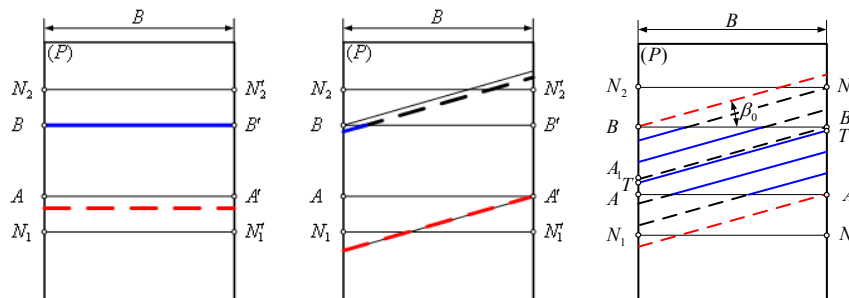
II. Bánh răng nghiêng

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 ($z_{\min} = 17 \cos^3 \beta$)

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

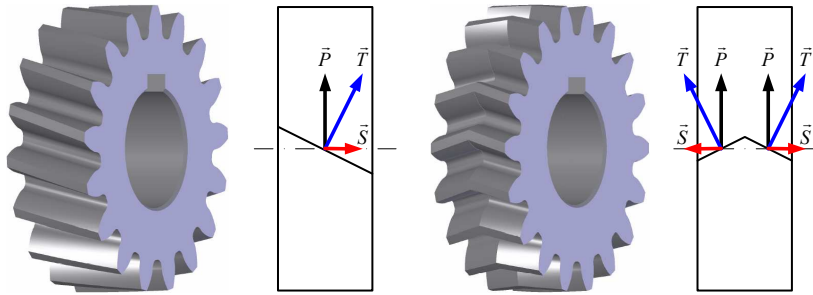
§7. Bánh răng thẳng và bánh răng nghiêng

II. Bánh răng nghiêng

4. Ưu nhược điểm của bánh răng nghiêng

- Nhược điểm

+ Tồn tại lực dọc trục → Bánh răng chữ V

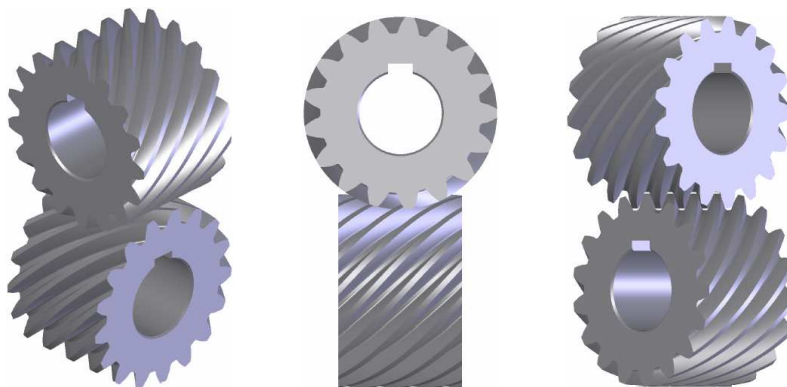




11. CƠ CẤU BÁNH RĂNG KHÔNG GIAN

§1. Cơ cấu bánh răng trụ chéo

I. Đặc điểm cấu tạo



§1. Cơ cấu bánh răng trụ chéo

II. Tỉ số truyền

- Ưu điểm

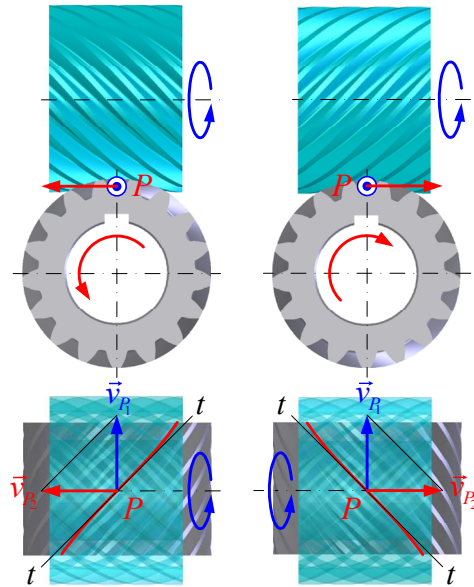
- + Có thể chọn 4 thông số để thỏa mãn một tỉ số truyền cho trước

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

- + Khi thiết kế, muốn đổi chiều quay của một bánh 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

$$\delta = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2)$$

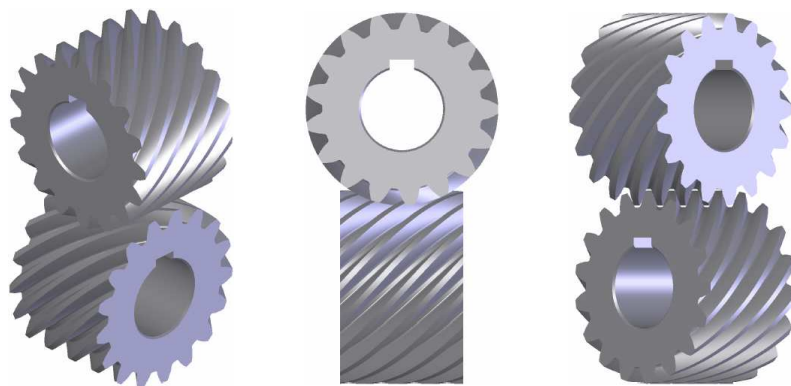
Điều này dễ thực hiện khi $\delta = 90^\circ$



§1. Cơ cấu bánh răng trụ chéo

III. Đặc điểm tiếp xúc

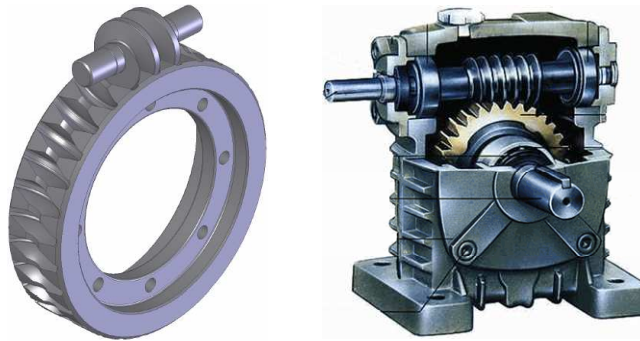
- Cặp bánh răng trụ chéo tiếp xúc theo điểm
- Tại điểm tiếp xúc có vận tốc trượt tương đối nên mặt răng mau mòn và mòn không đều



§2. Cơ cấu trục vít – bánh vít

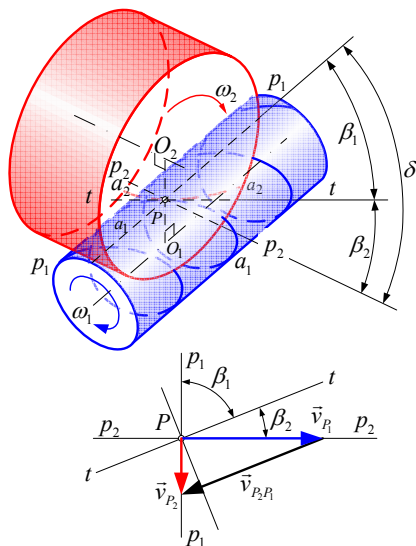
I. Đặc điểm cấu tạo

- Cơ cấu trục 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 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 trục vít, bánh răng còn lại được gọi là bánh vít



§2. Cơ cấu trục vít – bánh vít

II. Tỷ số truyền

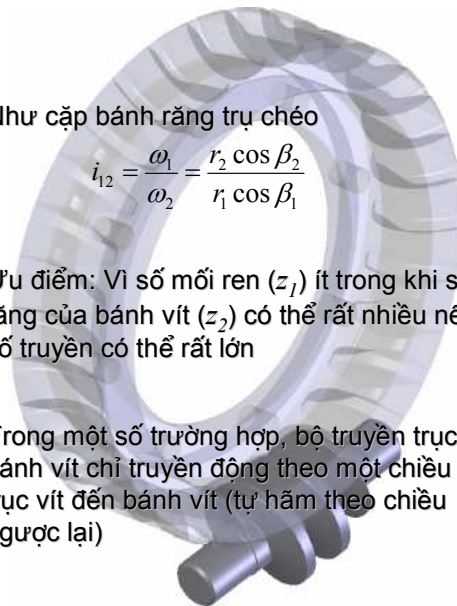


- Như cặp bánh răng trụ chéo

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

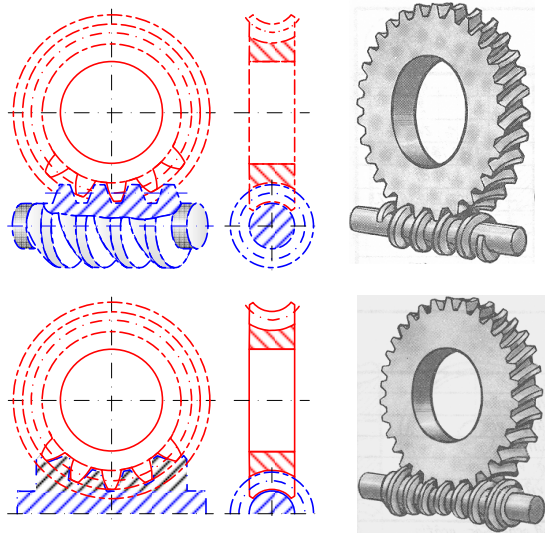
- Ưu điểm: Vì số mối ren (z_1) ít trong khi số răng của bánh vít (z_2) có thể rất nhiều nên tỉ số truyền có thể rất lớn

- Trong một số trường hợp, bộ truyền trục vít - bánh vít chỉ truyền động theo một chiều từ trục vít đến bánh vít (tự hãm theo chiều ngược lại)



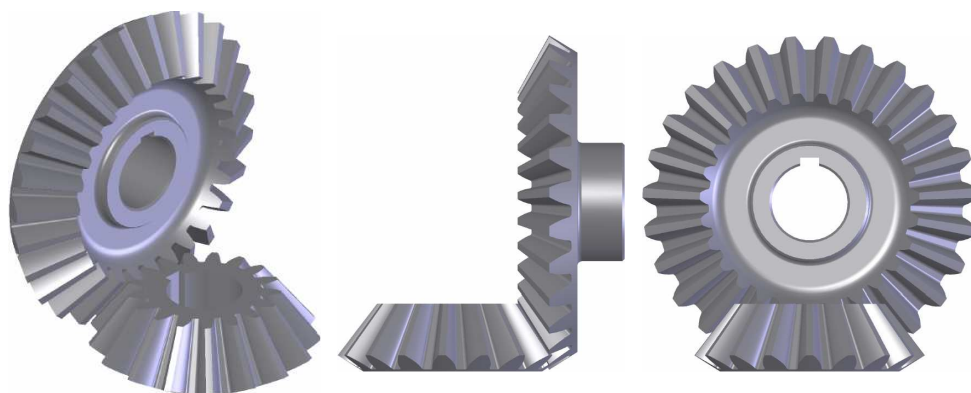
§2. Cơ cấu trục vít – bánh vít

III. Đặc điểm tiếp xúc



- Bộ truyền trục vít - bánh vít tiếp xúc theo điểm và có vận tốc trượt
- Vận tốc trượt của bộ truyền trục 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 ở trên mặt trụ tròn xoay mà đường sinh là cung tròn sao cho bánh vít ôm lấy trục vít
 - + trục vít lõm (trục vít globoit): trục vít ôm lấy bánh vít

§3. Cơ cấu bánh răng nón

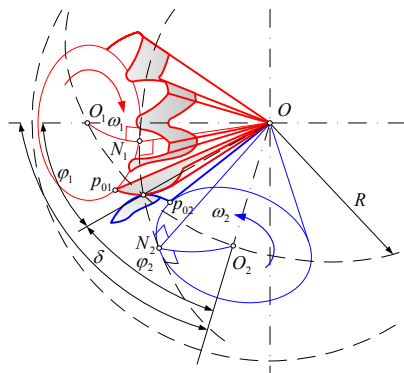


§3. Cơ cấu bánh răng nón

I. Cấu tạo của bánh răng hình nón

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

→ các đường này cắt nhau tại điểm O ở vô cực (∞)



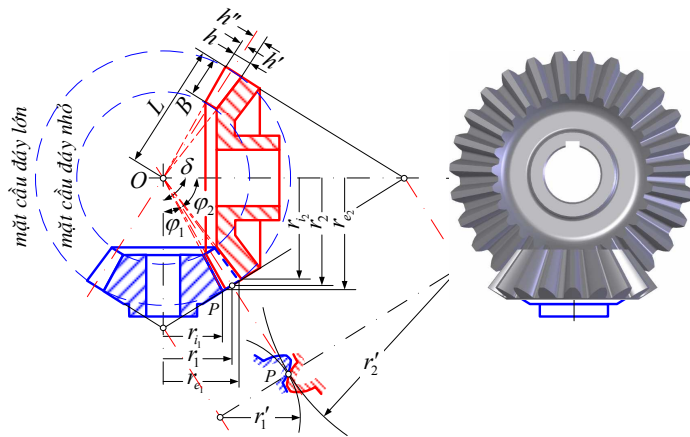
- Tưởng tượng rằng dịch chuyển O về gần trên đường tiếp xúc giữa hai răng
 - + các mặt trụ trở thành mặt nón cùng đỉnh O như mặt nón chân răng, nón đỉnh răng, nón lặn, nón chia, ...
 - + mặt phẳng đáy trở thành mặt cầu cùng tâm O
 - + mặt trụ thân khai trở thành mặt nón thân khai

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

§3. Cơ cấu bánh răng nón

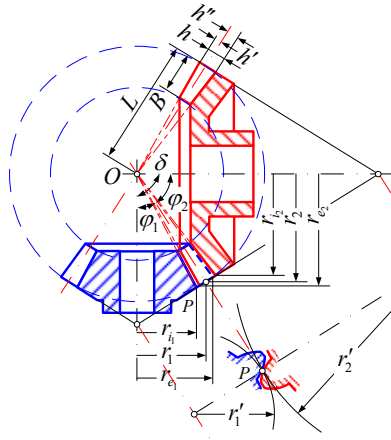
II. Thông số hình học của bánh răng nón răng thẳng

- 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



§3. Cơ cấu bánh răng nón

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



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

- Bán kính vòng chia $r_{1,2} = \frac{t z_{1,2}}{2\pi} = \frac{1}{2} m z_{1,2}$

- Chiều cao đầu răng $h' = m$

- Chiều cao chân răng $h'' = 1,25 m$

- Bán kính vòng đỉnh $r_{e1,2} = r_{1,2} + h' \cos \varphi_{1,2}$
 $= \frac{m}{2} (z_{1,2} + 2 \cos \varphi_{1,2})$

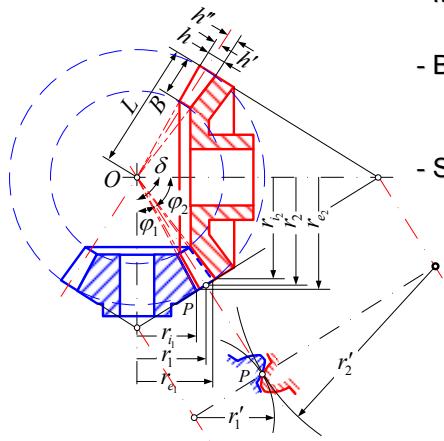
- Bán kính vòng chân $r_{i1,2} = r_{1,2} - h'' \cos \varphi_{1,2}$
 $= \frac{m}{2} (z_{1,2} - 2,5 \cos \varphi_{1,2})$

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

§3. Cơ cấu bánh răng nón

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

- Bánh răng tương đương có bán kính r'_1, 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 $r'_{1,2} = \frac{r_{1,2}}{\cos \varphi}$

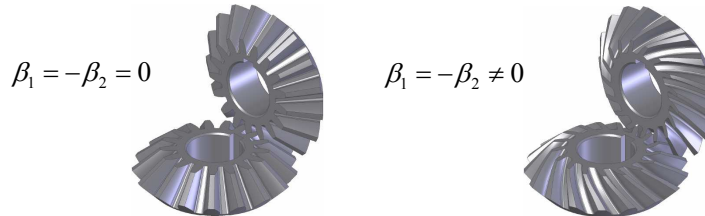
- Số răng thay thế $z'_{u1,2} = \frac{2r'_{1,2}}{m}$
 $= \frac{2r_{1,2}}{m \cos \varphi}$
 $= \frac{z_{1,2}}{\cos \varphi_{1,2}}$

§3. Cơ cấu bánh răng nón

IV. Các dạng truyền động của cặp bánh răng nón

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

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



Bánh răng nón răng thẳng

Bánh răng nón răng nghiêng

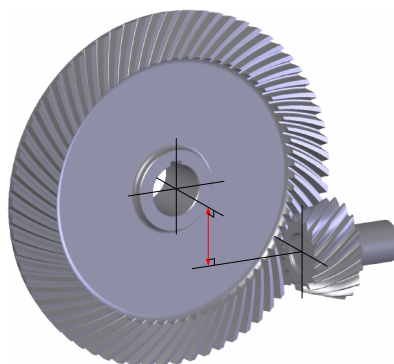
- Tỷ số truyền $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 \Rightarrow i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{OP \sin \varphi_2}{OP \sin \varphi_1} = \frac{\sin \varphi_2}{\sin \varphi_1}$
- Truyền chuyển động giữa hai trục giao nhau tiếp xúc theo đường thẳng d
 - + bánh răng 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 lần không có vận tốc trượt tương đối

§3. Cơ cấu bánh răng nón

IV. Các dạng truyền động của cặp bánh răng nón

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

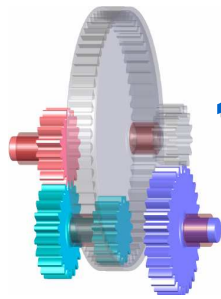
2. $\beta_1 \neq -\beta_2$: cặp bánh răng nón truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau



- Cặp bánh răng nón chéo (hypoid)
- Cặp bánh răng này hoàn toàn tương ứng với cặp bánh răng trụ chéo
- Tỷ 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



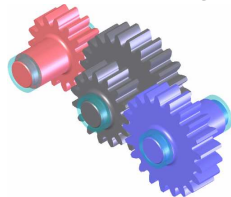
12. HỆ THỐNG BÁNH RĂNG

§1. Đại cương

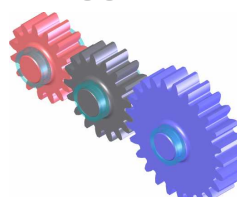
Hệ thống bánh răng là hệ thống bao gồm nhiều bánh răng lần lượt ăn khớp nhau, tạo thành một chuỗi

I. Công dụng

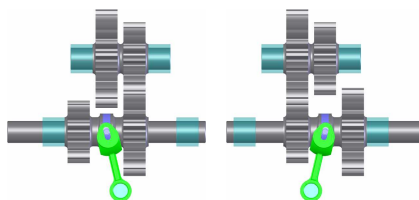
1. Thực hiện một tỉ số truyền lớn



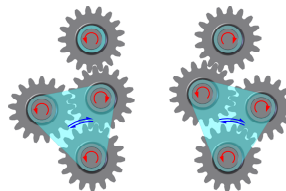
2. Truyền động giữa hai trục xa nhau



3. Thay đổi tỉ số truyền



4. Thay đổi chiều quay

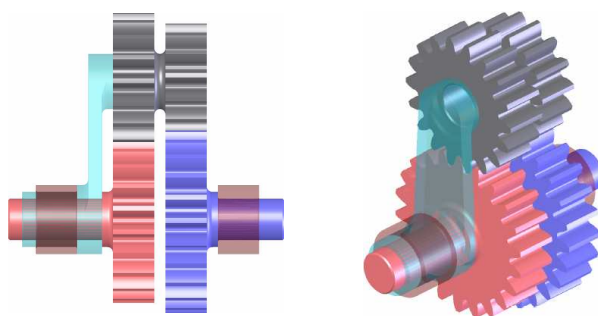


§1. Đại cương

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

I. Công dụng

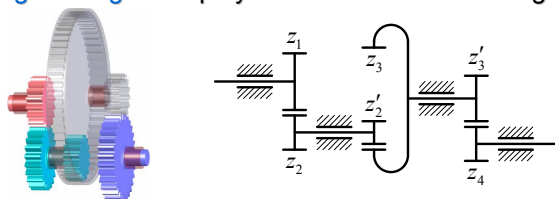
5. Tổng hợp hay phân chia chuyển động quay



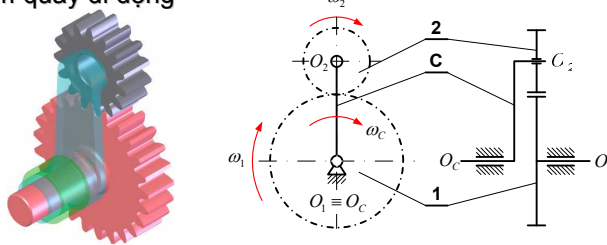
§1. Đại cương

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

§2. Phân tích động học hệ thống bánh răng thường

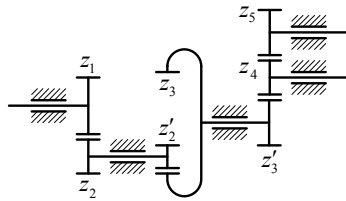
- Tỷ số truyền của một cặp bánh răng

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

với quy ước dấu

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

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



$$\begin{aligned} i_{15} &\equiv \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \times \frac{\omega_2}{\omega_3} \times \frac{\omega_3}{\omega_4} \times \frac{\omega_4}{\omega_5} \\ &= i_{12} \times i_{23} \times i_{34} \times i_{45} \\ \Rightarrow i_{15} &= \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(+\frac{z_3}{z_2'}\right) \left(-\frac{z_4}{z_3'}\right) \left(-\frac{z_5}{z_4}\right) \\ &= (-1)^3 \frac{z_2 \times z_3 \times z_5}{z_1 \times z_2' \times z_3'} \end{aligned}$$

§2. Phân tích động học hệ thống bánh răng thường

- Từ bài toán trên ta có nhận xét

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

+ Sau mỗi lần qua cặp bánh răng ăn khớp ngoài, vận tốc góc đổi chiều một lần
→ dấu của tỷ 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 tỷ số truyền của hệ. Các bánh răng này được gọi là bánh răng nối không

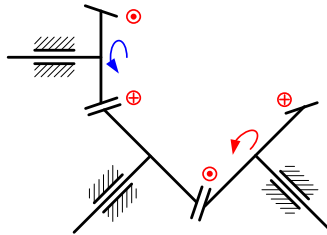
- Tổng quát ta có thể viết công thức tính tỷ số truyền của hệ thống bánh răng thường như sau

$$i_{1n} = (-1)^m \frac{\prod z_{\text{bị động}}}{\prod z_{\text{chủ động}}} \quad m: \text{số cặp bánh răng ăn khớp ngoài}$$

§2. Phân tích động học hệ thống bánh răng thường

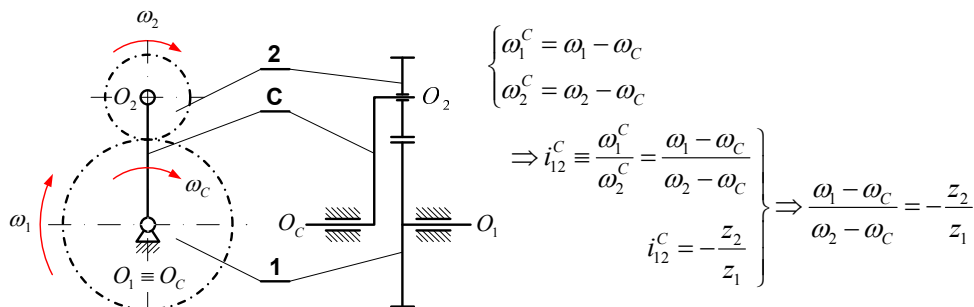
$$i_{1n} = (-1)^m \frac{\prod z_{\text{bị động}}}{\prod z_{\text{chủ động}}}$$

- 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 có ý nghĩa** nữa → chiều quay của các trục quay trong hệ thống bánh răng không gian được xác định trực tiếp trên hình vẽ



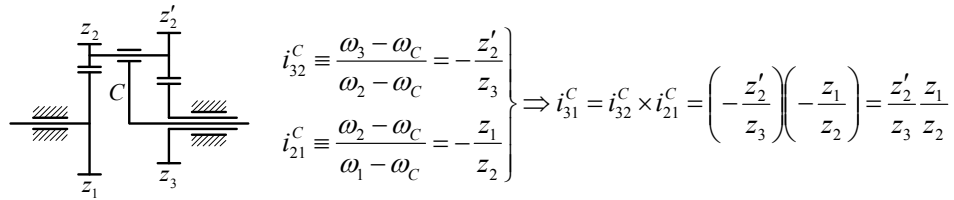
§3. Phân tích động học hệ thống bánh răng vi sai

- 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 các bánh răng 1 và 2 trong chuyển động tương đối đối với cần C



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

- Ví dụ 1: Xét cơ cấu



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

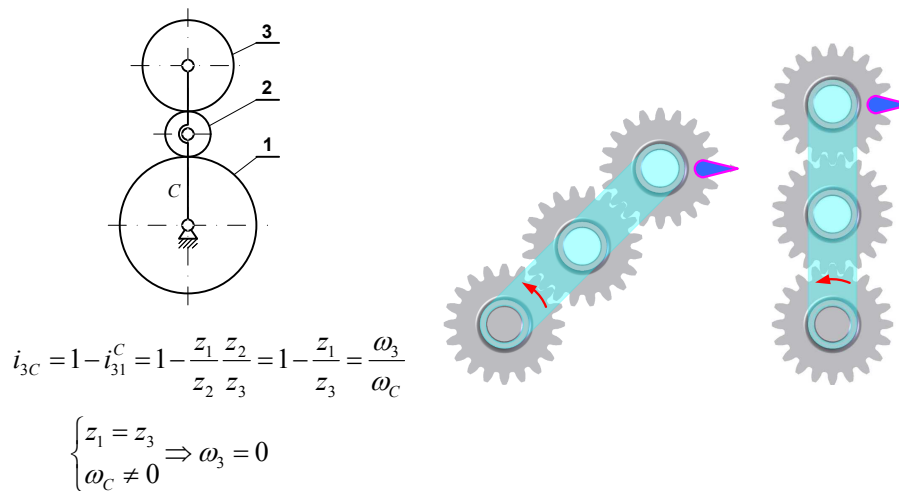
+ Nếu chọn $\begin{cases} z_1 = 99, z_2 = 100 \\ z_2' = 101, z_3 = 100 \end{cases} \Rightarrow i_{3C} = 1 - \frac{101}{100} \times \frac{99}{100} = 1 - \frac{9.999}{10.000} = \frac{1}{10.000}$

→ **Tỉ số truyền của hệ thống vi sai 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 chỉnh thích hợp để thỏa **điều kiện đồng trục**

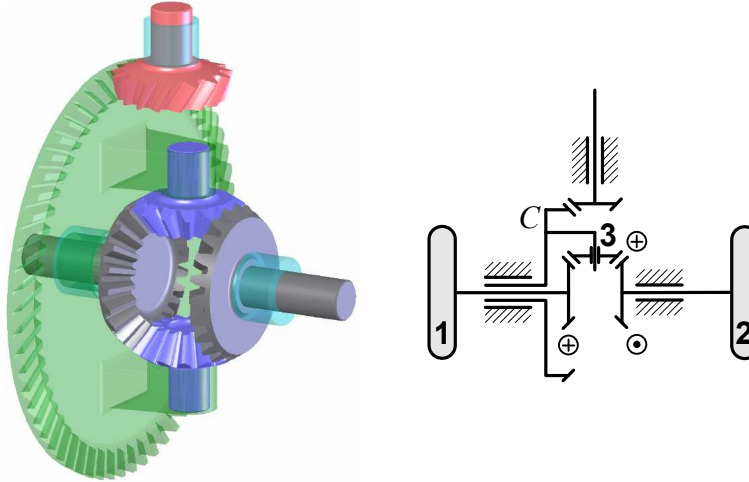
§3. Phân tích động học hệ thống bánh răng vi sai

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



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

- Ví dụ 3: Xét cơ cấu



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

- 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, $\omega_1 \neq \omega_2$, vận tốc dài bánh xe 1 và 2 khác nhau nhưng thỏa

$$\frac{\omega_1 r_{bxe}}{R} = \frac{\omega_2 r_{bxe}}{r} \Rightarrow \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r}{R}$$

$$\Rightarrow \omega_1 = \frac{2\omega_C}{1 + \frac{r}{R}}, \quad \omega_2 = \frac{2\omega_C}{1 + \frac{r}{R}} \frac{r}{R}$$

