



**ĐẠI HỌC NÔNG LÂM TP. HCM
KHOA CƠ KHÍ – CÔNG NGHỆ**



GIÁO TRÌNH NGUYÊN LÝ MÁY

Phần 2: Phụ lục – Nội dung tham khảo của Phần 1 (bài giảng)

VƯƠNG THÀNH TIÊN - TRƯƠNG QUANG TRƯỜNG

Tp. HCM 2012

MỤC LỤC

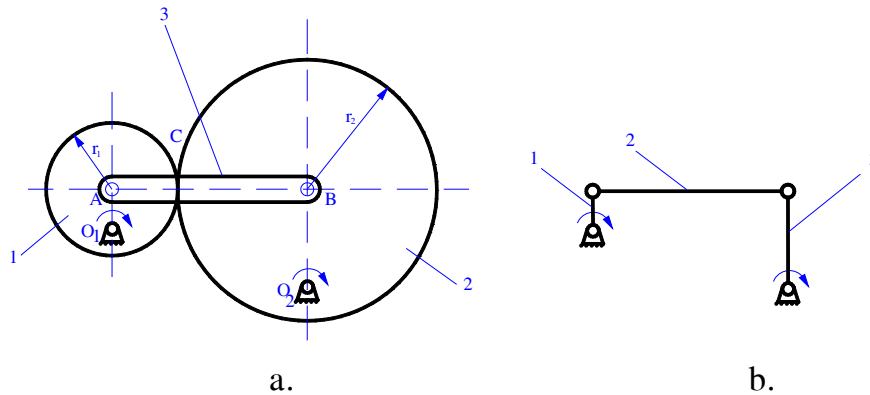
Phụ lục 1: Phần đọc thêm của chương 1 (Cấu tạo & phân loại cơ cấu).....	3
Phụ lục 2: Phần đọc thêm của chương 2 (Phân tích động học).....	5
Phụ lục 3: Phần đọc thêm của chương 3 (Phân tích lực)	16
Phụ lục 4: Phần đọc thêm của chương 4 (Ma sát trong khớp động)	21
Phụ lục 5: Phần đọc thêm của chương 5 (Động lực học máy).....	31
Phụ lục 6: Phần đọc thêm của chương 6 (Các chỉ tiêu chất lượng của Máy)	38
Phụ lục 8: Phần đọc thêm của chương 8 (Cơ cấu cam)	41
Phụ lục 9: Phần đọc thêm của chương 9 (Cơ cấu bánh răng)	58
Phụ lục 10: Phần đọc thêm của chương 10 (Một số cơ cấu khác)	62

Phụ lục 1: Phần đọc thêm của chương 1 (Cấu tạo & phân loại cơ cấu)

Thay thế khớp cao bằng khớp thấp

Trong quá trình xét các nhóm Át-xua trên đây, ta chỉ xét đến các cơ cấu chứa toàn khớp thấp vì khi gặp cơ cấu có khớp cao ta có thể thay thế bằng khớp thấp.

Xét cơ cấu có khớp cao trên hình 1-16a



Hình 1-16: Cơ cấu có khớp cao

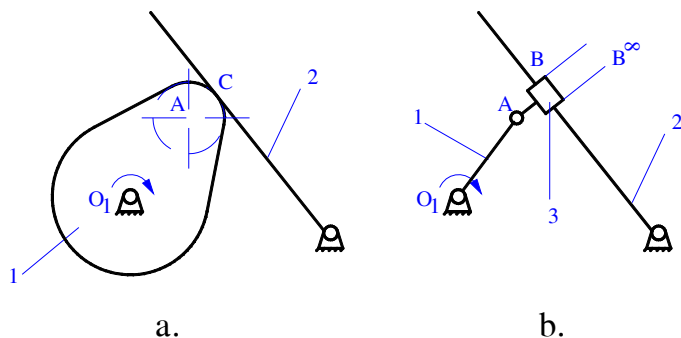
Cơ cấu gồm đĩa tròn 1, bán kính r_1 tiếp xúc ngoài với đĩa tròn 2 bán kính r_2 . Đĩa 1 quay quanh khớp O_1 đẩy đĩa 2 quay quanh khớp O_2 nhờ sự tiếp xúc ở khớp cao C. Vì A và B là tâm 2 đĩa tròn nên trong quá trình hai đĩa chuyển động, hai điểm A và B có tính chất sau:

- A và B luôn cách nhau một khoảng $l = r_1 + r_2$
- Chuyển động tương đối của A so với B là chuyển động quay quanh B và ngược lại.
- A và B nằm trên phương pháp tuyến chung của biên dạng 2 đĩa tại điểm tiếp xúc C.

Nếu ta dùng một khâu 3 có kích thước động $l = r_1 + r_2$ nối hai đĩa bằng hai khớp bản lề tại A và B thì chuyển động của cơ cấu không thay đổi. Tuy nhiên đã tăng một ràng buộc thừa. Để bậc tự do của cơ cấu không thay đổi, sau khi thêm khâu 3 và hai khớp thấp A, B, ta phải bỏ đi khớp C. Khi đó ta nhận được một cơ cấu 4 khâu bản lề O_1ABO_2 (H.1-16b) chứa toàn khớp thấp mà tính chất chuyển động cũng như bậc tự do không thay đổi so với cơ cấu hai đĩa ban đầu.

Trường hợp tổng quát, nếu đĩa 1 và 2 không tròn mà cong bất kỳ thì tại vị trí đang xét, có thể thay đường cong bằng vòng tròn mật tiếp. Do vậy, việc thay thế khớp cao có thể áp dụng cho bất kỳ trường hợp nào và cơ cấu thay thế có giá trị tức thời tại vị trí xét.

Xét cơ cấu cam hình 1-17a,

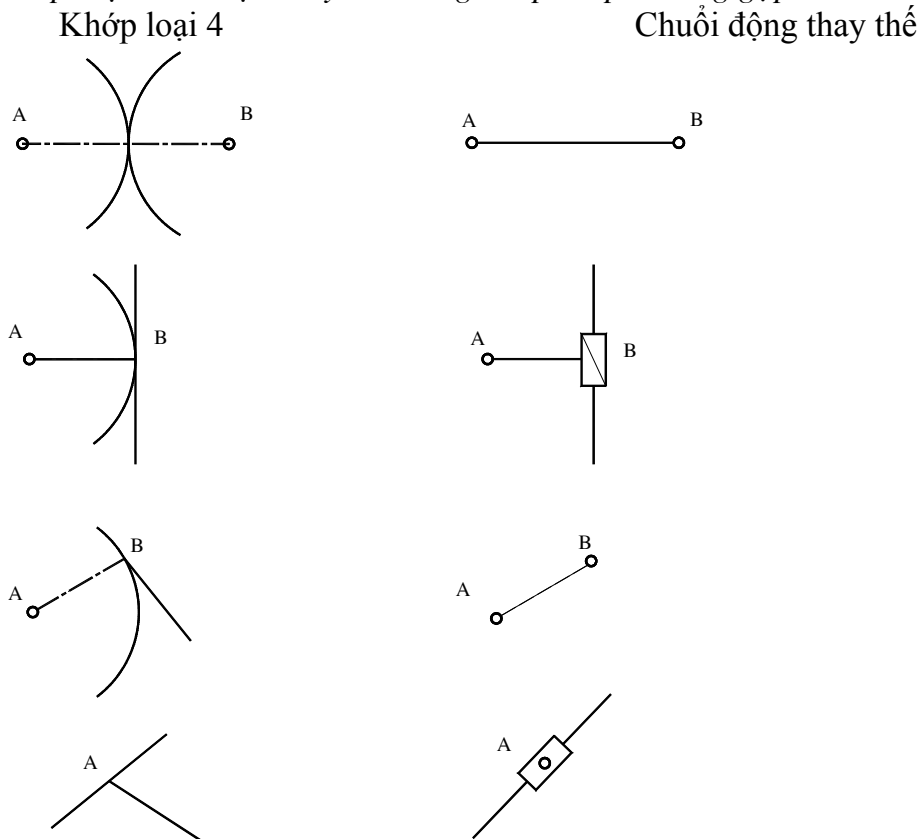


Hình 1-17. Cơ cấu cam

Khớp cao C được thay bằng khâu 3 với khớp bản lề tại A và khớp trượt tại B. A là tâm cong của biên dạng cam tại điểm tiếp xúc C. Biên dạng của khâu 2 tại điểm tiếp xúc C là thẳng nên tâm cong ở vô cùng. Khớp quay B ở vô cùng chính là khớp tịnh tiến B (H.1-17b).

Việc thay thế khớp cao bằng khớp thấp không phải chỉ để 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 được thay thế tại vị trí đang xét.

* Một số khớp loại cao được thay thế bằng khớp thấp thường gặp:



Hình 1-18

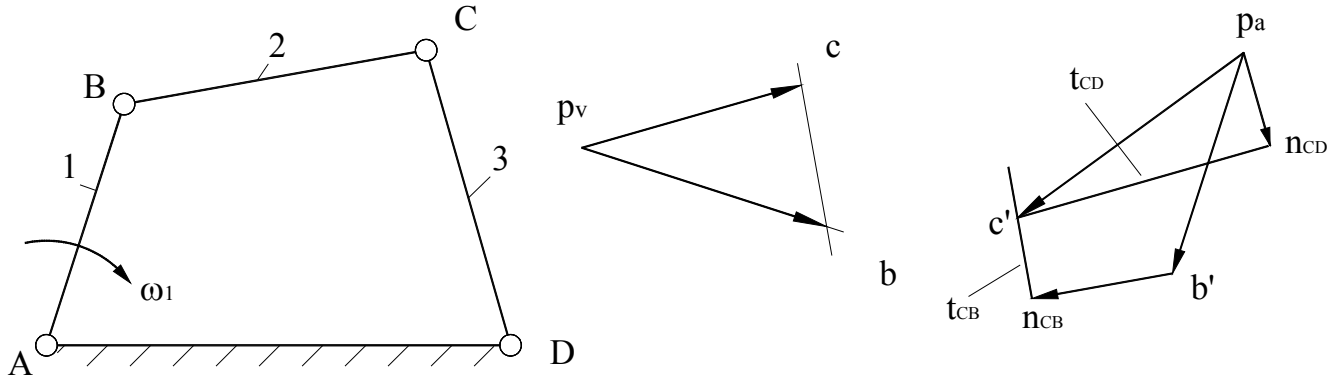
Phụ lục 2: Phần đọc thêm của chương 2 (Phân tích động học)

Phụ lục 2.1: Giới thiệu tỉ lệ xích tay quay để vẽ họa đồ:

Ba TLX K_l , K_v , và K_a đều có thể CHỌN TỰ Ý khi vẽ các họa đồ. Tuy nhiên để có thể thay thế việc tính gia tốc pháp tuyến theo công thức bằng 1 phép vẽ, giữa 3 TLX nên có một quan hệ nhất định.

❖ **Phép vẽ để xác định thành phần gia tốc pháp.**

Ví dụ: xác định gia tốc pháp a^n_{CB} của cơ cấu 4 khâu bản lề ở hình 2-6.



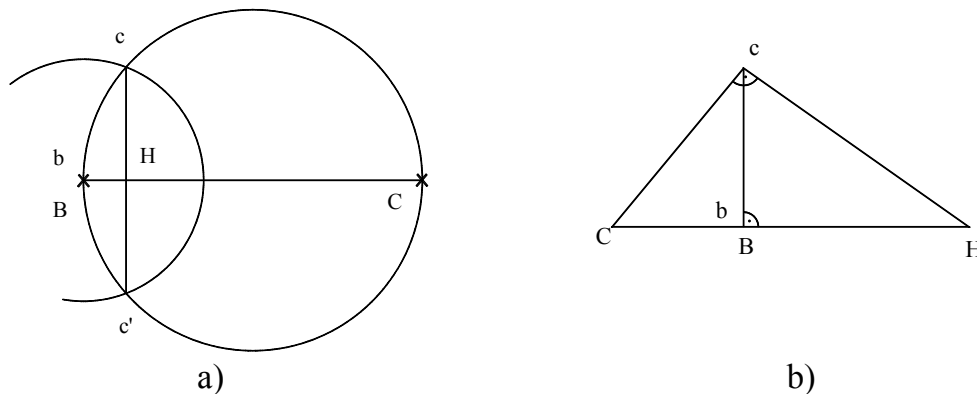
Hình 2-6

$$a^n_{CB} = \frac{V_{CB}^2}{l_{CB}} = \frac{K_v^2 \cdot (bc)^2}{K_l \cdot BC}$$

$$\text{vì } a^n_{CB} = K_a \times b'n_{CB} \Rightarrow b'n_{CB} = \frac{(bc)^2}{BC} \cdot \frac{K_v^2}{K_a \cdot K_l}$$

$$\text{Nếu ta chọn: } \frac{K_v^2}{K_a \cdot K_l} = 1 \quad (2-3)$$

Nghĩa là: $K_a = (K_v^2/K_l)$ thì $b'n_{CB} = [(bc)^2/BC]$. Như vậy có thể xác định đoạn biểu diễn gia tốc pháp $b'n_{CB}$ bằng một phép vẽ rất thuận tiện như hình 2-7a.



Hình 2-7

Lấy đoạn BC trên họa đồ cơ cấu làm đường kính vẽ một vòng tròn. Lấy B làm tâm và đoạn bc trên họa đồ vận tốc làm bán kính vẽ một cung tròn cho cắt

vòng tròn trên tại c và c'. Gọi H là giao điểm của đường kính BC và dây cung cc' thì:

$$BH = b'n_{CB}$$

Thật vậy; ΔbcC đồng dạng $\Delta BHc \Rightarrow BH = [(bc)^2/BC]$

Như vậy nếu 3 TLX K_l, K_v, K_a thỏa mãn hệ thức (2-3) thì khi vẽ hoạ đồ gia tốc, tất cả các đoạn biểu diễn gia tốc pháp đều có thể xác định bằng phương pháp vẽ.

Chú ý: khi $bc > BC$, hai vòng tròn không cắt nhau, có 2 cách vẽ:

+ Cách thứ nhất: Vì $b'n_{CB} = [(bc)^2/BC] = [(2bc)^2/4BC] \Rightarrow$ có thể vẽ đường tròn đường kính $4BC$ và cung tròn bán kính $2bc$ để chúng cắt nhau.

+ Cách thứ 2: Trên hai đường thẳng vuông góc tại B (H.2-7b), đặt 2 đoạn BC và Bc = bc. Nối C với c, rồi từ c kẻ đường vuông góc với cơ cấu, đường này cắt BC tại H.

$$BH = [(bc)^2/BC] = b'n_{CB}$$

❖ Tỷ lệ xích tay quay:

Giả sử TLX chiều dài là K_l , thì phải chọn TLX vận tốc là:

$$K_v = (\omega_1 : k) \cdot K_l \quad (2-4)$$

Trong đó: k được chọn tùy ý.

Với cách chọn trên $\Rightarrow p_v b = k \cdot AB$

Phải chọn TLX gia tốc là:

$$K_a = (\omega_1 : k)^2 \cdot K_l \quad (2-5)$$

Với cách chọn trên $\Rightarrow p_a b' = k^2 \cdot AB$

Chú ý: Với cách chọn TLX tay quay ta vẫn có: $\frac{K_v^2}{K_a \cdot K_l} = 1$

$$\text{Thật vậy: } \frac{K_v^2}{K_a \cdot K_l} = \frac{[(\omega_1/k)^2 \cdot x K_l^2]}{[(\omega_1/k)^2 \cdot x K_l] \cdot x K_l} = 1$$

Như vậy sẽ dùng được phương pháp vẽ để xác định các đoạn biểu thị thành phần gia tốc pháp.

❖ Xác định gia tốc Cô-ri-ô-lít theo phương pháp tỷ lệ

Cụ thể với bài tập cho ở hình 2-8, đoạn biểu thị chiều dài (độ lớn) của a_{B3B2}^K xác định như sau:

$a_{B3B2}^K = 2\omega_3 \times V_{A3A2}$, được biểu thị bằng đoạn K_{B3B2} .

$$K_a \times K_{B3B2} = 2 [V_{B3} / l_{CB3}] \times V_{B3B2}$$

$$= 2 [(p_v b_3 \times K_v) / l_{CB3}] \times b_3 b_2 \times K_v$$

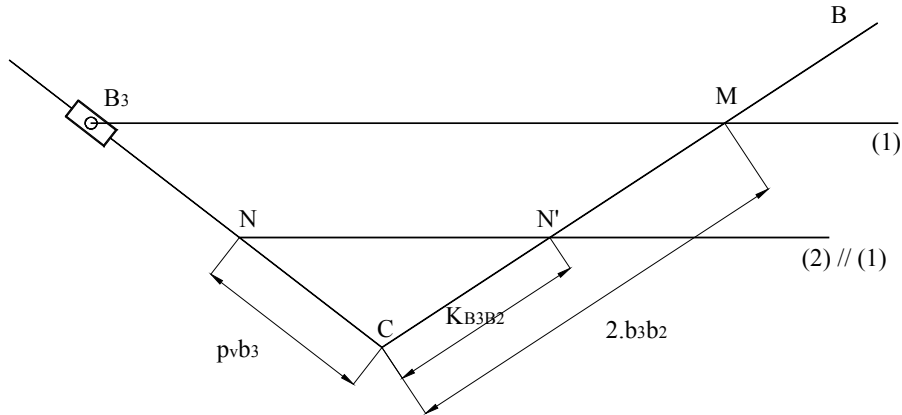
$$[(\omega_1/k)^2 \times K_l] \times K_{B3B2} = 2 K_v^2 \times [(p_v b_3 \times b_3 b_2) / l_{CB3}]$$

$$= 2 (\omega_1/k)^2 \times K_l^2 \times [(p_v b_3 \times b_3 b_2) / CB_3 \times K_l]$$

$$\Rightarrow K_{B3B2} = 2 \times [(p_v b_3 \times b_3 b_2) / CB_3]$$

$$\Rightarrow (2 \cdot b_3 b_2) / K_{B3B2} = CB_3 / p_v b_3$$

Quan hệ giữa các độ dài trên được thể hiện qua cách vẽ (H.2-8), từ đó xác định được K_{B3B2} .

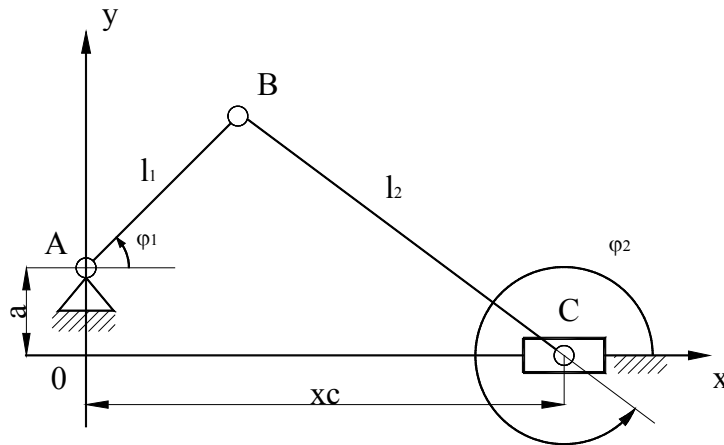


Hình 2-8

Phụ lục 2.2: Giới thiệu phương pháp giải tích & phương pháp đồ thị

Phương pháp giải tích

Cơ cấu là 1 chuỗi động kín khi cô định 1 khâu. Cho nên bao giờ cũng có thể lập 1 chuỗi vectơ kín. Xét trong cơ cấu tay quay – con trượt như hình vẽ 2-9.



Hình 2-9

$$\vec{a} + \vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{x}_c = 0 \quad (2-6)$$

Với:

\vec{x}_c : chuyển vị của điểm C;

\vec{l}_1, \vec{l}_2 : vectơ chiều dài của khâu 1 và 2.

4.1. Xác định chuyển vị của con trượt

Chiếu phương trình (2-6) lên 2 trục tọa độ, ta có:

$$a + l_1 \cdot \sin\varphi_1 - l_2 \cdot \sin\varphi_2 = 0 \quad (2-7)$$

$$0 + l_1 \cdot \cos\varphi_1 + l_2 \cdot \cos\varphi_2 - x_c = 0 \quad (2-8)$$

Từ (2-7) $\Rightarrow \sin\varphi_2 = (a + l_1 \cdot \sin\varphi_1) / l_2$

Thay vào (2-8):

$$\Rightarrow x_c = l_1 \cdot \cos\varphi_1 + l_2 \cdot \sqrt{1 - [(l_1 \cdot \sin\varphi_1 + a) / l_2]^2} \quad (2-9)$$

Trong công thức (2-9), nếu cho trước vị trí khâu dẫn (góc φ_1) sẽ xác định được chuyển vị của khâu công tác (x_c). Nếu cho trước khâu dẫn quay, tức là góc

φ_1 những giá trị từ 0 đến 360° , có thể tìm được những giá trị tương ứng của chuyển vị x_c , từ đó tìm được sự liên hệ giữa x_c và φ_1 dưới dạng đồ thị.

4.2. Xác định vận tốc của con trượt

$$V_c(t) = \frac{dx_c}{dt}$$

- Đạo hàm trực tiếp từ (2-9) theo biến t , ta sẽ có $V_c(t)$.

- Có thể tính vận tốc $V_c(t)$ bằng cách khác:

Đạo hàm phương trình (2-7) và (2-8) theo tọa độ suy rộng φ_1 :

$$l_1 \cdot \cos \varphi_1 - i_{21} \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_2 = 0 \quad (2-10)$$

$$-l_1 \cdot \sin \varphi_1 - i_{21} \cdot l_2 \cdot \sin \varphi_2 - V_c(\varphi) = 0 \quad (2-11)$$

Với: $i_{21} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1}$ và $V_c(\varphi) = \frac{dx_c}{d\varphi_1} = \frac{dx_c}{dt} \cdot \frac{dt}{d\varphi_1} = \frac{V_c}{\omega_1}$

Giải hệ (2-10) và (2-11): $\Rightarrow i_{21} = \frac{l_1 \cos \varphi_1}{l_2 \cos \varphi_2}$ và $V_c(\varphi) = l_1 \cdot \frac{\sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{\cos \varphi_2}$

Trong các biểu thức trên, góc φ_2 được xác định từ phương trình (2-7):

$$\varphi_2 = \arcsin\left(-\frac{l_1 \cos \varphi_1 + a}{l_2}\right)$$

4.3. Xác định gia tốc của con trượt

$$a_c(\varphi) = \frac{dV(\varphi)}{d\varphi_1} = -l_1 \cdot \cos \varphi_1 - (i_{21})^2 \cdot l_2 \cdot \cos \varphi_2 - i'_{21} \cdot l_2 \cdot \sin \varphi_2$$

Với: $i'_{21} = \frac{di_{21}}{d\varphi_1} = \frac{l_1 \sin \varphi_1 + i_{21}^2 \cdot l_2 \sin \varphi_2}{l_2 \cos \varphi_2}$

Nếu khâu dẫn quay đều: $a_c(t) = dV_c/dt$ mà $V_c = V_\varphi \cdot \omega_1$.

$$\Rightarrow a_c(t) = a_c(\varphi) \cdot \omega_1^2$$

Phương pháp đồ thị

❖ **Đồ thị chuyển vị:** (đã giới thiệu ở phần phương pháp vẽ)

❖ **Đồ thị vận tốc:**

$$V_c(t) = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = V_c(\varphi) \times \omega_1 \quad (2-12)$$

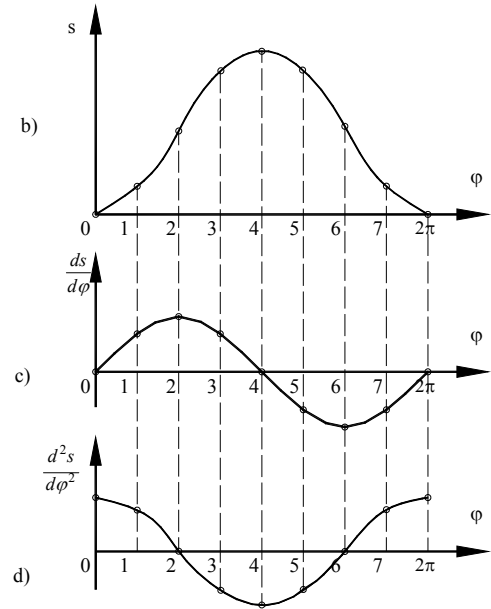
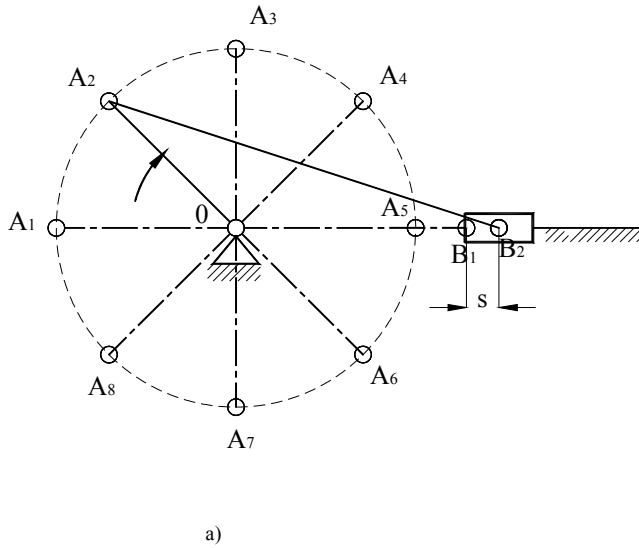
Trong đó: $V_c(\varphi)$ nhận được bằng cách vi phân đồ thị $s = s(\varphi)$ theo góc quay φ .

Muốn tìm $V_c(t)$ chỉ cần lấy $V_c(\varphi)$ nhân với vận tốc góc khâu dẫn.

❖ **Đồ thị gia tốc:**

$$a_c(t) = \frac{dV(\varphi)}{dt} \cdot \omega_1 = \frac{dV(\varphi)}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \omega_1 = a(\varphi) \cdot \omega_1^2 \quad (2-13)$$

Trong đó: $a(\varphi) = dV(\varphi)/d\varphi$, tìm được bằng cách vi phân đồ thị $V(\varphi)$.



Hình 2-10

❖ **Giới thiệu phương pháp vi phân và tích phân đồ thị** (Hình 2-11)

Nguyên tắc: giả sử ta đã xây dựng được đồ thị $s = s(\varphi)$

Yêu cầu: tìm đồ thị $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$

+ Trên đồ thị $s(\varphi)$ lấy 1 điểm A tùy ý. Vẽ tiếp tuyến tt với đồ thị $s(\varphi)$ tại A.

$$\text{Ta có: } \operatorname{tg}\alpha_A = \frac{ds}{d\varphi}$$

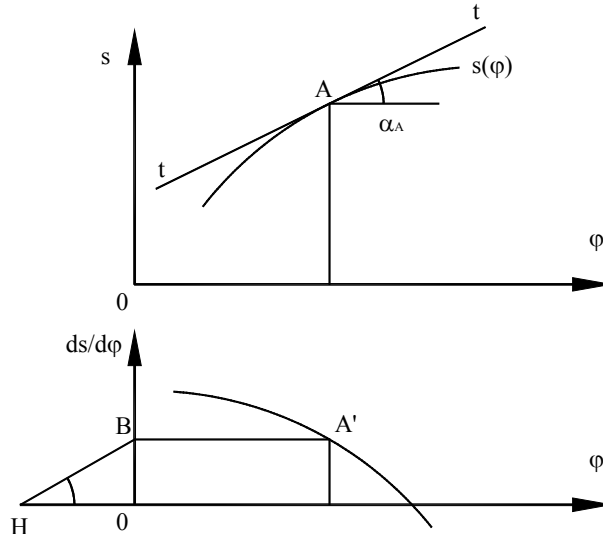
+ Chọn H là một điểm bất kỳ trên trục $O'\varphi$ kéo dài. Vẽ $HB \parallel$ tiếp tuyến tt.

$$\text{Ta có: } O'B = O'H \cdot \operatorname{tg}\alpha_A$$

+ Nếu lấy $O'H = 1$ đơn vị, thì $O'B = \operatorname{tg}\alpha_A = \frac{ds}{d\varphi}$

+ Cho nên $O'B$ biểu diễn đạo hàm của $s = s(\varphi)$ tại A và A' là 1 điểm của đồ thị cần tìm.

+ Lặp lại quá trình trên cho nhiều điểm trên đồ thị $s = s(\varphi)$, sẽ nhận được đồ thị $V(\varphi) = \frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$.



Hình 2-11

❖ **TLX khi vi phân đồ thị**

Dấu (*) sẽ biểu thị giá trị thật của 1 đại lượng nào đó.

Ta có:

$$V^* = \frac{ds^*}{d\varphi^*} = \frac{ds \cdot K_s}{d\varphi \cdot K_\varphi} = \operatorname{tg} \alpha_A \cdot \frac{K_s}{K_\varphi}$$

Nhân tử số và mẫu số trên cho $k = O'H$, với chú ý:

$$k \cdot \operatorname{tg} \alpha_A = ds/d\varphi = V(\varphi) \text{ cho nên } V^* = V(\varphi) \cdot \frac{K_s}{K_\varphi \cdot k}$$

$$\text{Vậy: } K_{V(\varphi)} = \frac{V^*(\varphi)}{V(\varphi)} = \frac{K_s}{K_\varphi \cdot k} \quad (2-14)$$

Trong biểu thức này K_s , K_φ , $K_{V(\varphi)}$ là TLX của các trục tọa độ s , φ và $ds/d\varphi$.

❖ **Tích phân đồ thị** thực hiện theo các bước ngược lại của nguyên tắc vi phân đồ thị.

Quan hệ TLX trong phép tích phân đồ thị là: (Ví dụ từ đồ thị $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$, ta cần

vẽ đồ thị $\frac{ds}{d\varphi}$)

$$K_{V(\varphi)} = K_{a(\varphi)} \cdot K_\varphi \cdot k \quad (2-15)$$

Trong đó: $K_{V(\varphi)}$; $K_{a(\varphi)}$; K_φ là TLX của các trục tọa độ $\frac{ds}{d\varphi}$; $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$; φ . k là

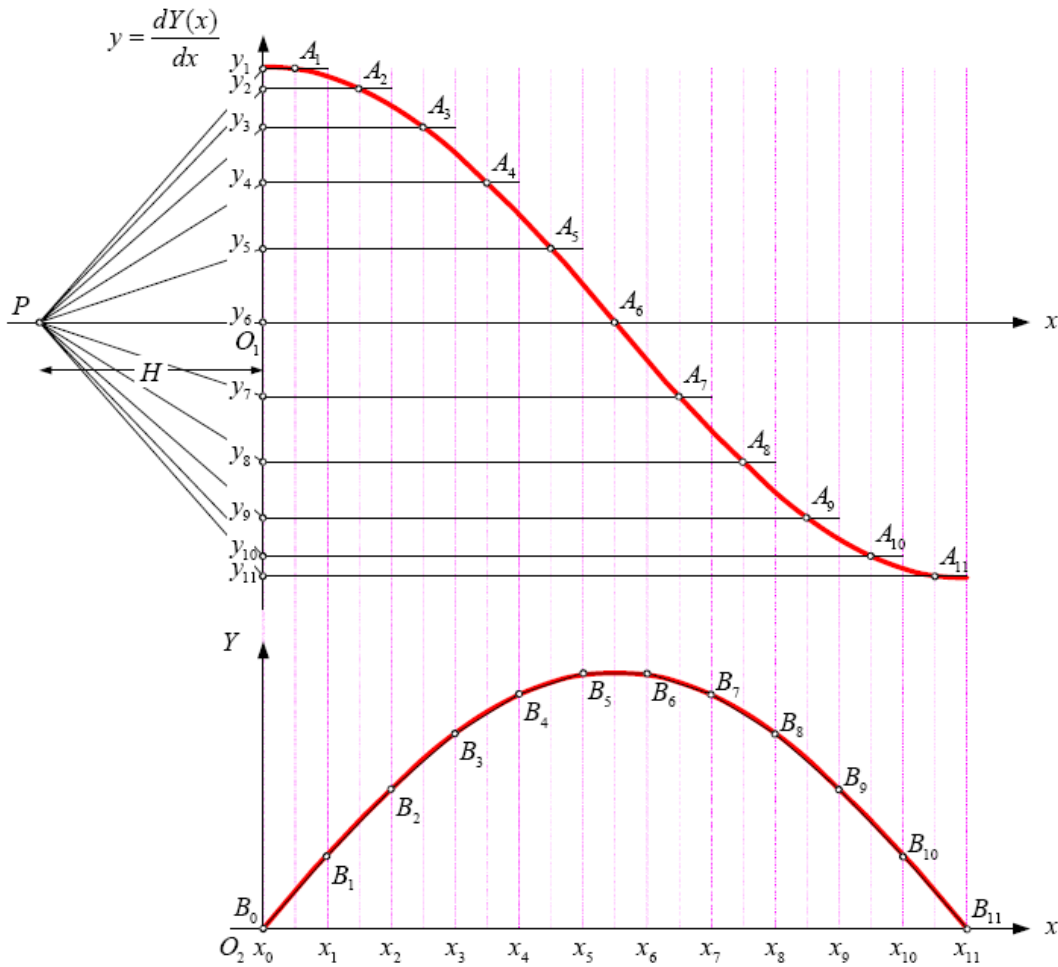
đoạn tùy chọn $O'H$ ở trên trục $O'\varphi$ trong hệ trục tọa độ $(\frac{d^2s}{d\varphi^2}, \varphi)$

Hướng dẫn cách tích phân & vi phân đồ thị

TÍCH PHÂN – VI PHÂN ĐỒ THỊ

1. Tích phân đồ thị

Bài toán: Cho đồ thị $y(x) = \frac{dY(x)}{dx}$, tìm đồ thị $Y(x) = \int y(x)dx$



Các bước tiến hành:

- Chia trục hoành x của đồ thị (xO_1y và xO_2y) bằng các điểm x_i sao cho trong mỗi đoạn $\Delta x_i = x_i - x_{i-1}$, giá trị của hàm $y(x) = \frac{dY(x)}{dx}$ được xem như là không đổi y_i .
- Chọn cực tích phân P với $O_1P = H$ lớn tùy ý.
- Trên đồ thị xO_2Y , vẽ các đường $B_{i-1}B_i // Py_i$.
- Đường cong trơn đi qua các điểm B_i là đồ thị $Y(x) = \int y(x)dx$ cần tìm.

Xác định tỉ lệ xích các trục của đồ thị:

Trên đồ thị xO_1y ta có

$$\begin{aligned}
 Y(x_i) &= x_i \cdot B_i \\
 &= \Delta x_i \cdot \tan O_1Py_1 + \Delta x_i \cdot \tan O_1Py_2 + \dots + \Delta x_i \cdot \tan O_1Py_i \\
 &= \sum_{k=1}^i \Delta x_k \cdot \tan O_1Py_k \\
 &= \sum_{k=1}^i \Delta x_k \cdot \frac{O_1y_k}{H}
 \end{aligned}$$

$$= \frac{1}{H} \sum_{k=1}^i \Delta x_k \cdot O_1 y_k$$

Giả sử x, y, Y là các giá trị biểu diễn trên đồ thị của các giá trị thật φ, V, S , ta có các quan hệ:

$$\Delta x = \frac{\Delta \varphi}{\mu_\varphi}; \quad O_1 y_i = y(x_i) = \frac{V(\varphi_i)}{\mu_v}$$

Do đó:

$$\begin{aligned} Y(x_i) &= \frac{1}{H} \sum_{k=1}^i \Delta x_k \cdot O_1 y_k \\ &= \frac{1}{H \mu_\varphi} \sum_{k=1}^i \Delta \varphi_k \frac{V(\varphi_k)}{\mu_v} \\ &= \frac{1}{H \mu_\varphi \mu_v} \sum_{k=1}^i \Delta \varphi_k V(\varphi_k) \\ &= \frac{1}{H \mu_\varphi \mu_v} \int_{\varphi_0}^{\varphi_i} V(\varphi) d\varphi \\ &= \frac{1}{H \mu_\varphi \mu_v} S(\varphi_i) \end{aligned}$$

Mặt khác, $Y(x_i) = \frac{S(\varphi_i)}{\mu_s}$

Suy ra: $\mu_s = H \mu_\varphi \mu_v$

2. Vi phân đồ thị

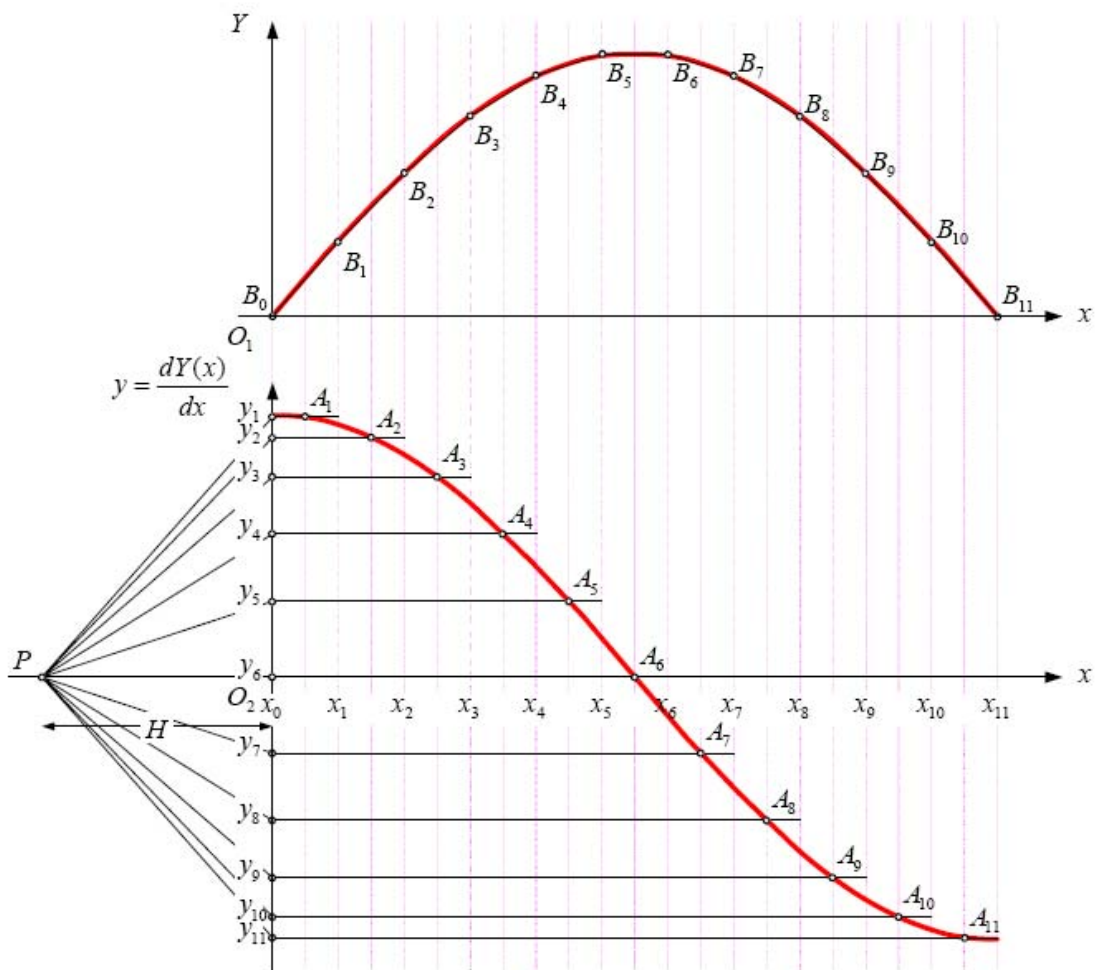
Bài toán: Cho đồ thị $Y(x) = \int y(x) dx$, tìm đồ thị $y(x) = \frac{dY(x)}{dx}$

Bài toán hoàn toàn tương tự như đối với bài toán tích phân đồ thị đã trình bày phía trước.

Các bước tiến hành:

- Chia trục hoành x của đồ thị (xO_1y và xO_2y) bằng các điểm x_i sao cho trong mỗi đoạn $\Delta x_i = x_i - x_{i-1}$, giá trị của hàm $Y(x) = \int y(x) dx$ được xem gần đúng với đoạn thẳng $B_{i-1}B_i$.
- Chọn cực tích phân P với $O_2P = H$ lớn tùy ý.
- Trên đồ thị xO_2Y , vẽ các đường $Py_i // B_{i-1}B_i$.
- Đường cong trơn đi qua các điểm $A_i \left(\frac{x_{i-1} + x_i}{2}, y_i \right)$ là đồ thị $y(x) = \frac{dY(x)}{dx}$ cần tìm.
- Bằng lý luận tương tự ta vẫn có quan hệ tỉ lệ xích giữa các trục đồ thị như trên

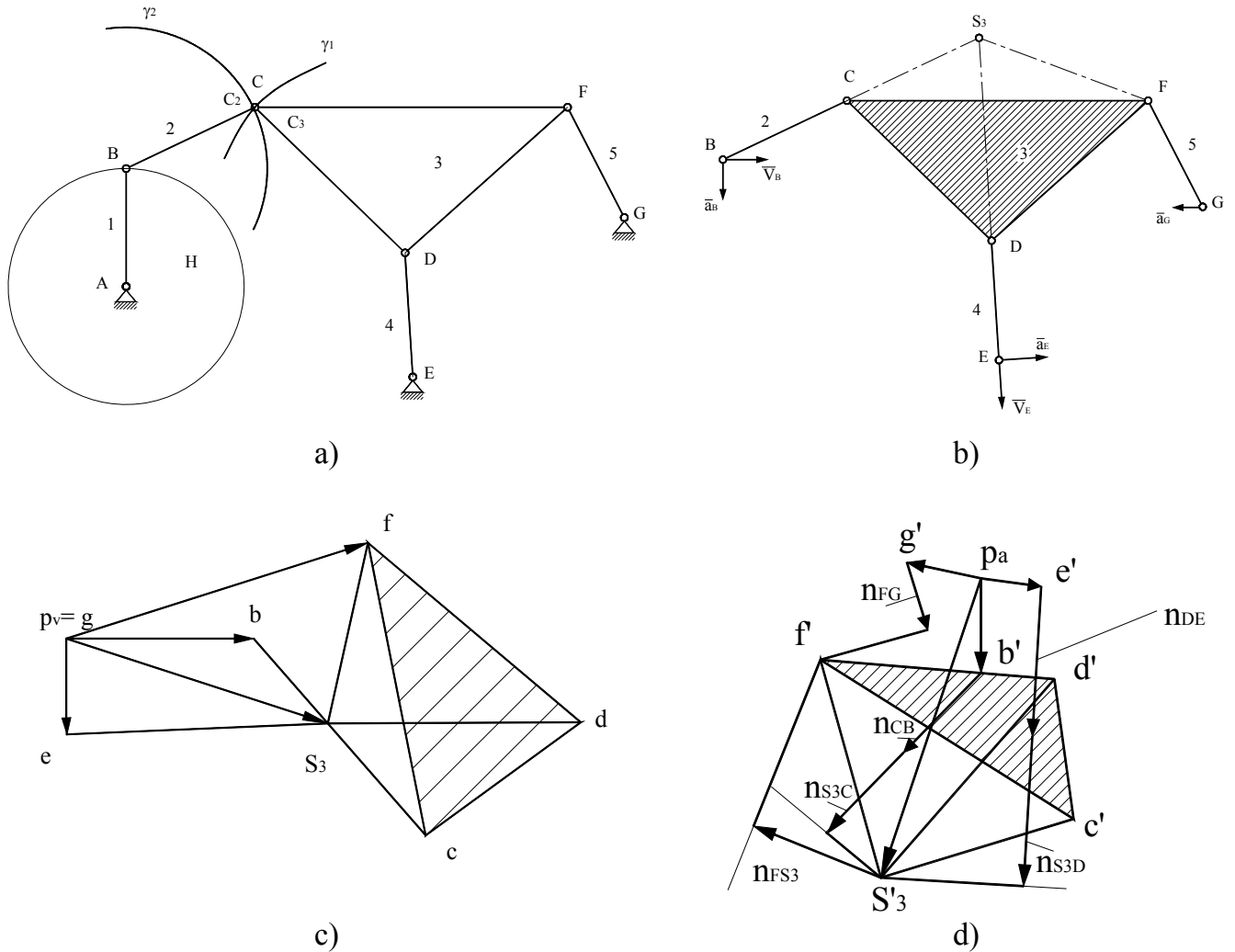
$$\mu_v = \frac{\mu_s}{H \mu_\varphi}$$



Chú ý trong quá trình thực hiện tích phân / vi phân đồ thị

- Các đoạn chia Δx_i phụ thuộc vào đường cong biểu diễn, được chia càng nhỏ càng tốt để tăng độ chính xác.
- Chọn cực tích phân / vi phân H sao cho độ lớn của đường cong sau khi tích phân / vi phân đủ lớn và rõ.
- Chú ý các điểm cực trị, ví dụ $Y(y_{\max/\min}) = 0$, $y(Y_{\max/\min}) = 0$.

Phụ lục 2.3: Phương pháp họa đồ phân tích động học cơ cấu loại 3



Hình 2-12

6.1. Bài toán vị trí

Xét cơ cấu sàng tải lắc (loại 3) như trên hình 2-12a.

+ Tháo khớp C, chúng ta có điểm C_2 và C_3 . Điểm C_2 nằm trên vòng tròn γ_2 , nếu xem chuỗi động còn lại EDFG là một cơ cấu 4 khâu bản lề với giá cố định là EG thì quỹ đạo của điểm C_3 luôn có thể vẽ được (trình bày ở phần trước).

+ Vì vậy, những vị trí điểm C cần tìm, tương ứng với các điểm B (vị trí khâu dẫn) cho trước sẽ là giao điểm của các vòng tròn γ_2 , và quỹ đạo γ_3 .

+ Sau khi tìm được các điểm C, xác định điểm D và F chỉ là bài toán dựng hình đơn giản, vì đã biết vị trí điểm E và G.

6.2. Bài toán vận tốc (H.2-12c)

Có nhiều cách giải bài toán vận tốc cơ cấu loại 3. Trong phần này sẽ trình bày những điểm Át-xua.

Cách xác định các điểm Át-xua:

+ Điểm Át-xua S_3 nằm trên khâu 3, là giao điểm của BC và DE.

+ Ta có:

$$\vec{V}_{S3} = \vec{V}_C + \vec{V}_{S3C} = \vec{V}_B + \vec{V}_{CB} + \vec{V}_{S3C} \quad (1)$$

Trong đó: \vec{V}_{CB} và \vec{V}_{S3C} có cùng phương (vì cùng vuông góc với S_3B)

$$+ \text{Tương tự: } \vec{V}_{S3} = \vec{V}_E + \vec{V}_{DE} + \vec{V}_{S3D} \quad (2)$$

Trong đó: \vec{V}_{DE} và \vec{V}_{S3D} có cùng phương (vì cùng vuông góc với S_3E), từ

(1) và (2) sẽ xác định được \vec{V}_{S3} .

+ Phương trình vận tốc điểm F:

$$\begin{cases} \vec{V}_F = \vec{V}_{S3} + \vec{V}_{FS3} \\ \vec{V}_F = \vec{V}_G + \vec{V}_{FG} \end{cases}$$

+ Trên khâu 3 biết được vận tốc điểm S_3 và điểm F, vận tốc các điểm khác được xác định bằng nguyên lý đồng dạng về vận tốc.

6.3. Bài toán gia tốc (Hình 2-12d)

+ Phương trình gia tốc điểm S_3 :

$$\begin{cases} \vec{a}_{S3} = \vec{a}_C + \vec{a}_{S3C}^n + \vec{a}_{S3C}^t \\ \vec{a}_{S3} = \vec{a}_D + \vec{a}_{S3D}^n + \vec{a}_{S3D}^t \end{cases}$$

Với

$$\begin{cases} \vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^t \\ \vec{a}_D = \vec{a}_E + \vec{a}_{DE}^n + \vec{a}_{DE}^t \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \vec{a}_{S3} = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{S3C}^n + \vec{a}_{CB}^t + \vec{a}_{S3C}^t & (3) \\ \vec{a}_{S3} = \vec{a}_E + \vec{a}_{DE}^n + \vec{a}_{S3D}^n + \vec{a}_{DE}^t + \vec{a}_{S3D}^t & (4) \end{cases}$$

Từ (3) và (4), dùng hoạ đồ vectơ sẽ xác định được \vec{a}_{S3} .

+ Phương trình xác định gia tốc điểm F:

$$\begin{cases} \vec{a}_F = \vec{a}_{S3} + \vec{a}_{FS3}^n + \vec{a}_{FS3}^t \\ \vec{a}_F = \vec{a}_G + \vec{a}_{FG}^n + \vec{a}_{FG}^t \end{cases}$$

Trên khâu 3 biết gia tốc điểm S_3 và gia tốc điểm F, gia tốc các điểm khác xác định bằng nguyên lý đồng dạng về gia tốc.

Phụ lục 3: Phần đọc thêm của chương 3 (Phân tích lực)

Phụ lục 3.1: Lực quán tính

2.1. Phương pháp động tĩnh học

Trong quá trình chuyển động của máy, nói chung các khâu có gia tốc, tức là tổng ngoại lực tác dụng lên cơ hệ không cân bằng. Do đó không có thể dựa vào điều kiện cân bằng để xác định các lực chưa biết. Để giải bài toán lực của hệ không cân bằng này, ta dựa vào nguyên lý D'Alembert.

Theo nguyên lý D'Alembert : "Nếu ngoài các lực tác dụng lên cơ hệ, ta thêm vào những lực quán tính và coi chúng như những ngoại lực thì cơ hệ được coi là cân bằng, và khi đó có thể dùng phương pháp tĩnh học để giải bài toán lực của cơ hệ".

Thật vậy, theo định luật Newton thì một vật có khối lượng m chịu tổng hợp lực $\sum \bar{P}$ sẽ có được gia tốc \bar{a} theo quan hệ:

$$\sum \bar{P} = m \cdot \bar{a} \Rightarrow \sum \bar{P} - m \cdot \bar{a} = 0$$

Gọi $\bar{P}_{qt} = -m \cdot \bar{a}$ là lực quán tính, thì

$$\sum \bar{P} + \bar{P}_{qt} = 0 \quad (3-2)$$

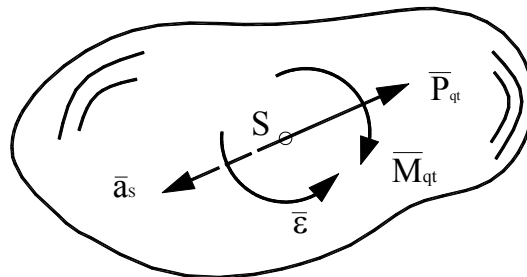
Tương tự, vật quay có mômen quán tính J chịu tác dụng của tổng mômen $\sum \bar{M}$ sẽ được gia tốc góc $\bar{\varepsilon}$ theo quan hệ:

$$\sum \bar{M} = J \cdot \bar{\varepsilon} \Rightarrow \sum \bar{M} - J \cdot \bar{\varepsilon} = 0$$

Gọi $\bar{M}_{qt} = -J \cdot \bar{\varepsilon}$ là mômen quán tính, thì

$$\sum \bar{M} + \bar{M}_{qt} = 0 \quad (3-3)$$

Xét trường hợp tổng quát, khâu chuyển động song phẳng có khối lượng m , mômen quán tính đối với khối tâm J_s , gia tốc khối tâm là \bar{a}_s , gia tốc góc là $\bar{\varepsilon}$ thì sinh ra một lực quán tính $\bar{P}_{qt} = -m \cdot \bar{a}_s$ đặt tại khối tâm S và một mômen lực quán tính $\bar{M}_{qt} = -J \cdot \bar{\varepsilon}$.



Hình 3-1

Nếu ta có thể thu gọn tất cả các lực về khối tâm S , sau đó thêm vào lực quán tính và mômen lực quán tính thì hệ lực cân bằng.

2.2. Xác định lực quán tính của các khâu

a) Khâu tịnh tiến

$$+ \bar{\varepsilon} = \bar{0} \rightarrow \bar{M}_{qt} = \bar{0}.$$

$$+ \bar{P}_{qt} = -m \cdot \bar{a}_s \text{ đi qua khối tâm.}$$

b) Khâu quay quanh trục cố định đi qua khối tâm

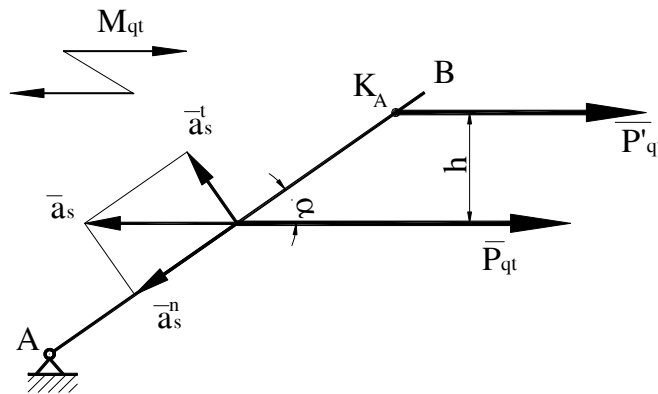
$$+ \bar{a}_s = \bar{0} \rightarrow \bar{P}_{qt} = \bar{0}.$$

$$+ \bar{M}_{qt} = -J \cdot \bar{\varepsilon}.$$

c) Khâu quay quanh trục cố định không đi qua khối tâm

Xét khâu AB quay quanh A có khối tâm S như hình 3-2.

- Gia tốc khối tâm S quay quanh A là \bar{a}_s .
- Gia tốc góc của khâu là $\bar{\varepsilon}$.



Hình 3-2

Ta có:

$$\bar{P}_{qt} = -m \cdot \bar{a}_s: \text{ chiều như hình vẽ (ngược chiều } \bar{a}_s)$$

$$\bar{M}_{qt} = -J \cdot \bar{\varepsilon}: \text{ ngược chiều } \bar{\varepsilon}$$

Mặt khác:

$$\varepsilon = \frac{a_s^t}{l_{AS}} = \frac{a_s \sin \alpha}{l_{AS}} \Rightarrow |M_{qt}| = J_s \cdot \frac{a_s \sin \alpha}{l_{AS}}$$

Hợp lực của \bar{P}_{qt} và \bar{M}_{qt} ta được \bar{P}'_{qt} chính là \bar{P}_{qt} dời song song với nó một đoạn là h. Với

$$h = \frac{M_{qt}}{P_{qt}} = \frac{J_s \cdot a_s \cdot \sin \alpha}{l_{AS} \cdot m \cdot a_s} = \frac{J_s \cdot \sin \alpha}{m \cdot l_{AS}}$$

Phương của \bar{P}'_{qt} cắt AS tại 1 điểm K_A (ngoài đoạn AS, và về phía điểm S)

$$l_{SKA} = \frac{h}{\sin \alpha} = \frac{J_s}{m \cdot l_{AS}} \quad (3-4)$$

$$\text{Hay } I_{AKA} = I_{AS} + I_{SKA} = \frac{m(l_{AS})^2 + J_s}{m.l_{AS}}$$

(Theo định lý Huyghen về mômen quán tính đối với trục song song
 $J_A = J_S + m(l_{AS})^2$)

$$\Rightarrow I_{AKA} = \frac{J_A}{m.l_{AS}} \quad (3-5)$$

Điểm K_A gọi là tâm va đập của khâu đối với trục A. Tâm va đập còn gọi là tâm dao động.

❖ Nhận xét:

+ Tâm va đập K_A chỉ phụ thuộc vào cấu tạo của khâu và trục A đã chọn chứ không phụ thuộc vào chuyển động của khâu.

+ Khi khâu quay quanh trục cố định đi qua A, \bar{P}'_{qt} luôn đi qua 1 điểm cố định trên khâu, điểm đó chính là tâm va đập K_A .

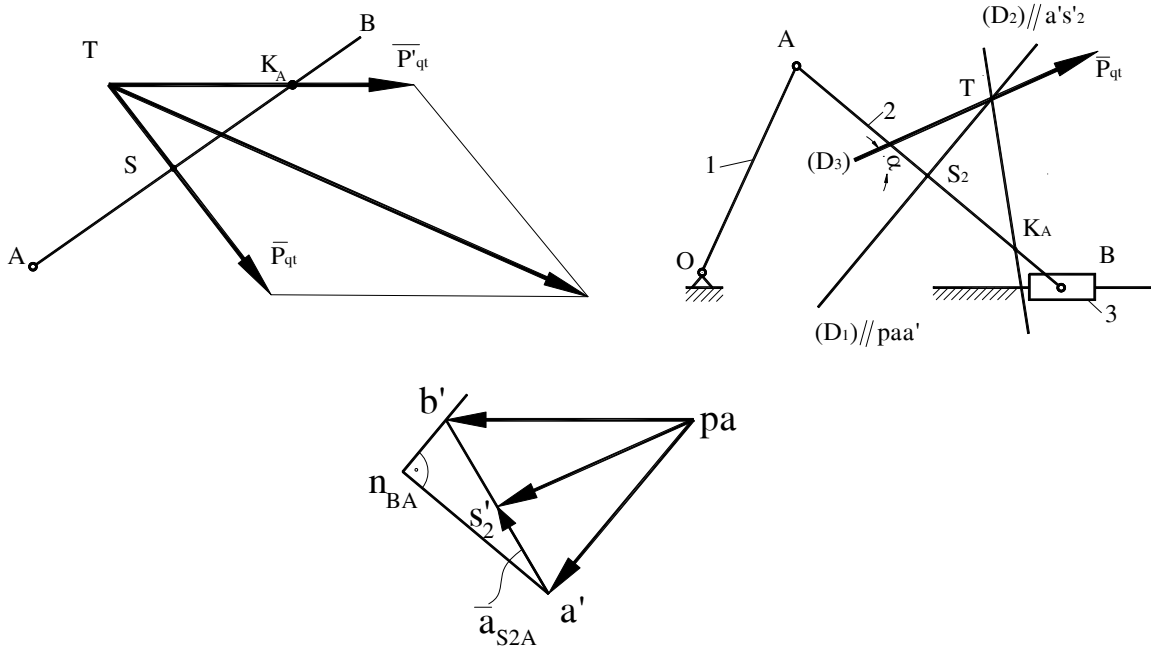
d) Khâu chuyển động song phẳng

Trong trường hợp này có thể xem lực quán tính là tổng hình học của các lực quán tính trong chuyển động theo cùng với điểm A ($\bar{P}'_{qt} = -m.\bar{a}_A$) và lực quán tính trong chuyển động tương đối quay quanh A ($\bar{P}'_{qt} = -m.\bar{a}_{SA}$, có phương qua K_A).

$$\bar{P}_{qt} = \bar{P}'_{qt} + \bar{P}'_{qt} = -m.(\bar{a}_A + \bar{a}_{SA}) = -m.\bar{a}_S \quad (3-6)$$

Giao điểm của phương 2 lực quán tính theo cùng và quán tính trong chuyển động tương đối được gọi là cực quán tính (T).

Ví dụ: Xác định lực quán tính trên thanh truyền AB trong cơ cấu tay quay – con trượt.



Hình 3-3

- Bước 1: Vẽ họa đồ gia tốc.
- Bước 2:

+ Xác định điểm K_A theo $l_{SKA} = \frac{J_S}{m_2 \cdot l_{AS}}$ (hay $l_{AKA} = \frac{J_A}{m_2 \cdot l_{AS}}$).

+ Xác định cực quán tính T:

* Từ S vẽ đường $D_1 // p_a a'$ (đường tác dụng của \bar{P}_{qt}^t).

* Từ K_A vẽ đường $D_2 // a'S'_2$ (đường tác dụng của \bar{P}_{qt}^t).

* T là giao điểm của D_1 và D_2 .

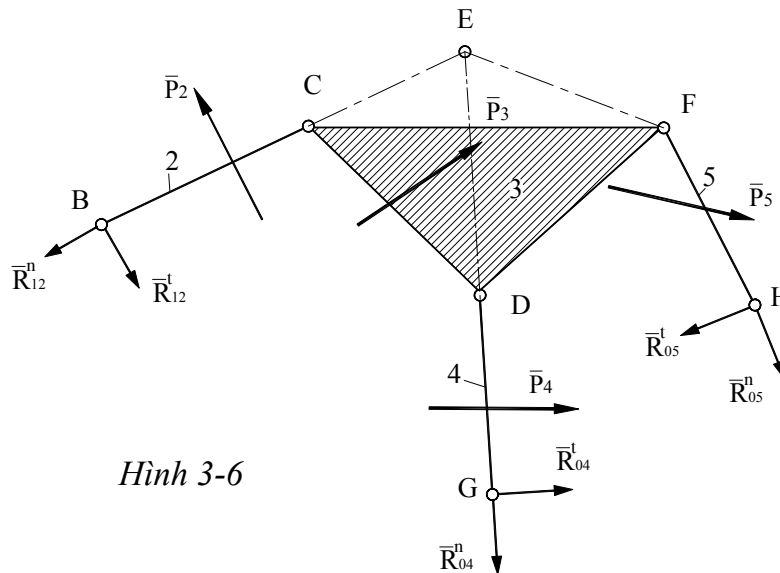
+ Lực quán tính \bar{P}_{qt} nằm trên đường D_3 đi qua T và $D_3 // p_a S'_2$ (biểu thị gia tốc điểm S trên khâu 2 đang xét), \bar{P}_{qt} ngược chiều $\overline{p_a S'_2}$ và có độ lớn:

$$P_{qt} = m_2 \cdot a_{S2} = m_2 \cdot K_a \cdot p_a S'_2$$

Chú ý: trong phương pháp vẽ trên, có thể thay thế vai trò của điểm A bằng bất cứ điểm nào khác của khâu AB thì kết quả vẫn giống nhau.

Phụ lục 3.2. Xác định áp lực khớp động trên cơ cấu loại 3

Xét nhóm At-xua loại 3 như hình 3-6.



Hình 3-6

- Có 3 lực mới biết phương là \bar{R}_{12}^n , \bar{R}_{04}^n , \bar{R}_{05}^n .

- Lấy mômen tại E:

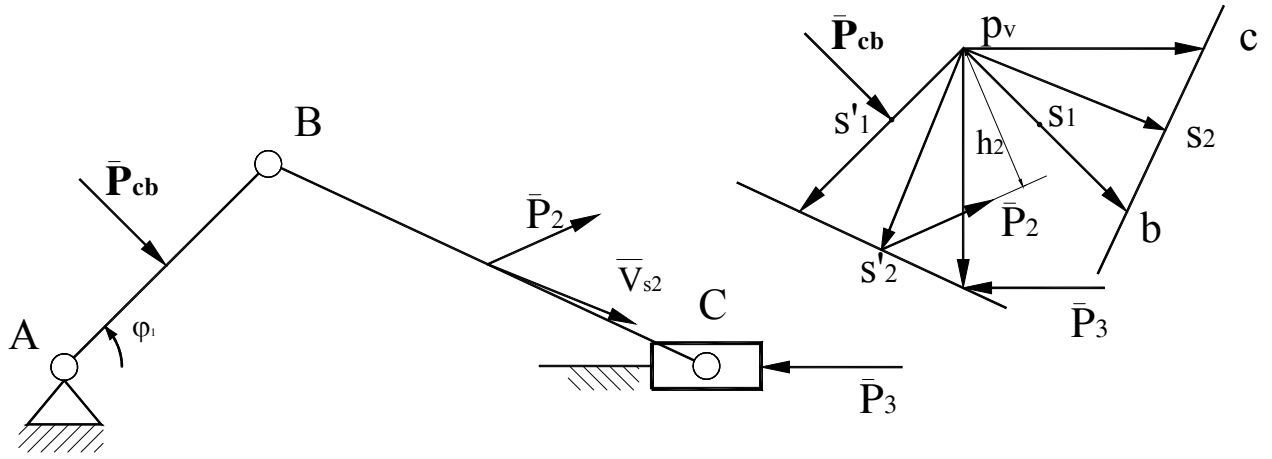
$$\sum M_E = 0 \Rightarrow \text{Xác định được } R_{05}^n.$$

- Chọn TLX K_p và vẽ họa đồ lực (trương tự như trên cơ cấu loại 2).

Phụ lục 3.3: Phương pháp sử dụng định lý Ju-cốp-ski

Định lý Ju-cốp-ski:

Cơ cấu đang cân bằng dưới tác dụng của các lực, nếu trên họa đồ vận tốc quay đi 90° theo 1 chiều quay nào đó có đặt các ngoại lực và lực cân bằng tại nút các vectơ biểu diễn vận tốc của điểm đặt lực, thì tổng mômen của các lực này đối với cực p_v bằng 0.



Hình 3-8

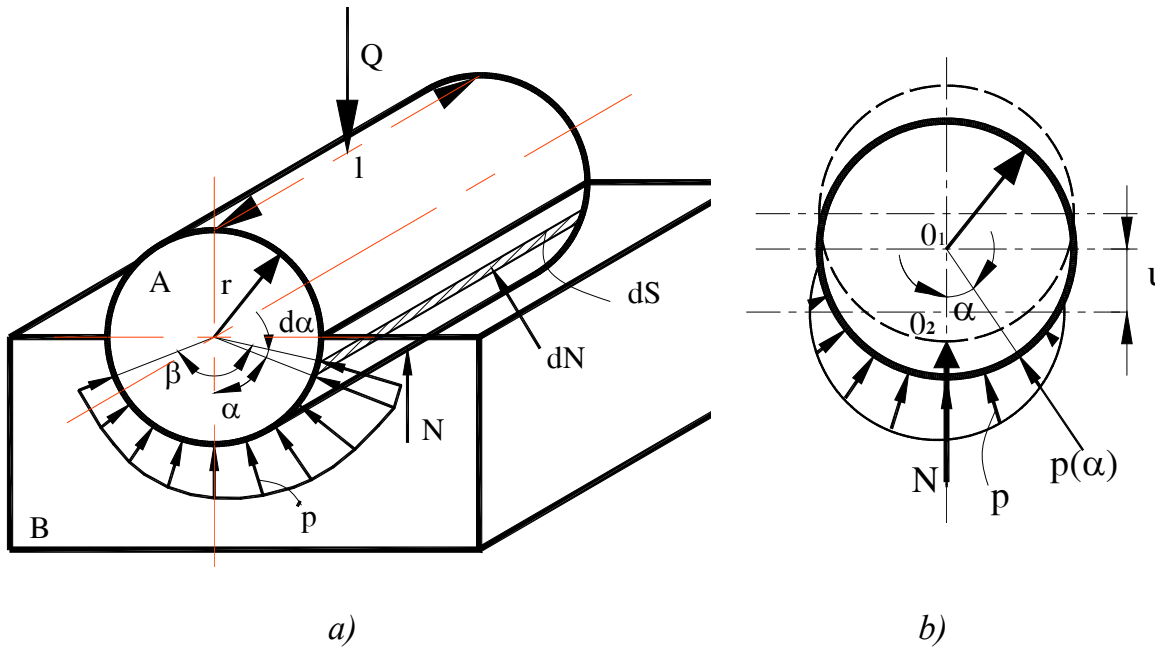
$$P_{cb} \cdot h_{cb} + P_2 h_2 - P_3 h_3 = 0$$

Tổng quát: $P_{cb} \cdot h_{cb} + P_1 h_1 + P_2 h_2 + \dots + P_n h_n = 0$

Phụ lục 4: Phần đọc thêm của chương 4 (Ma sát trong khớp động)

Phụ lục 4.1: Ma sát trong khớp tịnh tiến

2.3. Dạng rãnh tròn



Hình 4-7

❖ Vật A chịu tải trọng \bar{Q} vuông góc với phương trượt. Áp suất do rãnh B tác dụng lên A phân bố trên phần cung chắn bởi góc β . Nếu xét một diện tích vô cùng bé dS ($dS = l.r.d\alpha$).

Gọi $p(\alpha)$ là áp suất trung bình trên diện tích phân bố đó

$$\Rightarrow dN = p(\alpha).dS$$

Lực ma sát xác định bằng công thức:

$$F = \int_{\beta} dF = \int_{\beta} l.r.p(\alpha).d\alpha \quad (4-3)$$

$$\text{Phản lực } N = \int_{\beta} dN.\cos\alpha = \int_{\beta} l.r.p(\alpha).\cos\alpha.d\alpha \quad (4-4)$$

$$\text{Đặt } f^* = \frac{F}{N} = f \cdot \frac{\int_{\beta} l.r.p(\alpha).d\alpha}{\int_{\phi} l.r.p(\alpha).\cos\alpha.d\alpha} = \lambda.f$$

f^* là hệ số ma sát tương đương, phụ thuộc vào quy luật phân bố áp suất $p(\alpha)$.

λ gọi là hệ số phân bố áp suất,

$$\lambda = \frac{\int_{\beta} l.r.p(\alpha).d\alpha}{\int_{\phi} l.r.p(\alpha).\cos\alpha.d\alpha} \quad (4-5)$$

Và $\operatorname{tg}\varphi' = f'$; φ' gọi là góc ma sát thay thế.

❖ Các quy luật phân bố áp suất thường gặp:

+ Trong các khớp tịnh tiến mới, áp suất thường được coi là phân bố đều $p(\alpha) = p$; lúc này $\beta = 180^\circ$. Thay $p(\alpha)$ vào công thức (4-5) với tích phân cận từ $-\pi/2 \rightarrow \pi/2$

$$\Rightarrow \lambda = \pi/2.$$

+ Nếu trục A cứng, lót ổ B mềm, sau khi chạy mòn, thì quy luật phân bố áp suất được thể hiện ở hình 4-7b. Lúc này $p(\alpha) = p_0.\cos\alpha$, trong đó áp suất lớn nhất p_0 ứng với độ mòn hướng tâm lớn nhất ở chỗ tác dụng của lực \bar{N} . Thay $p(\alpha)$ vào công thức (4-5) với tích phân cận từ $-\pi/2 \rightarrow \pi/2$

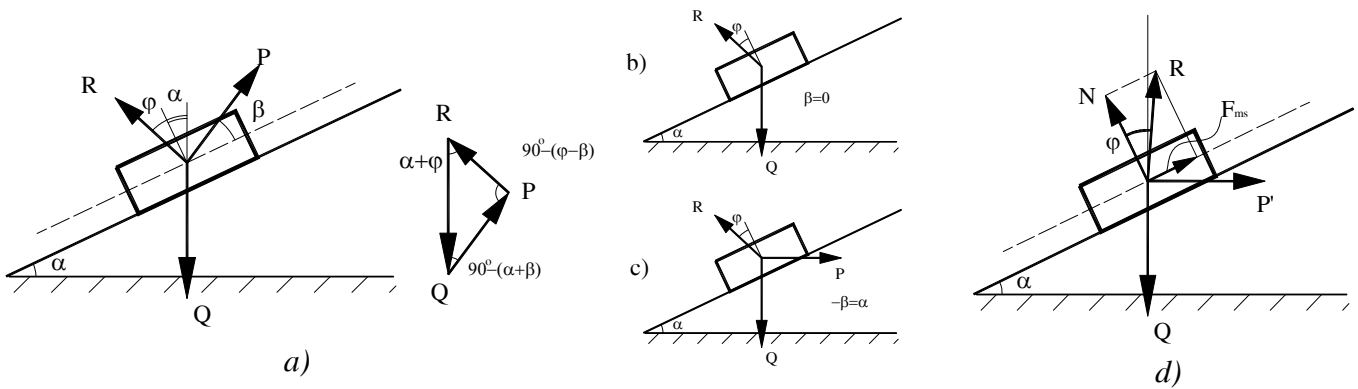
$$\Rightarrow \lambda = \pi/4.$$

Ta có thể tính p_0 bằng cách thay $p(\alpha) = p_0.\cos\alpha$ vào công thức (4-4):

$$\Rightarrow p_0 = \frac{2N}{\pi.r.l} = \frac{2Q}{\pi.r.l} \quad (4-6)$$

2.4. Ma sát trên mặt phẳng nghiêng

- Xét vật chuyển động đều lên trên nhờ lực đẩy P (H.4-8a)



Hình 4-8

Từ hoạ đồ lực (H.4-8b) vẽ cho vật chuyển động đều:

$$\Rightarrow \frac{P}{Q} = \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\sin[90^\circ - (\varphi - \beta)]}$$

$$\Rightarrow P = Q \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\beta - \varphi)}$$

* Nếu $P //$ mặt phẳng nghiêng (H.4-8c)

$$\beta = 0 \Rightarrow P = Q \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}$$

* Nếu P có phương nằm ngang (H.4-8d)

$$\beta = -\alpha \Rightarrow P = Q.\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$$

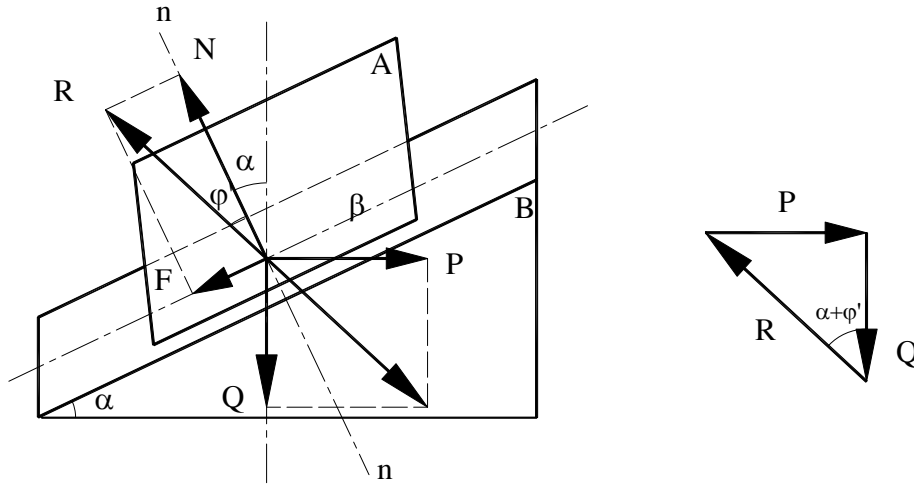
- Nếu lực P' được dùng để giữ cho vật không bị tụt dốc

$$\Rightarrow (\bar{R}, \bar{N}) = -\varphi$$

Trong các công thức trên φ sẽ đổi dấu.

$$\Rightarrow \text{khi } P' \text{ có phương nằm ngang} \Rightarrow P' = Q \cdot \text{tg}(\alpha - \varphi)$$

Khi xét ma sát trên dạng rãnh nghiêng (H.4-9)



Hình 4-9

- + Nếu vật có xu hướng chuyển động lên trên thì:

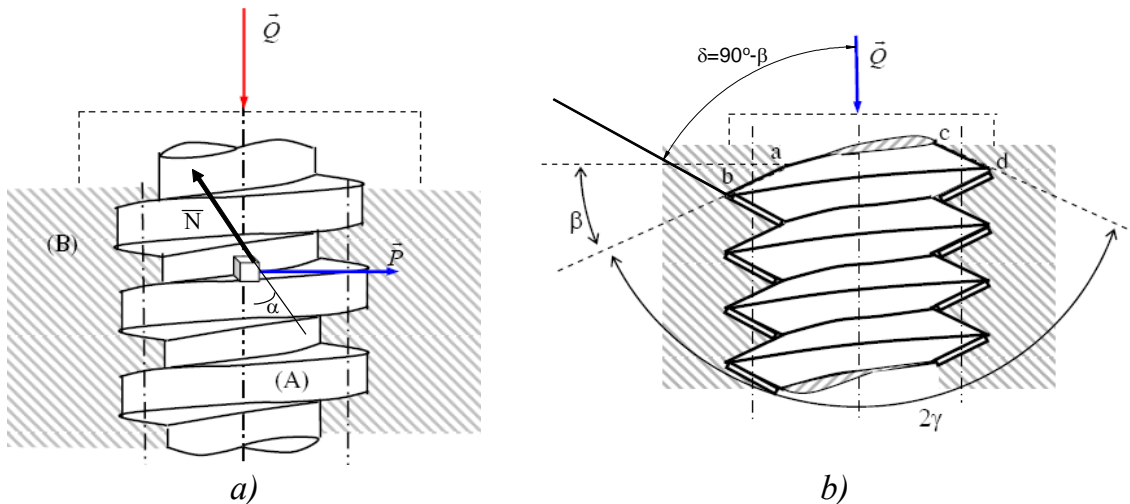
$$P = Q \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi') \quad (4-7)$$

- + Nếu vật có xu hướng chuyển động xuống dưới thì:

$$P = Q \cdot \text{tg}(\alpha - \varphi') \quad (4-8)$$

Trong đó: φ' là góc ma sát thay thế ở dạng rãnh.

2.5. Ma sát trong khớp ren vít



Hình 4-10

+ Có thể xem mặt vít như 1 trường hợp riêng của mặt phẳng nghiêng cuộn trên mặt trụ. Khai triển mặt trụ, ta sẽ có 1 đường thẳng nghiêng thay cho

đường xoắn ốc. Đai ốc chịu lực thẳng đứng \bar{Q} sẽ dịch chuyển lên dốc dưới tác dụng của lực ngang \bar{P} (H.4-10).

+ Lực \bar{P} cần thiết để vận chặt đai ốc được tính theo (4-7), với $(\alpha + \varphi') < 90^\circ$.

Đối với ren tam giác hay ren hình thang thì φ' được tính theo (4-2): $\text{tg}\varphi' = f/\cos\beta$. Lực \bar{P} cần thiết sẽ lớn hơn so với khi dùng ren vuông hay ren hình chữ nhật ($\beta = 0 \Rightarrow \varphi' = \varphi$). Vì thế trong các chi tiết truyền động (vít-me, vít kích) thường là ren vuông.

+ Đai ốc khi làm việc có thể bị tháo lỏng, để tránh hiện tượng này, theo (4-8):

$$P' \geq Q \cdot \text{tg}(\alpha - \varphi') \quad \text{hoặc} \quad (\alpha - \varphi') \leq 0 \quad (\text{hiện tượng tự hãm})$$

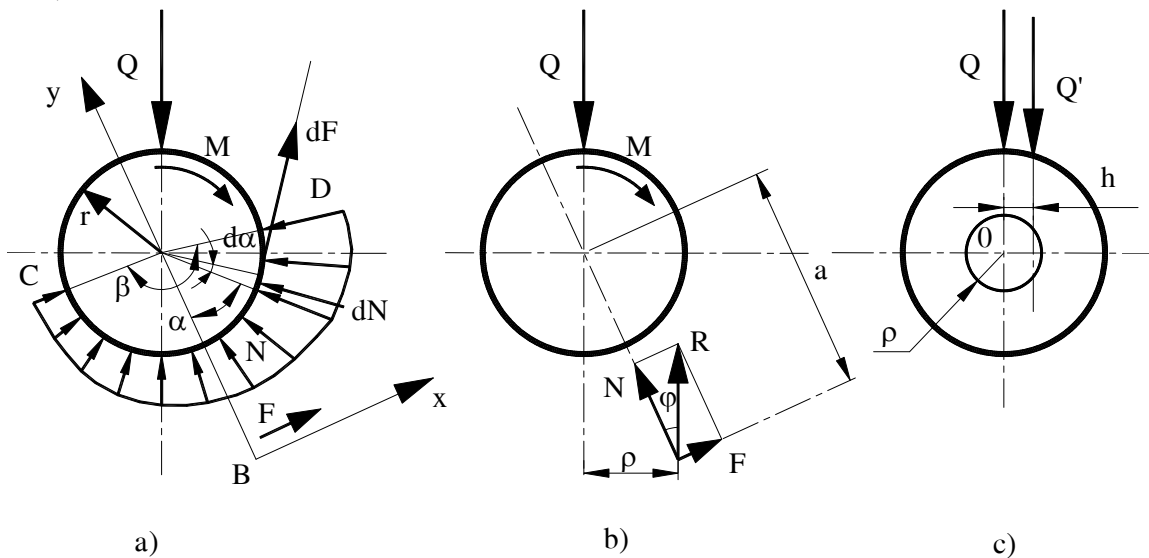
Vì thế trong các chi tiết ghép (bu lông – đai ốc) nên dùng ren bước ngắn, ren tam giác hay ren hình thang có β càng lớn càng tốt.

Phụ lục 4.2: Ma sát trong khớp quay

Trong các cơ cấu thường gặp, khớp quay là chỗ tiếp xúc giữa chốt và bản lề, hoặc ngỗng trục và lót ổ – Trước tiên ta xem ma sát trong khớp quay là ma sát trượt khô.

3.1. Phân tích lực tác động trong khớp quay

Xét trường hợp tổng quát, trục và ngỗng trục tiếp xúc trên 1 cung ô-m $CD = \beta$. Trục quay đều dưới tải trọng \bar{Q} (tác động qua tâm O) và mô men \bar{M} (H.4-11a).



Hình 4-11

❖ Xét phản lực \bar{N} : áp suất phân bố theo 1 quy luật $p(\alpha)$ nào đó trên cung ô-m. Các áp suất qua tâm. Nên \bar{N} cũng sẽ qua tâm O .

+ Phương của \bar{N} được xác định sao cho $\int dN \sin\alpha = 0$.

+ Giá trị \bar{N} xác định theo: $N = \int_{\beta} dN \cdot \cos\alpha$
 Với: $dN = p(\alpha) \cdot l \cdot r \cdot d\alpha$ (4-9)

Trog đó: l : chiều dài ngỗng trục, r : bán kính trục, $d\alpha$: góc chắn cung ds .

❖ Xét lực ma sát: $F = \int_{\beta} f \cdot dN \cdot \cos\alpha = f \cdot N$, theo phương x .

❖ Phản lực toàn phần (H.4-11b):

$$\bar{R} = \bar{N} + \bar{F}$$

Từ điều kiện cân bằng lực $\Rightarrow \bar{R} = -\bar{Q}$ và $\operatorname{tg}\varphi = f = F/N$

$$R = Q = \sqrt{N^2 + F^2} = \sqrt{N^2 + f^2 \cdot N^2} = N \cdot \sqrt{1 + f^2}$$

$$\Rightarrow N = Q / \sqrt{1 + f^2} \quad (4-10)$$

Nhận xét:

+ \bar{N} chỉ phụ thuộc vào Q và f , không phụ thuộc vào mô men M và quy luật phân bố áp suất.

+ \bar{N} lệch với tải trọng \bar{Q} một góc bằng góc ma sát.

❖ Mô men ma sát:

Từ điều kiện quay đều, nên mômen M phải cân bằng với mômen ma sát $M_{ms} (= F \cdot a)$.

$$\Rightarrow M_{ms} = F \cdot a = R \cdot \rho = Q \cdot \rho$$

Trong đó $F = f \cdot N = f \cdot Q / \sqrt{1 + f^2} = f' \cdot Q$; với $f' = \frac{f}{\sqrt{1 + f^2}}$ là hệ số ma sát

thay thế.

Cánh tay đòn a được tính như sau, vì \bar{F} là hợp của tất cả các lực ma sát của các phần tử có diện tích dS nên:

$$F \cdot a = \int_{\beta} r \cdot dF = r \cdot \int_{\beta} f \cdot dN; \quad \text{vì } F = f \cdot N \Rightarrow a = (r \cdot \int_{\beta} dN) / N.$$

Thay N và dN đã tính ở phần rãnh tròn, ta có

$$a = \frac{\int p(\alpha) d\alpha}{\int p(\alpha) \cdot \cos\alpha \cdot d\alpha} \dots r = \lambda \cdot r \quad (4-11)$$

Với λ : hệ số phân bố áp suất.

$$\Rightarrow M_{ms} = F \cdot a = Q \cdot f' \cdot \lambda \cdot r \quad (4-12)$$

❖ Vòng tròn ma sát: vòng tròn tâm O , bán kính ρ được gọi là vòng tròn ma sát.

Giả sử ngoại lực \bar{Q}' tác động lên trục, cách trục đối xứng 1 đoạn bằng h , chuyển \bar{Q}' về mặt phẳng đối xứng, được \bar{Q} và mô men $Q \cdot h$. Mô men này làm quay trục (H.4-11c). Xét 3 trường hợp sau:

• Lực \bar{Q}' cắt vòng tròn ma sát

Ta có:

$$h < \rho \Rightarrow Q \cdot h < Q \cdot \rho;$$

Với
$$\rho = a.\sin\varphi = a.\frac{\operatorname{tg}\varphi}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\varphi}} = a.f' = \lambda.r.f'$$

$\Leftrightarrow Q.\rho = Q.f'.\lambda.r$: đây chính là mô men của lực ma sát.

Nghĩa là khi \bar{Q}' cắt vòng tròn ma sát thì $Q.h < M_{ms}$, trục đứng yên

Khi \bar{Q}' tăng thì M_{ms} cũng tăng theo, bất đẳng thức trên vẫn không thay đổi, trục vẫn đứng yên, dù lực \bar{Q}' lớn bao nhiêu tùy ý. Đó là hiện tượng tự hãm trong khớp quay.

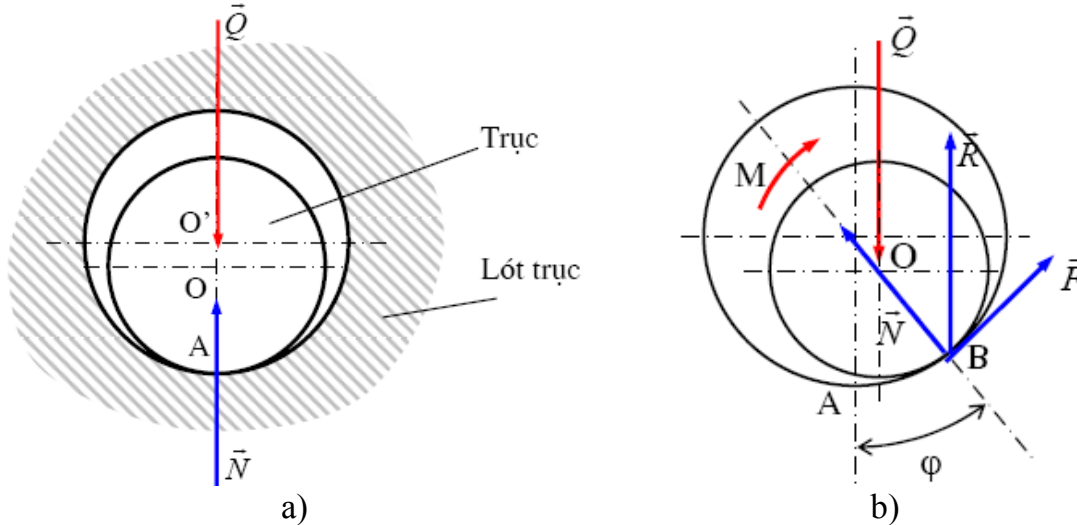
- Lực \bar{Q}' tiếp xúc với vòng ma sát: $h = \rho$
 $\Leftrightarrow Qh = M_{ms}$: trục có thể quay đều được.
- Lực \bar{Q}' không cắt vòng ma sát: trục sẽ quay nhanh dần.

Ý nghĩa: khi thiết kế tay quay trục máy, bán kính tay quay phải lớn hơn bán kính vòng ma sát.

3.2. Ma sát ở ổ đỡ

Ứng dụng các công thức trên để tính M_{ms} và bán kính vòng tròn ma sát của các loại khớp quay thường gặp trong thực tế.

a) Khớp quay hở



Hình 4-12

- Đặc điểm: bán kính trục nhỏ hơn bán kính ổ, khi quay, trục và ổ tiếp xúc theo 1 đường sinh, trên mặt cắt ngang, tiếp xúc nhau tại 1 điểm B (H.4-12a)

- Các yếu tố lực :

$$\left. \begin{array}{l} + \text{Cánh tay đòn ma sát } a = r \\ + \text{Hệ số phân bố áp suất : } \lambda = 1 \end{array} \right\} \Rightarrow \rho = r.f'$$

$$+ \text{Mômen ma sát : } M_{ms} = Q.\rho = Q.r.f' \quad (4-13)$$

- Nhận xét: xem ổ là mặt phẳng nghiêng, có góc nghiêng tăng dần. Đầu tiên trục và ổ tiếp xúc tại A. Khi trục quay lăn trên thành ổ (H.4-12b). Từ A đến B, góc nghiêng α nhỏ, nhưng vì hiện tượng tự hãm, trục không tự xuống (α

$< \varphi$). Đến B, góc nghiêng bằng góc ma sát φ , nên điểm B là miền giới hạn tự hãm. Quá điểm B, trục sẽ không lăn lên được, nên trục và ổ sẽ tiếp xúc tại B và quay tại đó.

b) Khớp quay khít mới (hình 4-13a)

- Đặc điểm: bán kính trục và ổ bằng nhau, áp lực phân bố đều trên cung tiếp xúc CC': $p(\alpha) = p$.

- Các yếu tố lực :

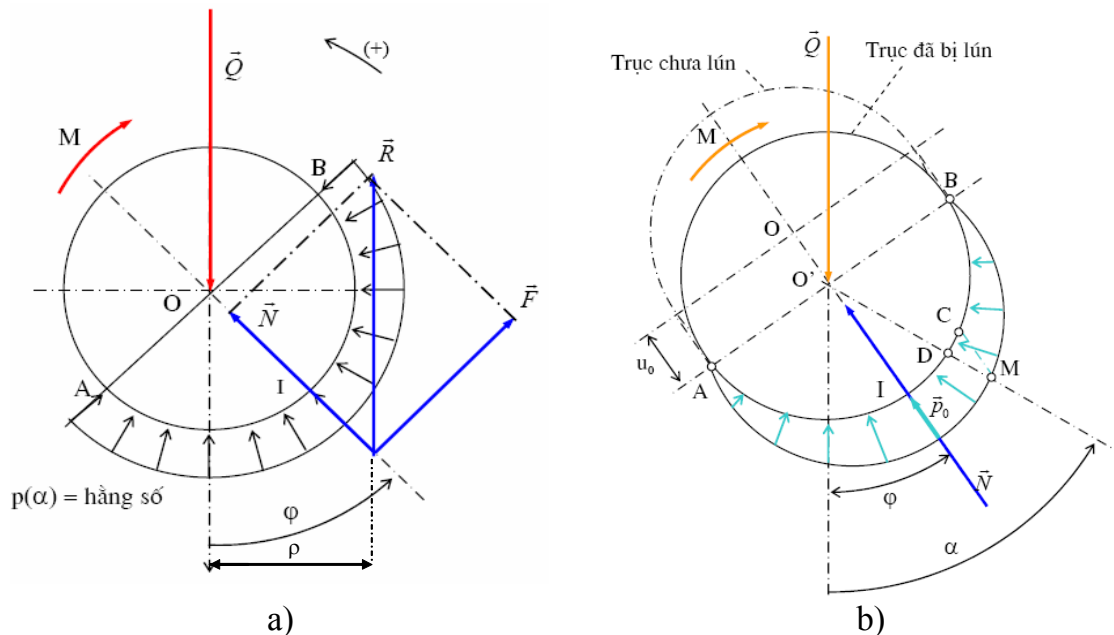
+ \bar{N} nằm ở giữa chia cung CC' thành 2 phần đối xứng, góc α thay đổi từ $-\pi/2 \rightarrow \pi/2$

+ $\lambda = \pi/2$; $a = (\pi/2).r$; $\rho = (\pi/2).r.f'$

+ $M_{ms} = (\pi/2).r.f'.Q$

(4-14)

+ Áp suất $p = \frac{Q}{2r.l.\sqrt{1+f^2}}$



Hình 4-13

c) Khớp quay khít, đã mòn (hình 4-13b)

- Áp suất phân bố theo quy luật cosin trên suốt cung tiếp xúc làm việc: $p(\alpha) = p.\cos\alpha$ với α thay đổi từ $-\pi/2 \rightarrow \pi/2$.

- Tính được : $+\lambda = 4/\pi \Rightarrow a = \lambda.r = (4/\pi).r$

Và $\rho = \lambda.r.f' = (4/\pi).r.f'$

+ $M_{ms} = Q.\rho = (4/\pi).r.f'.Q$

(4-15)

- Các chứng minh tương tự như ở ổ khít mới, ta có: $p = \frac{2Q.\cos\alpha}{\pi.r.l.\sqrt{1+f^2}}$

- So sánh ta nhận thấy : M_{ms} (ổ hở) < M_{ms} (ổ khít mòn) < M_{ms} (ổ khít mới)

3.3. Ma sát ở ổ chặn

- Ổ chặn dùng để đỡ trục theo chiều trục (hình 3-14). Mặt tiếp xúc giữa trục và ổ là một hình vành khăn, bán kính trong r_1 và bán kính ngoài r_2 .

- Mô men ma sát: xét 1 phân tố diện tích dS hình vành khăn, bán kính r và chiều dày dr . Diện tích của phân tố này là: $dS = 2\pi r.dr$

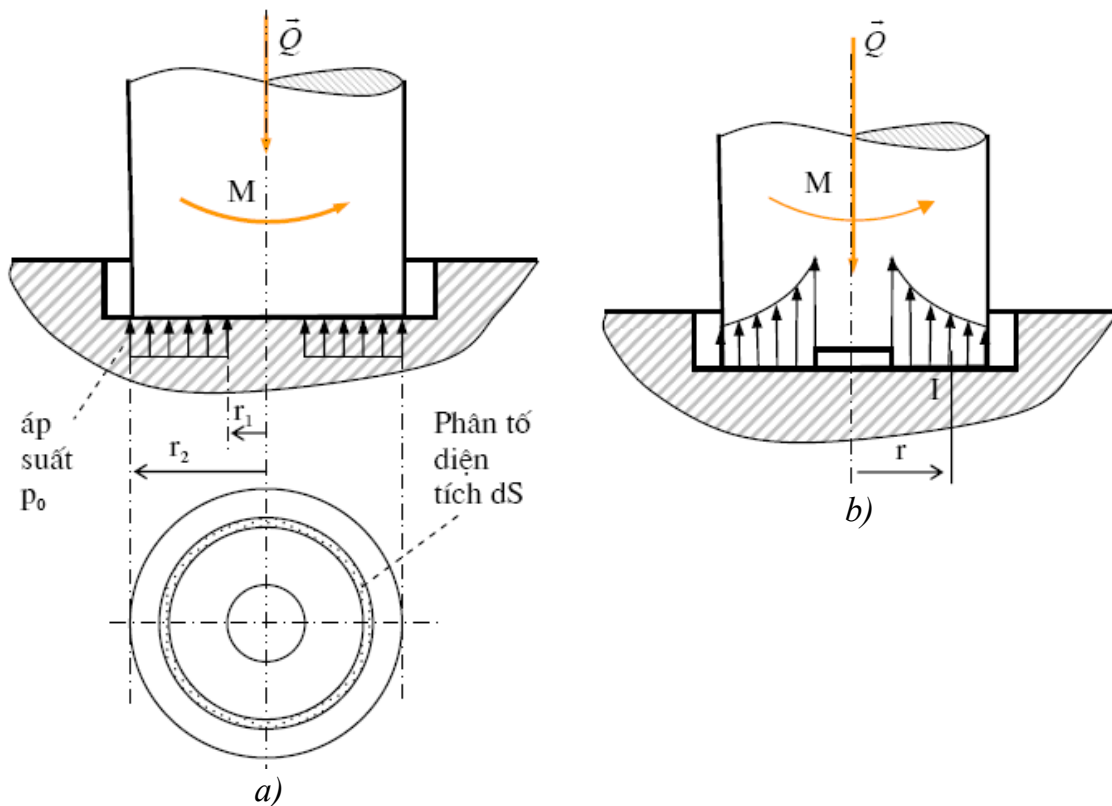
Áp lực tác động lên phân tố: $dN = p.dS$

⇒ Lực ma sát: $dF = f.dN$

Mô men ma sát của phân tố là : $dM_{ms} = r.dF$

Mô men ma sát của lót ổ tác dụng lên trục là:

$$M_{ms} = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi \cdot f \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \quad (4-16)$$



Hình 4-14

a) Ổ chặn còn môi (Hình 4-14a)

Áp suất phân bố đều trên diện tích tiếp xúc giữa trục và ổ: $p = \frac{Q}{\pi(r_2^2 - r_1^2)}$

$$\Rightarrow M_{ms} = \frac{2f \cdot Q(r_2^3 - r_1^3)}{3(r_2^2 - r_1^2)} \quad (4-17)$$

Nếu $r_1 = 0$; $r_2 = r \Rightarrow M_{ms} = \frac{2}{3} f.Q.r$

b) Ổ chặn đĩa chạy mòn

Thấy rằng áp suất phân bố theo đường hyperbol (hình 4-14b) xác định bởi :

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

$$\Rightarrow M_{ms} = \int 2\pi.f.p.r^2.dr = f.Q.\frac{r_2 + r_1}{2} \quad (4-18)$$

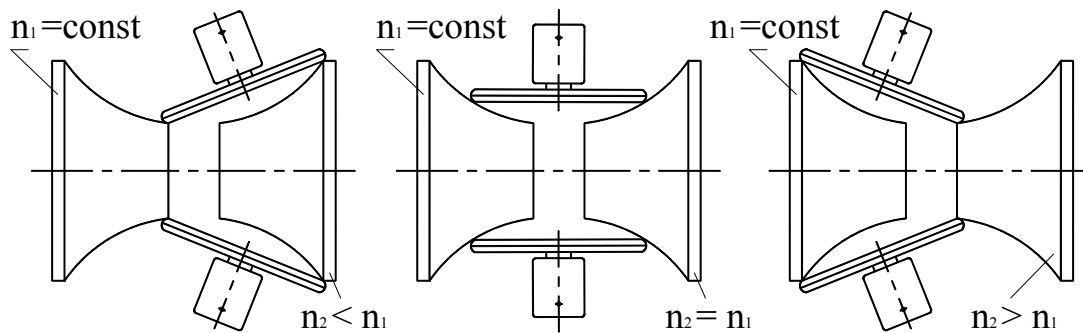
Khi $r_2 = r$ và $r_1 = 0 \Rightarrow M_{ms} = \frac{1}{2} (f.Q.r)$

Nhưng nếu: $r = r_1 = 0$, áp suất ở tâm trục sẽ lớn vô cùng. Nên để tránh, người ta thường khoan lỗ $r = r_1$ ở giữa.

Phụ lục 4.3: Một số dạng biến tốc khác

- Bộ biến tốc hai khối xuyên lỗm (H.4-22)

Bộ biến tốc này ít trượt nhưng chế tạo phức tạp. Tùy vào vị trí của đĩa ma sát trung gian ta có các tỷ số truyền khác nhau.



Hình 4-22

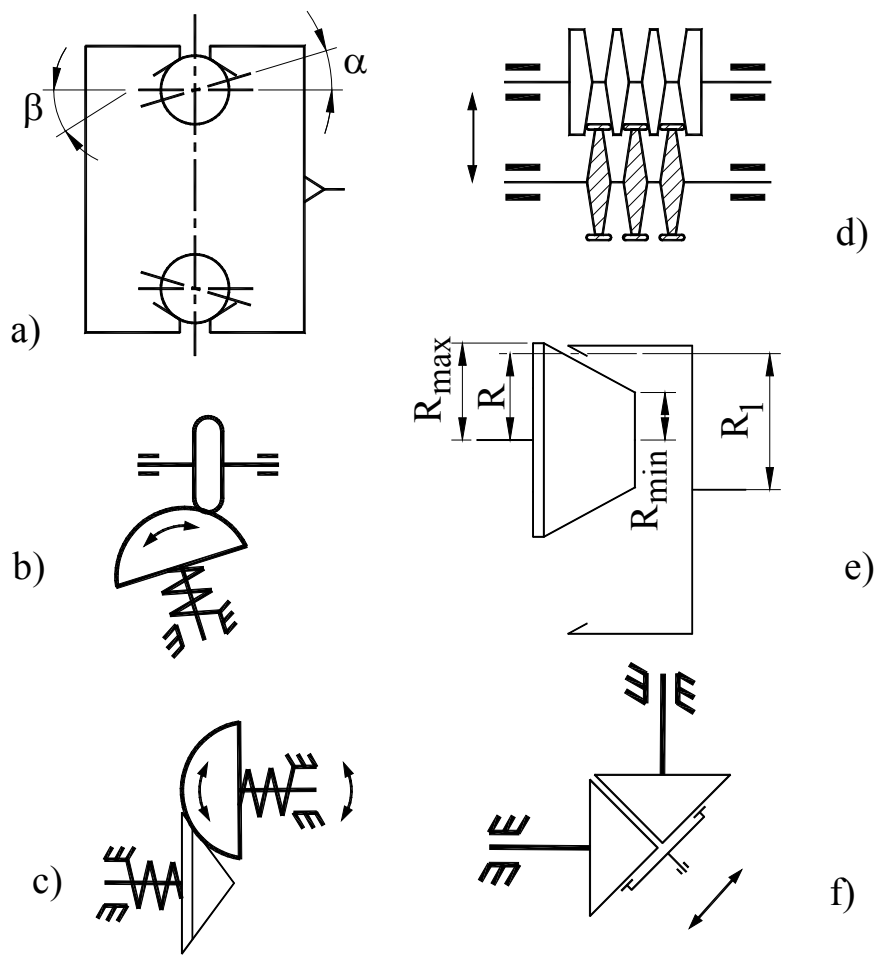
- Bộ biến tốc cầu (Hình 4-23a) gồm 2 bánh ma sát côn tiếp xúc với khối cầu trung gian, tốc độ được điều chỉnh nhờ vào sự thay đổi độ nghiêng của trục quả cầu, do tiếp xúc theo điểm nên công suất truyền không lớn.

- Bộ biến tốc ma sát côn (Hình 4-23e).

- Bộ biến tốc ma sát cầu (Hình 4-23b, c).

- Bộ biến tốc nhiều đĩa ma sát (Hình 4-23d).

- Bộ biến tốc 2 đĩa ma sát côn có bánh trung gian (Hình 4-23f)...



Hình 4-23

Phụ lục 5: Phần đọc thêm của chương 5 (Động lực học máy)

Dưới tác dụng của các lực, máy sẽ có chuyển động nhất định, gọi là chuyển động thật của máy. Nghiên cứu chuyển động của máy dưới tác động của các lực cho trước là nhiệm vụ cơ bản của động lực học máy.

Nhiệm vụ quan trọng của động lực học là xác định hàm số chuyển động của các khâu, có tính đến các lực và mômen quán tính, khối lượng, tính chất đàn hồi của các vật liệu, lực cản của môi trường chuyển động của máy..., cân bằng lực quán tính, bảo đảm máy làm việc bình ổn....

1. KHÂU THAY THẾ - CÁC ĐẠI LƯỢNG THAY THẾ

1.1. Khâu thay thế

Máy là một cơ hệ có nhiều khâu. Bài toán sẽ rất phức tạp nếu đồng thời nghiên cứu nhiều khâu. Ta đã biết, chuyển động của các khâu khác sẽ biết được nếu biết được chuyển động của khâu dẫn. Đối với máy là cơ hệ có 1 bậc tự do, bài toán động lực học quy về nghiên cứu chuyển động của 1 khâu, được gọi là khâu thay thế. Có thể chọn bất kỳ khâu nào làm khâu thay thế, nhưng thông thường, chọn khâu dẫn làm khâu thay thế.

Khi nghiên cứu chuyển động của khâu thay thế thay cho nghiên cứu chuyển động của toàn cơ cấu (gồm nhiều khâu), cần phải bảo đảm tương đương về mặt động lực học giữa 2 đối tượng nghiên cứu.

Nghĩa là:

+ Động năng khâu thay thế bằng động năng của toàn bộ cơ cấu khi chuyển động

$$E_t = \sum E_i \quad (1).$$

+ Công suất các lực tác động lên cơ cấu bằng công suất của lực tác động lên khâu thay thế $N_t = \sum N_i \quad (2).$

Vì vậy khi nghiên cứu chuyển động của khâu thay thế, cần phải chuyển các đại lượng đặc trưng tính chất động lực học của toàn bộ cơ cấu về khâu thay thế, sao cho đảm bảo được 2 điều kiện trên.

1.2. Các đại lượng thay thế

a. Khối lượng thay thế (m_t)

Nếu khâu thay thế chuyển động tịnh tiến, theo điều kiện (1):

$$\Rightarrow \frac{m_t \cdot V^2}{2} = \sum_{i=1}^n (m_i \cdot V_{si}^2 + J_{si} \cdot \omega_i^2) / 2$$

Trong đó:

m_t : khối lượng thay thế; V : vận tốc của điểm đặt khối lượng thay thế;

m_i : khối lượng của khâu thứ i ; V_{si} : vận tốc khối tâm của khâu i ;

J_{si} : mômen quán tính đối với khối tâm của khâu thứ i

ω_i : vận tốc góc của khâu thứ i .

$$\Rightarrow m_t = \sum_{i=1}^n \left[m_i \cdot \left(\frac{V_{si}}{V} \right)^2 + J_{si} \cdot \left(\frac{\omega_i}{V} \right)^2 \right] \quad (5-1)$$

Chú ý: các tỷ số (V_{si}/V) và (ω_i/V) có thể xác định được nhờ hình dạng của họa đồ vận tốc.

b. Mômen quán tính thay thế (J_t)

Nếu khâu thay thế chuyển động quay, động năng quay là $J_t \cdot (\omega^2/2)$ với ω là vận tốc góc của khâu thay thế.

$$\Rightarrow J_t = \sum_{i=1}^n \left[m_i \cdot \left(\frac{V_{si}}{\omega} \right)^2 + J_{si} \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right] \quad (5-2)$$

c. Lực thay thế (P_t)

P_t là lực trên khâu thay thế đặt tại điểm có vận tốc là V , theo điều kiện (2)

$$\Rightarrow P_t \cdot V = \sum_{i=1}^n (P_i \cdot V_i \cdot \cos \alpha_i + M_i \cdot \omega_i)$$

Trong đó:

P_i là lực tác động tại điểm đặt lực có vận tốc V_i , ở khâu thứ i ; M_i là mômen tác động trên khâu thứ i có vận tốc góc là ω_i ; $\alpha_i = (\overline{P_i}, \overline{V_i})$.

$$\Rightarrow P_t = \sum_{i=1}^n \left[P_i \cdot \frac{V_i}{V} \cdot \cos \alpha_i + M_i \cdot \frac{\omega_i}{V} \right] \quad (5-3)$$

d. Mômen thay thế (M_t)

Tương tự

$$\Rightarrow M_t = \sum_{i=1}^n \left[P_i \cdot \frac{V_i}{\omega} \cdot \cos \alpha_i + M_i \cdot \frac{\omega_i}{\omega} \right] \quad (5-4)$$

Chú ý:

+ Trong khi nghiên cứu có thể thay thế riêng từng loại lực: lực (mômen) phát động thay thế; lực (mômen) cản thay thế, lực (mômen) ma sát thay thế...

+ Khâu dẫn thông thường là khâu có 1 bậc tự do được nối với giá bằng một khớp quay. Nên thường sử dụng 1 loại đại lượng thay thế J_t và M_t , dĩ nhiên đây là các hàm số theo góc quay φ của khâu dẫn.

2. PHƯƠNG TRÌNH CHUYỂN ĐỘNG CỦA MÁY

Phương trình chuyển động của máy được biểu thị qua phương trình chuyển động của khâu thay thế, đó chính là phương trình động lực học mô tả chuyển động của khâu thay thế (chỉ trình bày cho khâu thay thế là khâu quay). Phương trình này có thể viết dưới nhiều dạng khác nhau.

2.1. Phương trình chuyển động của máy viết dưới dạng động năng (tích phân)

- Phương trình chuyển động:

$$A_d - A_c = \Delta E = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_{td} \cdot d\varphi - \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M_{tc} \cdot d\varphi = \frac{J_{t2} \cdot \omega_2^2}{2} - \frac{J_{t1} \cdot \omega_1^2}{2} \quad (5-5)$$

Trong đó:

+ ΔE : độ biến thiên động năng của cơ cấu.

$\Delta E = E_2 - E_1$, với E_1, E_2 là động năng của khâu thay thế tại thời điểm t_1 và t_2 .

+ M_{td}, M_{tc} : mômen thay thế của các lực phát động và lực cản.
 + A_d, A_c : công của lực phát động và công của lực cản trong khoảng thời gian từ thời điểm t_1 đến t_2 , tương ứng với góc quay của khâu thay thế là φ_1 và φ_2 .

+ ω_1, ω_2 : vận tốc góc của khâu thay thế tại thời điểm t_1 và t_2 .
 - Từ phương trình chuyển động này có thể tìm được các đặc điểm động lực học trong các thời kỳ chuyển động của máy. Có thể chia quá trình làm việc của máy làm 3 thời kỳ:

+ *Thời kỳ chuyển động mở máy:*

Giả sử thời điểm 1 bắt đầu mở máy, nên $\varphi = 0$.

Từ phương trình chuyển động (5-5) ta có: $A_d - A_c = \Delta E = \frac{J_{t2} \cdot \omega_2^2}{2}$

Vế sau của phương trình này luôn luôn dương, nên $A_d - A_c = \Delta E > 0$.

Vì vậy trong thời kỳ mở máy, công phát động phải lớn hơn công cản, biến thiên động năng dương, nên động năng tăng. Máy sẽ chuyển động nhanh dần, công thừa biến thành động năng.

+ *Thời kỳ chuyển động bình ổn:*

Trong thời kỳ chuyển động bình ổn, vận tốc góc của khâu thay thế biến thiên theo chu kỳ. Chu kỳ này thường là chu kỳ vị trí của máy, đó là thời gian T_φ hay góc quay φ , sau 1 chu kỳ cơ cấu máy trở về vị trí cũ. Trong thực tế, thông thường chu kỳ vị trí và chu kỳ vận tốc trùng nhau. Trường hợp vận tốc khâu dẫn cố định là trường hợp đặc biệt của chuyển động bình ổn.

Giả sử thời điểm 1 là bắt đầu và thời điểm 2 là kết thúc 1 chu kỳ chuyển động bình ổn. Theo định nghĩa của chuyển động bình ổn, vận tốc biến thiên theo chu kỳ nên $\omega_1 = \omega_2$ và theo nhận xét trên, các đại lượng thay thế của một cơ cấu nhất định, chỉ phụ thuộc vào vị trí của nó. Nên sau một chu kỳ chuyển động: $J_{t1} = J_{t2}$, từ (5-5) ta có:

$$\Delta E = A_d - A_c = 0$$

Như vậy trong một chu kỳ chuyển động bình ổn, công động được cung cấp phải bằng công của lực cản bị tiêu hao đi.

Nếu mômen quán tính thay thế không đổi, trong thời kỳ chuyển động bình ổn ($\Delta E = 0$), ω sẽ không thay đổi, chuyển động của khâu thay thế là chuyển động đều.

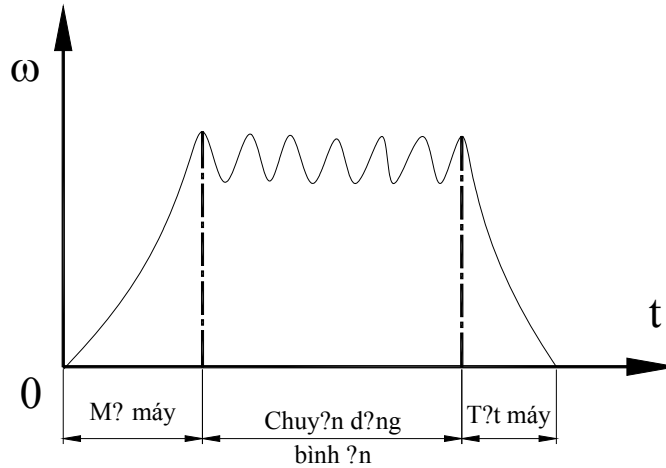
Cần phân biệt chu kỳ động học và chu kỳ động lực học: Theo định nghĩa ở trên, chu kỳ động học của cơ cấu hay máy là chu kỳ vị trí, thông thường nó là một vòng quay

(2π) của khâu thay thế; chu kỳ động lực học là chu kỳ của vận tốc góc thật của khâu thay thế dưới tác dụng của các lực đã cho trước. Chu kỳ động lực học không những phụ thuộc vào cấu tạo của cơ cấu mà còn phụ thuộc vào chu kỳ của các lực tác động, là chu kỳ của mômen thay thế và công của lực phát động và công của lực cản.

+ Thời kỳ chuyển động tắt máy: thời kỳ này bắt đầu khi ngừng cung cấp công phát động cho máy, tức $A_d = 0$.

Từ phương trình (5-5) của máy, ta có $-A_c = \Delta E$.

Biến thiên động năng là một số âm nên động năng giảm dần, vận tốc khâu thay thế sẽ giảm làm máy chuyển động chậm dần, trong giai đoạn này thường thêm vào các lực hãm, tạo ra công hãm (A_h) để máy chóng dừng.



Hình 5-1

Các thời kỳ chuyển động của máy được biểu thị ở H.5-1. Thông thường thời kỳ chuyển động mở máy và tắt máy chiếm một khoảng thời gian rất nhỏ trong suốt thời gian làm việc của máy. Thời kỳ chuyển động bình ổn chiếm hầu hết thời gian làm việc của máy. Cũng có nhiều loại máy (các loại cần trục...) làm việc ngay trong giai đoạn chuyển động không bình ổn (mở máy và tắt máy).

2.2. Phương trình chuyển động của máy viết dưới dạng mômen (vi phân)

$$M = M_d - M_c = \frac{d}{d\varphi} \left(\frac{J_t \cdot \omega^2}{2} \right) = \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ_t}{d\varphi} + J_t \cdot \frac{d\omega}{dt} \quad (5-6)$$

(phương trình dạng này ít được sử dụng)

3. CHUYỂN ĐỘNG THẬT CỦA MÁY

Trong khi giải bài toán phân tích động học cơ cấu, ta giả sử là khâu dẫn quay đều. Thực tế, các lực tác động lên máy luôn thay đổi, vị trí cơ cấu luôn luôn thay đổi. Vì vậy chuyển động thật của khâu dẫn là không đều. Xác định chuyển động thật của máy, tức là xác định vận tốc của khâu dẫn tại từng vị trí của cơ cấu.

Xét khâu thay thế là khâu quay, có mômen quán tính là J_t , chịu tác động của các mômen thay thế là M_{td} và M_{tc} .

Trong thực tế, đại lượng M_t này có thể là hàm của φ , của ω hoặc của t ; hoặc có thể là hàm của các thông số φ , ω , t .

Ví dụ:

Động cơ điện:	$M_d = M_d(\omega)$.
Động cơ đốt trong:	$M_d = M_d(\omega, \varphi)$.
Máy bơm, quay ly tâm:	$M_c = M_c(\omega)$.
Máy ép:	$M_c = M_c(\varphi) \dots$

Ở đây chỉ xét trường hợp M_d , M_c , J_t đều là hàm của φ . Xác định chuyển động thật của máy sẽ dựa vào phương trình (5-5).

- Tại thời điểm bất kỳ, động năng của khâu thay thế là:

$$E = \frac{J_t \cdot \omega^2}{2} \Rightarrow \omega = \sqrt{\frac{2E}{J_t}} \quad (5-7)$$

Gọi E_0 là động năng tại thời điểm ban đầu của một chu kỳ chuyển động bình ổn. Ta có:

$$E = E_0 + \Delta E = E_0 + \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_d - M_c) d\varphi$$

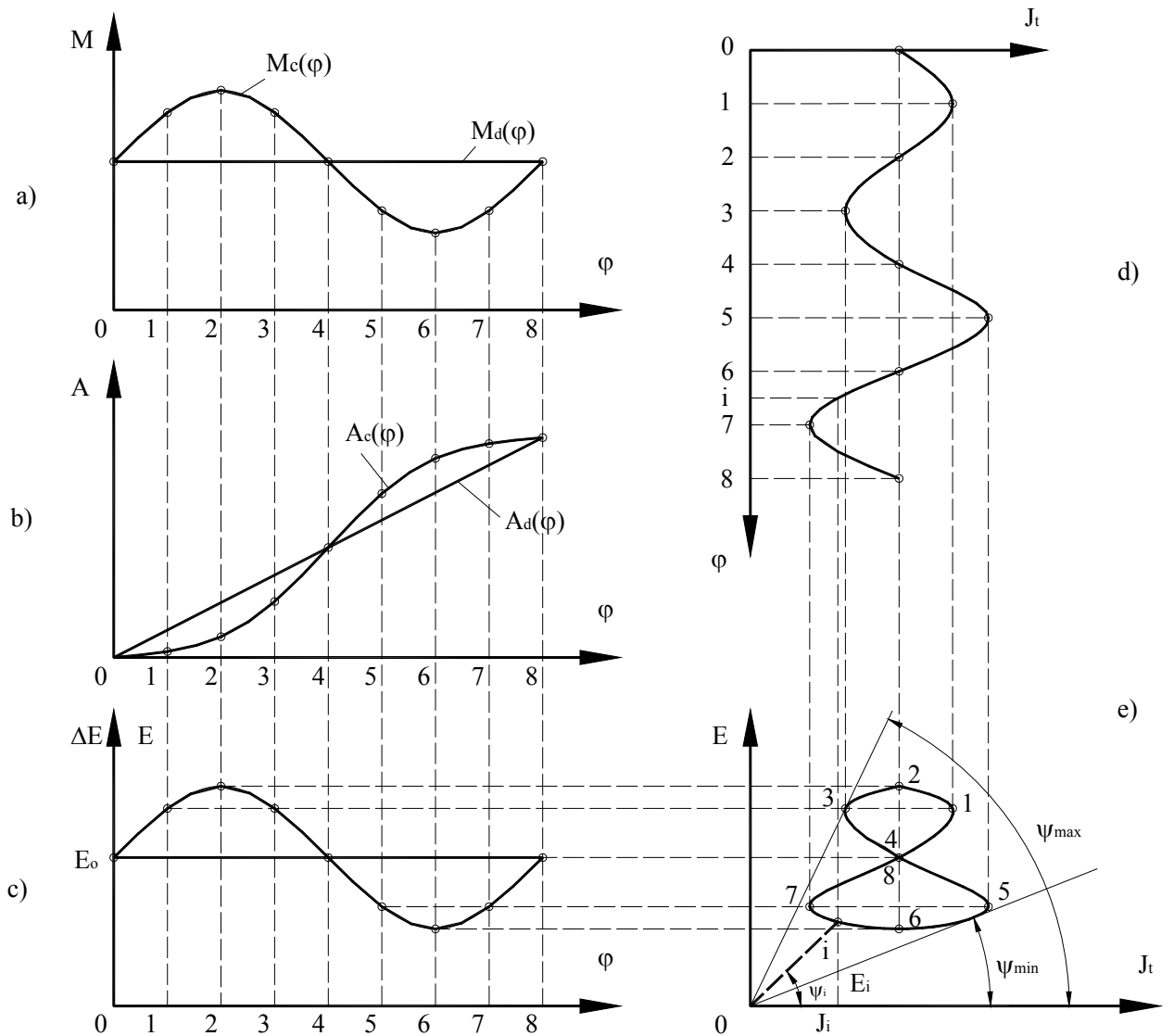
Vì vậy, tại từng thời điểm nhất định, vận tốc góc được xác định theo công thức:

$$\omega = \sqrt{\frac{2}{J_t} [E_0 + \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (M_d - M_c) d\varphi]} \quad (5-8)$$

- Nếu các đại lượng trong vế phải của (5-8) đều được cho dưới dạng giải tích, sau khi thay vào, sẽ nhận được biểu thức giải tích $\omega = \omega(\varphi)$. Bài toán đã giải xong.

- Trong thực tế, đa số các trường hợp, các hàm $M_d = M_d(\varphi)$; $M_c = M_c(\varphi)$; $J_t = J_t(\varphi)$ đều cho trước và thường được xác định dưới dạng bảng số, hay đồ thị. Vì vậy hàm $\omega = \omega(\varphi)$ cũng chỉ tìm được dưới dạng bảng số, hay dạng đồ thị, bằng phương pháp số hay phương pháp đồ thị.

- Các bước cơ bản để tiến hành xác định $\omega = \omega(\varphi)$ bằng phương pháp đồ thị được tiến hành như H.5-2.



Hình 5-2

+ Xác định mômen cản thay thế $M_{tc}(\varphi)$ theo công thức (5-4), $M_{td}(\varphi)$ và $J_t(\varphi)$ tại nhiều vị trí của cơ cấu (càng nhiều càng chính xác) trong một chu kỳ chuyển động bình ổn. Trong đó $M_{tc}(\varphi)$ được tính theo công thức (5-4); mômen của lực phát động thay đổi rất ít nên có thể xem $M_{td}(\varphi) = \text{const}$ và $J_t(\varphi)$ được tính theo công thức (5-2).

+ Trên hệ tọa độ $O\varphi M$, với TLX K_φ , K_M , ta vẽ đồ thị $M_c(\varphi)$ và $M_d(\varphi)$.

+ Tích phân đồ thị $M_c(\varphi)$ và $M_d(\varphi)$, ta sẽ có đồ thị $A_c(\varphi)$ và $A_d(\varphi)$.

+ Dùng phép trừ 2 đồ thị $A_c(\varphi)$ và $A_d(\varphi)$ là sẽ có đồ thị $\Delta E(\varphi)$.

Chú ý: $E = E_0 + \Delta E(\varphi)$, nên đồ thị $E(\varphi)$ chính là đồ thị $\Delta E(\varphi)$ tịnh tiến đi một đoạn bằng E_0 .

+ Từ số liệu đã tính, với tỉ lệ xích K_J , ta vẽ đồ thị $J_t(\varphi)$. Chú ý đến vị trí của các trục tọa độ để tiện việc kết hợp đồ thị ở bước kế tiếp.

+ Phối hợp hai đồ thị $E(\varphi)$ và $J_i(\varphi)$ để được đồ thị $E(J_i)$, đường cong này được gọi là đường cong Wittenbauer (1857-1922).

- Dựa vào đồ thị để xác định ω .

Giả sử cần tìm vận tốc góc của khâu thay thế tại vị trí $\varphi = \varphi_i$.

Ta có:

$$\omega_i = \sqrt{\frac{2E_i^*}{J_{ii}^*}}$$

Với E_i^* và J_{ii}^* là giá trị thật của động năng và mômen quán tính thay thế được xác định bởi:

$$E_i^* = \frac{K_E \cdot E_i}{J_i^*} = K_J \cdot J_{ii} \quad \text{với } K_E, K_J \text{ là TLX của đồ thị tương ứng.}$$

Vậy:

$$\omega_i = \sqrt{2 \frac{K_E}{K_J} \cdot E_i \cdot J_{ii}} = \sqrt{2 \frac{K_E}{K_J} \text{tg} \psi_i} \quad (5-9)$$

(H.5-2e)

Nối góc O với các điểm khác nhau trên đồ thị $E(J)$, dùng công thức (5-9) sẽ tìm được vận tốc góc của khâu thay thế (và sẽ tìm được vận tốc của tất cả các khâu của cơ cấu).

Từ đồ thị này, nhận thấy ψ thay đổi trong khoảng $[\psi_{\max}, \psi_{\min}]$, và giá trị cực trị của vận tốc góc của khâu thay thế là:

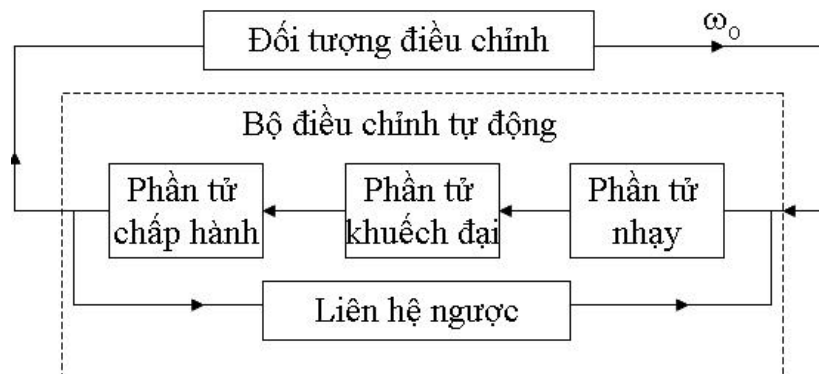
$$\omega_{\min}^{\max} = \sqrt{2 \frac{K_E}{K_J} \cdot \text{tg} \psi_{\min}^{\max}} \quad (5-10)$$

Phụ lục 6: Phần đọc thêm của chương 6 (Các chỉ tiêu chất lượng của Máy)

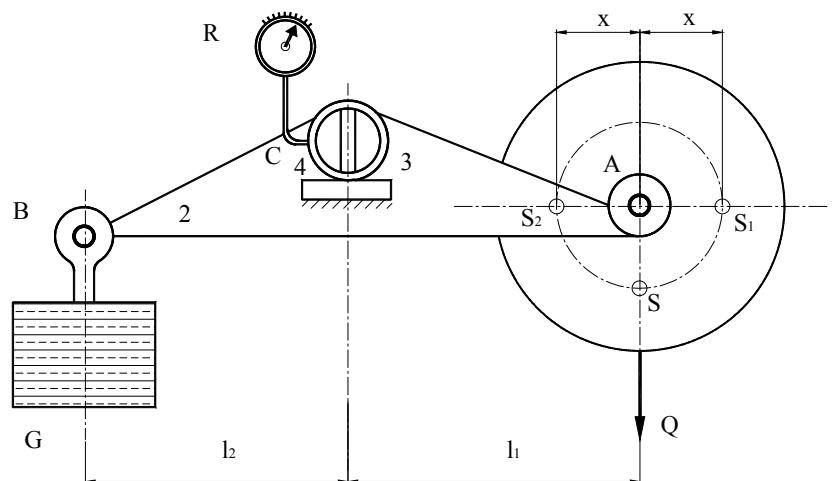
Phụ lục 6.1: Cấu trúc chung của 1 hệ thống tự động

Một hệ điều chỉnh tự động nói chung bao gồm (H.6-9):

1. Đối tượng cần điều chỉnh với thông số cần điều chỉnh.
2. Bộ điều chỉnh tự động gồm các phân tử:
 - + Phân tử nhạy (cảm biến): có nhiệm vụ phát hiện độ lệch của thông số điều chỉnh so với yêu cầu và đưa ra tín hiệu điều khiển.
 - + Phân tử khuếch đại: nhằm tăng thêm công suất của tín hiệu điều khiển.
 - + Phân tử chấp hành: có nhiệm vụ thực hiện động tác điều chỉnh đối tượng điều chỉnh để đưa thông số điều chỉnh trở về giá trị yêu cầu.
 - + Ngoài ra, còn có liên hệ ngược (còn gọi là phản hồi) để cải thiện điều kiện làm việc của hệ thống.



Phụ lục 6.2: phương pháp đòn cân



Hình 6-11: Cân bằng khâu quay mỏng dùng phương pháp đòn cân.
1: Chi tiết mát cân bằng, 2: Đòn cân, 3: Bệ tì, 4: Lưỡi dao.

Chi tiết không cân bằng 1 có trọng lượng $Q = m.g$ được đặt vào ổ trục A ở đầu đòn cân 2. Đòn cân từ lên bộ 3 bằng lưỡi dao 4. Treo trọng lượng G ở đầu B và đặt lực kế R ở điểm C của đòn để cân bằng trọng lượng Q của vật không cân bằng. Quay từ từ vật không cân bằng, trọng tâm S của nó sẽ quay quanh A. khi S đến vị trí S_1 xa điểm tựa O nhất thì lực kế chỉ lực cực đại R_{\max} . Giả sử x là khoảng cách từ trọng tâm S đến trục quay A và M_{msl} là mômen ma sát ở điểm tựa O ta có :

$$Q(l_1 + x) = G.l_2 + R_{\max}.l + M_{\text{msl}} \quad (6-12)$$

Tiếp tục quay vật không cân bằng 1 cho đến khi lực kế chỉ lực cực tiểu R_{\min} . Khi đó trọng tâm S ở vị trí S_2 gần điểm tựa O nhất ta có:

$$Q(l_1 - x) = G.l_2 + R_{\min}.l + M_{\text{msl}} \quad (6-13)$$

Từ (6-12) và (6-13)

$$\Rightarrow Q \cdot x = \frac{1}{2} (R_{\max} - R_{\min}) \cdot l \quad (6-14)$$

Công thức này cho ta lượng mất cân bằng $Q.x$. còn vị trí cân bằng thì xác định bằng cách đánh dấu đường kính nằm ngang khi lực kế chỉ cực trị.

Phụ lục 6.3: Phương pháp đồ thị (phương pháp hiệu số mômen)

Để tránh ảnh hưởng của ma sát lăn, với thiết bị đơn giản như phương pháp dò trực tiếp, ta có thể tiến hành như sau:

- Chia mặt đầu của khâu quay làm nhiều phần bằng nhau và đánh dấu bằng các bán kính O_i (với $i = 1, 2, \dots$) như trên H.6-10a. Lần lượt xoay các bán kính O_i về vị trí nằm ngang và ứng với mỗi vị trí, trên bán kính R như nhau ta đặt khối lượng m_i sao cho vật bắt đầu quay. Rõ ràng khối lượng m_i thay đổi theo vị trí i và ta vẽ được đồ thị như H.6-10b. Trên đồ thị ta xác định được m_{\max} , m_{\min} ứng với vị trí A, B.

- Gọi $m\bar{r}$ là khối lượng mất cân bằng của vật quay thì vị trí của $m\bar{r}$ ứng với khối lượng m_{\max} , m_{\min} như H.6-10c. Tại hai vị trí này ta có hai phương trình cân bằng lực:

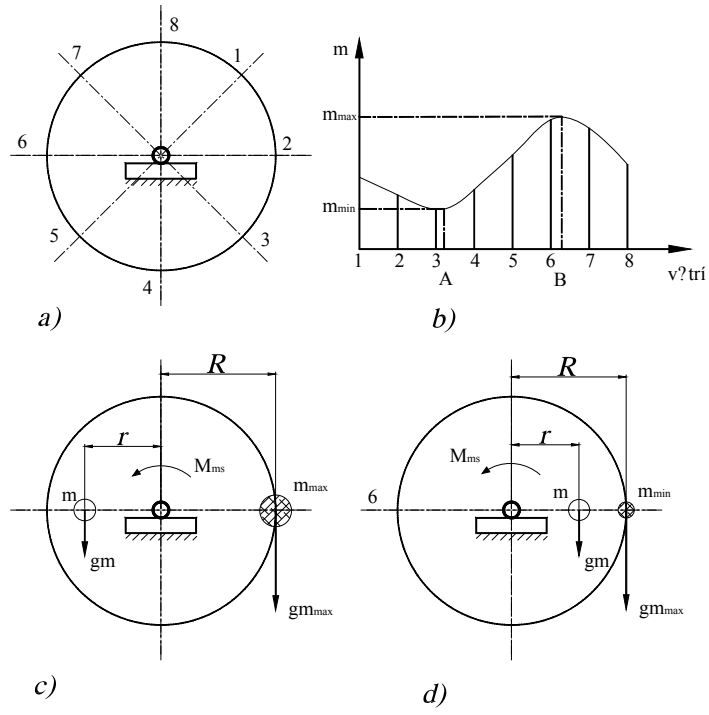
$$\begin{aligned} m_{\max}gR &= mgr + M_{\text{ms}} \\ m_{\min}gR + mgr &= M_{\text{ms}} \end{aligned} \quad (6-15)$$

trong đó M_{ms} là mômen ma sát lăn của trục của vật quay và dao.

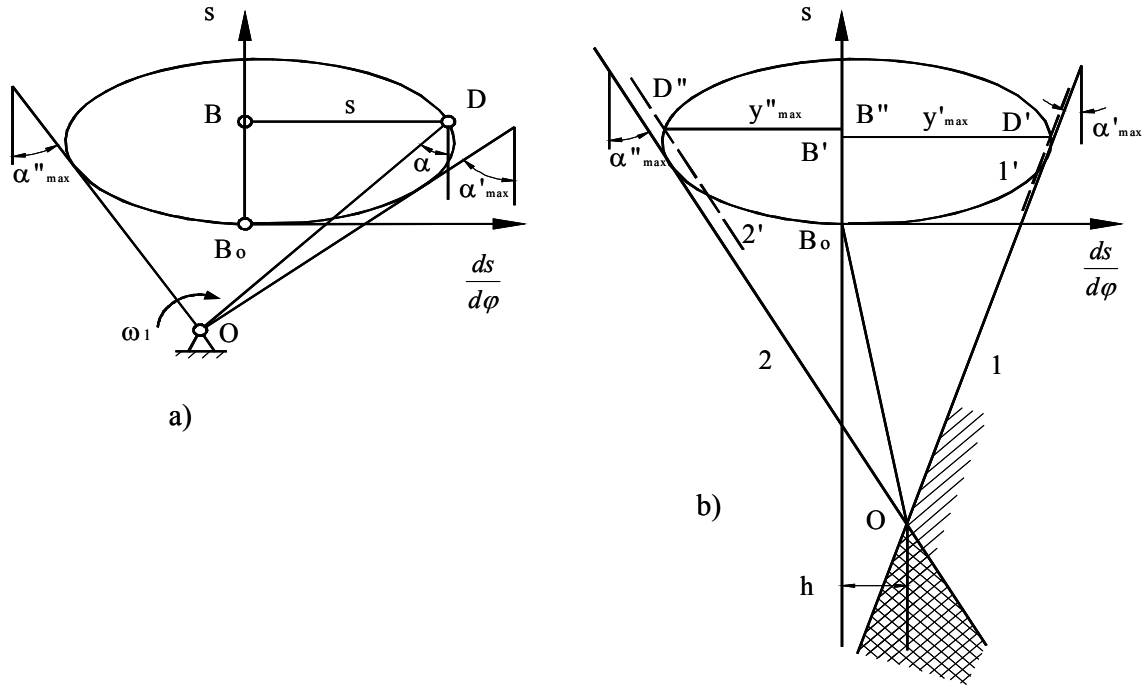
Từ hai phương trình trên suy ra:

$$mr = \frac{1}{2} R(m_{\max} - m_{\min}) \quad (6-16)$$

Như vậy phải bù lượng $m\bar{r}$ tính theo (6-16) vào vị trí A hay bớt ở vị trí B thì vật được cân bằng.



Hình 6-12: Cân bằng khâu quay mỏng dùng phương pháp đồ thị



Hình 8-14

Cách xác định miềm tâm cam: (H.8-14b)

+ Vẽ 2 tiếp tuyến (1) và (2) với đường cong $[(ds/d\varphi), s]$, hợp với phương chuyển động 1 góc $[\alpha]$.

+ Vùng gạch chéo là vùng bảo đảm điều kiện về góc áp lực.

+ Nếu chọn O làm tâm cam thì kích thước của cam là nhỏ nhất (với $R_0 = Ks \cdot OB_0$) và ta có cơ cấu cam lệch tâm (e).

+ Nếu thiết kế cơ cấu cam đúng tâm ta chọn O_1 làm tâm cam (với $R_0 = Ks \cdot O_1B_0$).

Cách vẽ gần đúng: (H.8-14b)

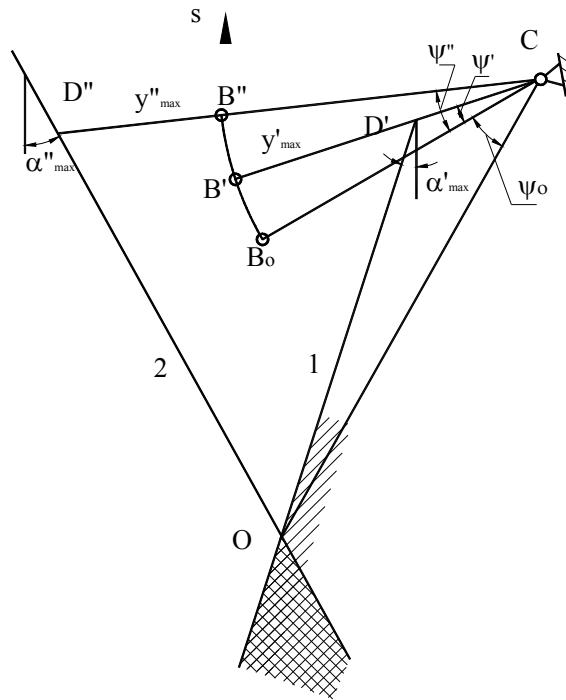
Chú ý 2 điểm D' và D'' ứng với B'D' và B''D'' đạt cực trị ở pha đi xa và pha về gần. Qua D' và D'' vẽ 2 đường (1') và (2') song song với (1) và (2) tương ứng ta sẽ xác định được miềm tâm cam gần đúng.

b. Đối với cam cần lắc:

Nhận xét: khi cần lắc quay 1 góc ψ ta có thể xem điểm B (đầu cần) tịnh tiến theo phương vuông góc với cần 1 đoạn s . Với $s = l \cdot \psi$, trong đó l là chiều dài cần và ψ là góc lắc.

$$\Rightarrow y = \frac{ds}{d\varphi} = l \cdot \frac{d\psi}{d\varphi} \quad (8-6)$$

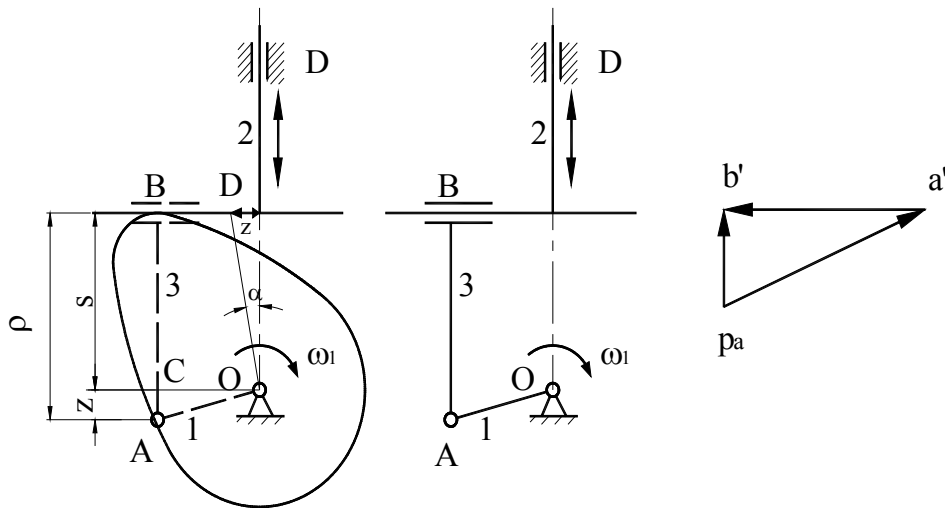
Cách vẽ gần đúng (H.8-15)



Hình 8-15

c. Đối với cam cần tịnh tiến đầu bằng.

Cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu bằng chỉ làm việc được khi cam có biên hình là đường cong lồi $\rho > 0$ (H.8-16).



Hình 8-16

Gọi B là một điểm thuộc cần 2, đang trùng với tâm cong A

\Rightarrow họa đồ gia tốc (H.8-16)

Vẽ OC // cạnh đáy của cần $\Rightarrow \Delta OAC \approx \Delta p_a b' a'$

$$\Rightarrow \frac{Z}{r} = \frac{a_B}{a_A} = \frac{d^2 s}{dt^2 \cdot \omega_1^2 r} = \frac{d^2 s}{d\varphi^2}$$

$$\text{Mà } \rho = s + Z = s + \frac{d^2s}{d\varphi^2}; \rho > 0$$

$$\Leftrightarrow s + \frac{d^2s}{d\varphi^2} > 0 \quad (8-7)$$

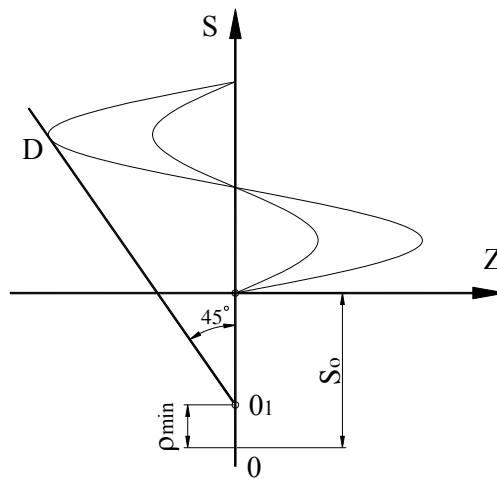
Vì s luôn luôn dương $\Rightarrow |Z| < s$

Từ trục của cần, đặt đoạn Z dọc theo đầu của cần được xác định bởi điểm D. Nối D với tâm quay. Đặt góc giữa OD và phương chuyển động là góc α .

Từ hình vẽ $\rho > 0 \Leftrightarrow \alpha < 45^\circ$ (vì $|Z| < s$).

Nếu ta vẽ đồ thị sZ và nối 1 điểm bất kỳ trên đồ thị với tâm quay O ta sẽ xác định được góc α ứng với vị trí được xét của cơ cấu (H.8-17).

$\alpha = \alpha_{\max}$ khi OD tiếp xúc với đường cong sZ .



Hình 8-17

Cách giải bài toán ngược:

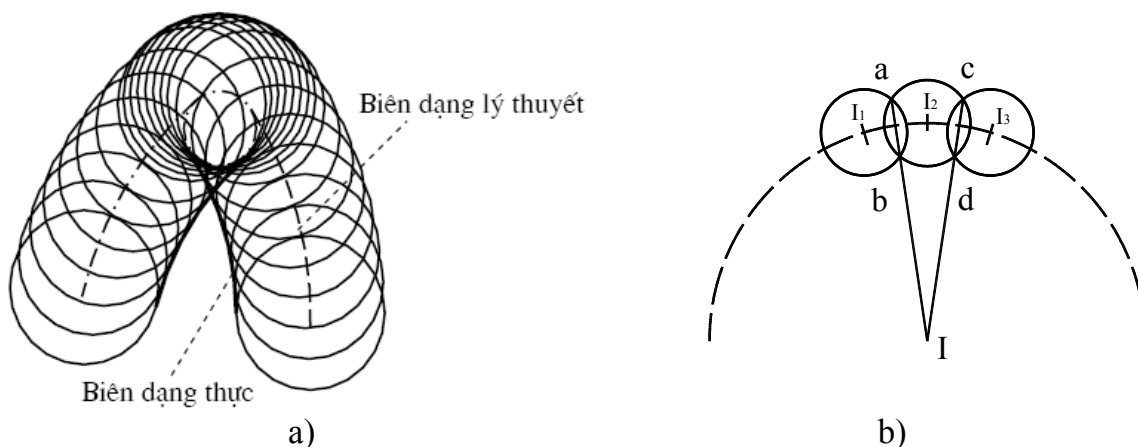
- + Vẽ đường cong $(s, \frac{d^2s}{d\varphi^2})$ với cùng 1 TLX.
- + Vẽ tiếp tuyến với nhánh âm của đường cong hợp với đường thẳng đứng 1 góc 45° , cắt trục s ở một điểm O_1 .
- + Chọn O_1 làm tâm cam thì biên hình cam sẽ có bán kính cong nhỏ nhất bằng không ($\rho_{\min} = 0$). Vì thế để biên hình cam có bán kính cong nhỏ nhất là ρ_{\min} , ta phải lấy tâm quay của cam ở vị trí O, nằm dưới O_1 một khoảng cách là ρ_{\min} .

Phụ lục 8.2: Trình tự thiết kế cơ cấu cam

- Lập đồ thị chuyển vị, đồ thị vận tốc, đồ thị gia tốc của cần. Nếu các đồ thị này đều cho trước thì bước này ta bỏ qua, thông thường chỉ cho 1 trong 3 đồ thị đó. Lúc này tùy trường hợp có thể dùng phương pháp vi phân đồ thị hay tích phân đồ thị để lập 2 đồ thị còn lại.
- Xác định tâm quay của cam.
- Tổng hợp động học: là bài toán xác định biên hình cam, đây là bài toán ngược của bài toán phân tích động học.

➤ Xác định biên hình lý thuyết.

Riêng đối với cam đầu con lăn, sau khi vẽ được biên dạng lý thuyết, cần phải xác định biên dạng thực tế. Muốn thế cần phải xác định bán kính con lăn. Bán kính con lăn r_1 càng lớn, tổn thất ma sát càng nhỏ, điều kiện lăn không trượt càng dễ thực hiện. Nhưng nếu r_1 quá lớn, sẽ xảy ra hiện tượng tự giao của biên dạng thực (H8-16a), lúc này hình dạng thực sẽ gồm 2 phần đường cong cắt nhau, trong thực tế chế tạo biên dạng cam như vậy rất khó khăn.



Hình 8- 18: Hiện tượng tự giao của biên dạng thực

Thông thường chọn $r_1 = 0,7 \rho_{\min}$.

Cách xác định ρ_{\min} được thể hiện qua H.8-18b.

Phụ lục 8.3: Tổng hợp động học cơ cấu cam

- Nội dung của bài toán tổng hợp cơ cấu cam:

Cho trước quy luật chuyển động của cần, phải thiết kế cơ cấu cam thực hiện quy luật chuyển động này.

Với cơ cấu cam cần tịnh tiến: quy luật chuyển vị $s = s(\varphi)$ của cần theo góc quay φ của cam, với cơ cấu cam cần lắc: quy luật biến thiên góc lắc $\psi = \psi(\varphi)$ của cần theo góc quay φ của cam.

- Bài toán tổng hợp cơ cấu cam gồm hai bước:

+ Xác định vị trí tâm cam.

+ Tổng hợp động học cơ cấu cam hay xác định biên dạng cam.

6.1. Tổng hợp cơ cấu cam cần đầu nhọn

Trong cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu nhọn, góc áp lực đầu cần α thay đổi theo vị trí tiếp xúc giữa cam và cần. Ứng với mỗi vị trí tiếp xúc, góc áp lực đầu cần α có một giá trị xác định.

Để bảo đảm cho cơ cấu cam làm việc nhẹ nhàng, không bị tự hãm, thì góc áp lực α ứng với mọi vị trí tiếp xúc phải nhỏ hơn hoặc bằng một giá trị cực đại cho phép:

$$\forall \alpha_i : \alpha_i \leq [\alpha_{\max}] < \alpha_{th} \quad (8-8)$$

Thế mà, như chứng minh ở phần trên, khi cho trước quy luật chuyển động của cần, góc áp lực đầu cần lại phụ thuộc vào vị trí tâm cam O_1 . Như vậy để thoả mãn điều kiện (8-8), cần phải chọn vị trí tâm cam O_1 một cách hợp lý.

a) Xác định vị trí tâm cam cần tịnh tiến đầu nhọn

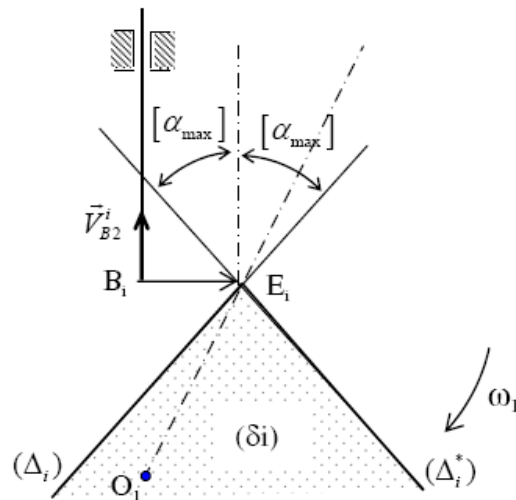
- Miền tâm cam trong cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu nhọn:

✓ Xét cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu nhọn (H.8-19). Gọi B_1 là điểm tiếp xúc giữa cam và đầu cần tại vị trí đang xét.

Khi cho trước tâm cam O_1 , nếu dựng điểm E_i với $B_iE_i = \left| \frac{ds}{d\varphi} \right|$ trong đó $\left| \frac{ds}{d\varphi} \right|$

là giá trị tuyệt đối của $\left(\frac{ds}{d\varphi} \right)$ ứng với vị trí nói trên, phương chiều của vectơ $\overline{B_iE_i}$

là phương chiều của vectơ vận tốc $\overline{V_{B_2}^i}$ của điểm B_i trên đầu cần quay đi 90° theo chiều $\overline{\omega_i}$, thì góc áp lực α_i ứng với vị trí tiếp xúc B_i chính là góc giữa $\overline{V_{B_2}^i}$ và $\overline{O_1E_i}$



Hình 8-19

Ngược lại, khi chưa biết vị trí tâm cam O_1 , nếu qua E_i kẻ đường thẳng (Δ_i) hợp với vận tốc $\overline{V_{B_2}^i}$ một góc bằng $[\alpha_{\max}]$ thì:

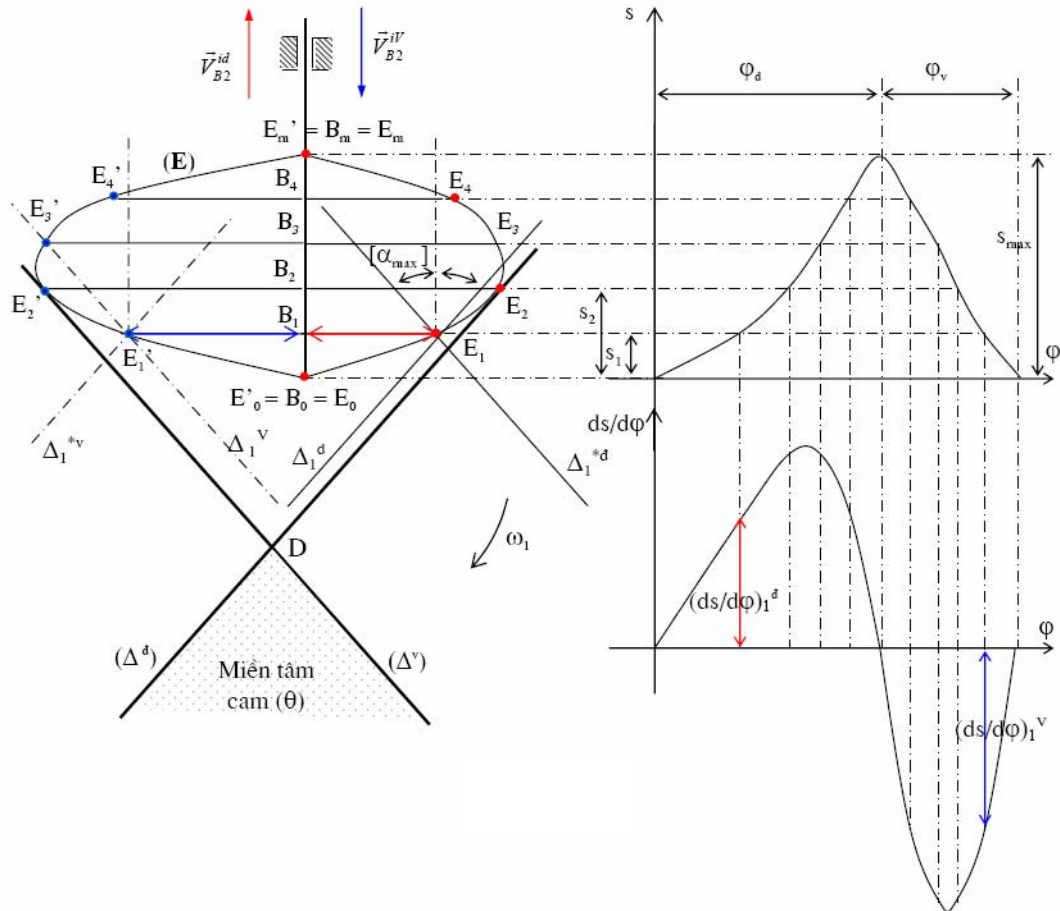
- + Khi O_1 nằm trên đường (Δ_i) , ta có: $\alpha_i = [\alpha_{\max}]$.
- + Khi O_1 nằm phía dưới (Δ_i) , ta có: $\alpha_i < [\alpha_{\max}]$.
- + Khi O_1 nằm phía trên (Δ_i) , ta có: $\alpha_i > [\alpha_{\max}]$.

Lưu ý rằng ta có thể đặt đường (Δ_i) về phía bên phải hay về phía bên trái của điểm E_i , ứng với phía phải ta có đường (Δ_i) , còn ứng với phía trái ta có đường (Δ_i^*) .

✓ Như vậy để thoả mãn điều kiện $\alpha_i \leq [\alpha_{\max}]$ thì tâm cam O_1 phải nằm phía dưới hai đường thẳng (Δ_i) và (Δ_i^*) , hay nói khác đi tâm cam O_1 phải nằm trong miền (δ_i) .

✓ Để thỏa mãn điều kiện $\forall \alpha_i : \alpha_i \leq [\alpha_{\max}]$ thì tâm cam O_1 phải nằm phía dưới mọi đường thẳng (Δ_i) và (Δ_i^*) , tức là nằm trong miền (θ) giao của mọi miền (δ_i) nói trên (H.8-20).

Cách dựng hình để tìm miền tâm cam:



Hình 8-20

Ta cần dựng tất cả các đường (Δ_i) và (Δ_i^*) ứng với các vị trí tiếp xúc khác nhau trên biên dạng cam, khi biết trước đồ thị chuyển vị $s = s(\varphi)$ và góc áp lực cực đại cho phép $[\alpha_{\max}]$.

Trình tự tiến hành:

- Dựng phương trượt xx của cần (xx song song với trục φ của đồ thị $s = s(\varphi)$). Dựng điểm B_0 - vị trí gần tâm cam nhất của đầu cần, điểm B_n - vị trí xa tâm cam nhất của đầu cần.

- Chia hành trình $s_{\max} = B_0B_n$ của cần thành n đoạn bằng nhau bằng các điểm $B_0, B_1, \dots, B_i, \dots, B_n$.

- Từ đồ thị $s = s(\varphi)$, dùng phương pháp vi phân đồ thị, suy ra được đồ thị $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$. Từ đó xác định được giá trị $\left(\frac{ds}{d\varphi}\right)_i$ tương ứng với vị trí B_i của đầu cần.

- Từ B_i , dựng điểm E_i tương ứng. Ứng với góc φ_d , ta dựng được các điểm $E_0, E_1, E_2, \dots, E_n$. Ứng với góc φ_v , ta dựng được các điểm $E'_0, E'_1, E'_2, \dots, E'_n$.

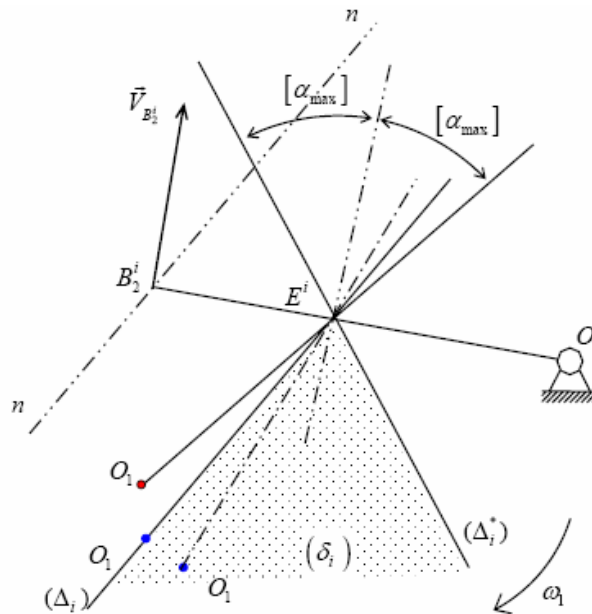
Ví dụ để dựng điểm E_1 ứng với góc φ_d ta tiến hành như sau: Dựng đoạn $B_1E_1 = \left| \frac{ds}{d\varphi} \right|_1^d$, phương chiều của vectơ $\overline{B_1E_1}$ là phương chiều của vectơ vận tốc $\overline{V_{B_2}^{1d}}$ của điểm B_1 trên đầu cần ứng với hành trình đi quay một góc 90° theo chiều $\overline{\omega_1}$.

- Từ E_i , dựng hai đường (Δ_i) và (Δ_i^*) tương ứng; ứng với góc φ_d sẽ có các đường (Δ_i^d) và (Δ_i^{*d}) , còn ứng với góc φ_v sẽ có các đường (Δ_i^v) và (Δ_i^{*v}) .

- Miền tâm cam (θ) chính là miền dưới của mọi đường (Δ_i^d) , (Δ_i^{*d}) , (Δ_i^v) và (Δ_i^{*v}) nói trên.

Ghi chú:

Đối với cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu nhọn, các đường (Δ_i^{*d}) và (Δ_i^v) song song với nhau, các đường (Δ_i^d) và (Δ_i^{*v}) song song với nhau, do vậy chỉ cần nối các điểm E_i thành đường cong kín (E) và kẻ hai tiếp tuyến (Δ^d) và (Δ^v) ở phía dưới của (E), hợp với phương trượt xx một góc bằng $[\alpha_{\max}]$: miền tâm cam là miền nằm phía dưới hai đường (Δ^d) và (Δ^v) .



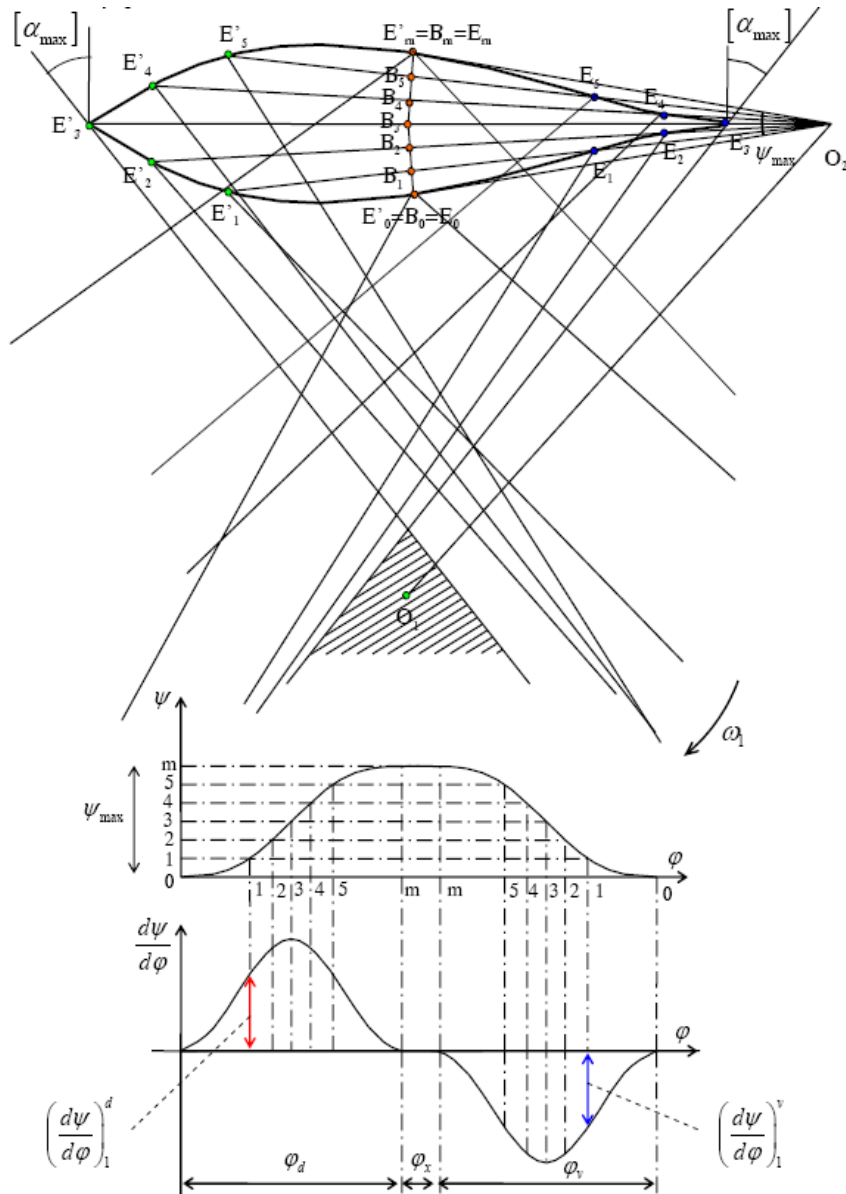
Hình 8-21

- Miền tâm cam trong cơ cấu cam cần lắc đầu nhọn.

✓ Tương tự như trên, để thỏa mãn điều kiện $\forall \alpha_i : \alpha_i \leq [\alpha_{\max}]$ thì tâm cam O_1 phải nằm phía dưới mọi đường thẳng (Δ_i) và (Δ_i^*) . Điểm E_i được xác định như sau: Từ B_i dựng điểm E_i với $B_iE_i = l_{\text{cần}} \cdot \left| \frac{d\psi}{d\varphi} \right|_i$, trong đó $\left| \frac{d\psi}{d\varphi} \right|_i$ là giá trị

tuyệt đối của $\left(\frac{d\psi}{d\varphi}\right)$ ứng với vị trí nói trên; $l_{\text{cần}}$ là chiều dài của cần lắc; phương chiều của vectơ $\overline{B_i E_i}$ là phương chiều của vectơ vận tốc $\overline{V_{B_2}^i}$ của điểm B_i trên đầu cần quay đi 90° theo chiều $\overline{\omega_1}$ (H.8-21)

✓ Cách dựng hình để tìm miền tâm cam:



Hình 8-22

- Từ đồ thị $\psi = \psi(\varphi)$, ta xác định được góc lắc cực đại ψ_{max} của cần. Dựng cung tròn $B_0 B_m$ có tâm là cam cần O_2 , bán kính bằng chiều dài cần $l_{\text{cần}}$ và chắn một góc bằng ψ_{max} .

- Chia góc lắc cực đại ψ_{\max} của cần thành n phần đều nhau bằng các điểm $B_0, B_1, \dots, B_i, \dots, B_m$. Chia góc lắc cực đại ψ_{\max} trên trục ψ của đồ thị $\psi = \psi(\varphi)$ cũng thành n phần đều nhau bằng các điểm $0, 1, 2, \dots, i, \dots, m$.

- Từ đồ thị $\psi = \psi(\varphi)$, dùng phương pháp vi phân đồ thị, suy ra được đồ thị $\frac{d\psi}{d\varphi}(\varphi)$. Từ đó xác định giá trị $\left(\frac{d\psi}{d\varphi}\right)_i$ tương ứng với vị trí B_i của đầu cần.

- Từ B_i , dựng điểm E_i tương ứng. Ứng với góc φ_d , ta dựng được các điểm $E_0, E_1, E_2, \dots, E_n$. Ứng với góc φ_v , ta dựng được các điểm $E'_0, E'_1, E'_2, \dots, E'_n$.

Ví dụ để dựng điểm E_1 ứng với góc φ_d ta tiến hành như sau: Dựng đoạn $B_1E_1 = l_{\text{cần}} \cdot \left|\frac{ds}{d\varphi}\right|_1^d$, phương chiều của vectơ $\overline{B_1E_1}$ là phương chiều của vectơ vận tốc $\overline{V_{B_2}^{1d}}$ của điểm B_1 trên đầu cần ứng với hành trình đi quay một góc 90° theo chiều ω_1 .

- Từ E_i , dựng hai đường (Δ_i) và (Δ_i^*) tương ứng. Ứng với góc φ_d sẽ có các đường (Δ_i^d) và (Δ_i^{*d}) , còn ứng với góc φ_v sẽ có các đường (Δ_i^v) và (Δ_i^{*v}) .

- Miền tâm cam (θ) chính là miền dưới của mọi đường (Δ_i^d) , (Δ_i^{*d}) , (Δ_i^v) và (Δ_i^{*v}) nói trên.

Ghi chú

+ Tâm cam O_1 có thể chọn tại một vị trí nào đó trong miền tâm cam (θ) . Khi chọn O_1 tại đỉnh D của miền (θ) thì kích thước cơ cấu cam sẽ nhỏ gọn nhất.

+ Khi chọn xong tâm cam O_1 , ta biết thêm một số thông số sau:

o Đối với cơ cấu cam cần lắc đầu nhọn:

Bán kính vectơ nhỏ nhất $R_{\min} = O_1B_0$ và lớn nhất $R_{\max} = O_1B_m$.

Khoảng cách tâm cam – tâm cần: $l_{O_1O_2}$.

o Đối với cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu nhọn:

Bán kính vectơ nhỏ nhất $R_{\min} = O_1B_0$ và lớn nhất $R_{\max} = O_1B_m$.

Độ lệch tâm $e = O_1H_0$ (H_0 là hình chiếu của O_1 lên phương trượt xx của cần).

+ Nếu $[\alpha_{\max}]$ càng nhỏ thì miền tâm cam (θ) càng xa điểm B_0 - vị trí gần tâm cam nhất của đầu cần, cơ cấu cam càng cồng kềnh.

b) Tổng hợp động học cơ cấu cam (Vẽ biên dạng cam)

Bài toán tổng hợp động học cơ cấu cam chính là bài toán ngược của bài toán phân tích động học.

• *Tổng hợp động học cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu nhọn.*

+ Số liệu cho trước:

Quy luật chuyển vị của cần $s = s(\varphi)$; Bán kính vectơ nhỏ nhất R_{\min} ; Độ lệch tâm e .

+ Yêu cầu:

Vẽ biên dạng cam thực hiện quy luật chuyển động đã cho của cần.

+ Cách vẽ biên dạng cam (H.8-7)

- Dụng phương trượt xx của cần (xx song song với trục s của đồ thị $s = s(\varphi)$). Dụng điểm B_0 - vị trí gần tâm cam nhất của đầu cần. Dụng tam giác $O_1B_0H_0$ với $O_1B_0 = R_{\min}$; $O_1H_0 = e$; $O_1H_0 \perp xx$. Tâm cam chính là điểm O_1 .

- Vẽ vòng tròn tâm sai (O_1, e) . Trên vòng tròn (O_1, e) xuất phát từ điểm H_0 lần lượt đặt các góc $\varphi_d, \varphi_x, \varphi_v, \varphi_g$ theo ngược chiều $\overline{\omega_1}$.

- Chia cung φ_d trên vòng tròn (O_1, e) làm n phần đều nhau bằng các điểm $H_0, H_1, H_2, \dots, H_i, \dots, H_m$. Đồng thời cũng chia đoạn biểu diễn góc φ_d trên trục φ của đồ thị $s = s(\varphi)$ làm n phần đều nhau. Dựa vào đồ thị $s(\varphi)$, xác định giá trị chuyển vị s_i của cần tương ứng với góc quay $\varphi = H_0O_1H_i$ của cam.

- Kẻ tiếp tuyến với vòng tròn (O_1, e) , điểm tiếp xúc là H_i , trên tiếp tuyến này dụng điểm B_i với $H_iB_i = H_0B_0 + s_i$. Điểm B_i chính là một điểm thuộc biên dạng cam. Nối các điểm B_i bằng một đường cong trơn, ta được biên dạng cam ứng với góc φ_d .

- Làm tương tự để vẽ biên dạng cam ứng với góc φ_v .

- Biên dạng ứng với các góc φ_g, φ_x là hai cung tròn tâm O_1 , bán kính là R_{\min} và $R_{\max} = R_{\min} + s_{\max}$.

• *Tổng hợp động học cơ cấu cam cần lắc đầu nhọn*

+ Số liệu cho trước:

Quy luật biến thiên góc lắc của cần $\psi = \psi(\varphi)$; Bán kính vectơ nhỏ nhất R_{\min} và lớn nhất R_{\max} ; Chiều dài cần lắc; Khoảng cách tâm cam – tâm cần $l_{O_1O_2}$.

+ Yêu cầu:

Vẽ biên dạng cam thực hiện quy luật chuyển động đã cho của cần.

+ Cách vẽ biên dạng cam (H.8-9)

- Dụng vòng tròn tâm cần có tâm O_1 bán kính bằng $l_{O_1O_2}$. Trên vòng tròn tâm cần, xuất phát từ vị trí ban đầu O_2 của tâm cần, lần lượt đặt các góc $\varphi_d, \varphi_x, \varphi_v, \varphi_g$ theo ngược chiều $\overline{\omega_1}$.

- Chia cung φ_d trên vòng tròn tâm cần làm n phần đều nhau bằng các điểm $O_2^1, O_2^2, O_2^3, \dots, O_2^i, \dots, O_2^m$. Đồng thời cũng chia đoạn biểu diễn góc φ_d trên trục φ của đồ thị $\psi = \psi(\varphi)$ làm n phần đều nhau. Dựa vào đồ thị $\psi = \psi(\varphi)$, xác định giá trị chuyển vị ψ_i của cần tương ứng với góc quay $\varphi_i = O_2O_1O_2^i$ của cam.

- Kẻ đường thẳng hợp với $O_1O_2^i$ một góc bằng $\psi_i + \psi_{\max}$, trên đó dụng điểm B_i với $O_2^iB_i = l_{\text{cần}}$. Điểm B_i chính là một điểm thuộc biên dạng cam. Nối các điểm B_i bằng một đường cong trơn, ta được biên dạng cam ứng với góc φ_d .

- Làm tương tự để vẽ biên dạng cam ứng với góc φ_v .

- Biên dạng ứng với các góc φ_g, φ_x là hai cung tròn tâm O_1 , bán kính là R_{\min} và R_{\max} .

6.2. Tổng hợp cơ cấu cam cần đầu con lăn

- Trong chuyển động tương đối của cơ cấu cam, tâm I của con lăn vạch nên biên dạng lý thuyết, đồng thời tại điểm tiếp xúc B_i giữa biên dạng cam và con lăn, pháp tuyến của biên dạng lý thuyết và biên dạng thực trùng nhau. Do vậy, bài toán tổng hợp cơ cấu cam cần đầu con lăn được quy về bài toán tổng hợp cơ cấu cam cần đầu nhọn với đầu nhọn nằm tại tâm I của con lăn, biên dạng cam vẽ được chính là biên dạng cam lý thuyết.

- Cách vẽ biên dạng thực từ biên dạng lý thuyết:

Vẽ họ vòng tròn con lăn có tâm I, có bán kính bằng bán kính r_L của con lăn, tâm I nằm trên biên dạng lý thuyết. Bao hình của họ vòng tròn con lăn nói trên chính là biên dạng thực cần tìm (H.8-11).

- Cách chọn bán kính con lăn r_L :

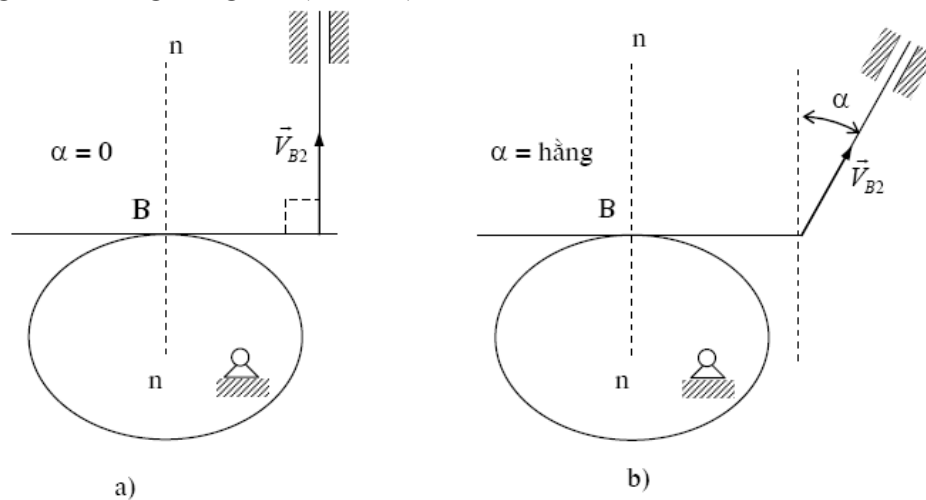
Khi bán kính r_L càng lớn, tổn thất do ma sát ở đầu cần càng bé. Tuy nhiên, nếu r_L lớn đến mức $r_L > \rho_{\min}$ với ρ_{\min} là bán kính cong nhỏ nhất của biên dạng cam lý thuyết, thì trên biên dạng cam thực có thể xảy ra hiện tượng tự giao. Còn nếu $r_L = \rho_{\min}$ thì trên biên dạng thực có thể có điểm nhọn, tại điểm nhọn sẽ có va đập giữa cần và cam và điểm nhọn dễ bị mòn.

Trên H.8-18, ta thấy khi $r_L > \rho_{\min}$ và biên dạng cam thực là bao hình phía trong của họ vòng tròn con lăn thì trên biên dạng cam thực sẽ có hiện tượng tự giao. Do đó trong trường hợp này, bán kính r_L phải thỏa mãn điều kiện: $r_L < \rho_{\min}$, thông thường lấy $r_L = 0,7\rho_{\min}$.

6.3. Tổng hợp cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu bằng

a) Xác định vị trí tâm cam

- Với cơ cấu cam cần đầu bằng, góc áp lực đầu cần α chính là góc hợp bởi đường thẳng vuông góc với đầu cần và phương trượt xx của cần. Do đó góc α không phụ thuộc vị trí tâm cam như trong cơ cấu cam cần đầu nhọn, mà chỉ phụ thuộc vào hình dạng đầu cần: nếu đầu cần vuông góc phương trượt xx thì $\alpha = 0$, nếu không thì α bằng hằng số. (H.8-23)



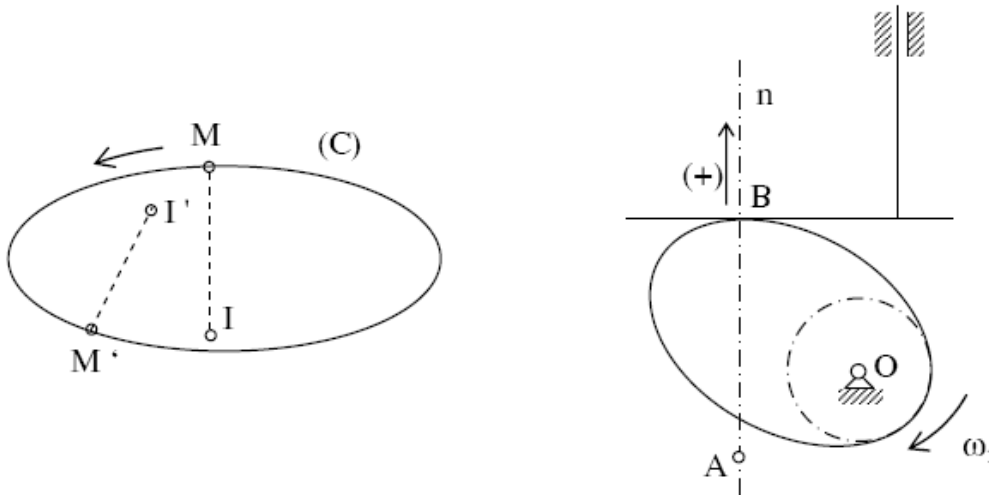
Hình 8-23

Như vậy, khi tổng hợp cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu bằng không cần đưa ra điều kiện:

$$\forall \alpha_i : \alpha_i \leq [\alpha_{\max}]$$

- Tuy nhiên, với cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu bằng, để mọi điểm của biên dạng cam có thể tiếp xúc được liên tục với cần thì biên dạng cam phải là một đường cong lồi.

Khi cho trước quy luật chuyển động của cần, tùy theo vị trí tâm cam O_1 mà cam có thể lồi hay lõm. Do đó, cần phải chọn vị trí tâm cam hợp lý để biên dạng cam là một đường cong lồi.



Hình 8-24

- Đường cong lồi:

Cho đường cong kín (C) và một điểm M chạy trên đường cong này theo một chiều cố định. Đường cong kín (C) được gọi là lồi, khi tại mọi vị trí của điểm M trên đường cong này, tâm cong của đường cong luôn nằm về một phía của nó. Ví dụ đường cong trên H.8-24.

- Điều kiện lồi của biên dạng cam

➤ Xét cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu bằng (H.8-24). Gọi B là điểm tiếp xúc giữa cam và cần, nn là pháp tuyến của biên dạng cam và A là tâm cong của biên dạng cam ứng với điểm tiếp xúc B.

Khi xét chuyển động tương đối của cần so với cam, thì điểm tiếp xúc B giữa cam và cần coi như chạy dọc theo biên dạng cam theo chiều ngược với chiều ω_1 . Để biên dạng cam là lồi, tâm cong A của biên dạng ứng với điểm tiếp xúc B phải luôn luôn nằm phía trái của điểm A. Như vậy trong chuyển động tuyệt đối, tâm cong A phải luôn nằm phía dưới điểm B.

Nếu chọn chiều dương trên pháp tuyến nn hướng lên trên, điều kiện lồi của biên dạng cam:

$$\rho = \overline{AB} > 0 \quad (\rho \text{ là bán kính cong của biên dạng cam ở điểm tiếp xúc B}).$$

➤ Sau đây tìm điều kiện lồi cho trường hợp cần vuông góc với phương trượt xx.

Từ O_1 vẽ đường thẳng $O_1H \perp AB$. Đường thẳng song song với đầu cần và tiếp xúc với vòng tròn tâm O_1 bán kính R_{\min} , cắt AB tại M.

Ta có

$$\begin{aligned} \rho &= \overline{AB} \\ \Rightarrow \rho &= \overline{AH} + \overline{HM} + \overline{MB} \\ \Rightarrow \rho &= z + R_{\min} + s \\ &\triangleright \text{Tính } z \end{aligned}$$

Tại vị trí đang xét của cơ cấu, ta thay thế khớp cao tại B bằng khâu 3 và hai khớp thấp B và A. Sau khi thay thế, vận tốc và gia tốc của các điểm tương ứng trên khâu 1 và 2 trong hai cơ cấu trong H.8-25a và H.8-25b hoàn toàn như nhau.

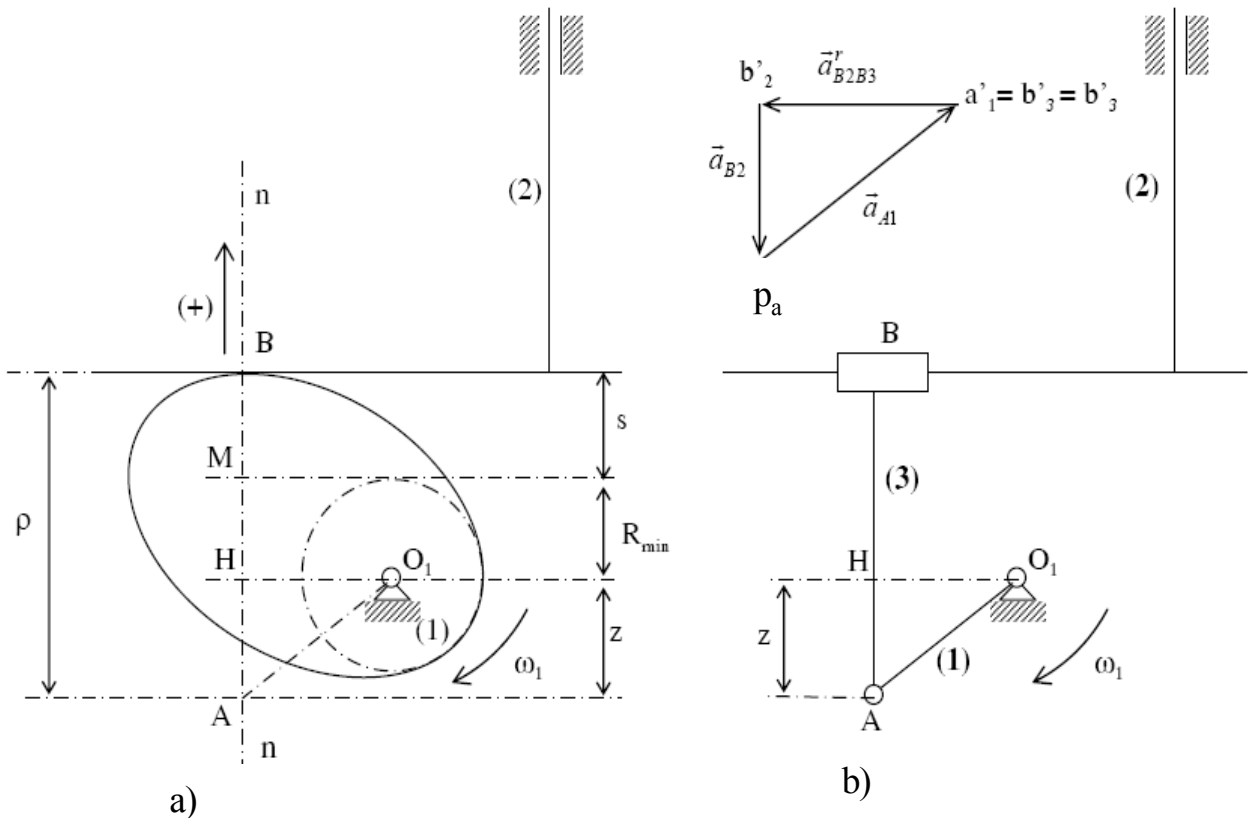
Dựng hoạ đồ gia tốc cho cơ cấu thay thế.

Hai tam giác AO_1H và $p_a a'_1 b'_2$ đồng dạng nên:

$$\frac{p_a b'_2}{AH} = \frac{p_a a'_1}{O_1 A} \Rightarrow \frac{a_{B2}}{z} = \frac{a_{A1}}{O_1 A} \Rightarrow \frac{d^2 s}{z} = \frac{\omega_1^2 \cdot O_1 A}{O_1 A} \Rightarrow z = \frac{d^2 s}{dt^2 \cdot \omega_1^2} \Rightarrow z = \frac{d^2 s}{d\varphi^2}$$

Tóm lại, để biên dạng cam là lồi tại mọi vị trí tiếp xúc B giữa cam và cần ta phải có:

$$\rho = R_{\min} + \left(s + \frac{d^2 s}{d\varphi^2} \right) > 0 \quad (8-9)$$



Hình 8-25

- Miền tâm cam trong cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu bằng

+ Để biên dạng cam là lỗi phải hoả mãn điều kiện (8-9), vì $R_{\min} > 0$ và $s > 0$, còn $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$ có thể âm hay dương tùy theo vị trí tiếp xúc, do đó ta chỉ cần xét điều kiện tương ứng với các vị trí tiếp xúc mà tại đó $\frac{d^2s}{d\varphi^2} < 0$.

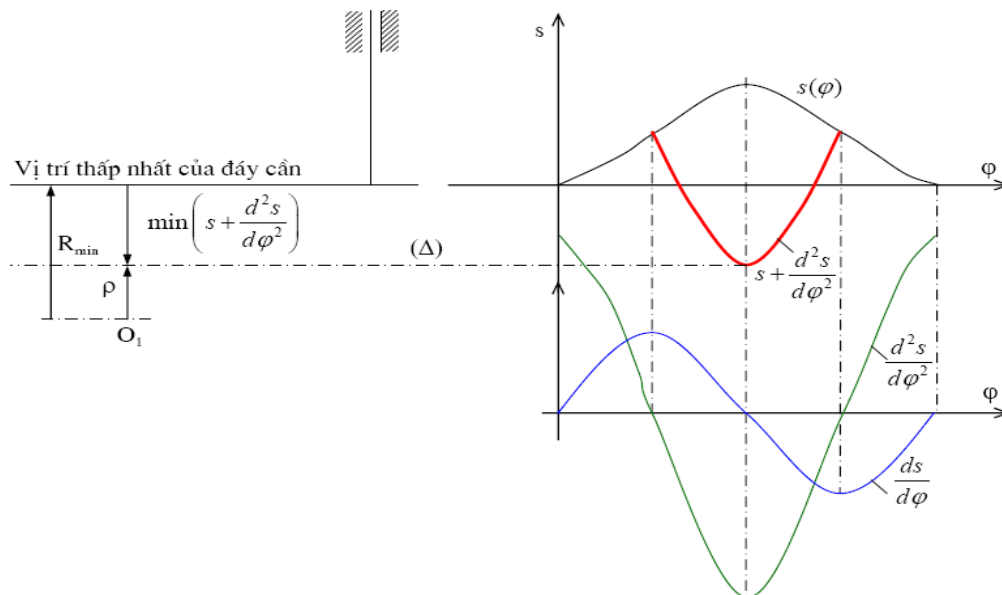
+ Từ đồ thị $s(\varphi)$, vi phân đồ thị này ta được đồ thị $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$, vi phân đồ thị $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$ ta sẽ được đồ thị $\frac{d^2s}{d\varphi^2}(\varphi)$. Cộng hai đồ thị $s(\varphi)$ và $\frac{d^2s}{d\varphi^2}(\varphi)$ ta được đồ thị $s + \frac{d^2s}{d\varphi^2}$ (chỉ cần cộng hai đồ thị này ứng với phần âm của đồ thị $\frac{d^2s}{d\varphi^2}(\varphi)$).

+ Gọi $\min\left(s + \frac{d^2s}{d\varphi^2}\right)$ là cực trị âm của đồ thị $s + \frac{d^2s}{d\varphi^2}$. Như vậy, để biên dạng lỗi, ta phải có:

$$R_{\min} > \left| \min\left(s + \frac{d^2s}{d\varphi^2}\right) \right| \quad (8-10)$$

+ Gọi (Δ) là đường thẳng tiếp xúc với đồ thị $s + \frac{d^2s}{d\varphi^2}$ tại điểm có cực trị âm của nó. Ta thấy, nếu tâm cam nằm phía dưới (Δ) thì thoả mãn điều kiện (8-10) và biên dạng cam là lỗi.

Tóm lại, miền tâm cam là miền nằm phía dưới đường thẳng (Δ) (H.8-26).



Hình 8-26: Miền tâm cam trong cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu bằng

- Ghi chú:

Sau khi chọn được tâm cam O_1 , ta xác định thêm được bán kính nhỏ nhất R_{\min} của biên dạng cam (khoảng cách từ O_1 đến vị trí thấp nhất của đầu cần)

b) Tổng hợp động học cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu bằng

+ Số liệu cho trước: Quy luật chuyển vị của cần $s = s(\varphi)$; Bán kính vectơ nhỏ nhất R_{\min} .

+ Yêu cầu: Vẽ biên dạng cam thực hiện quy luật chuyển động đã cho của cần.

+ Cách vẽ biên dạng cam (H.8-10)

- Dụng phương trượt xx của cần (xx song song với trục s của đồ thị $s = s(\varphi)$). Dụng điểm B_0 - vị trí gần tâm cam nhất của đầu cần. Dụng điểm O_1 nằm trên phương trượt xx với $O_1B = R_{\min}$, đây chính là tâm cam.

- Chia mặt phẳng làm n phần đều nhau bằng các đường thẳng $O_0x_0, O_1x_1, O_2x_2, \dots, O_ix_i, \dots, O_mx_m$. Dựa vào đồ thị $s(\varphi)$, ta xác định chuyển vị s_i của cần tương ứng với góc quay $\varphi_i = x_0O_1x_i$ của cam.

- Trên đường thẳng O_ix_i , dụng điểm I_i với $O_iI_i = s_i + R_{\min}$. Qua điểm I_i , vẽ đường thẳng (D_i) vuông góc với đầu cần. Bao hình của họ đường thẳng (D_i) nói trên chính là biên dạng cam cần tìm.

Phụ lục 8.4: Bảo toàn khớp cao trong cơ cấu cam

Đối với cơ cấu cam là cơ cấu có khớp cao, cần phải có biện pháp thích hợp để bảo đảm sự tiếp xúc liên tục giữa các thành phần khớp cao của cam và cần (biện pháp này được gọi là biện pháp bảo toàn khớp cao).

Có hai cách bảo toàn khớp cao: bảo toàn bằng lực và bảo toàn bằng hình.

- Bảo toàn bằng lực: Dùng lực phục hồi lò xo (H.8-27a), dùng trọng lượng của cần (H.8-27b), hoặc nhờ áp lực chất lỏng...

- Bảo toàn bằng hình: Dùng các ràng buộc hình học như:

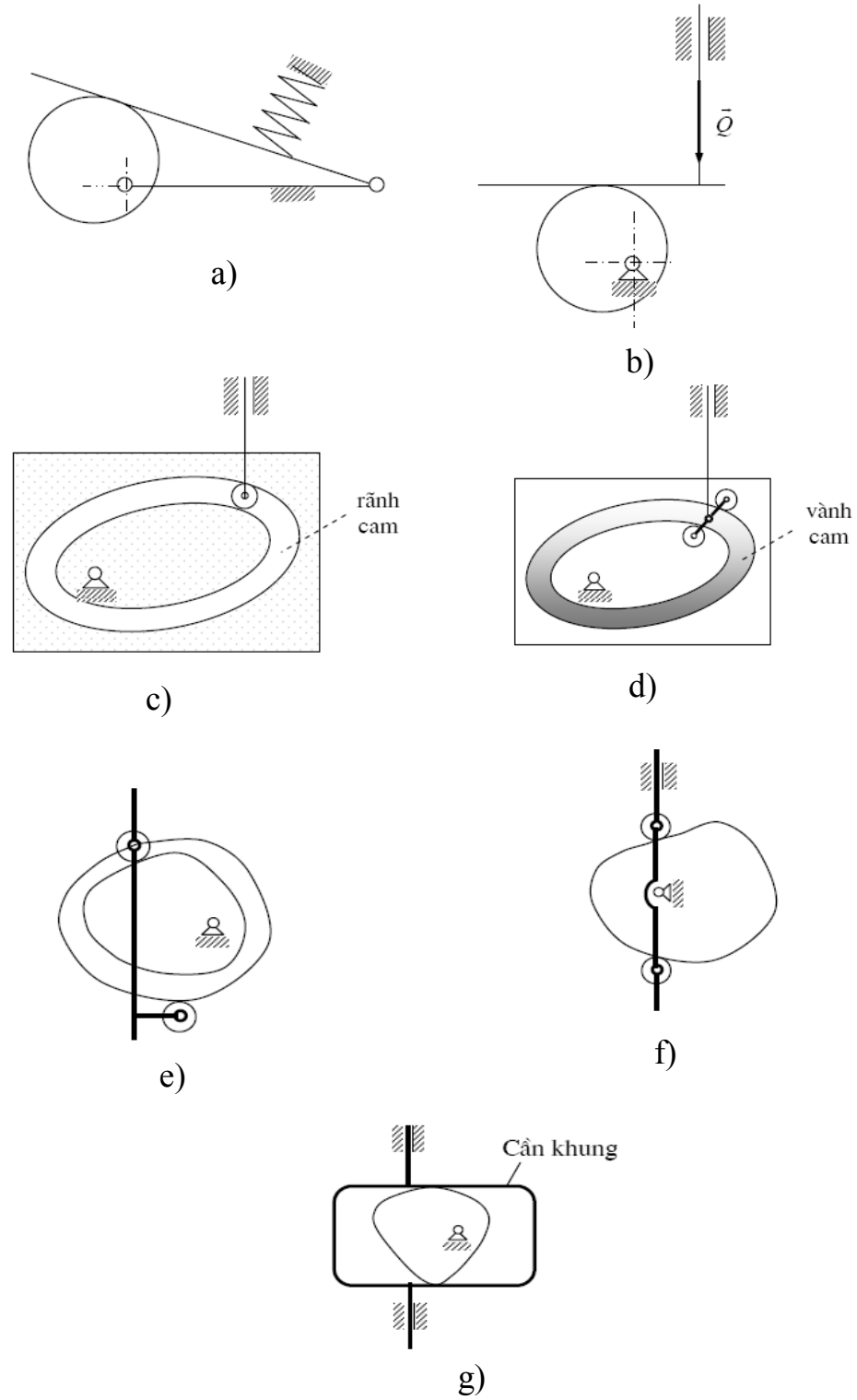
+ Cam rãnh: hai biên dạng cam là hai đường cách đều nhau – H.8-27c.

+ Cam vành: dùng hai con lăn tiếp xúc ở hai phía vành cam – H.8-27d.

+ Cam kép: hai cơ cấu cam cho cùng một quy luật chuyển động của cần – H.8-27e.

+ Cam đều tử: đây chính là cơ cấu cam cần tịnh tiến chính tâm, biên dạng cam có đặc điểm là khoảng cách giữa mọi cặp điểm đối ứng trên biên dạng lý thuyết của cam là một hằng số - H.8-27f.

+ Cam cần khung: biên dạng cam có đặc điểm là khoảng cách giữa hai tiếp tuyến song song của nó là một hằng số - H.8-27g...



Hình 8-27: a) Bảo toàn khớp cao dùng lò xo; b) Bảo toàn khớp cao dùng trọng lượng cân; c) Cam rãnh; d) Cam vành; e) Cam kép; f) Cam đều tử; g) Cam cân khung.

Phụ lục 9: Phần đọc thêm của chương 9 (Cơ cấu bánh răng)

Phụ lục 9.1: Bánh răng tiêu chuẩn & bánh răng có dịch dao (bánh răng dịch chỉnh)

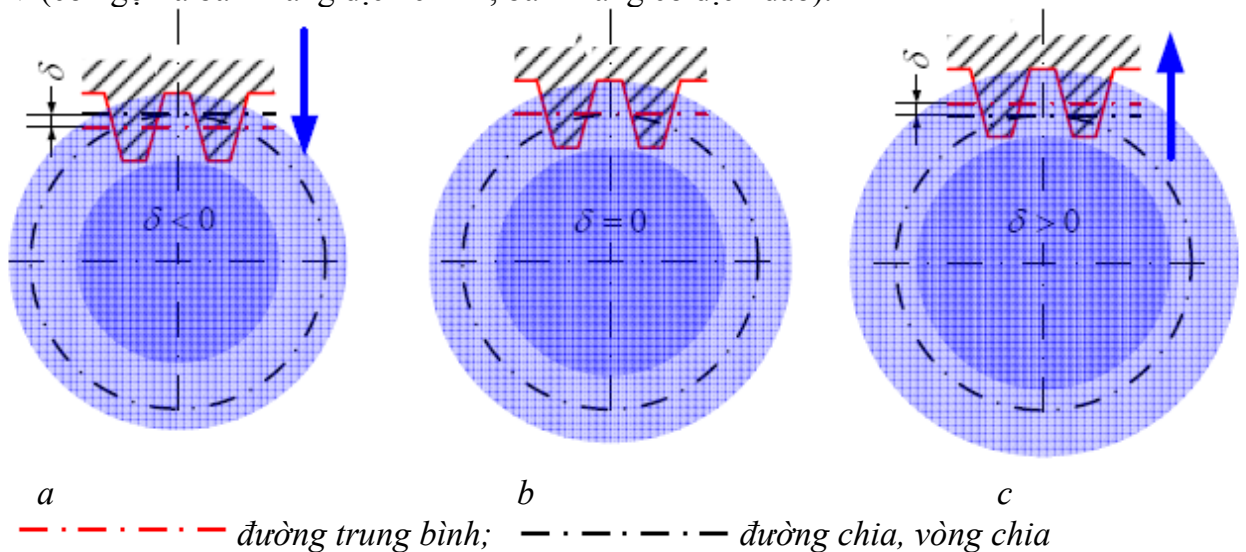
a) Bánh răng tiêu chuẩn và bánh răng có dịch dao

- Dao thanh răng: biên hình của dao thanh răng (hay tiết diện dao trục vít nói trên) có kích thước tiêu chuẩn hoá (H.9-9c). Ta thấy rằng bước của thanh răng (t_d) xét trên tất cả các đường nằm ngang đều bằng nhau. Song riêng trên đường thẳng H-H, bề dày của răng bằng bề rộng của kẽ răng. Đường H-H gọi là đường trung bình của thanh răng. Bước của dao thanh răng là:

$$t_d = m_d \cdot \pi \quad (9-21)$$

Trong đó, môđun của thanh răng m_d được lấy trong số môđun tiêu chuẩn. Từ đường trung bình H-H ta tính được chiều cao lý thuyết đầu răng của thanh răng ($h' = m_d$), chiều cao thực tế đầu răng thanh răng lớn hơn chiều cao lý thuyết $0,25m_d$. Cần phải tăng lên như thế để chân răng của bánh răng được chế tạo có chiều cao bằng $1,25m_d$. Biên hình răng thanh răng là đường thẳng nghiêng 1 góc $\alpha_d = 20^\circ$. Đầu răng thanh răng được lượn tròn.

- Bánh răng có dịch chỉnh: trong quá trình chế tạo bánh răng thân khai bằng dao thanh răng, chế độ chuyển động (tức là tỷ số V/ω) quyết định bán kính vòng chia. Nói cách khác: ta cố định đường chia trên dao thẳng răng bằng cách định chế độ chuyển động trong quá trình chế tạo (H-9-10). Nếu ta đặt dao thanh răng sao cho đường trung bình của nó trùng với đường chia, tức là tiếp xúc với vòng tròn chia trên phôi thì bánh răng được chế tạo ra là bánh răng tiêu chuẩn; nếu đường trung bình không trùng với đường chia thì ta nhận được bánh răng không tiêu chuẩn (còn gọi là bánh răng dịch chỉnh, bánh răng có dịch dao).



Hình 9-10

- Khoảng cách giữa đường trung bình và đường chia gọi là độ dịch dao, ký hiệu: δ . Độ dịch dao δ được tính theo công thức:

$$\delta = \xi \cdot m_d \quad (9-22)$$

Qui ước độ dịch dao và hệ số dịch dao ξ là âm khi đường trung bình nằm trong đường chia (H.9-10a) và là dương khi đường trung bình nằm ngoài đường chia (H.9-10c).

- Khi dịch dao, vòng cơ sở của đường thân khai là không đổi. Chỉ khác nhau ở chỗ: dùng đoạn nào của đường thân khai làm biên dạng làm việc của răng.

- Đặc điểm cơ bản của các bộ truyền dịch chỉnh:

+ Bộ truyền dịch chỉnh đều ($\xi_1 + \xi_2 = 0$) còn gọi là bộ truyền dịch chỉnh cao, chiều cao đầu răng và chân răng thay đổi, chiều dày răng của thay đổi.

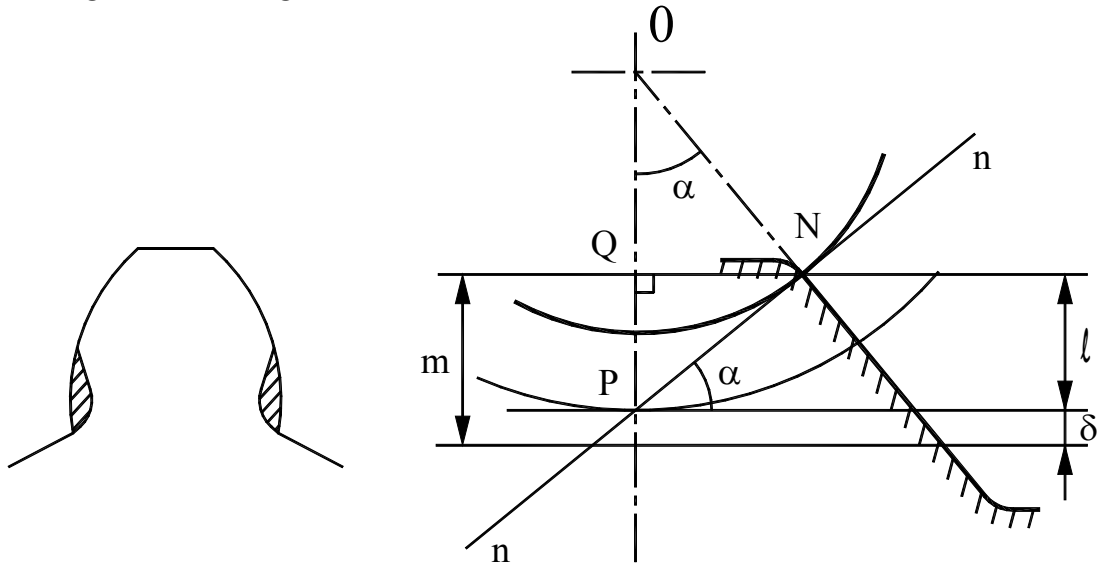
+ Bộ truyền dịch chỉnh dương hoặc âm ($\xi_1 + \xi_2 \neq 0$) còn gọi là bộ truyền dịch chỉnh góc, góc ăn khớp thay đổi, khoảng cách tâm thay đổi, hệ số f' và f'' thay đổi, chiều dày và chiều rộng rãnh răng thay đổi.

b) Hiện tượng cắt chân răng và số răng tối thiểu

- Hiện tượng cắt chân răng:

Trong quá trình chế tạo bánh răng bằng dao thanh răng, có thể thay đổi vị trí của dao thanh răng đối với phôi, song không thể đặt dao thanh răng gần phôi quá một vị trí giới hạn, vì như vậy sẽ xảy ra hiện tượng chân răng bị cắt lẹm (H.9-11a).

- Người ta chứng minh được rằng, trong quá trình chế tạo, nếu đường đỉnh của dao thanh răng cắt đường ăn khớp ở ngoài đoạn ăn khớp lý thuyết thì sẽ xảy ra hiện tượng cắt chân răng.



Hình 9-11

- Điều kiện không cắt chân răng (H.9-11b)

Gọi l là khoảng cách từ đường đỉnh răng lý thuyết (chỉ phần tham gia cắt) của dao thanh răng tới đường chia; Q là hình chiếu của N lên phương OP . Để không xảy ra hiện tượng cắt chân răng thì:

$$l \leq PQ$$

$$\text{Mà } PQ = PN \cdot \sin \alpha = OP \cdot \sin^2 \alpha = r \cdot \sin^2 \alpha = (m \cdot Z/2) \cdot \sin^2 \alpha$$

Giả sử bánh răng được chế tạo với hệ số dịch dao là ξ , ta có:

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

$$\Rightarrow m \cdot (1 - \xi) \leq (m \cdot Z/2) \cdot \sin^2 \alpha$$

Thông thường $\alpha = 20^\circ$, nên điều kiện không cắt chân răng sẽ là:

$$1 - \xi \leq Z/17 \quad (9-23)$$

- Nhận xét:

+ Nếu hệ số dịch dao đã chọn thì số răng phải bảo đảm:

$$Z \geq Z_{\min} = 17(1 - \xi) \quad (9-24)$$

Đối với bánh răng tiêu chuẩn ($\xi = 0$) thì $Z_{\min} = 17$. Có thể dịch dao để số răng nhỏ hơn (khi có yêu cầu bánh răng nhỏ gọn).

+ Nếu số răng Z đã được quyết định thì hệ số dịch dao phải bảo đảm:

$$\xi \geq \xi_{\min} = (17 - Z)/17 \quad (9-25)$$

+ Z_{\min} , ξ_{\min} là số răng tối thiểu và hệ số dịch dao tối thiểu để không xảy ra hiện tượng cắt chân răng.

Phụ lục 9.2: Các kích thước của bánh răng dịch chỉnh

Giả sử có 2 bánh răng có số răng Z_1 và Z_2 , cùng môđun m , được chế tạo cùng 1 dao thanh răng với các hệ số dịch dao là ξ_1 và ξ_2 đang ăn khớp với nhau không có khe hở.

- Bề dày của răng S :

+ Bề dày của răng trên đường tròn chia của 2 bánh răng (S_{d1} và S_{d2}):

$$S_{d1} = (\pi \cdot m_d/2) + 2 \cdot m_d \cdot \xi_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_d \quad (9-26)$$

$$S_{d2} = (\pi \cdot m_d/2) + 2 \cdot m_d \cdot \xi_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_d \quad (9-27)$$

+ Bề dày của răng trên đường tròn ban đầu (S_1 và S_2)

Từ công thức S_x ở phần trước, ta chứng minh được:

$$S_1 = S_{d1} \cdot (m/m_d) + m Z_1 \cdot (\operatorname{inv} \alpha_d - \operatorname{inv} \alpha) \quad (9-28)$$

$$S_2 = S_{d2} \cdot (m/m_d) + m Z_2 \cdot (\operatorname{inv} \alpha_d - \operatorname{inv} \alpha) \quad (9-29)$$

Trong đó, m là môđun ứng với vòng tròn ban đầu.

- Bán kính các vòng tròn ban đầu (r_1, r_2)

$$r_1 = m \cdot Z_1/2; \quad r_2 = m \cdot Z_2/2 \quad (9-30)$$

- Góc ăn khớp giữa 2 bánh răng là $\alpha = \alpha_L$, được xác định bởi:

$$\operatorname{inv} \alpha = [2(\xi_1 + \xi_2) \operatorname{tg} \alpha_d / (Z_1 + Z_2) + \operatorname{inv} \alpha_d] \quad (9-31)$$

- Khoảng cách trục A :

+ Đối với cặp bánh răng tiêu chuẩn, ăn khớp không có khe hở, khoảng cách giữa các trục là:

$$A_o = (r_{01} + r_{02})/\cos \alpha = [m_d(Z_1 + Z_2)/2] \quad (9-32)$$

+ Đối với cặp bánh răng dịch chỉnh thì:

$$A = (r_{01} + r_{02})/\cos \alpha_d = A_o \cdot (\cos \alpha_d / \cos \alpha) = [m_d(Z_1 + Z_2)/2] \cdot (\cos \alpha_d / \cos \alpha) \quad (9-33)$$

- Bước ăn khớp: $t = \pi \cdot m$ (9-34)

- Chiều cao chân răng:

$$h''_1 = 1,25 \cdot m_d - m_d \cdot \xi_1 + r_1 - r_{d1} \quad (9-35)$$

$$h''_2 = 1,25.m_d - m_d.\xi_2 + r_2 - r_{d2} \quad (9-36)$$

với $r_{d1,2} = \frac{1}{2} m_d.Z_{1,2}$

- Chiều cao đầu răng:

$$h'_1 = h''_2 - 0,25.m_d \quad (9-37)$$

$$h'_2 = h''_1 - 0,25.m_d \quad (9-38)$$

- Đường kính của phôi:

$$D_{e1} = 2.r_1 + 2.h'_1 \quad (9-39)$$

$$D_{e2} = 2.r_2 + 2.h'_2 \quad (9-40)$$

- Hệ số trùng khớp:

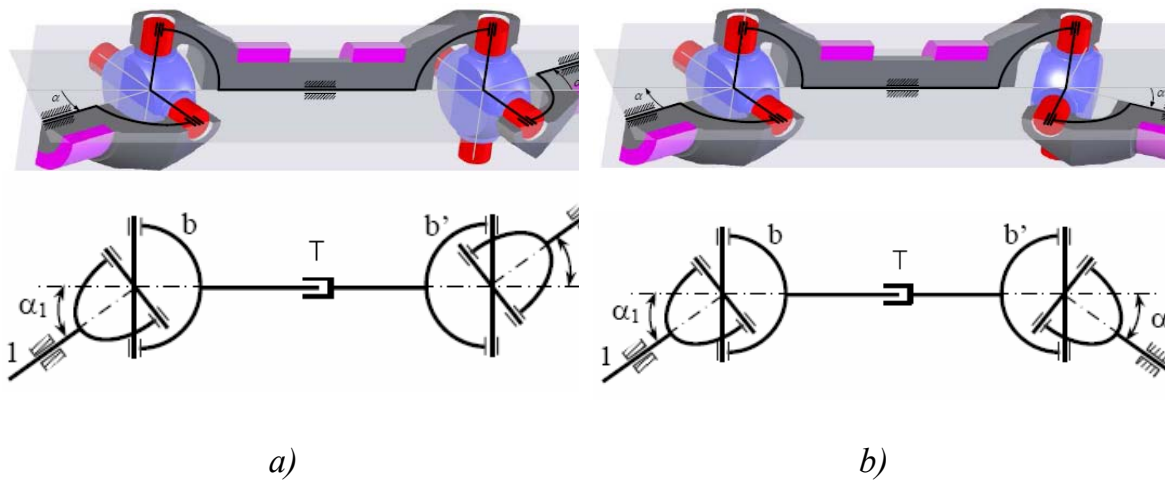
$$\varepsilon = \frac{1}{t.\cos\alpha} (\sqrt{R_{e1}^2 - r_{01}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - r_{02}^2} - A_o.\sin\alpha) \quad (9-41)$$

- Dùng công thức tính S_e ở phần trước để kiểm tra độ nhọn của đầu răng.

Phụ lục 10: Phần đọc thêm của chương 10 (Một số cơ cấu khác)

Phụ lục 10.1: Cơ cấu Cardan kép

+ Trong thực tế ta hay dùng 2 cơ cấu các-đăng mắc liên tiếp gọi là các-đăng kép như hình 10.3a, có trục 1 và 2 đối xứng nhau, hoặc trục 1 và 2 song song nhau (H.10.3b). Chuyển động được truyền từ trục 1 đến trục trung gian T với tỉ số truyền i_{T1} được tính như ở cơ cấu các-đăng đơn, trục trung gian T lại truyền cho trục 2 với tỉ số truyền i_{T2} cũng được tính như ở cơ cấu các-đăng đơn.



Hình 10-3

+ Tỷ số truyền:

TRỤC 1 → KHỚP CÁC-ĐĂNG 1 → TRỤC TRUNG GIAN → KHỚP CÁC-ĐĂNG 2 → TRỤC 2

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

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

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

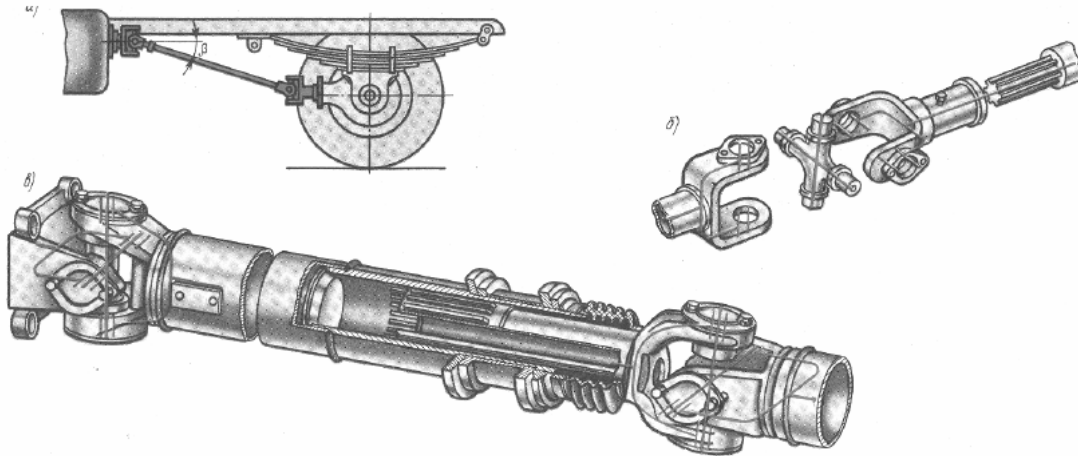
$$i_{12} = const \Rightarrow \begin{cases} \alpha_1 = \alpha_2 \\ \varphi_{T1} = \varphi_{T2} \end{cases}$$

$$\Rightarrow i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 1 \quad (10-3)$$

Như vậy, 2 cơ cấu các-đăng kép trên đây biến chuyển động quay đều thành chuyển động quay đều cùng vận tốc. Tuy vậy, góc α vẫn không được lớn vì trục trung gian vẫn bị dao động xoắn.

+ Trong trường hợp tổng quát, 2 các-đăng đơn không đối xứng nhau, nghĩa là 2 góc α khác nhau, 2 góc φ khác nhau thì tỷ số truyền sẽ phụ thuộc vào 2 góc α và 2 góc φ .

Một số dạng các-đăng thường gặp:



Hình 10-4

Phụ lục 10.2: Động học cơ cấu Malte

2.2. Số chốt và số rãnh trên cơ cấu Malte

- Tùy theo yêu cầu truyền động, trên khâu 1 có thể có 1 hay nhiều chốt, trên đĩa 2 có nhiều rãnh.

- Gọi t_1 là thời gian quay 1 vòng của đĩa 1, t_2 là thời gian quay 1 lần của đĩa 2. Tỷ số $k = t_2/t_1$ được gọi là hệ số chuyển động của cơ cấu Man.

- Gọi góc quay của đĩa 1 ứng với một lần chuyển động của đĩa 2 là $2\varphi_1$ và khâu dẫn 1 là quay đều, gọi t_1' là thời gian khâu 1 chuyển động 1 góc là $2\varphi_1$.

$$\Rightarrow \begin{cases} t_1 = 2\pi / \omega_1 \\ t_2 = t_1' = 2\varphi_1 / \omega_1 \end{cases} \Rightarrow k = \frac{t_2}{t_1} = \frac{2\varphi_1}{2\pi}$$

Chú ý: Với định nghĩa về hệ số chuyển động như trên, ta luôn có $0 < k < 1$.

- Nếu gọi Z là số rãnh trên đĩa 2, ta có góc giữa 2 rãnh kế tiếp là $2\pi/Z$.

Mà $2\varphi_1 = \pi - 2\varphi_2 = \pi - 2\pi/Z$

$$\Rightarrow k = \frac{(\pi - 2\pi/Z)}{2\pi} = \frac{Z-2}{2Z}$$

$$\text{Vì } k > 0 \Rightarrow Z \geq 3 \quad (10-4)$$

Vậy số rãnh trên đĩa 2 phải lớn hơn bằng 3.

- Giả sử số chốt trên khâu 1 là m thì thời gian quay của đĩa 2 ứng với 1 vòng quay của khâu 1 là $m.t_2$ và hệ số chuyển động của cơ cấu Man là:

$$k = \frac{m.t_2}{t_1} = \frac{m(Z-2)}{2Z}$$

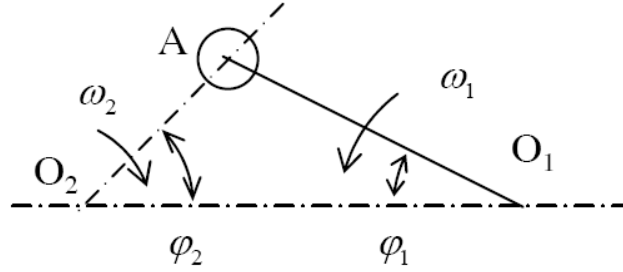
$$\text{Vì } k < 1 \Rightarrow m < \frac{2Z}{Z-2} \quad (10-5)$$

Vậy số chốt tối đa trên cơ cấu Man phụ thuộc vào số rãnh ở trên đĩa 2.

2.3. Động học cơ cấu Man

Trong quá trình chốt ở trong rãnh và truyền chuyển động cho nhau, quan hệ động học trong cơ cấu Man hoàn toàn giống như quan hệ động học trong cơ cấu Cu-lít, nghĩa là khi cho trước cơ cấu Man và qui luật chuyển động của khâu dẫn 1, ta hoàn toàn có thể xác định các thông số động học của khâu 2 như xác định động học trên cơ cấu Cu-lít.

Xét một vị trí bất kỳ của cơ cấu, khi đó tay quay O_1A và rãnh O_2A của đĩa tạo với đường trục O_1O_2 các góc lần lượt là φ_1 và φ_2 (Hình 10-7).



Hình 10-7

Trong tam giác O_1AO_2 , ta có:

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{\sin \varphi_2}{\sin(180^\circ - \varphi_2 - \varphi_1)} = \frac{\sin \varphi_2}{\sin(\varphi_2 + \varphi_1)}$$

$$\Rightarrow \operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{\lambda \sin \varphi_1}{1 - \lambda \cos \varphi_1} \Rightarrow \varphi_2 = \operatorname{arctg} \frac{\lambda \sin \varphi_1}{1 - \lambda \cos \varphi_1}$$

(10-6)

Đạo hàm biểu thức 10-6 theo φ_1 ta được:

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{\lambda(\cos \varphi_1 - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2} \quad (10-7)$$

$$\text{Vận tốc của đĩa 2: } \omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \Rightarrow \omega_2 = \omega_1 \frac{\lambda(\cos \varphi_1 - \lambda)}{1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2} \quad (10-8)$$

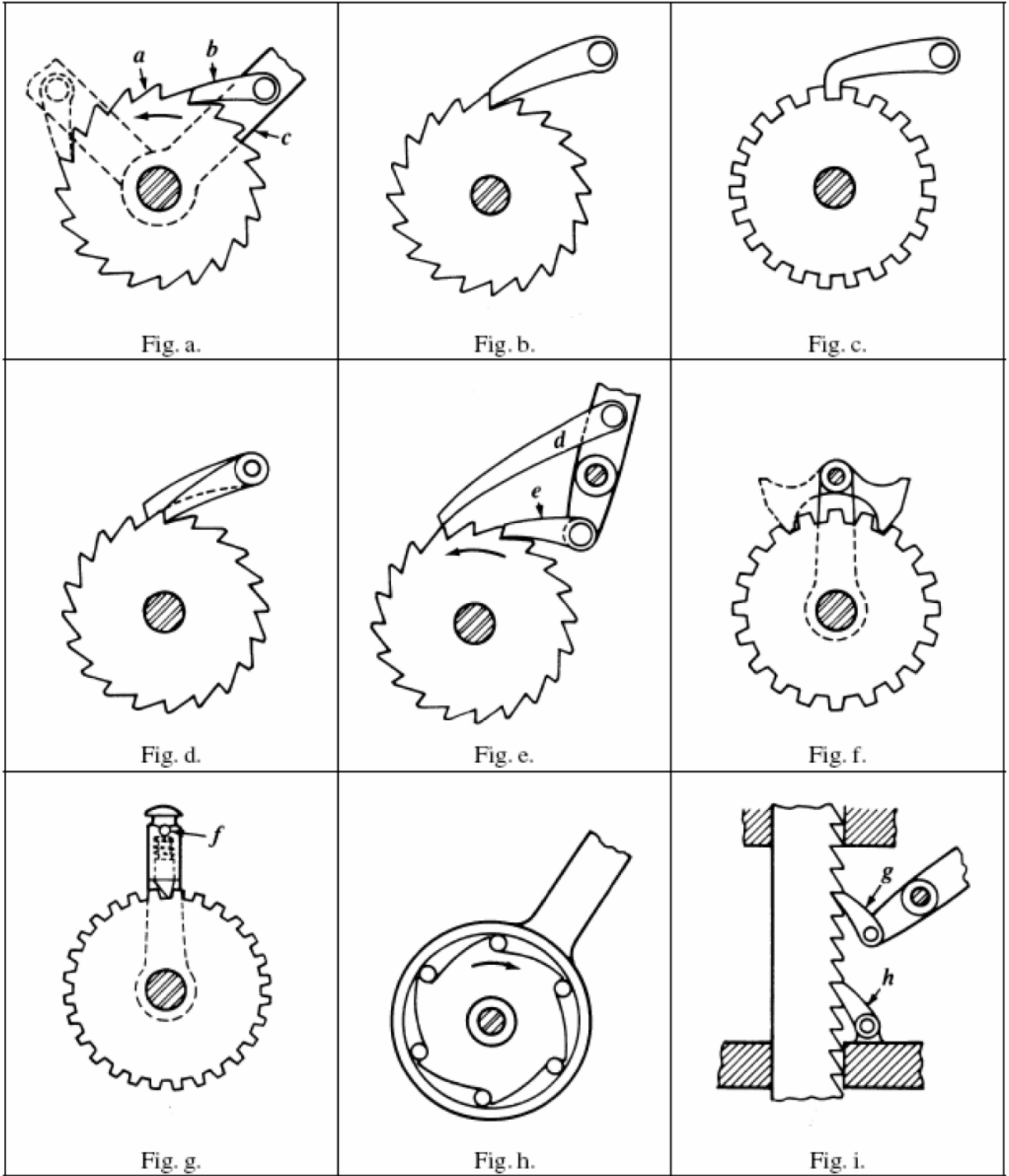
$$\text{Gia tốc của đĩa 2: } \varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{d\omega_1}{dt} \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} + \omega_1 \frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} \frac{d\varphi_1}{dt}$$

Nếu đĩa 1 quay đều ($\omega_1 = \text{const}$) thì:

$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 \frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} = \omega_1^2 \frac{\sin \varphi_1 (1 - \lambda^2)}{(1 - 2\lambda \cos \varphi_1 + \lambda^2)^2} \quad (10-9)$$

Các công thức 10-8 và 10-9 chứng tỏ khi đĩa 1 quay đều ($\omega_1 = \text{const}$) thì đĩa 2 quay không đều.

Phụ lục 10.3: một số dạng của cơ cấu bánh cóc



Hình 10-10