

Phần III. CÁC CƠ CẤU

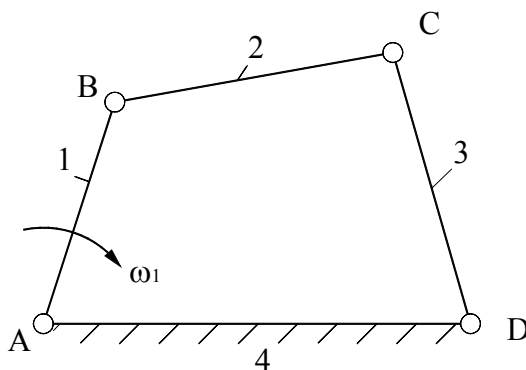
Chương 7: Cơ cấu nhiều thanh

1. ĐẠI CƯƠNG

- Trong các phần trước, để lấy ví dụ minh họa, ta đã gặp nhiều loại cơ cấu này, trong chương này sẽ nghiên cứu cơ cấu nhiều thanh một cách tổng quát.

- So với các loại cơ cấu khác, cơ cấu nhiều thanh có những đặc điểm sau: lâu mòn, tuổi thọ cao, khả năng truyền lực lớn; có cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo và lắp ráp; dễ dàng thay đổi kích thước động; khó thiết kế cơ cấu theo 1 quy luật chuyển động cho trước.

- Trong cơ cấu nhiều thanh, cơ cấu 4 khâu bản lề là cơ cấu thường gặp và điển hình nhất. Cơ cấu 4 khâu bản lề là cơ cấu gồm có 4 khâu nối với nhau bằng các khớp quay (còn gọi là khớp bản lề), lược đồ ở hình 7-1.



Hình 7-1: cơ cấu 4 khâu bản lề

Trong đó:

+ Khâu cố định gọi là giá: khâu 4.

+ Khâu đối diện khâu cố định gọi là thanh truyền có chuyển động song phẳng: khâu 2.

+ Hai khâu còn lại, nếu quay được toàn vòng gọi là tay quay, nếu không quay được toàn vòng gọi là cần lắc.

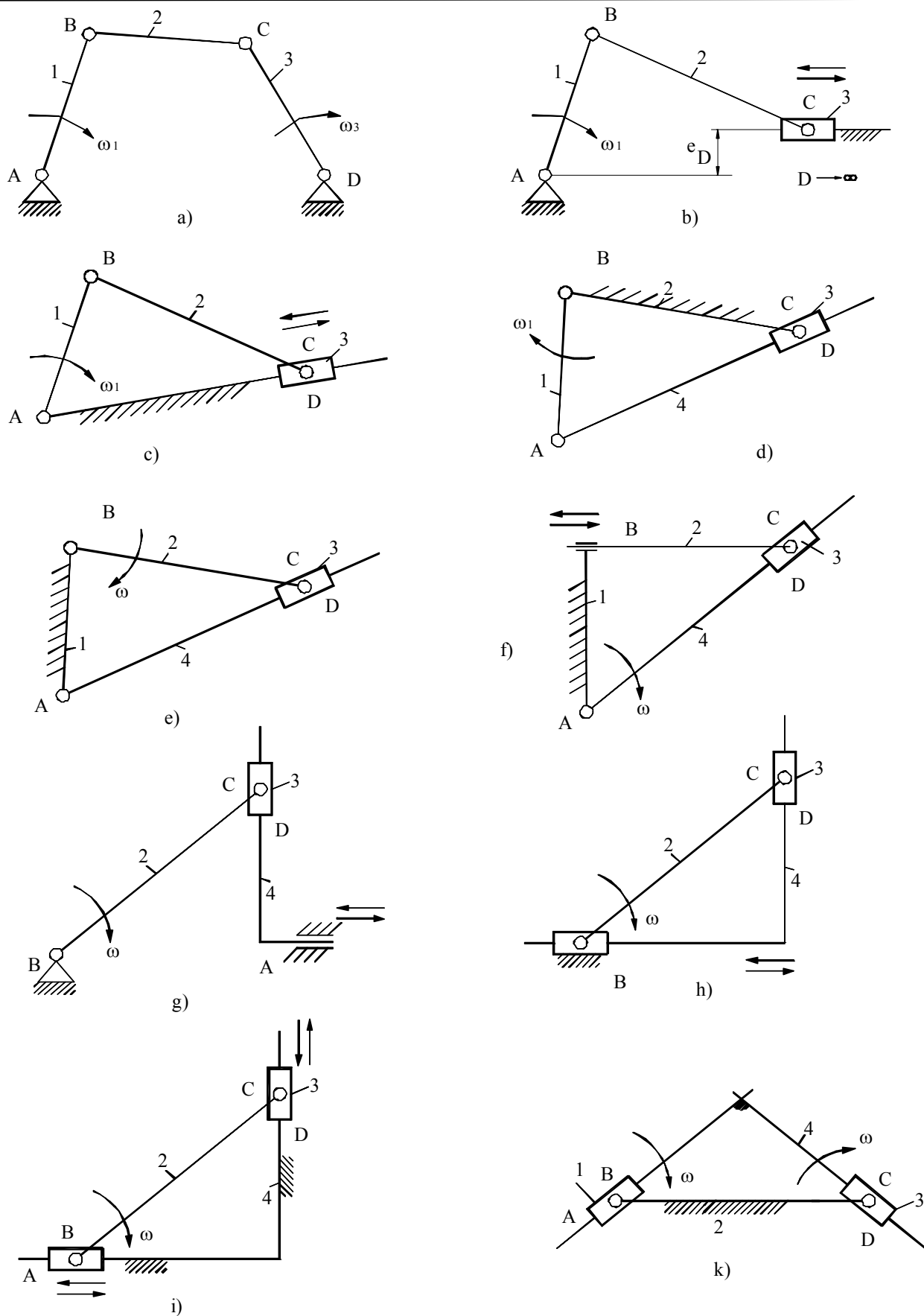
2. CÁC BIẾN THỂ TRONG CƠ CẤU BỐN KHẤU BẢN LỀ

2.1. Thay đổi kích thước động của khâu

Hình 7-2a là cơ cấu 4 khâu bản lề, cho chiều dài khâu 3 lớn vô cùng, điểm D lùi xa vô tận, chuyển động khâu 3 trở thành tịnh tiến theo phương trượt xx. nếu xx không đi qua tâm A, ta có cơ cấu tay quay – con trượt lệch tâm (H.7-2b), nếu xx đi qua tâm A, ta có cơ cấu tay quay – con trượt đúng tâm (H.7-2c).

2.2. Thay đổi khâu cố định

+ Ta biết rằng, chuyển động tương đối giữa các khâu không thay đổi khi đổi giá. Trên cơ cấu tay quay – con trượt chính tâm, nếu chọn khâu 2 làm giá, ta có cơ cấu xy-lanh quay (còn gọi là cơ cấu cu-lít lắc như ở H.7-2d) và nếu lấy khâu 1 làm giá, ta có cơ cấu cu-lít như H.7-2e.



Hình 7-2: các biến thể của cơ cấu 4 khâu bản lề

+ Từ cơ cấu cu-lít, nếu dịch tâm quay B ra xa vô cùng thì khâu 2 có chuyển động tịnh tiến, khớp quay B ở vô tận trở thành khớp tịnh tiến ở gần, ta nhận được *cơ cấu tính tang* (H.7-2f). Cũng từ cơ cấu cu-lít, nếu ta dịch tâm A ra xa vô cùng, ta có *cơ cấu tính sin* (H.7-2g), cơ cấu tính sin này cũng có thể biểu diễn bằng lược đồ như H.7-2h.

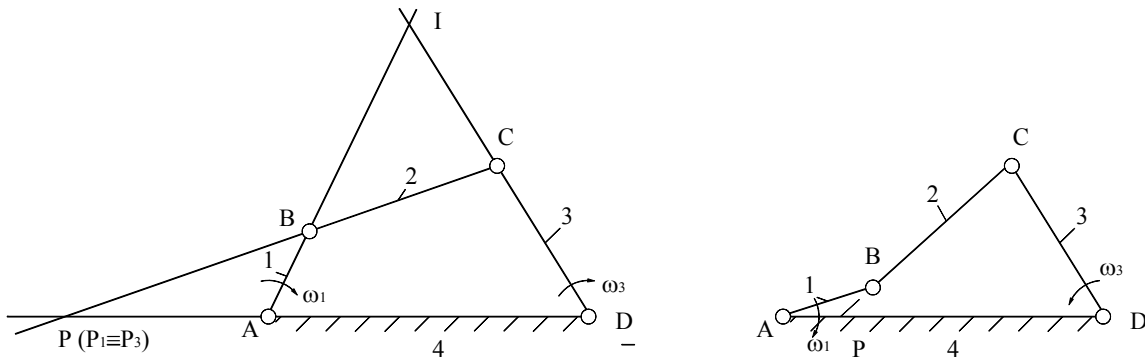
+ Từ hình 7-2h, nếu lấy khâu 4 làm giá, ta có *cơ cấu Ellip* (H.7-2i); nếu lấy khâu 2 làm giá, ta có *cơ cấu Ondam* (H.7-2k).

3. ĐẶC ĐIỂM ĐỘNG HỌC CỦA CƠ CẤU NHIỀU THANH

3.1. Tỷ số truyền

Cơ cấu 4 khâu bản lề ABCD trên hình 7-3a, biến chuyển động quay của khâu 1 với vận tốc góc ω_1 , thành chuyển động quay của khâu bị dẫn 3 với vận tốc góc ω_3 . Một thông số quan trọng đặc trưng cho cơ cấu là tỷ số truyền:

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} \quad (7-1)$$



Hình 7-3: tâm quay tức thời

a) Định lý Kennedy (1847 – 1928)

Trong chuyển động tương đối của khâu 3 so với khâu 1 (chọn khâu 1 làm giá), vận tốc điểm C và D luôn vuông góc với BC và AD. Vì vậy tức thời có thể xem chuyển động tương đối của khâu 3 so với khâu 1 là chuyển động quay quanh giao điểm P của BC và AD (H.7-3a). Tương tự ta cũng có tâm quay tức thời trong chuyển động tương đối của khâu 4 so với khâu 2 là giao điểm I của AB và CD.

Phát biểu định lý: Trong cơ cấu 4 khâu bản lề, tâm quay tức thời trong chuyển động tương đối giữa 2 khâu đối diện là giao điểm 2 đường tâm của 2 khâu còn lại.

b) Định lý Willis (1800 – 1875)

+ Theo khái niệm tâm quay tức thời, ta có điểm P_1 thuộc khâu 1 và điểm P_3 thuộc khâu 3 hiện đang trùng nhau tại P, thì $\vec{V}_{P_1} = \vec{V}_{P_3}$

Mà khâu 1 đang quay quanh A $\Rightarrow V_{P_1} = \omega_1 \cdot l_{PA}$

Khâu 3 đang quay quanh D $\Rightarrow V_{P_3} = \omega_3 \cdot l_{PD}$

$$\omega_1 \cdot l_{PA} = \omega_3 \cdot l_{PD} \Rightarrow i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{l_{PD}}{l_{PA}} = \frac{PD}{PA} \quad (7-2)$$

+ *Phát biểu định lý:* Trong cơ cấu 4 khâu bản lề, đường thanh truyền BC chia đường giá AD thành 2 đoạn tỷ lệ nghịch với vận tốc góc của 2 khâu nối giá.

+ ả hện xét:

➤ Khi làm việc, điểm P luôn thay đổi, mà $\omega_1 = \text{const}$ nên $\omega_3 \neq \text{const}$. ả ghĩa là cơ cấu biến 1 chuyển động quay đều thành 1 chuyển động quay không đều. ả hưng đặc biệt với cơ cấu

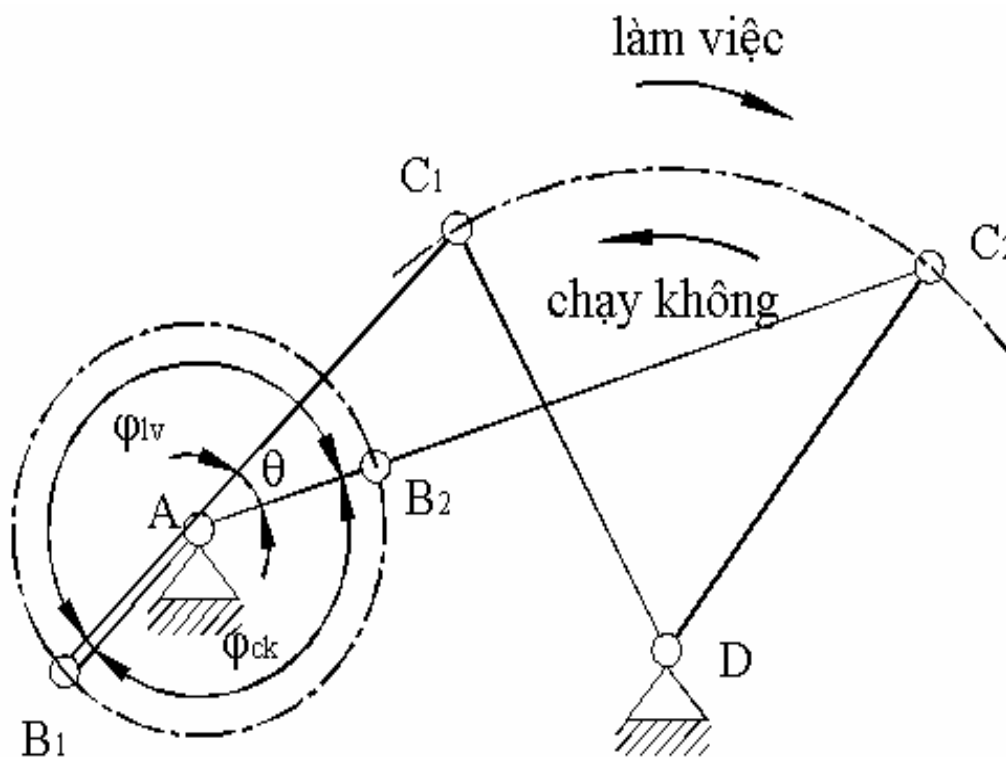
hình bình hành, (điểm P ở xa vô tận, lúc đó $i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{PD}{PA} = 1$) biến 1 chuyển động quay đều thành 1 chuyển động quay đều.

- Khi P nằm ngoài đoạn AD thì ω_1 và ω_3 cùng chiều nhau nên $i_{13} = \omega_1/\omega_3 > 0$.
- Khi P nằm trong đoạn AD (H.7-3b) thì ω_1 và ω_3 ngược chiều nhau nên $i_{13} = \omega_1/\omega_3 < 0$.
- Khi P \equiv A thì $i_{13} = PD/PA \approx PD/0 \rightarrow \infty$ nghĩa là $\omega_3 = 0$, khâu 3 dừng tức thời ở 2 vị trí (tay quay AB và thanh truyền BC duỗi thẳng ra hay gấp lại). Hai vị trí này của khâu 3 (cũng như vị trí của cơ cấu tại vị trí này), được gọi là vị trí biên hay vị trí chết.

3.2. Hệ số năng suất

Trong những cơ cấu mà khâu bị dẫn có chuyển động 2 chiều đi và về như trên hình 7-4, thông thường 1 chiều làm việc, 1 chiều chạy không. ả gười thiết kế phải đảm bảo cho thời gian chạy không càng ngắn càng tốt, để xét đến điều kiện này, người ta đưa ra một đại lượng gọi là hệ số năng suất (còn gọi là hệ số về nhanh, hệ số làm việc) và được định nghĩa là tỷ số giữa thời gian làm việc và thời gian chạy không trong 1 chu kỳ làm việc của máy.

$$k = t_{lv}/t_{ck} \quad (7-3)$$



Hình 7-4: mô tả cách xác định hệ số năng suất

ả ếu chọn chiều làm việc, chiều chạy không và chiều quay khâu dẫn ω_1 như hình vẽ thì góc quay khâu dẫn ứng với thời gian làm việc, thời gian chạy không là φ_{lv} , φ_{ck} .

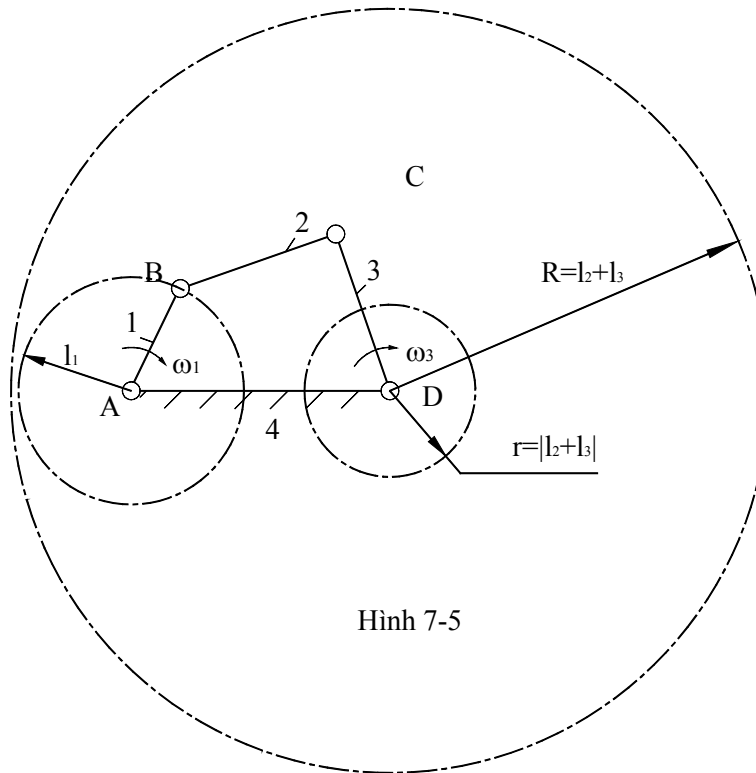
$$k = \frac{t_{lv}}{t_{ck}} = \frac{\varphi_{lv} / \omega_1}{\varphi_{ck} / \omega_1} = \frac{\varphi_{lv}}{\varphi_{ck}}$$

Gọi $\theta = \angle C_1AC_2$ là góc nhọn tạo bởi 2 vị trí của khâu dẫn ứng với 2 vị trí biên, ta có:

$$\varphi_{lv} = 180^\circ + \theta \text{ và } \varphi_{ck} = 180^\circ - \theta$$

$$\Rightarrow k = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \quad (7-4)$$

3.3. Điều kiện quay toàn vòng của khâu nối giá



Hình 7-5

Do yêu cầu làm việc, một khâu nối giá buộc phải quay toàn vòng hay không.

Giả sử ta tìm điều kiện để khâu 1 quay toàn vòng.

- Khâu 1 quay toàn vòng khi quỹ đạo của điểm B trên cơ cấu là cả vòng tròn. Điểm B trên cơ cấu là vị trí nối động giữa điểm B trên khâu 1 (B_1) và điểm B trên khâu 2 (B_2), như vậy điểm B trên cơ cấu đến vị trí nào thì điểm B_1 và B_2 phải đến được vị trí đó.

- Vì vậy ta tưởng tượng tháo khớp B, ta có:

+ Quỹ đạo điểm B_1 là vòng tròn tâm A, bán kính l_1 .

+ Quỹ đạo điểm B_2 quay quanh D và cách D xa nhất với bán kính $(l_2 + l_3)$, gần D nhất với bán kính $(l_2 - l_3)$, như vậy ta có thể nói rằng điểm B_2 chuyển động trong miền vành khăn tâm D với bán kính lớn $R = (l_2 + l_3)$, bán kính nhỏ $r = (l_2 - l_3)$, miền này gọi là miền với tới của điểm B_2 .

- Vậy để khâu 1 quay toàn vòng thì quỹ tích của điểm B_1 phải nằm trong miền với tới của điểm B_2 . Kích thước các khâu phải thỏa mãn:

$$\begin{cases} l_1 + l_4 \leq l_2 + l_3 \\ l_4 - l_1 \geq |l_2 - l_3| \end{cases} \quad (7-5)$$

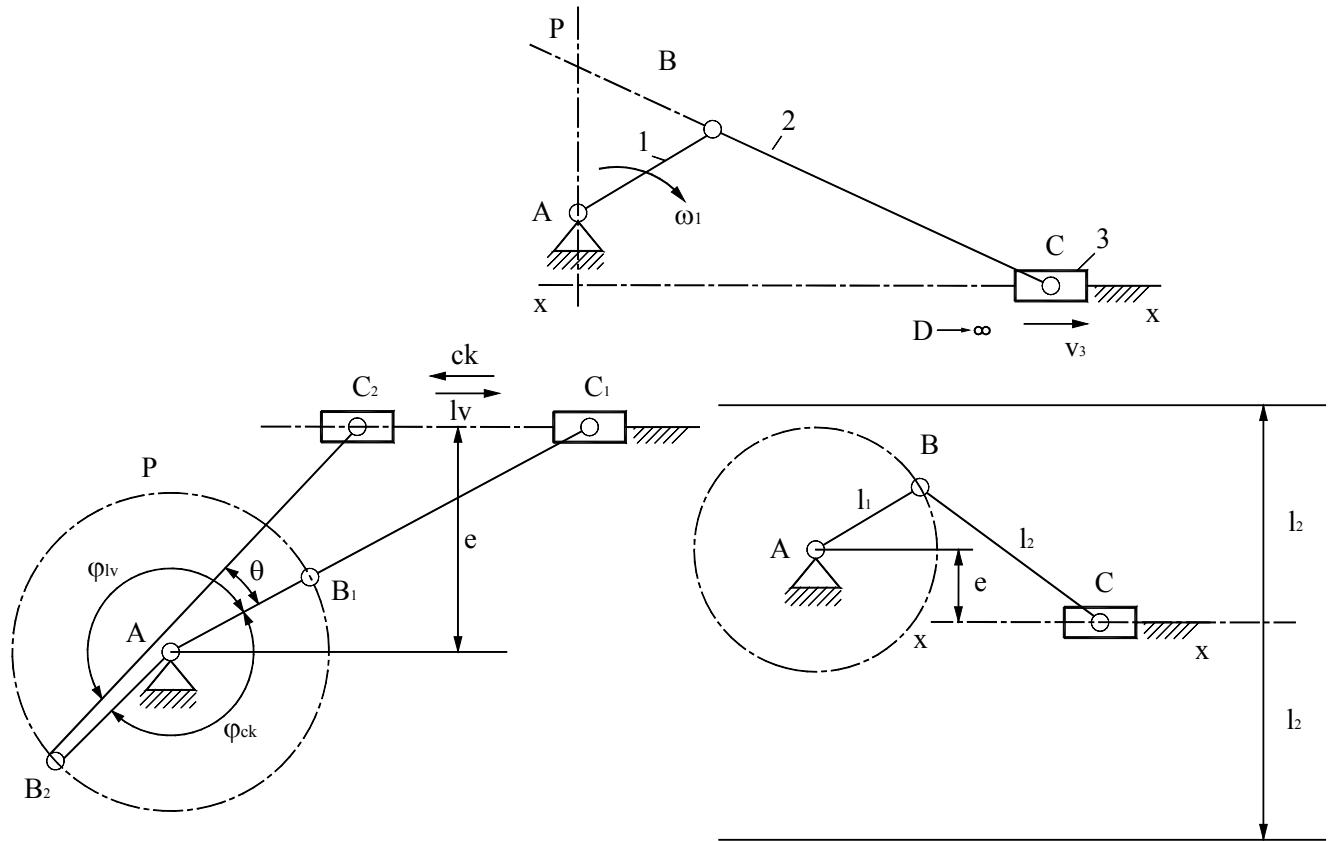
Lập luận tương tự như trên, ta có thể tưởng tượng tháo khớp C để tìm điều kiện quay toàn vòng của khâu 3.

Một cách tổng quát, có thể phát biểu điều kiện quay toàn vòng theo định lý sau: *Một khâu nối giá quay toàn vòng khi và chỉ khi quỹ tích của 1 điểm trên khâu nối giá nằm trong miền với tới của điểm trên thanh truyền nối với điểm đó.*

Định lý này hoàn toàn đúng cho cả cơ cấu không gian và cả cơ cấu có nhiều bậc tự do.

4. ĐẶC ĐIỂM ĐỘNG HỌC CỦA CÁC BIẾN THỂ THƯỜNG GẶP

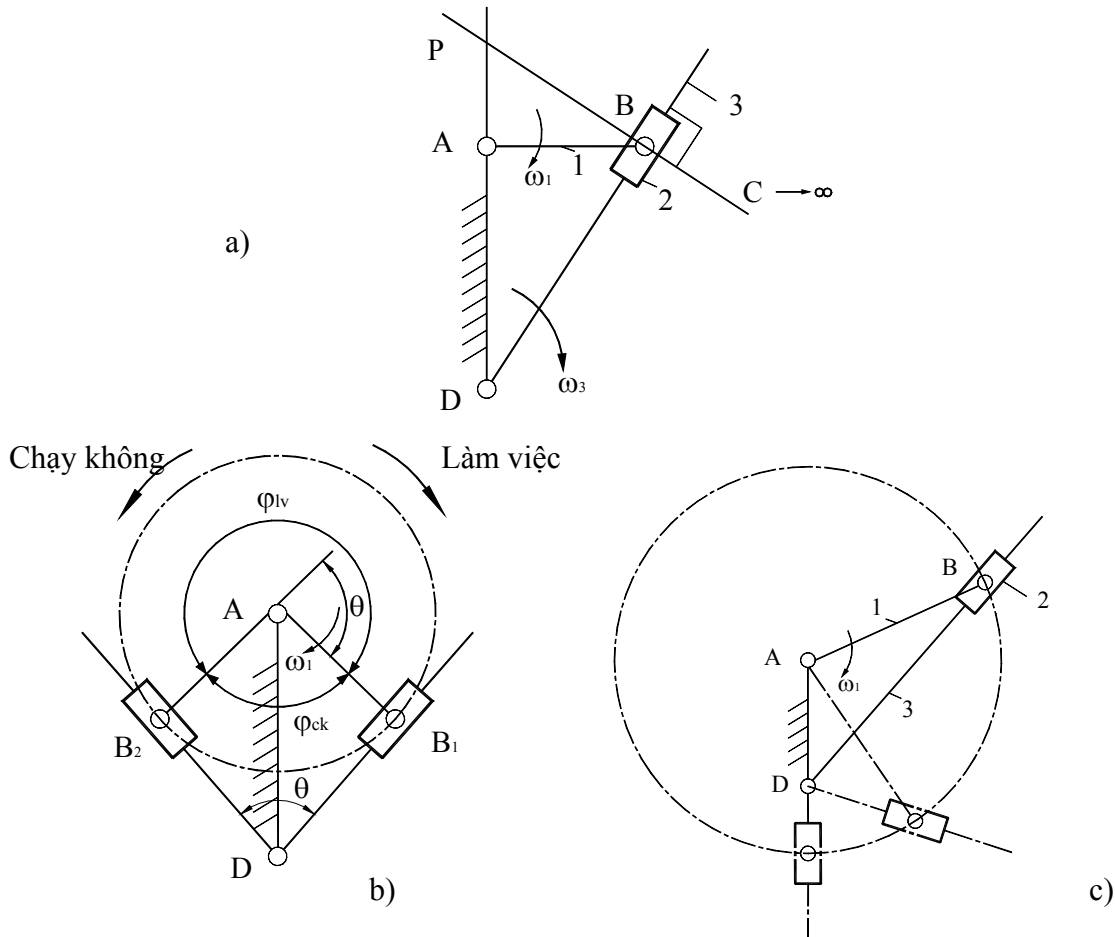
4.1. Cơ cấu tay quay – con trượt



Hình 7-6: mô tả đặc điểm động học cơ cấu tay quay-con trượt

- Quan hệ động học: (H.7-6a)
 - + Đặc điểm cấu tạo: tâm quay D ở xa vô tận nên đường giá AD là đường thẳng đi qua A và vuông góc với phương trượt xx của khâu 3. Tâm vận tốc tức thời là P.
 - + Quan hệ động học: $\omega_1 \cdot l_{PA} = V_C$ (7-6)
- Hệ số năng suất: (H.7-6b)
 - + Hành trình làm việc của khâu 3 là: $H_C = l_{C1C2}$; nếu là cơ cấu tay quay – con trượt chính tâm thì $H_C = 2 \cdot l_{AB}$.
 - + Các góc làm việc và chạy không được thể hiện ở hình vẽ.
- Điều kiện quay toàn vòng: (H.7-6c)
 - + Đặc điểm: l_{CD} lớn vô cùng nên miền vành khăn của cơ cấu 4 khâu bản lề trở thành một dãy của mặt phẳng giới hạn bởi hai đường thẳng song song và cách phương trượt xx một đoạn bằng l_2 .
 - + Điều kiện quay toàn vòng: $l_1 + e \leq l_2$. (7-7)

4.2. Cơ cấu cu-lít



Hình 7-7: mô tả đặc điểm động học cơ cấu cu-lít

- Quan hệ động học: (H.7-7a)

+ Đặc điểm cấu tạo: Đường thanh truyền BC là đường thẳng đi qua B và vuông góc với BD vì tâm quay C xa vô tận. Tâm vận tốc tức thời là P.

$$+ \text{Quan hệ động học: } \omega_1 \cdot l_{PA} = \omega_3 \cdot l_{PD} \quad (7-8)$$

- Hệ số năng suất: (H.7-7b)

+ Hai vị trí biên của cơ cấu là vị trí tay quay OA vuông góc với cu-lít 3 vì thế góc lắc của cu-lít bằng với góc θ .

+ Các góc làm việc và chạy không được thể hiện ở hình vẽ.

- Điều kiện quay toàn vòng: (H.7-7c)

+ Đặc điểm: Tưởng tượng tháo khớp B, miền với của B2 là cả mặt phẳng. như vậy ở cơ cấu cu-lít, khâu đối diện với cu-lít (khâu 1) bao giờ cũng quay được toàn vòng.

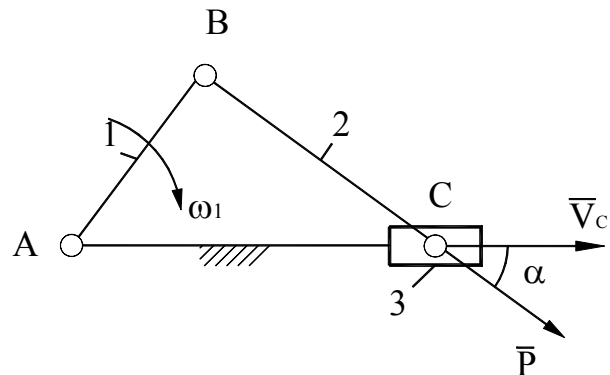
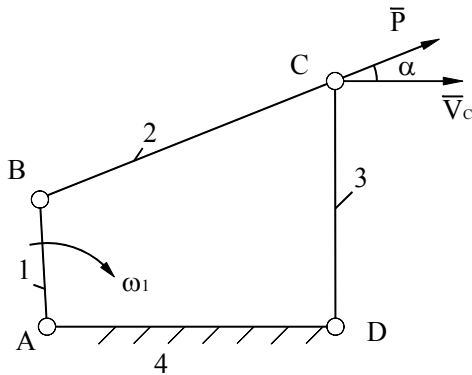
+ Cu-lít 3 quay được toàn vòng khi điểm B trên cơ cấu đến được vị trí trên phương AD về phía D như hình vẽ, nghĩa là khâu 3 quay toàn vòng khi:

$$l_{AB} \geq l_{AD} \quad (7-9)$$

5. GÓC ÁP LỰC

Để giải các chỉ tiêu động học nêu trên, về phương diện động lực học, một chỉ tiêu quan trọng trong cơ cấu phẳng toàn khớp thấp là góc áp lực. *Góc áp lực là góc hợp bởi vector lực tác dụng và vector vận tốc của điểm đặt lực.*

Ở cơ cấu 4 khâu bản lề, tay quay – con trượt... nếu bỏ qua trọng lượng của các khâu và ma sát ở các khớp thì lực \bar{P} truyền từ khâu dẫn sang khâu bị dẫn nằm dọc theo thanh truyền (H.7-8). Góc α được gọi là góc áp lực.



Hình 7-8

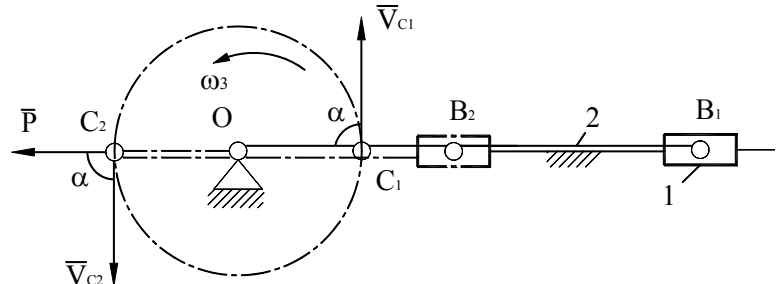
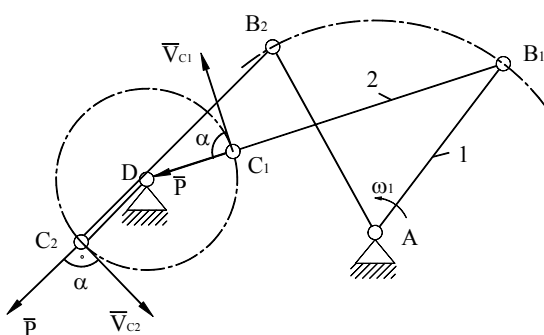
Ý nghĩa của góc áp lực:

+ Ta biết công suất của lực tác dụng \bar{P} là:

$$\dot{a}_P = \bar{P} \cdot \bar{V} = P \cdot V_C \cdot \cos \alpha \quad (7-10)$$

Ảnh hưởng của góc α phản ánh tác dụng gây ra chuyển động của lực \bar{P} . Góc α càng lớn thì \dot{a}_P càng nhỏ. Khi $\alpha = 90^\circ$ thì $\dot{a}_P = 0$. Vì thế khi thiết kế phải đảm bảo sao cho góc áp lực α nhỏ hơn 1 giá trị nhất định và cố gắng α càng nhỏ càng tốt.

+ Trong quá trình chuyển động, khó tránh khỏi cơ cấu ở vị trí có $\alpha = 90^\circ$, ví dụ cơ cấu 4 khâu bản lề (H.7-9a), cơ cấu tay quay con trượt (H.7-9b), với khâu 1 là khâu dẫn ở vị trí tay quay đuỗi thẳng ra hay gập lại, trong trường hợp này lực tác dụng từ khâu dẫn sang khâu bị dẫn không có tác dụng làm cho khâu bị dẫn chuyển động (đây chính là vị trí biên), cơ cấu tiếp tục chuyển động được là nhờ quán tính và khi qua khỏi vị trí này thì $\alpha \neq 90^\circ$ và lực tác dụng lại gây ra chuyển động.



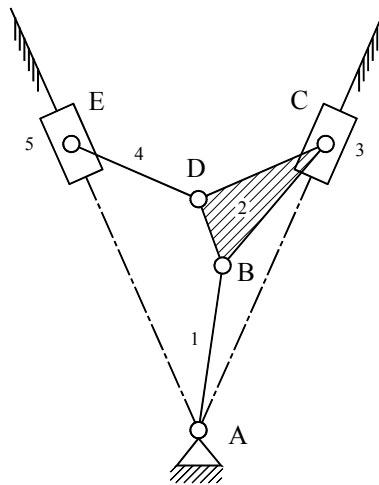
Hình 7-9: mô tả vị trí biên

6. MỘT SỐ ỨNG DỤNG CỦA CƠ CẤU NHIỀU THANH

Cơ cấu nhiều thanh được ứng dụng rộng rãi trong kỹ thuật. Sau đây là một số ví dụ:

- **Cơ cấu động cơ 2 xy lanh kiểu chữ V** (H.7-10), biến chuyển động tịnh tiến của 2 piston 3 và 5 thành chuyển động quay của khâu 1 quanh A. Cũng ở cơ cấu này nếu dùng để

biến chuyển động tịnh tiến của khâu 3 thành chuyển động quay của khâu 1 (làm nhiệm vụ của động cơ nổ) rồi biến chuyển động quay của khâu 1 thành chuyển động tịnh tiến của khâu 5 (làm nhiệm vụ như bơm piston); trong trường hợp này ta có động cơ nén khí.

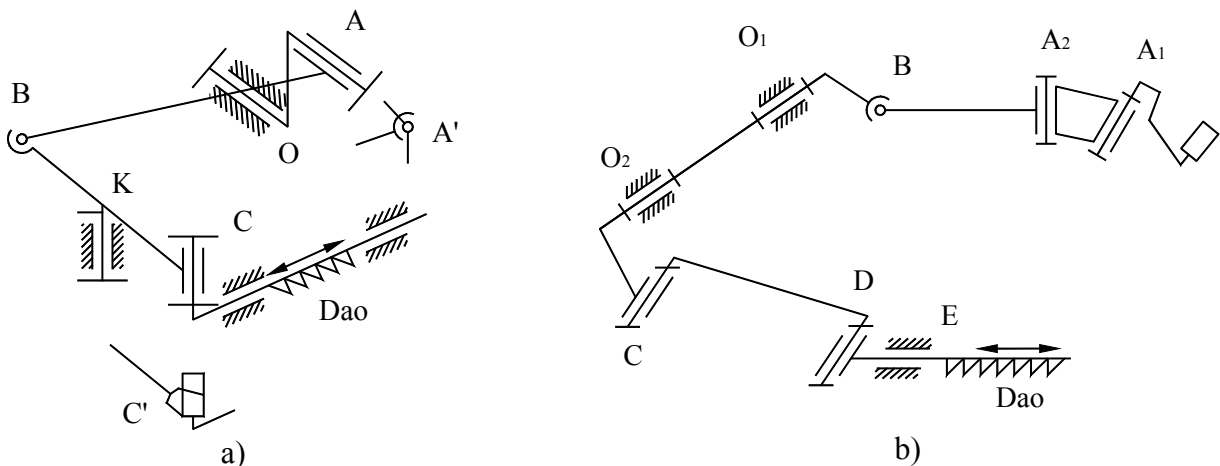


Hình 7-10: cơ cấu động cơ 2 xy lanh, kiểu chữ V

- Cơ cấu thanh không gian trong máy nông nghiệp.

Trong máy nông nghiệp, đặc biệt là trong các máy thu hoạch, thường gặp cơ cấu thanh không gian, phần lớn các cơ cấu này là các cơ cấu không gian 4 khâu kết hợp với một chuỗi động phẳng. Trên hình 7-11a là sơ đồ động của cơ cấu thực OABKC dùng để dẫn động cho dao trên máy gặt đập liên hợp C.4. Ở đây cần lưu ý rằng do đặc điểm của máy nông nghiệp nên các khâu có tốc độ làm việc thấp và không đòi hỏi phải có độ chính xác chuyển động cao. Vì vậy chuyển động không gian tương đối của các khâu trong phạm vi nhỏ có thể thực hiện nhờ khe hở ở khớp động và độ đàn hồi của các khâu. Ắt hẳn đó mà kết cấu của các khớp động và các khâu trong cơ cấu sẽ rất đơn giản. Ví dụ ở sơ đồ trên, nhờ khe hở ở các khớp A và C nên nó bảo đảm cho các khâu có chuyển động không gian tương đối với chuyển vị nhỏ. Thực ra để có thể hình dung đúng chuyển động của các khâu trong cơ cấu, các khớp này phải được thay thế bằng các khớp cầu A' và cu-lít C'.

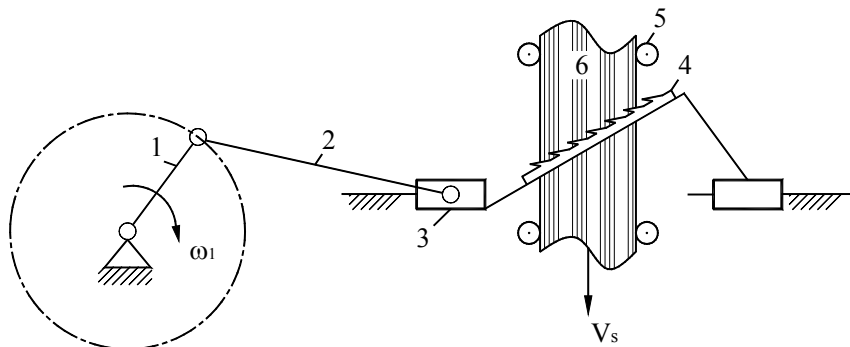
Hình 7-11b là sơ đồ động của cơ cấu thanh không gian $OA_1A_2BO_1O_2CDE$ có trục lắc BO_1O_2C để dẫn động cho dao trong máy cắt cỏ KH.1.4.



Hình 7-11: lược đồ động của dao cắt

- Cơ cấu máy cưa sọc (H.7-12)

Đây là cơ cấu 4 khâu phẳng, dạng tay quay – con trượt. Tay quay 1 dẫn động cho con trượt 3 chuyển động tịnh tiến theo phương đứng. Con trượt 3 mang khung cưa và lưỡi cưa 4. Cây gỗ cần cưa 6 được con lăn 5 đẩy vào. Hành trình làm việc là hành trình lưỡi cưa chuyển động từ trên xuống.



Hình 7-12: lược đồ động máy cưa sọc

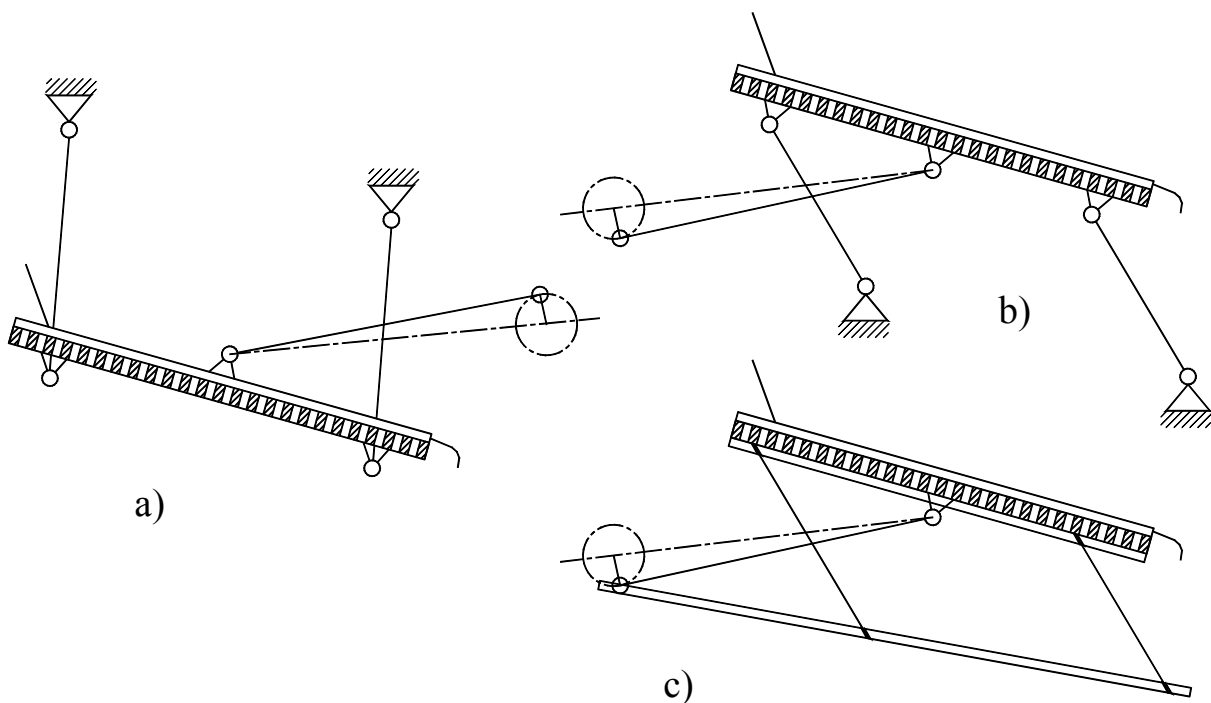
- Cơ cấu máy sàng lắc phẳng (H.7-13)

Đây là dạng cơ cấu 4 khâu bản lề phẳng.

+ Hình 7-13a là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt nghiêng trên các thanh đỡ treo.

+ Hình 7-13b là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt nghiêng trên các thanh đỡ đứng.

+ Hình 7-13c là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt ngang trên các thanh đỡ đàn hồi.



Hình 7-13: lược đồ động máy sàng lắc

Chương 8: Cơ cấu cam

1. ĐẠI CƯƠNG

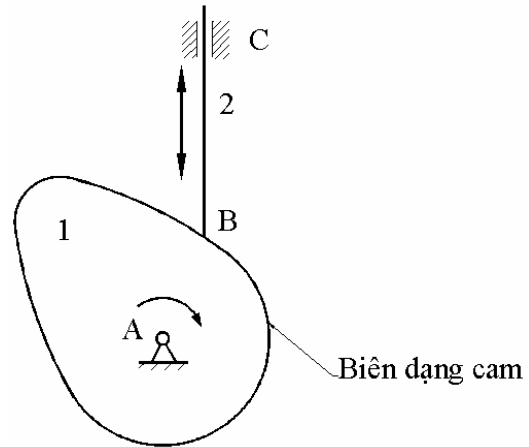
1.1. Khái niệm về cơ cấu cam

Cơ cấu cam là cơ cấu khớp loại cao, có khả năng thực hiện được những chuyển động có chu kỳ phức tạp của khâu bị dẫn với độ chính xác cao.

Khâu dẫn của cơ cấu được gọi là cam, còn khâu bị dẫn được gọi là cần (H.8-1).

+ O_1B là kích thước động của khâu 1, O_1B thay đổi trong quá trình làm việc.

+ Khớp cao giữa khâu 1 và khâu 2 là B.



Hình 8-1: Cơ cấu cam

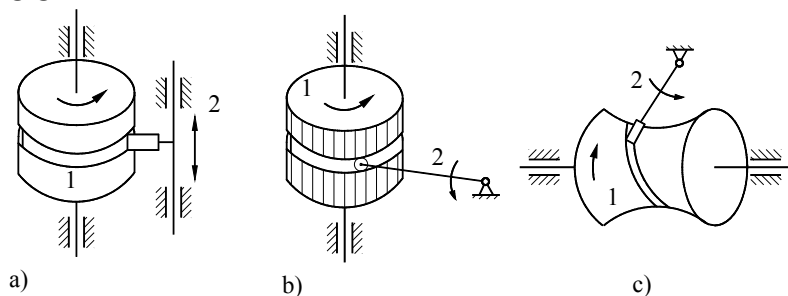
1.2. Ưu nhược điểm

- Ưu điểm: Chọn biên hình cam (thiết kế cơ cấu cam) theo một quy luật chuyển động cho trước (của cần) thì dễ dàng.

- Nhược điểm: Có khớp cao B tiếp xúc theo điểm hay theo đường, dẫn đến hao mòn nhanh ở bề mặt làm việc; có khuynh hướng tháo khớp; khó khăn trong việc chế tạo chính xác bề mặt làm việc của cam.

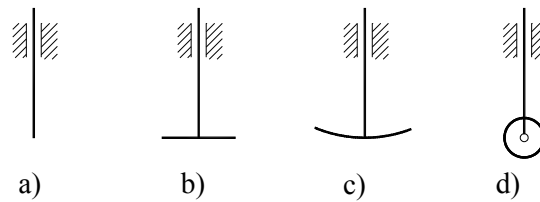
1.3. Phân loại

Theo mặt phẳng chuyển động của cam và cần, ta có cam phẳng và cam không gian. Ở đây mặt phẳng chuyển động của cam trùng hay song song với mặt phẳng chuyển động của cần đẩy, ta có cam phẳng; nếu mặt phẳng chuyển động của cam cắt mặt phẳng chuyển động của cần đẩy ta có cam không gian.



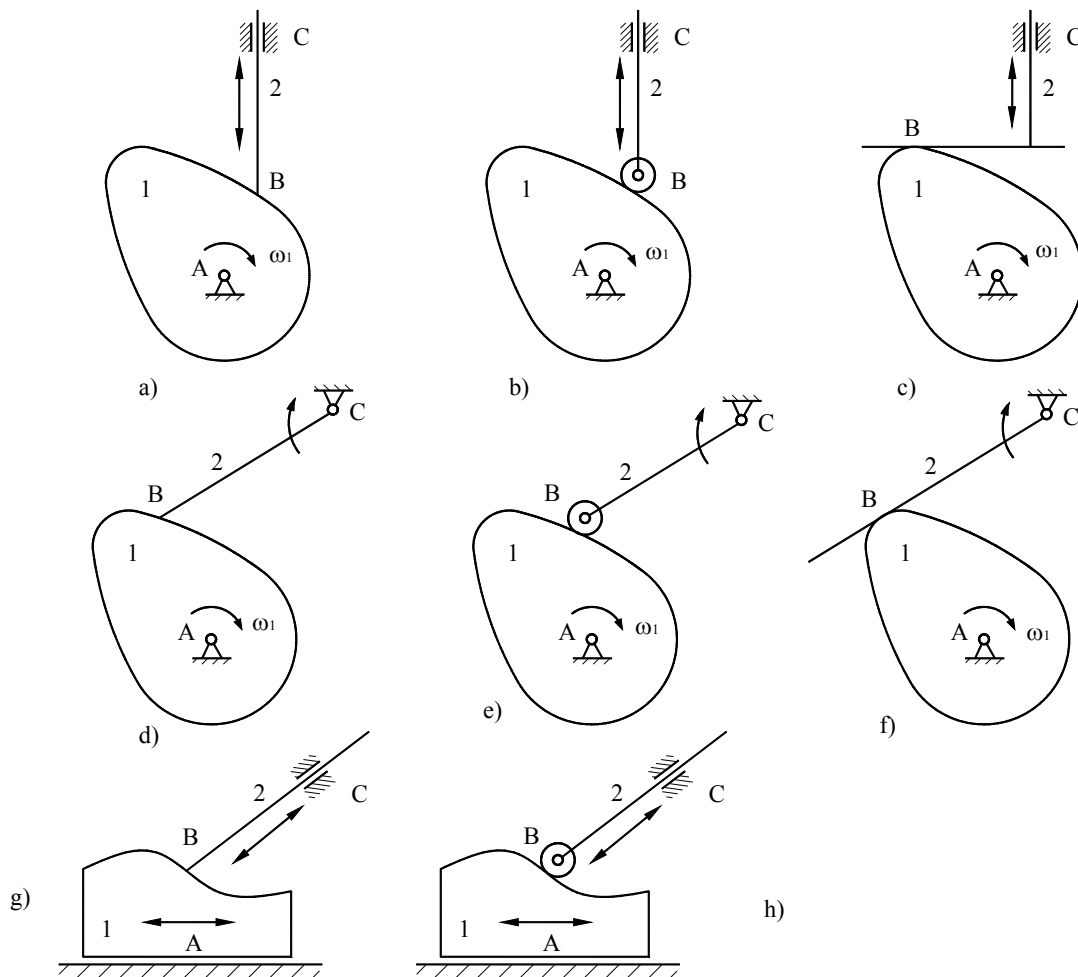
Hình 8-2: Cam không gian (cam thùng). 1: Cam; 2: Cần.

Theo hình dạng đầu cần ta có các loại: cần đầu nhọn (H.8-3a), cần đầu bằng (H.8-3b), cần đầu cong (H.8-3c), cần đầu con lăn (H.8-3d).



Hình 8-3: Hình dạng đầu cần

Theo chuyển động của cần: Cam cần tịnh tiến (H.8-4a,b,c,g,h) và cam cần lắc (quay) (H.8-4d,e,f).



Hình 8-4

2. CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA CƠ CẤU CAM

2.1. Thông số hình học của cam

- Bán kính vector lớn nhất R_{\max} và bán kính vector nhỏ nhất R_{\min} của biên dạng cam.
- Các góc công nghệ: là góc được xác định trên biên dạng cam ứng với các cung làm việc khác nhau của biên dạng này. Để cần chuyển động qua lại và có lúc dừng thì trên biên dạng cam phải có 4 góc công nghệ:
 - + Góc công nghệ đi xa γ_d : ứng với giai đoạn cần đi xa tâm cam.
 - + Góc công nghệ đứng xa γ_x : ứng với giai đoạn cần đứng yên ở vị trí xa tâm cam nhất.

+ Góc công nghệ về gần γ_v : ứng với giai đoạn cần về gần tâm cam.

+ Góc công nghệ đứng gần γ_g : ứng với giai đoạn cần đứng yên ở vị trí gần tâm cam nhất.

Để cần chuyển động qua lại, tối thiểu trên biên dạng cam phải có 2 góc γ_d, γ_v .

2.2. Thông số động học của cơ cấu cam

- Đối với cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu nhọn (H.8-4a):

+ Độ lệch tâm $e = AH$, trong đó H là chân của đường vuông góc hạ từ tâm cam A đến phương trượt BC của cần.

+ Khi $e = 0$ tức là khi phương trượt BC đi qua tâm A, ta có cơ cấu cam cần tịnh tiến chính tâm.

- Đối với cam cần lắc đầu nhọn (H8-4d):

+ Khoảng cách tâm cam – tâm cần l_{AC} .

+ Chiều dài cần l_{BC} (chiều dài đoạn thẳng nối tâm cần và đầu nhọn của cần).

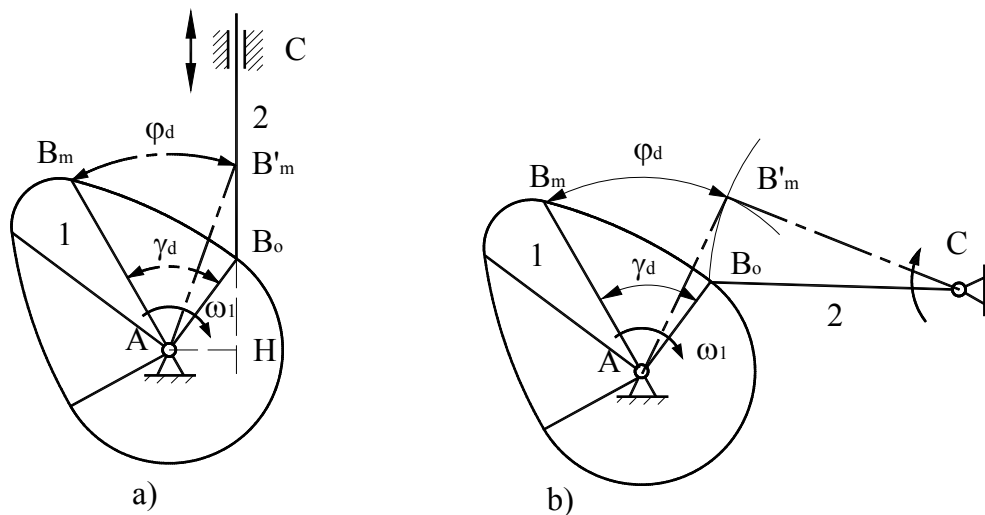
- Các góc định kỳ là góc quay của cam ứng với các giai đoạn chuyển động khác nhau của cần.

+ Góc định kỳ đi xa φ_d : ứng với giai đoạn cần đi xa tâm cam.

+ Góc định kỳ đứng xa φ_x : ứng với giai đoạn cần đứng yên ở vị trí xa tâm cam nhất.

+ Góc định kỳ về gần φ_v : ứng với giai đoạn cần về gần tâm cam.

+ Góc định kỳ đứng gần φ_g : ứng với giai đoạn cần đứng yên ở vị trí gần tâm cam nhất.



Hình 8-5: Góc công nghệ và góc định kỳ trên cơ cấu cam

Ồi chung các góc công nghệ và các góc định kỳ tương ứng không bằng nhau:

$$\gamma_d \neq \varphi_d; \quad \gamma_v \neq \varphi_v$$

Đối với cam cần tịnh tiến đầu nhọn, để góc công nghệ và góc định kỳ bằng nhau, thì phương trượt BC đi qua tâm cam A, tức là ứng với cơ cấu cam cần tịnh tiến chính tâm. Còn đối với cam cần lắc đầu nhọn, phải có điều kiện: 3 điểm A, B_o, B'_m thẳng hàng.

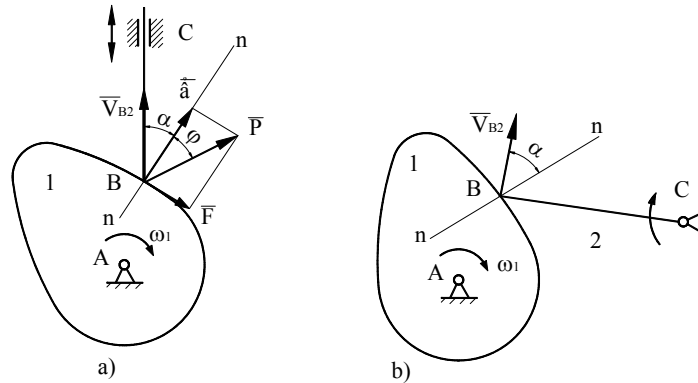
2.3. Thông số lực học của cơ cấu cam

- Góc áp lực đầu cần là góc hợp bởi pháp tuyến Bn của biên dạng cam tại điểm tiếp xúc giữa cam và cần với vận tốc \overline{V}_{B2} của đầu cần B tại vị trí này: $\alpha = (Bn, \overline{V}_{B2})$ (H.8-6). Góc áp lực đầu cần nói chung biến thiên theo vị trí tiếp xúc B giữa cam và cần.

- Góc áp lực đầu cần đặc trưng cho khả năng truyền lực của cơ cấu cam. Thật vậy, xét cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu nhọn trên H.8-6a. Gọi \vec{N} và \vec{F} lần lượt là áp lực và lực ma sát từ cam tác dụng lên cần, và $\vec{P} = \vec{N} + \vec{F}$ thì công suất truyền từ cam sang cần là :

$$W = P \cdot V_{B2} \cdot \cos(\alpha + \varphi) \quad (8-1)$$

với φ là góc ma sát giữa cam và cần. Khi góc áp lực α càng bé, công suất truyền động càng lớn, hay nói khác đi hiệu quả của lực đẩy \vec{P} càng lớn.



Hình 8-6: Góc áp lực trên cơ cấu cam

3. PHÂN TÍCH ĐỘNG HỌC CƠ CẤU CAM.

Âi dung: xác định quy luật chuyển động của cần (vị trí, vận tốc, gia tốc) khi biết quy luật chuyển động của cam và biên hình cam, vị trí tâm quay của cam ứng với cần.

Phương pháp: dùng phương pháp đồ thị động học.

3.1. Cam cần đầu nhọn.

a. Cam cần tịnh tiến đầu nhọn.

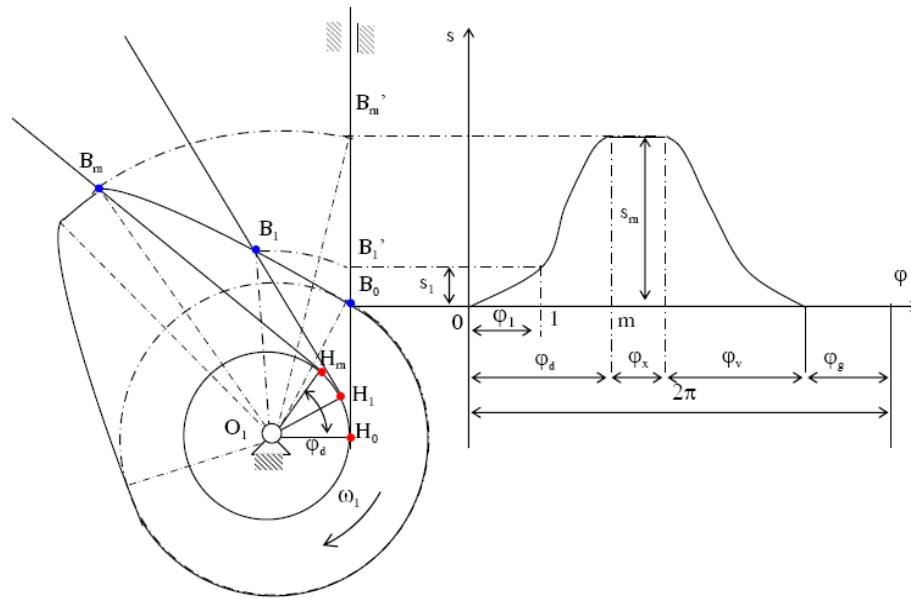
Chuyển vị của cần được xác định từ vị trí thấp nhất B_0 của cần đến vị trí đang xét. Đồ thị chuyển vị của cần biểu thị liên hệ giữa chuyển vị s và góc quay φ của cam.

Lập đồ thị chuyển vị: có thể dùng hai phương pháp.

❖ Phương pháp trực tiếp:

Chọn điểm B_1 bất kỳ trên biên dạng cam. Sẽ tìm cách xác định chuyển vị s_1 và góc quay của cam φ_1 tương ứng, khi điểm B_1 đến tiếp xúc với cần.

Vì điểm B_1 thuộc cam, nên khi chuyển động, quỹ đạo của B_1 là vòng tròn tâm O, bán kính OB_1 . Giao điểm B'_1 của vòng tròn này và phương tịnh tiến của đầu cần chính là vị trí của điểm B_1 khi đến tiếp xúc với cần. Ảnh hưởng cam đã quay góc $B_1OB'_1 = \varphi_1$, cần tịnh tiến một khoảng $B_0B'_1 = s_1$. Đưa 2 giá trị này lên hệ trục tọa độ $s\varphi$ (sau khi đã chọn tỉ lệ xích của từng trục tọa độ tương ứng) sẽ nhận được 1 điểm của đồ thị chuyển vị. Lập lại quá trình xác định như trên cho nhiều điểm B_i ($i = 1, 2, \dots, n$) nằm trên biên dạng cam, sẽ được n điểm trên hệ trục tọa độ $s\varphi$. Ảnh hưởng các điểm này thành một đường cong liên tục, sẽ được đồ thị chuyển vị của cần.



Hình 8-7: mô tả cách vẽ đồ thị chuyển vị (cần tịnh tiến)

❖ Phương pháp đổi chuyển động:

Phương pháp trực tiếp có nhược điểm là các khoảng chia trên trục hoành sẽ không đều nhau, để khắc phục ta dùng phương pháp đổi chuyển động. Trong phương pháp này, sẽ chọn góc φ_1 trước, sau đó sẽ tìm chuyển vị s_1 tương ứng. Vẽ vòng tròn tâm sai (tâm O, bán kính e) tiếp xúc với phương tịnh tiến của đầu cần tại A_0 . Từ B_1 vẽ tiếp tuyến B_1A_1 với vòng tròn tâm sai.

Hai tam giác vuông B_1OA_1 và B'_1OA_0 bằng nhau

$$\Rightarrow B_1OA_1 = B'_1OA_0 \Rightarrow B_1OB'_1 = A_1OA_0 = \varphi_1$$

Từ những nhận xét trên, nếu chọn trước φ_1 , có thể vẽ được góc A_1OA_0 , nghĩa là có thể xác định điểm A_1 . Từ điểm A_1 vẽ tiếp tuyến với vòng tròn tâm sai. Tiếp tuyến này cắt biên bạng cam tại điểm B_1 . Dùng phương pháp trực tiếp như đã trình bày ở trên, sẽ xác định được s_1 tương ứng với φ_1 chọn trước.

Vì góc φ_1 chọn trước, nên sẽ chọn các góc có trong các loại ê-ke và chọn sao cho các khoảng chia trên trục hoành bằng nhau. Vì vậy việc vẽ đồ thị chuyển vị sẽ dễ dàng hơn.

Thực chất phương pháp đổi chuyển động là ta xét chuyển động tương đối của cần đối với cam (cam cố định), cần sẽ vừa tịnh tiến vừa quay quanh tâm O theo chiều ngược với chiều quay của cam.

Bằng phương pháp trên có thể xác định chuyển vị s_i của cần, ứng với góc quay φ_i của cam ($i = 1, 2, \dots, n$) với n là số vị trí cần xét trong một vòng quay của cam ($n = 6, 8, 12, 32, \dots$).

Quá trình chuyển động của cần, nói chung gồm 4 giai đoạn: cần đi xa (ứng với góc φ_d); cần đứng ở xa (φ_x); cần về gần (φ_v); và cần đứng ở gần (φ_g). Các góc $\varphi_d, \varphi_x, \varphi_v, \varphi_g$ là các góc định kỳ của cơ cấu cam, dĩ nhiên: $\varphi_d + \varphi_x + \varphi_v + \varphi_g = 2\pi$.

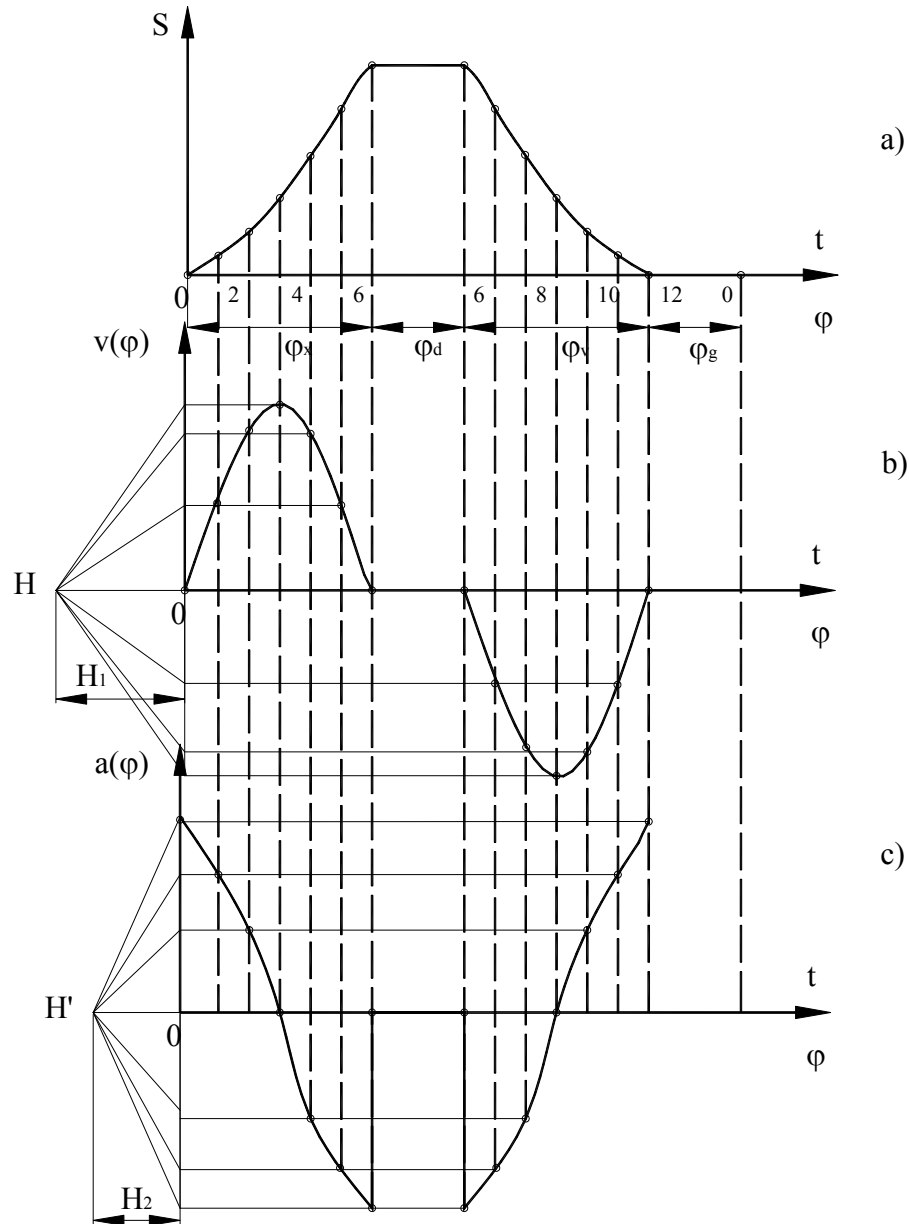
Đồ thị chuyển vị, vận tốc, gia tốc của cần được biểu thị ở H.8-8. Trong đó hàm $v(\varphi) = ds/d\varphi$ nhận được dưới dạng đồ thị bằng cách vi phân đồ thị $s(\varphi)$, và

$$v(t) = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = v(\varphi) \cdot \omega_1 \quad (8-2)$$

Đồ thị gia tốc $a(\varphi)$ có thể tìm được nhờ vì phân đồ thị $v(\varphi)$, và

$$a(t) = \frac{d^2 s}{dt^2} = \frac{dv(t)}{dt} = \left(\frac{dv(\varphi)}{dt} \cdot \omega_1 + v(\varphi) \cdot \frac{d\omega_1}{dt} \right)$$

$$\omega_1 = \text{const} \Rightarrow a(t) = \omega_1 \cdot \frac{dv(\varphi)}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = a(\varphi) \cdot \omega_1^2 \quad (8-3)$$



Hình 8-8: mô tả cách vẽ đồ thị chuyển vị-vận tốc-gia tốc (cần tịnh tiến)

b. Cam cần quay đầu nhọn.

Chuyển vị của cần:

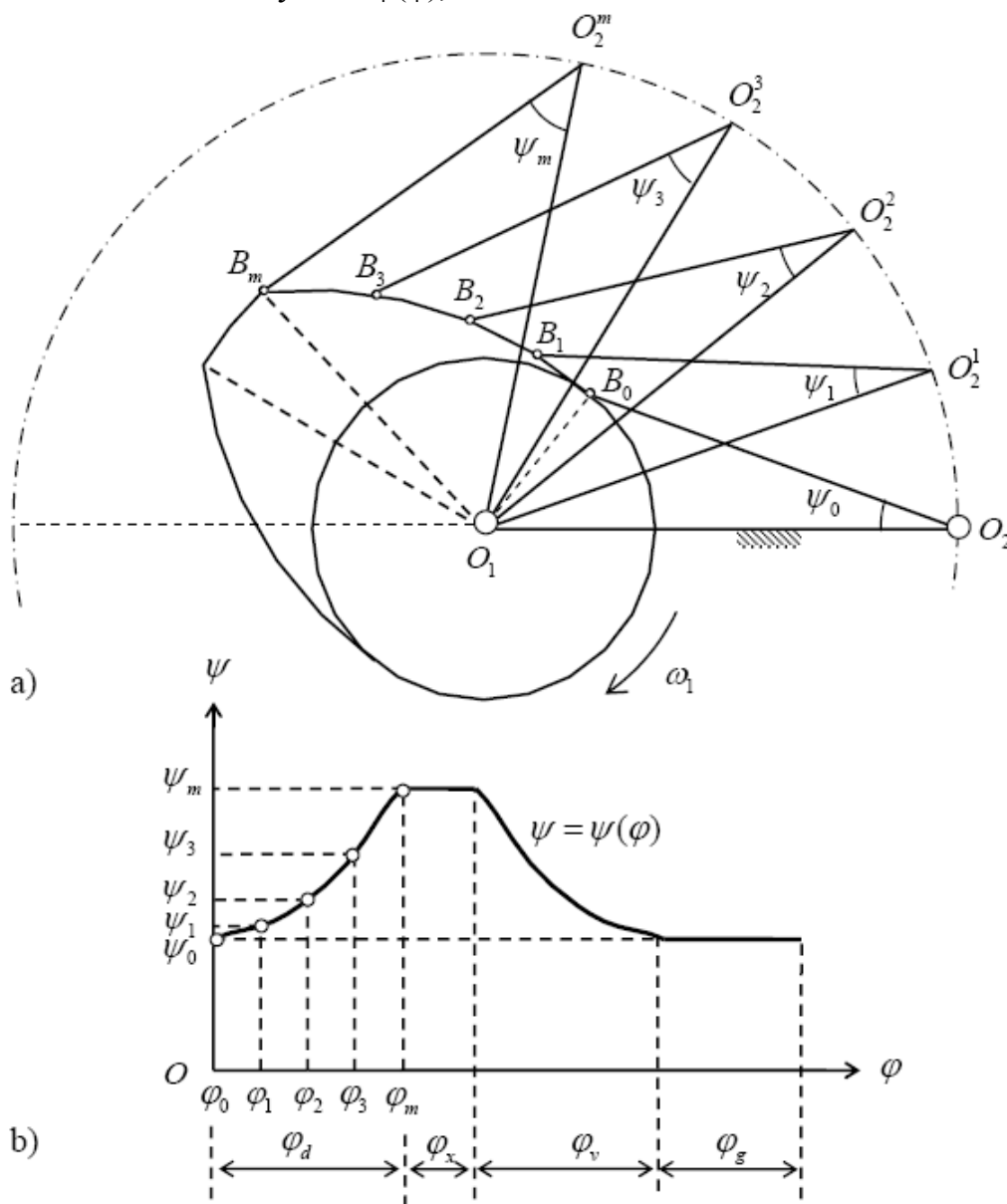
Giả sử tại thời điểm đầu tiên, cam và cần tiếp xúc nhau tại điểm B_0 . Chuyển vị của cần được xác định bởi góc quay ψ . Đồ thị chuyển vị biểu diễn liên hệ giữa góc quay ψ theo góc quay của cam là φ .

❖ **Phương pháp trực tiếp:**

Chọn điểm B_1 bất kỳ trên biên dạng cam. Khi cam quay, điểm B_1 chuyển động trên vòng tròn tâm O , bán kính OB_1 . Đầu cần chuyển động trên vòng tròn tâm C , bán kính B_0C . Giao điểm B_1 của 2 quỹ đạo này là vị trí đầu cần, khi điểm B_1 đến tiếp xúc với cần.

Khi B_1 quay đến B'_1 , cam đã quay một góc $\varphi_1 = B_1OB'_1$ và cần quay một góc $\psi_1 = B'_1CO$ (chọn OC làm gốc đo góc).

Sau khi chọn tỉ lệ xích thích hợp, đưa hai giá trị này lên hệ trục tọa độ $\psi O \varphi$ ta nhận được 1 điểm của đồ thị chuyển vị của cần. Lặp lại quá trình trên đối với các điểm B_i trên biên dạng, sẽ vẽ được đồ thị chuyển vị $\psi(\varphi)$, thể hiện ở H.8-9.



Hình 8-9: mô tả cách vẽ đồ thị chuyển vị (cần quay)

❖ Phương pháp đối chuyển động:

Vẽ vòng tròn tâm O , bán kính OC . Từ B_1 vẽ cung tròn tâm B_1 , bán kính bằng chiều dài của cần, cung tròn này cắt vòng tròn trên ở điểm C_1 .

Xét 2 tam giác B_1OC_1 và B'_1OC , hai tam giác này bằng nhau

$$\Rightarrow B_1OC_1 = B'_1OC$$

Để bớt góc B'_1OC_1 cho cả hai góc trên, ta có:

$$B_1OB'_1 = C_1OC = \varphi_1$$

Ấu vậy nếu chọn trước góc φ_1 , có thể tìm được điểm C_1 vì $C_1OC = \varphi_1$. Từ điểm C_1 có thể tìm điểm B_1 tương ứng (vì B_1 là giao điểm của vòng tròn tâm C_1 , bán kính bằng chiều dài cần đến biên dạng cam).

Sau khi có B_1 , dùng phương pháp trực tiếp sẽ xác định được ψ_1 tương ứng. Vì góc φ_1 chọn trước nên có thể chọn những góc dễ đo (ví dụ: $30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, \dots$).

Bằng phương pháp trên, có thể xác định chuyển vị góc ψ_i ứng với góc φ_i cách đều ($i = 1, 2, \dots, n$), ở đây n là số vị trí cần xét trong một vòng quay của cam (có thể chọn $n = 6, 8, 12, 16, \dots$). Ấu vậy C_i là những điểm chia đều đường tròn tâm C , bán kính OC .

Đồ thị chuyển vị của cần thể hiện ở H.8-9b.

$\beta = \psi_{\max} - \psi_{\min}$ gọi là góc lắc của cần.

- Vận tốc của cần:

Vi phân đồ thị $\psi = \psi(\varphi)$ ta có đồ thị $\omega_2(\varphi) = \frac{d\psi}{d\varphi}$ và $\omega_2(t) = \omega_2(\varphi) \cdot \omega_1$

- Gia tốc của cần:

Vi phân đồ thị $\omega_2(\varphi)$ ta có đồ thị $\varepsilon_2(\varphi) = \frac{d\omega_2(\varphi)}{d\varphi}$ và $\varepsilon_2(t) = \varepsilon_2(\varphi) \cdot \omega_1^2$

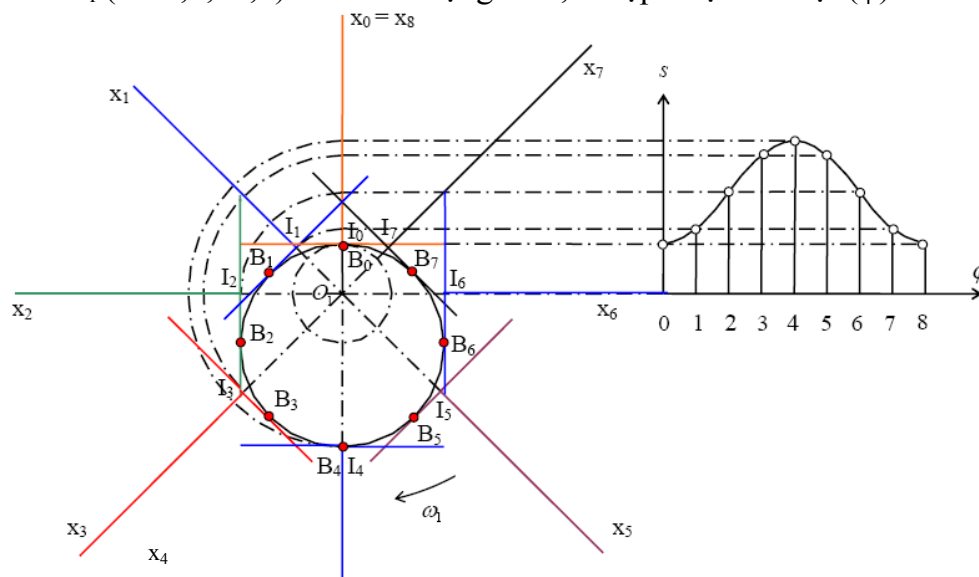
3.2. Cam cần đầu bằng.

- Với cam cần đầu bằng, đầu cần tiếp xúc với cam theo đường thẳng. Trên đầu cần, điểm tiếp xúc giữa cam và cần không phải là một điểm cố định, mà luôn luôn dịch chuyển trên đáy cần (H.8-10).

- Đồ thị chuyển vị $s(\varphi)$.

❖ Phương pháp trực tiếp:

Chọn điểm B_1 tùy ý trên biên dạng cam, tại B_1 kẻ tiếp tuyến $t_1t'_1$ với biên dạng cam. Gắn chặt tiếp tuyến với cam. Khi tiếp tuyến quay quanh O , đến vị trí song song với đầu cần, thì t'_1t_1 sẽ trùng với đầu cần, cam và đầu cần sẽ tiếp xúc tại B_1 . Ấu vậy cam (hoặc tiếp tuyến với cam tại B_1) đã quay 1 góc φ_1 và tương ứng, cần đã tịnh tiến lên một đoạn s_1 . Lặp lại quá trình trên với các điểm B_i ($i = 1, 2, \dots, n$) trên biên dạng cam, sẽ lập được đồ thị $s(\varphi)$.



Hình 8-10: mô tả cách vẽ đồ thị chuyển vị (cần đầu bằng)

❖ Phương pháp đổi chuyển động:

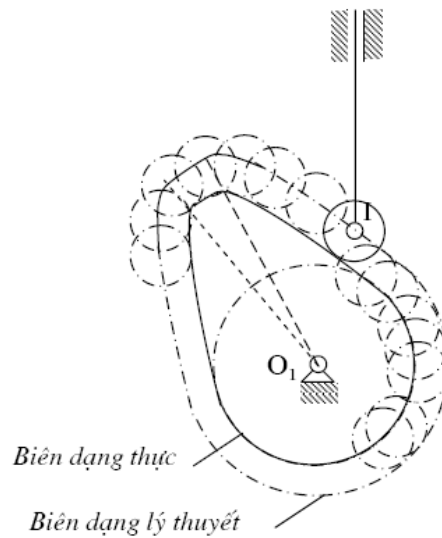
Vẽ đường OH_1 vuông góc với t_1t_1 . Góc $bOH_1 = \varphi_1$ (vì có các cạnh vuông góc với t_1t_1). Vì vậy nếu cho trước góc φ_1 , có thể vẽ được nữa đường thẳng Ob_1 . Vẽ tiếp tuyến t_1t_1 với biên dạng cam và vuông góc với Ob_1 . Từ đó sẽ xác định được điểm B_1 (là điểm tiếp xúc của t_1t_1 với biên dạng cam)

Các bước tiếp theo để xác định tương tự như phương pháp trực tiếp.

Đồ thị vận tốc và gia tốc của cần được xác định cũng tương tự như cam cần tịnh tiến đầu nhọn.

3.3. Cam cần đầu con lăn.

Đối với cam cần đầu con lăn (H.8-11), đầu cần luôn luôn cách đều biên dạng cam 1 khoảng bằng bán kính con lăn. Đầu cần luôn luôn tiếp xúc với biên dạng cam lý thuyết, cách đều biên dạng thực 1 khoảng bằng bán kính con lăn. Vì vậy khi phân tích động học cơ cấu cam cần đầu con lăn, có thể dùng phương pháp đã trình bày ở trên, nhưng tiến hành với biên dạng cam lý thuyết.



Hình 8-11: Cách vẽ biên dạng lý thuyết từ biên dạng thực

Để vẽ biên dạng cam lý thuyết, lấy các điểm trên biên dạng thực tế làm tâm, vẽ các vòng tròn bán kính bằng bán kính con lăn, bao hình của vòng tròn này chính là biên dạng lý thuyết.

4. PHÂN TÍCH LỰC CƠ CẤU CAM.

4.1. Các lực tác động trong cơ cấu cam

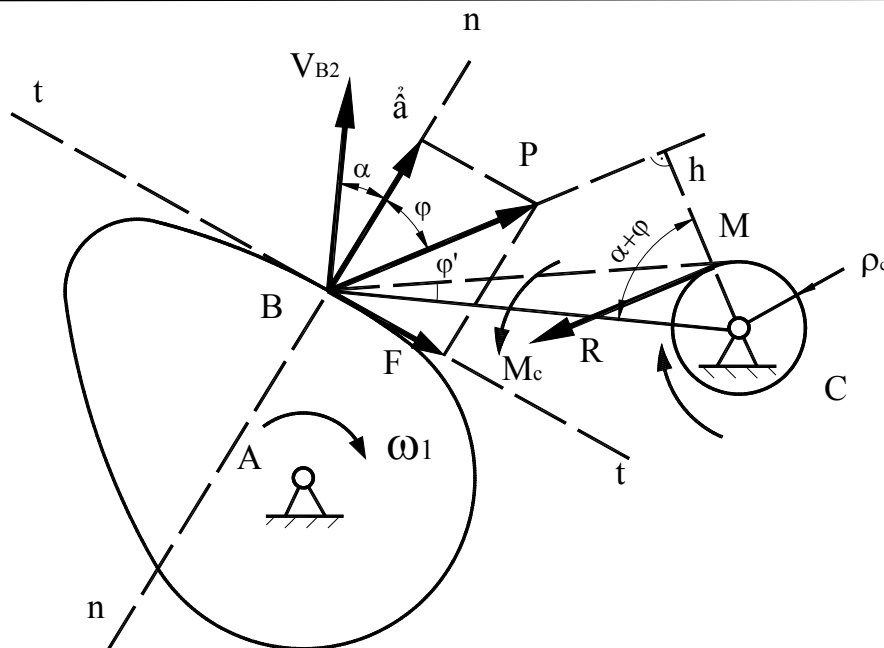
Quan sát cơ cấu cam quay như H.8-12 ở thời điểm cần đang đi xa. Phân tích các lực tác dụng của cần.

- \bar{P} là lực đẩy của cam tác dụng lên cần. Lực \bar{P} gồm hai thành phần: phản lực pháp tuyến \bar{N} và lực ma sát \bar{F} . Góc giữa lực \bar{P} và \bar{N} là góc ma sát φ .

- \bar{M}_c là mômen cản tác dụng lên cần.

- Gọi \bar{R} là phản lực của giá tác dụng lên cần. Để bảo đảm điều kiện cân bằng lực, lực \bar{R} song song và ngược chiều với lực \bar{P} và tiếp xúc với vòng ma sát tại khối quay C (bán kính vòng ma sát là ρ_c).

- Góc giữa phương pháp tuyến của biên dạng cam và vận tốc của đầu cần \bar{V}_{B_2} gọi là góc áp lực, ký hiệu là α .



Hình 8-12: phân tích lực cơ cấu cam

- Công suất lực \bar{P} là $W = \bar{P} \cdot \bar{V}_{B2} \cdot \cos(\alpha + \varphi)$.

Ânh xét: công suất lực truyền tỷ lệ nghịch với góc áp lực, góc áp lực càng nhỏ, hiệu quả của lực đầu càng lớn.

- Quan hệ giữa lực truyền \bar{P} và mômen cản \bar{M}_c là:

Từ phương trình cân bằng, tổng mômen của các lực đối với điểm C bằng không:

$$P \cdot h - R \cdot \rho_c - M_c = 0$$

Với $h = l_{BC} \cdot \cos(\alpha + \varphi)$ và $R = P$

$$\Rightarrow P = \frac{M_c}{[\cos(\alpha + \varphi) - \sin(\varphi')] \cdot l_{BC}} \quad (8-4)$$

Ânh góc áp lực có giá trị sao cho $[\cos(\alpha + \varphi) - \sin(\varphi')] = 0$, hay $\alpha + \varphi + \varphi' = 90^\circ$ thì $P \rightarrow \infty$, có nghĩa là cần không thể chuyển động được, vì không thể thực hiện được lực

\bar{P} lớn vô cùng. Cơ cấu cam ở trạng thái tự hãm.

Để đảm bảo chất lượng truyền động, hiệu suất cao, khi thiết kế vơ cấu cam, góc áp lực không vượt quá một giới hạn cực đại cho phép $[\alpha_{\max}]$

Đối với cam cần tịnh tiến đầu nhon: $[\alpha_{\max}] = 40^\circ$.

Đối với cam cần quay đầu nhon: $[\alpha_{\max}] = 45^\circ$.

4.2. Quan hệ giữa góc áp lực và vị trí tâm quay của cam.

(Tham khảo PL 8.1)

(5, 6 & 7 sau đây, Tham khảo PL 8.2, 8.3 & 8.4)

5. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ CƠ CẤU CAM.

6. TỔNG HỢP CƠ CẤU CAM

7. BẢO TOÀN KHỚP CAO TRONG CƠ CẤU CAM

Chương 9: Cơ cấu bánh răng

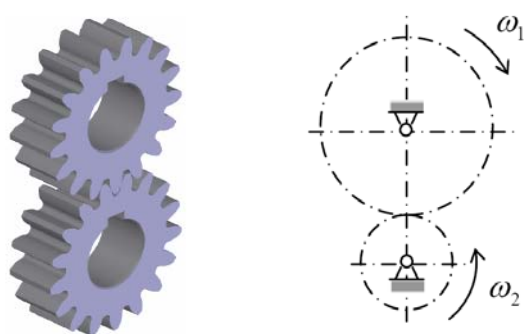
I. CƠ CẤU BÁNH RĂNG PHẪNG

1. ĐẠI CƯƠNG VỀ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

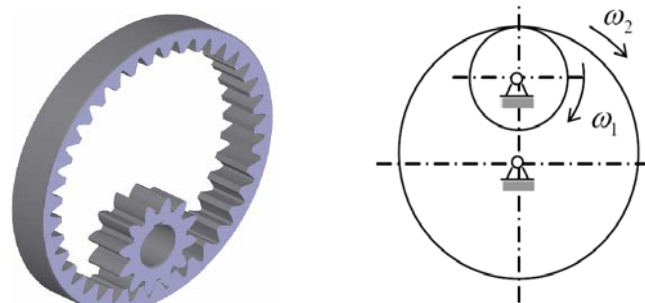
- Giới thiệu: Cơ cấu bánh răng là cơ cấu có khớp cao dùng để biến đổi hoặc truyền chuyển động theo nguyên tắc ăn khớp trực tiếp giữa hai khâu.

- Phân loại:

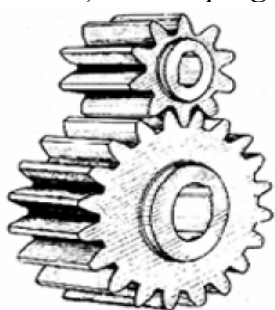
- + Theo vị trí tương đối giữa hai trục quay: bánh răng nội tiếp và bánh răng ngoại tiếp.
- + Theo sự phân bố của răng trên bánh răng: bánh răng thẳng, bánh răng xoắn (ngiên), bánh răng chữ V.
- + Theo biên dạng răng: bánh răng thân khai, bánh răng xyclôit, bánh răng â-ô-vi-côp.
- + Theo tính chất chuyển động: cặp bánh răng phẳng, cặp bánh răng không gian.



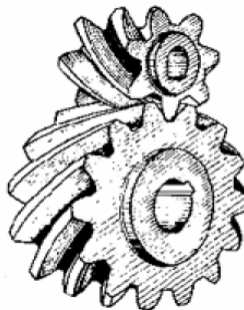
a) Ăn khớp ngoại tiếp



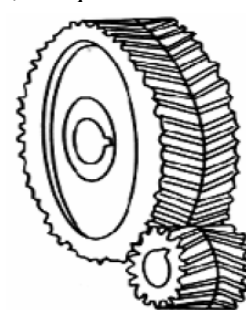
b) Ăn khớp nội tiếp



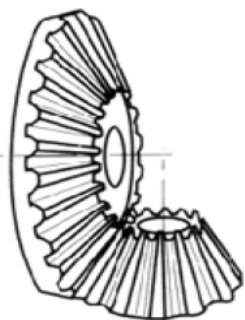
c) Bánh răng thẳng



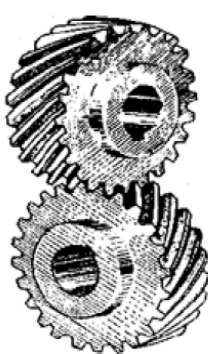
d) Bánh răng xoắn (ngiên)



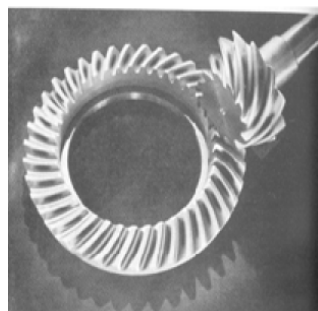
e) Bánh răng chữ V



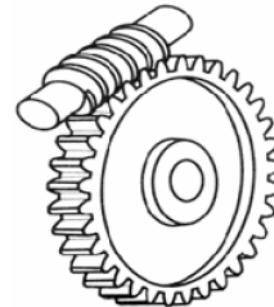
f) Bánh răng nón



g) Bánh răng trụ chéo



h) Bánh răng nón chéo



k) Cơ cấu trục vít – bánh vít

Hình 9-1: Phân loại bánh răng

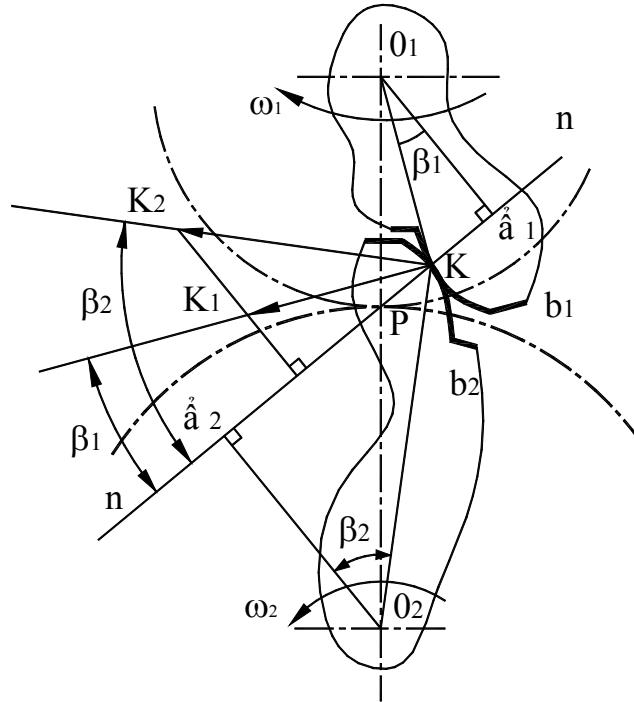
1.1. Định lý ăn khớp

- Tỷ số vận tốc góc giữa hai bánh răng, gọi là tỷ số truyền.

Ký hiệu: $i_{12} = \omega_1/\omega_2$

$i_{12} > 0$ khi 2 bánh răng quay cùng chiều, và $i_{12} < 0$ khi 2 bánh răng quay ngược chiều.

- Xét 2 khâu 1 và 2 đang tiếp xúc nhau tại K, quay quanh O_1, O_2 tương ứng với vận tốc góc là ω_1 và ω_2 .



Hình 9-2: mô tả vận tốc tại điểm tiếp xúc

- Điều kiện để 2 biên hình luôn tiếp xúc (không rời nhau, không lấn vào nhau) là hình chiếu của các vận tốc tức thời lên phương pháp tuyến phải bằng nhau. ấ ghĩa là:

$$V_{K1} \cdot \cos \beta_1 = V_{K2} \cdot \cos \beta_2 \Rightarrow \omega_1 \cdot O_1 a_1 = \omega_2 \cdot O_2 a_2$$

$$\text{- Tỷ số truyền: } |i_{12}| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{O_2 a_2}{O_1 a_1} \quad (= \frac{O_2 P}{O_1 P}) \quad (9-1)$$

Với P là giao điểm của pháp tuyến chung của 2 biên hình tại tiếp điểm được xét và đường nối 2 tâm quay O_1 và O_2 ; P được gọi là *cực ăn khớp*.

- **Định lý ăn khớp cơ bản: Pháp tuyến chung của 2 biên hình tại điểm ăn khớp** (điểm tiếp xúc giữa 2 biên hình) *chia đường nối tâm thành những đoạn thẳng tỷ lệ nghịch với tỷ số truyền.*

- ấ hận xét: để cho tỷ số truyền giữa 2 khâu không thay đổi, cực ăn khớp phải có vị trí cố định trên đường nối tâm.

- Các bánh răng có biên hình là đường thân khai, đường xyclôit (êpi-yclôit và hypô-yclôit) đều thỏa mãn điều kiện này.

1.2. Ăn khớp thân khai

- Đường thân khai của đường tròn là quỹ tích của một điểm nằm trên đường thẳng lăn không trượt trên đường tròn (gọi là đường tròn cơ sở).

- Tính chất của đường thân khai:

+ Luôn nằm ngoài đường tròn cơ sở.

+ Pháp tuyến của đường thân khai là tiếp tuyến của đường tròn cơ sở.

+ Bán kính cong ở mỗi điểm bằng chiều dài cung trên vòng tròn cơ sở nằm giữa điểm gốc của đường thân khai (\hat{a}_o) và tâm quay tức thời. Ta có, chiều dài đoạn $\hat{a}_o M$ bằng chiều dài cung \hat{a}_o .

+ Phương trình của đường thân khai:

Xét trên hệ toạ độ cực (Ox, θ); do lăn không trượt ta có

$$\Rightarrow r_o \cdot \text{tg} \alpha_x = r_o (\alpha_x + \theta_x) \quad \text{hay} \quad \theta_x = \text{tg} \alpha_x - \alpha_x = \text{inv} \alpha_x \quad (9-2)$$

$$\text{Mặc khác: } r_x = OM = r_o / \cos \alpha_x \quad (9-3)$$

Phương trình (9-2) và (9-3) là phương trình đường thân khai trong hệ toạ độ cực.

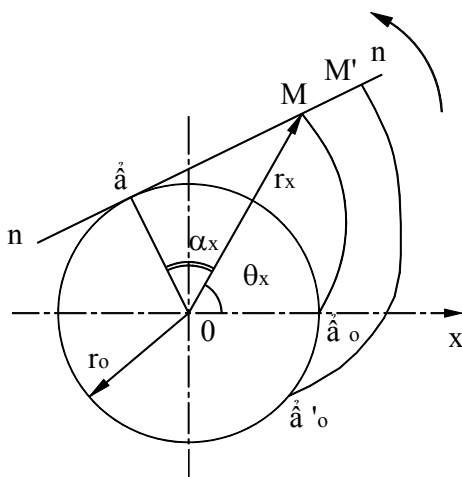
- Tính chất của ăn khớp thân khai:

+ Tỷ số truyền trong ăn khớp thân khai là hằng số.

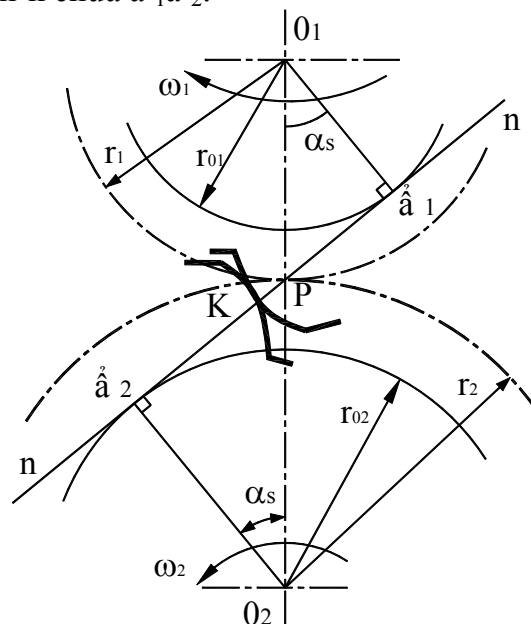
$$|i_{12}| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{O_2 P}{O_1 P} = \frac{O_2 \hat{a}_2}{O_1 \hat{a}_1} = \frac{r_{02}}{r_{01}} = \text{const}$$

+ Độ dịch tâm không ảnh hưởng đến tỷ số truyền.

+ Điểm ăn khớp K luôn nằm trên đường n-n chứa $\hat{a}_1 \hat{a}_2$.



Hình 9-3: đường thân khai



Hình 9-4: ăn khớp thân khai

2. CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC CƠ BẢN CỦA BÁNH RĂNG THÂN KHAI TIÊU CHUẨN

2.1. Giới thiệu

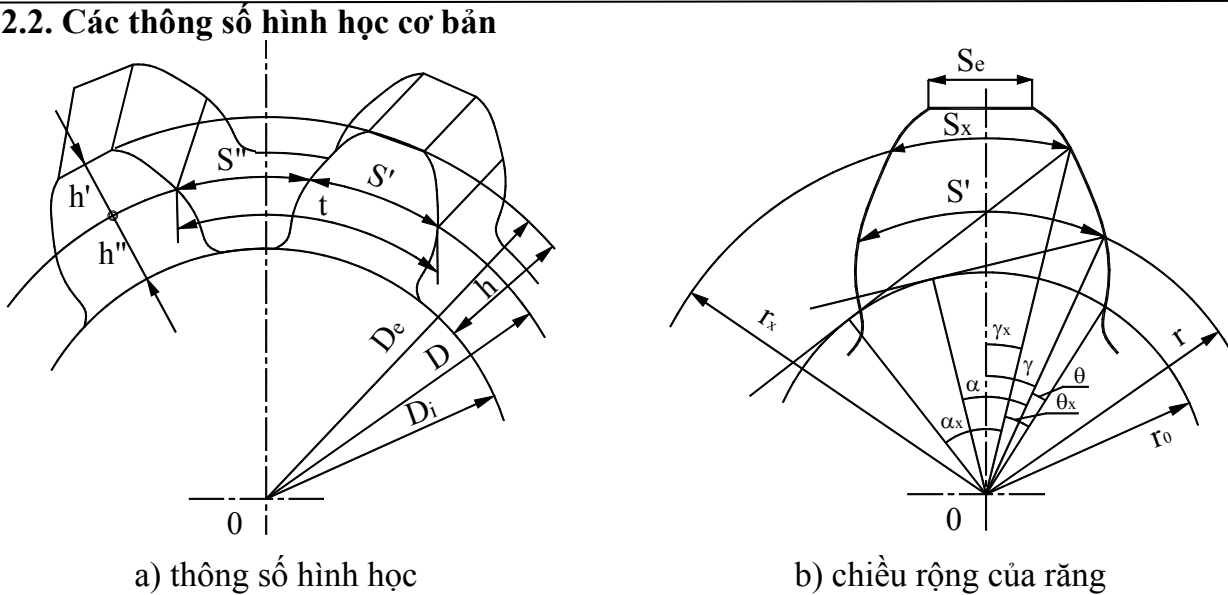
- Các đường tròn tâm O_1 và O_2 , bán kính $O_1 P$ và $O_2 P$ (H.9-4) nếu được gắn liền với 2 bánh răng đang ăn khớp sẽ luôn tiếp xúc với nhau và lăn không trượt lên nhau, và được gọi là các vòng tròn ban đầu (còn gọi là vòng tròn lăn).

- Đường tròn tâm O_1 , O_2 bán kính $O_1 \hat{a}_1$, $O_2 \hat{a}_2$ chính là các vòng tròn cơ sở.

- Quan hệ: $r_1 = r_{o1} / \cos \alpha$; $r_2 = r_{o2} / \cos \alpha$

Với α : góc ăn khớp, trong ăn khớp tiêu chuẩn, $\alpha = 20^\circ$

2.2. Các thông số hình học cơ bản



Hình 9-5: bánh răng thân khai

- Khoảng cách giữa 2 biên hình liên tiếp của răng đo theo vòng tròn ban đầu gọi là bước răng. Ký hiệu: t

- Môđun của răng: tỷ số t/π gọi là môđun của răng, ký hiệu: m

$$m = t/\pi$$

(9-5)

Để tiện việc thiết kế và chế tạo, các kích thước của bánh răng đều được tính thông qua môđun. Trị số của môđun được chọn theo điều kiện bền, tính theo milimét và được tiêu chuẩn hoá: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.

- Kích thước về chiều cao:

+ Chiều cao đầu răng: $h' = f' \cdot m$ (với $f' = 1$)

(9-6)

+ Chiều cao chân răng: $h'' = f'' \cdot m$ (với $f'' = 1,25$)

(9-7)

Chú ý: đối với răng cắt ngắn, $f' = 0,8$; $f'' = 1$

+ Chiều cao của răng: $h = h' + h''$

(9-8)

- Đường kính vòng tròn ban đầu: D

Gọi Z là số răng của bánh răng $\Rightarrow Z \cdot t = \pi \cdot D \Rightarrow D = m \cdot Z$

(9-9)

- Đường kính vòng tròn đỉnh răng: $D_e = D + 2h'$

(9-10)

- Đường kính vòng tròn chân răng: $D_i = D - 2h''$

(9-11)

- Chiều rộng của răng S' ; chiều rộng kẽ răng S''

$$S' = S'' = t/2$$

(9-12)

$$S_x = 2r_x \cdot [(S'/2r) + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_x]$$

(9-13)

$$\Rightarrow S_e = 2r_e \cdot [(S'/2r) + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_e]$$

(9-14)

- Khi 2 bánh răng ăn khớp nhau thì tỷ số truyền $|i_{12}| = r_{02}/r_{01} = r_2/r_1 = mZ_2/mZ_1$

$$\Rightarrow |i_{12}| = Z_2/Z_1$$

(9-15)

- Khoảng cách giữa 2 trục quay: $A = O_1O_2 = \frac{1}{2} m(Z_1 \pm Z_2)$

(9-16)

Dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong.

3. ĐƯỜNG ĂN KHỚP – CUNG ĂN KHỚP – HỆ SỐ TRÙNG KHỚP

- Khi 2 bánh răng ăn khớp với nhau, điểm ăn khớp thay đổi vị trí trong quá trình ăn khớp nhưng vẫn luôn luôn nằm trên pháp tuyến n-n gọi là đường ăn khớp.

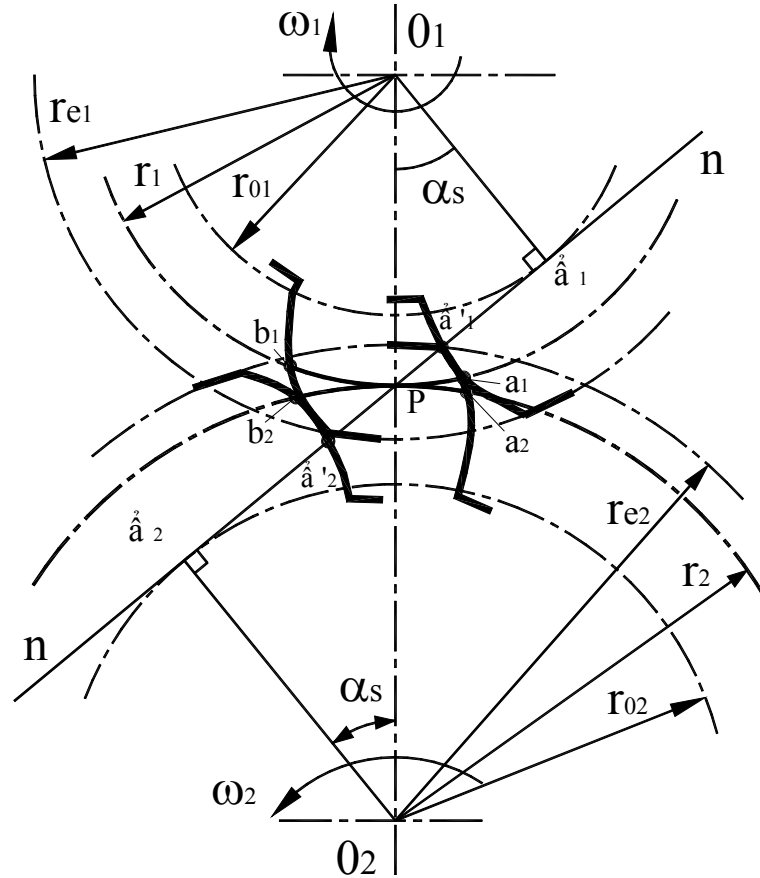
- $\hat{a}_1\hat{a}_2$ gọi là đoạn ăn khớp lý thuyết.

- $\hat{a}'_1\hat{a}'_2$ gọi là đoạn ăn khớp thực.

- Hình 9-6 thể hiện 1 cặp bánh răng khi bắt đầu và khi thôi ăn khớp. Trong quá trình đó, các điểm a_1, a_2 thuộc các biên hình và nằm trên vòng tròn ban đầu sẽ chuyển tới các vị trí b_1, b_2 .

- Các cung a_1b_1, a_2b_2 là cung trên vòng tròn ban đầu do các điểm a_1, a_2 vẽ ra trong thời gian 1 đôi răng ăn khớp gọi là *cung ăn khớp*.

$$a_1b_1 = a_2b_2$$



Hình 9-6: vị trí vào khớp & ra khớp của một đôi răng

- Hệ số trùng khớp:

+ ả hện xét: để truyền động được liên tục giữa các bánh răng thì cặp răng sau phải vào khớp trước khi cặp răng trước ra khớp. và càng có nhiều cặp răng đồng thời ăn khớp thì sự ăn khớp càng êm dịu.

+ Khả năng làm việc êm dịu của 1 cặp bánh răng được đánh giá bằng hệ số trùng khớp:

$$\varepsilon = a_1b_1/t = a_2b_2/t \quad (9-17)$$

ả hện thấy:

$$a_1b_1/m_1n_1 = r_1/r_{01} = 1/\cos\alpha$$

$$\text{Mà } m_1n_1 = \overset{\frown}{a'_1}\overset{\frown}{a'_2}$$

$$\varepsilon = \frac{\overset{\frown}{a'_1}\overset{\frown}{a'_2}}{t \cdot \cos\alpha} \quad (9-18)$$

⇒ Độ dịch tâm ảnh hưởng đến ε .

Biến đổi công thức (9-18) ta được:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{(Z_1 + 2.f'_1)^2 - Z_1^2 \cos^2\alpha} + \sqrt{(Z_2 + 2.f'_2)^2 - Z_2^2 \cos^2\alpha} - (Z_1 + Z_2) \cdot \sin\alpha}{2\pi \cdot \cos\alpha} \quad (9-19)$$

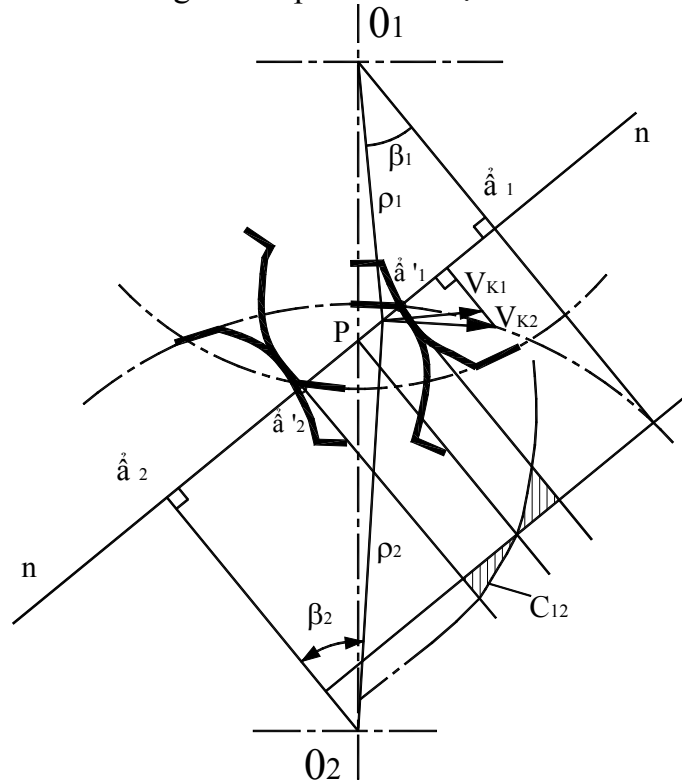
Qua công thức (9-19), ta thấy rằng:

+ Hệ số trùng khớp không phụ thuộc vào môđun mà phụ thuộc vào góc ăn khớp và chiều dài đoạn ăn khớp thực tế. (số răng và hệ số chiều cao răng)

+ Để đảm bảo truyền động liên tục giữa 2 bánh răng, phải thỏa mãn điều kiện $\varepsilon \geq 1$. Do chế tạo và lắp ráp không hoàn toàn chính xác, các răng lại bị mòn trong quá trình làm việc, người ta thường lấy $\varepsilon \geq 1,05$.

4. SỰ TRƯỢT CỦA CÁC RĂNG

- Xét 2 biên hình thân khai đang ăn khớp với nhau tại điểm K.



Hình 9-7: vận tốc tại điểm ăn khớp

Gọi \bar{V}_{K1} , \bar{V}_{K2} là vận tốc điểm K_1 và K_2 đang trùng nhau tại điểm ăn khớp K.

$\Rightarrow \bar{V}_{K1}^n = \bar{V}_{K2}^n$ (do 2 biên hình tiếp xúc nhau)

Và $\bar{V}_{K1} - \bar{V}_{K2} = \bar{V}_{21}$ chính là vận tốc trượt giữa biên hình thứ 2 và biên hình thứ 1. \bar{V}_{21} là nguyên nhân gây ra mòn răng và tổn phí năng lượng do ma sát.

- Để đánh giá độ hao mòn này, người ta đưa ra hệ số trượt (C):

$$C_{12} = \frac{V_{K1}^t - V_{K2}^t}{V_{K1}^t} \text{ và } C_{21} = \frac{V_{K2}^t - V_{K1}^t}{V_{K2}^t}$$

Biến đổi công thức trên, ta có:

$$C_{12} = 1 - \frac{V_{K2}^t}{V_{K1}^t} = 1 - \frac{\rho_2 \cdot \omega_2 \cdot \sin \beta_2}{\rho_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin \beta_1}$$

$$\Rightarrow C_{12} = 1 - i_{21} \cdot \frac{\check{a}_{2K}}{\check{a}_{1K}}; C_{21} = 1 - i_{12} \cdot \frac{\check{a}_{1K}}{\check{a}_{2K}} \quad (9-20)$$

Gọi R_1 (hay R_2) là bán kính cong của đường tròn thân khai (tại điểm K) trên bánh răng 1 (hay bánh răng 2) $\Rightarrow \check{a}_{1K} = R_1$ và $\check{a}_{2K} = R_2$.

- Vẽ đồ thị trượt (răng), thể hiện ở hình 9-7.

+ Đối với bánh răng nhỏ:

Tại a_2 (xem như đầu răng quy ước): $R_2 = 0 \Rightarrow C_{12} = 1.$

Tại P (cực ăn khớp): $\frac{R_2}{R_1} = \frac{r_2}{r_1} \Rightarrow C_{12} = 0.$

Tại a_1 (chân răng quy ước): $R_1 = 0 \Rightarrow C_{12} = \infty.$

+ Đối với bánh răng lớn (tương tự)

- ả hện xét:

+ Thực tế chỉ ăn khớp trong đoạn $L'_1 L'_2 \Rightarrow$ đồ thị ở đoạn đó.

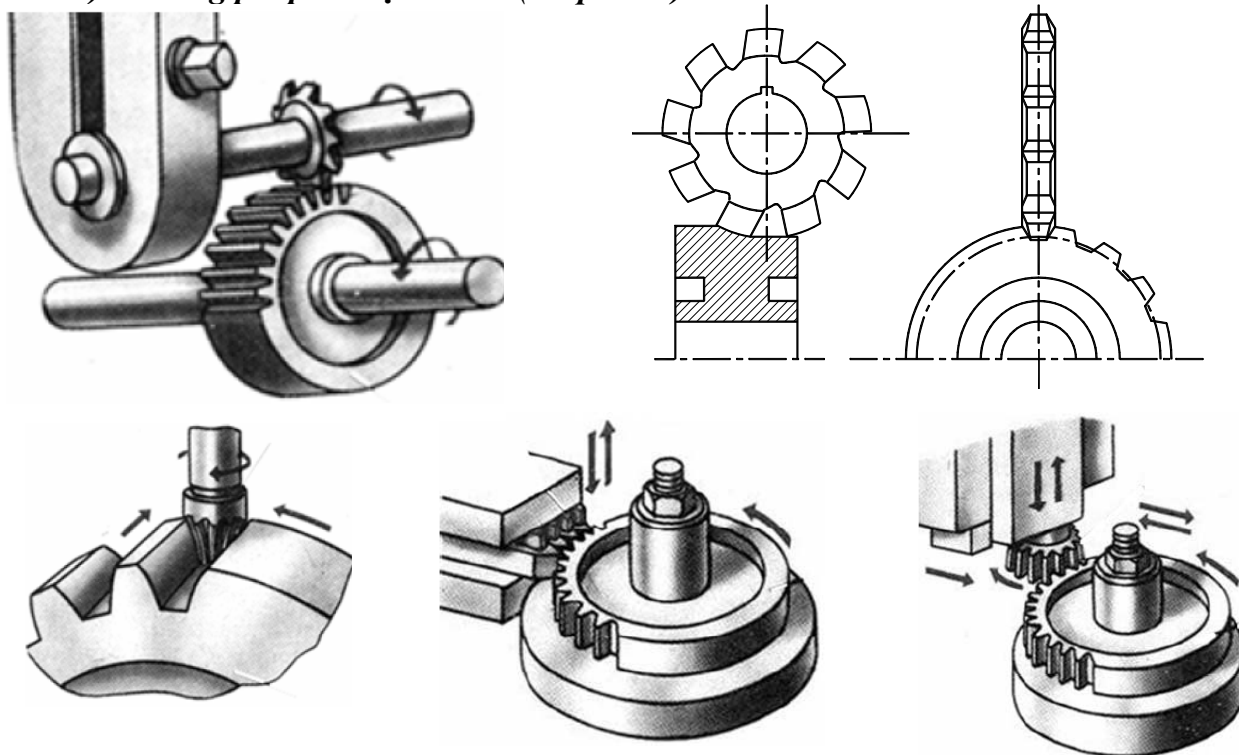
+ Chân răng mòn nhiều hơn đầu răng, đặc biệt là chân răng của bánh răng nhỏ.

+ Muốn điều chỉnh sự bất lợi này, ta dịch đoạn làm việc sang trái, nghĩa là tăng chiều cao đầu răng của bánh răng nhỏ, và giảm chiều cao chân răng của bánh răng lớn, hoặc dịch chỉnh các bánh răng.

5. NHỮNG PHƯƠNG PHÁP CƠ BẢN CHẾ TẠO BÁNH RĂNG THÂN KHAI

5.1. Các phương pháp cắt cơ bản

a) Phương pháp cắt định hình (chép hình).



Hình 9-8: mô tả các phương pháp cắt

- Lưỡi cắt có hình dạng tiết diện ngang giống như hình dạng răng.
- Dùng đầu phân độ để quay phôi 1 góc $2\pi/Z$, để cắt bánh răng có Z răng.
- Cắt bánh răng có môđun lớn ta dùng dao phay ngón (do dùng dao phay đĩa bị rung động).
- Về lý thuyết, muốn chế tạo 1 bánh răng có số răng Z phải dùng lưỡi cắt riêng có cùng môđun đó. Song để giảm bớt số lưỡi cắt đối với từng môđun người ta dùng bộ lưỡi cắt gồm 8, 15 hay 26 cái cho từng môđun. Ví dụ: lưỡi cắt số 5 trong bộ 8 cái, dùng để cắt bánh răng có từ 26 đến 34 răng, có hình dạng răng của bánh răng có $Z = 26$. Đối với những bánh răng còn lại ($Z = 27$ đến 34) sẽ được cắt những biên hình gần đúng mà thôi. ả goài ra còn có sai

lệch về bước răng làm tăng thêm những sai lệch về biên hình. Vì vậy phương pháp này có độ chính xác không cao và chỉ dùng để chế tạo những bánh răng có tốc độ chậm.

- Phương pháp cắt định hình còn có 1 nhược điểm nữa là năng suất thấp hơn phương pháp cắt bao hình.

b) Phương pháp cắt bao hình.

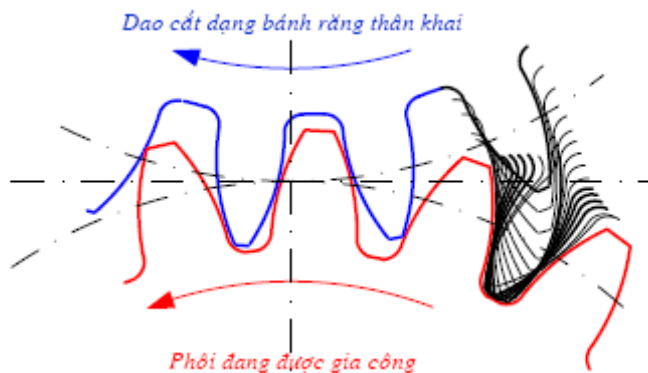
- Phương pháp cắt bao hình với các dao cắt loại thanh răng, bánh răng hay trục vít trên các máy phay răng. Ưu điểm nổi bật của nó là cùng 1 dao, cắt được nhiều bánh răng có số răng khác nhau với cùng môđun, đạt độ chính xác cao và năng suất cao.

- Đặc điểm:

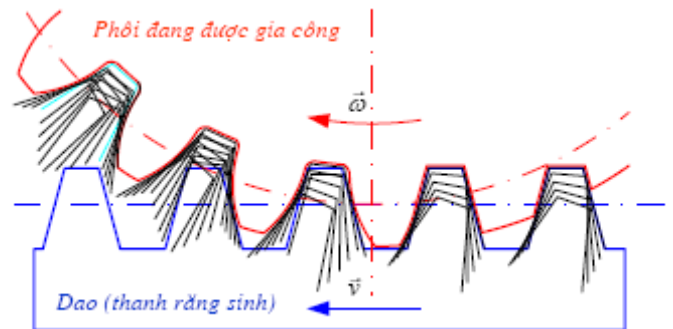
+ Trong quá trình cắt, dao và phôi có chuyển động quay tương đối như 1 cặp bánh răng đang ăn khớp, biên hình răng của bánh răng được chế tạo sẽ là bao hình của các vị trí nối tiếp nhau của lưỡi cắt (H.9-9a).

+ Khi dao cắt có số răng lớn vô hạn ta được loại dao thanh răng (H.9-8e). Biên hình của dao khi đó, từ đường thân khai biến thành đường thẳng. Trong khi chế tạo bánh răng, dao thanh răng sẽ tịnh tiến qua lại dọc trục của phôi để cắt răng, còn phôi sẽ vừa quay vừa tịnh tiến dọc theo thanh răng. Dùng dao thanh răng chỉ có thể chế tạo những bánh răng ăn khớp ngoài.

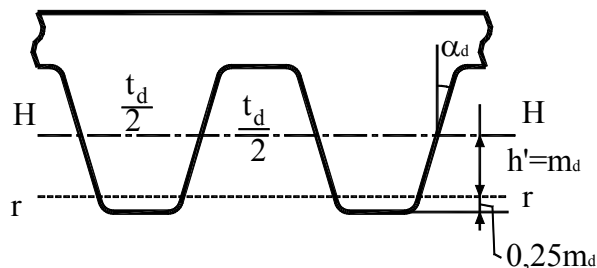
+ Chế tạo bánh răng bằng máy phay răng với dao phay trục vít có năng suất cao hơn cả. Dao phay trục vít đặt nghiêng với mặt cạnh của phôi một góc bằng λ (bằng góc nâng của đường xoắn ốc trung bình trên dao phay). Trên mặt phẳng cắt vuông góc với trục của phôi, dao phay trục vít có dạng răng là thanh răng. Khi cắt răng, chuyển động tịnh tiến của dao thanh răng sẽ được thay thế bằng chuyển động quay của dao trục vít.



a) Gia công bánh răng bằng dao cắt dạng bánh răng thân khai



b) Gia công bánh răng bằng dao cắt dạng thanh răng



c) Hình dạng dao thanh răng
Hình 9-9: các dạng dao cắt

5.2 Bánh răng tiêu chuẩn và bánh răng có dịch dao

(Tham khảo PL 9.1)

5.3. Các kích thước của bánh răng dịch chỉnh

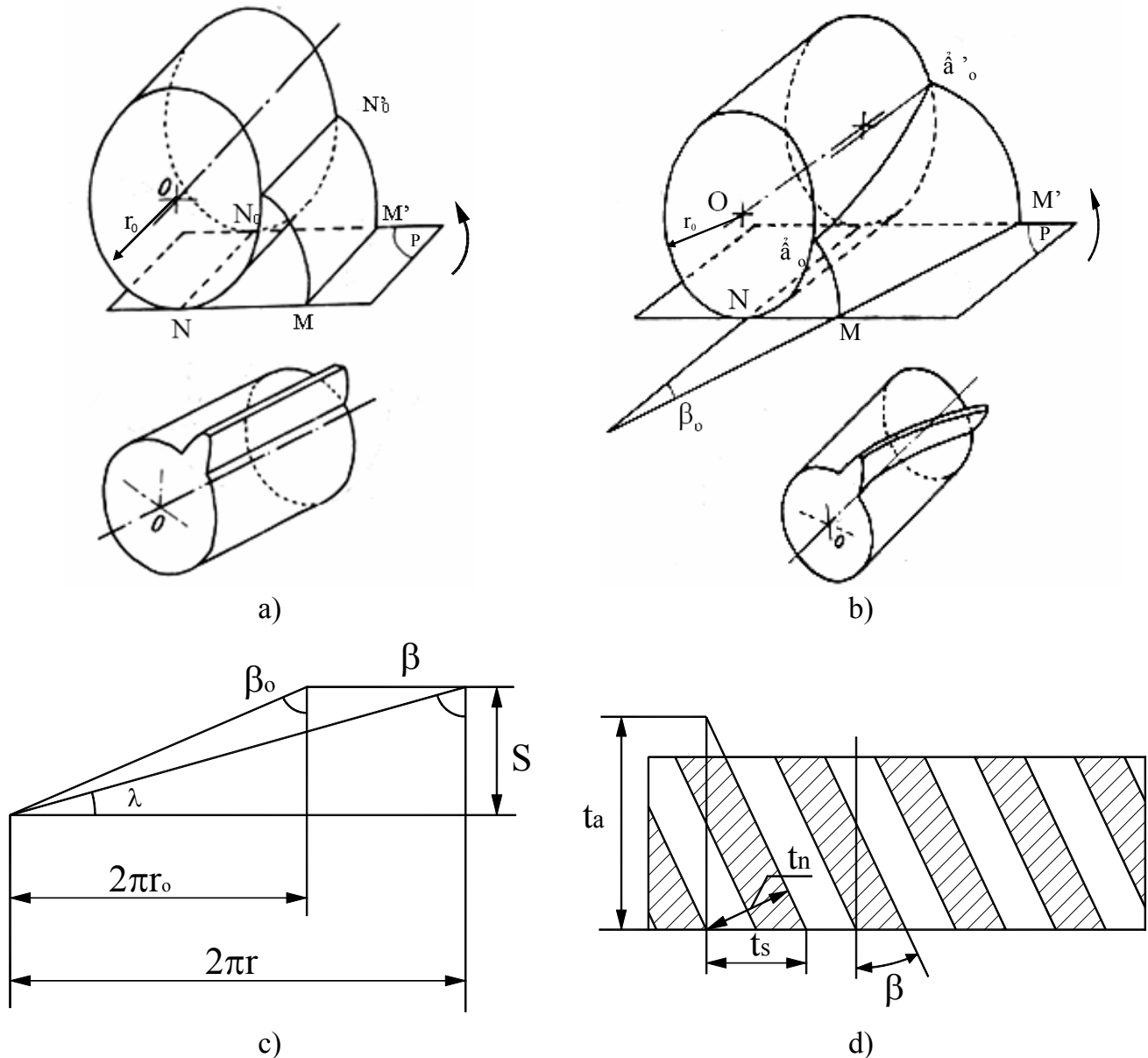
(Tham khảo PL 9.2)

6. BÁNH RĂNG TRỤ TRÒN RĂNG NGHIÊNG

6.1. Cấu tạo mặt răng

- Mặt răng của bánh răng là 1 mặt xoắn ốc thân khai, mặt này là quỹ tích của một đường thẳng MM' nằm trong mặt phẳng (P), khi mặt phẳng (P) lăn không trượt trên một hình trụ tròn xoay bán kính r_o . Khi đường thẳng MM' tạo với trục 1 góc β_o , nếu $\beta_o \neq 0$, ta có bánh răng trụ răng nghiêng. Khi $\beta_o = 0$, đường thẳng MM' song song với trục hình trụ, ta có bánh răng trụ tròn răng thẳng.

- Một số đặc điểm của mặt xoắn ốc thân khai (H.9-12b)



Hình 9-12: mặt răng bánh răng trụ tròn- thông số bước của bánh răng nghiêng

+ Mặt phẳng (P) là mặt phẳng tiếp xúc với hình trụ cơ sở, cũng chính là mặt phẳng pháp tuyến của mặt xoắn ốc thân khai.

+ Mặt phẳng vuông góc với trục của hình trụ cơ sở, cắt mặt xoắn ốc thân khai theo 1 đường thân khai (đường $\alpha_0 M$, $\alpha'_0 M'$).

+ Các mặt trụ tròn xoay đồng trục với hình trụ cơ sở sẽ cắt mặt xoắn ốc thân khai theo những đường xoắn ốc. Đó là các đường răng trên các mặt trụ khác nhau (ví dụ: trên hình trụ cơ sở, đường răng là đường $\alpha_0 \alpha'_0$). Các đường răng này có bước bằng nhau, nhưng vì nằm trên các hình trụ khác nhau, nên góc nghiêng β của các đường này sẽ khác nhau.

Để vẽ trục 1 đường xoắn ốc lên mặt phẳng, ta sẽ được đường nằm nghiêng (H.9-12c).

Ký hiệu S là bước của đường xoắn ốc trên hình trụ tròn bán kính r, λ là góc nâng của đường xoắn ốc.

$$\text{Ta có: } S = 2\pi r \cdot \cotg \beta = 2\pi r_0 \cdot \cotg \beta_0 \quad (9-42)$$

6.2. Các thông số cơ bản của bánh răng nghiêng

Ta đã nghiên cứu các thông số trên 1 tiết diện vuông góc với trục bánh răng, chúng ta có thể áp dụng đối với bánh răng trụ tròn (thẳng, nghiêng) với chú ý: yếu tố điểm trở thành yếu tố đường, yếu tố đường trở thành yếu tố mặt).

Đối với bánh răng nghiêng, ta chú ý thêm một số thông số khác:

- Góc nghiêng của răng: trên mặt trụ cơ sở, ký hiệu là β_0 , trên mặt trụ chia là β .

Từ công thức (9-42):

$$\Rightarrow \tg \beta = (r/r_0) \cdot \tg \beta_0 = \tg \beta_0 / \cos \alpha \quad (9-43)$$

Với α là góc ăn khớp.

Chú ý: khi 2 bánh răng nghiêng ăn khớp thì $\beta_1 = -\beta_2$

- Bước răng trên hình trụ chia (lăn, ban đầu)

Mặt trụ chia sẽ cắt răng của bánh răng nghiêng theo những mặt cắt nào đó. Khai triển hình trụ chia trên mặt phẳng. Các mặt cắt này là những vết nằm nghiêng (H.9-12d). Các thông số của bánh răng nghiêng được xác định trong những tiết diện khác nhau.

+ Trên tiết diện vuông góc với trục bánh răng (tiết diện ngang).

Bước răng t_s gọi là bước ngang.

Môđun $m_s = t_s/\pi$ gọi là môđun ngang.

+ Trên tiết diện dọc theo chiều trục của bánh răng (tiết diện dọc).

Bước răng t_a gọi là bước dọc.

Môđun $m_a = t_a/\pi$ gọi là môđun dọc.

+ Trên tiết diện pháp, vuông góc với các đường răng.

Bước răng t_n gọi là bước pháp (tuyến).

Môđun $m_n = t_n/\pi$ gọi là môđun pháp.

Môđun pháp m_n được tiêu chuẩn hoá, chọn $m_d = m_n$ khi chế tạo.

+ Quan hệ giữa các bước và môđun:

$$t_n = t_s \cdot \cos \beta = t_a \cdot \sin \beta \quad (9-44)$$

$$m_n = m_s \cdot \cos \beta = m_a \cdot \sin \beta \quad (9-45)$$

- Các thông số khác:

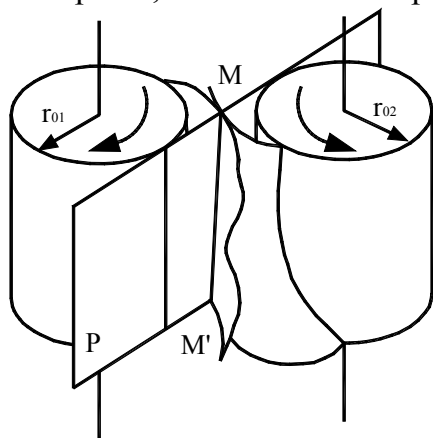
$$r = \frac{1}{2} m_s \cdot Z = \frac{1}{2} (m_n / \cos \beta) \cdot Z \quad (9-46)$$

$$r_e = r + f' \cdot m_n \quad (9-47)$$

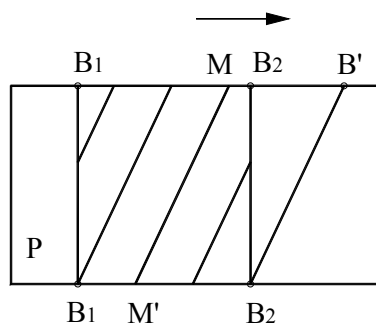
$$r_i = r - f'' \cdot m_n \quad (9-48)$$

6.3. Ưu nhược điểm của bánh răng nghiêng so với bánh răng thẳng tương ứng

- Hình 9-13 thể hiện quá trình tiếp xúc của 2 mặt răng của bánh răng nghiêng (với (P) là mặt phẳng ăn khớp). Trên hình 9-13b, B_1 và B_2 là điểm vào khớp và điểm ra khớp của tiết diện ngang, quá trình tiếp xúc bắt đầu chỉ là 1 điểm B_1 , tăng dần đến tiếp xúc hoàn toàn theo chiều dài của răng (MM') và giảm dần, chỉ còn tiếp xúc tại B_2 trước khi thôi tiếp xúc, vì thế trong thời gian tiếp xúc, xem như điểm tiếp xúc M di chuyển từ B_1 đến B' .



a)



b)

Hình 9-13

- Gọi ε là hệ số trùng khớp của cặp bánh răng nghiêng và ε_0 là hệ số trùng khớp ở cặp bánh răng thẳng tương ứng thì:

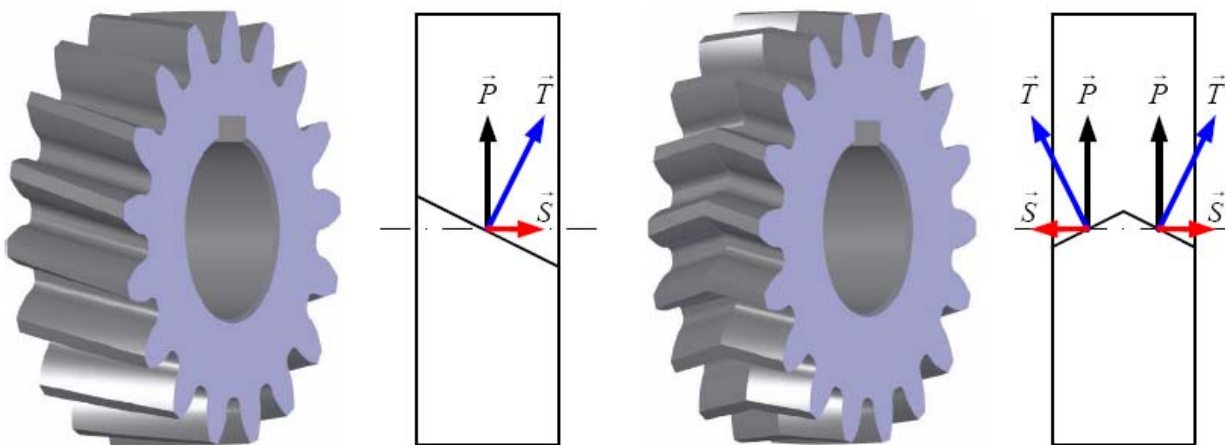
$$\varepsilon = \varepsilon_0 + (B_2B'/t_n) \quad (9-49)$$

- Ưu điểm:

- + Làm việc êm dịu.
- + Khả năng tải lớn hơn.

- Nhược điểm: xuất hiện lực dọc trục, có thể khắc phục bằng cách dùng bánh răng chữ V.

- Thông thường người ta chọn $\beta = 8^\circ - 15^\circ$



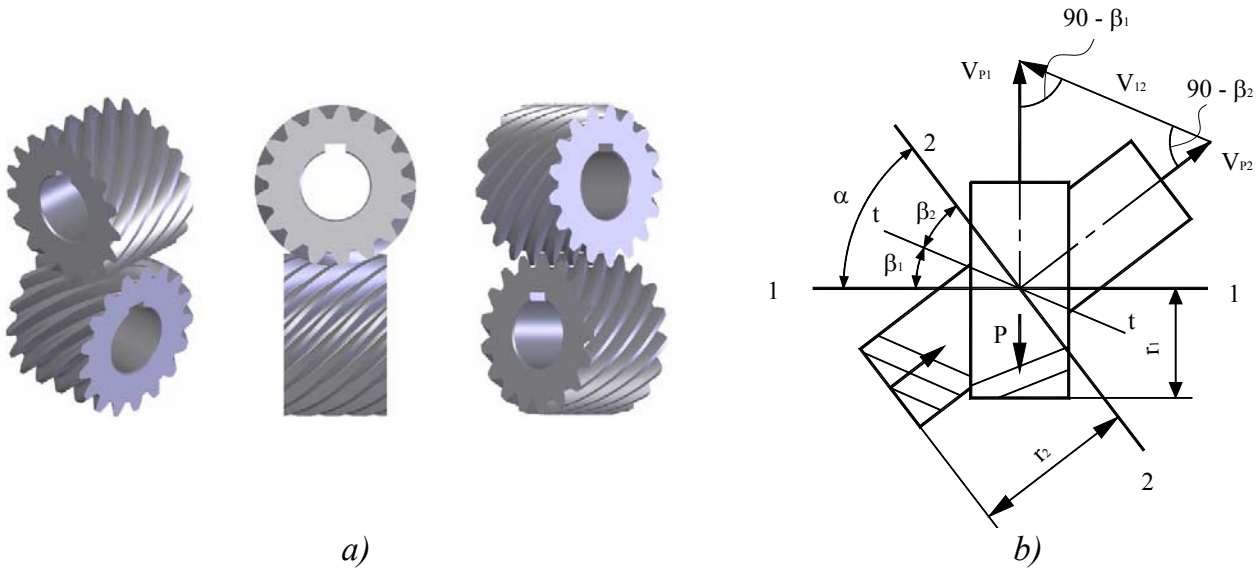
Hình 9-14: lực dọc trục

II. CƠ CẤU BÁNH RĂNG KHÔNG GIAN

1. CẶP BÁNH RĂNG TRỤ CHÉO

1.1. Cấu tạo

Bánh răng trụ chéo dùng để truyền chuyển động quay giữa 2 trục chéo nhau (hình 9-15), thường chúng là các bánh răng có mặt răng là mặt xoắn ốc thân khai (còn gọi là bánh răng xoắn thân khai), có các góc nghiêng không đối xứng ($\beta_1 \neq -\beta_2$). Cấu tạo mặt răng và các thông số giống như bánh răng nghiêng.



Hình 9-15: bánh răng trụ chéo & các thông số cơ bản

1.2. Đặc điểm tiếp xúc

- Tỷ số truyền:

+ Vì 2 trục không song song nhau nên 1 mặt răng sẽ tiếp xúc theo 1 điểm P. Qua điểm P vẽ mặt phẳng tiếp xúc chung với 2 hình trụ lăn. Hoạ đồ vận tốc trên mặt phẳng tiếp xúc thể hiện ở hình 9-15. Tiếp tuyến chung t-t với 2 đường răng của bánh răng và vector vận tốc tương đối V_{12} phải song song nhau.

+ Hình chiếu của vận tốc lên phương pháp tuyến bằng nhau:

$$\Rightarrow V_{P1} \cdot \cos \beta_1 = V_{P2} \cdot \cos \beta_2 \Leftrightarrow \omega_1 \cdot r_1 \cdot \cos \beta_1 = \omega_2 \cdot r_2 \cdot \cos \beta_2$$

Vì vậy:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \cdot \cos \beta_2}{r_1 \cdot \cos \beta_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (9-50)$$

- ả hện xét: muốn thay đổi tỷ số truyền có thể thay đổi tỷ số r_2/r_1 hoặc $\cos \beta_2 / \cos \beta_1$.

- Góc giữa 2 trục là $\gamma = |\beta_1 \pm \beta_2|$; dấu + ứng với bộ truyền bánh răng trụ chéo có răng xoắn cùng chiều, và ngược lại.

- Có hiện tượng trượt dọc theo răng.

Vận tốc trượt V_{12} hướng dọc theo đường răng và có giá trị:

$$V_{12} = |\omega_1 \cdot r_1 \cdot \sin \beta_1 \pm \omega_2 \cdot r_2 \cdot \sin \beta_2| \quad (9-51)$$

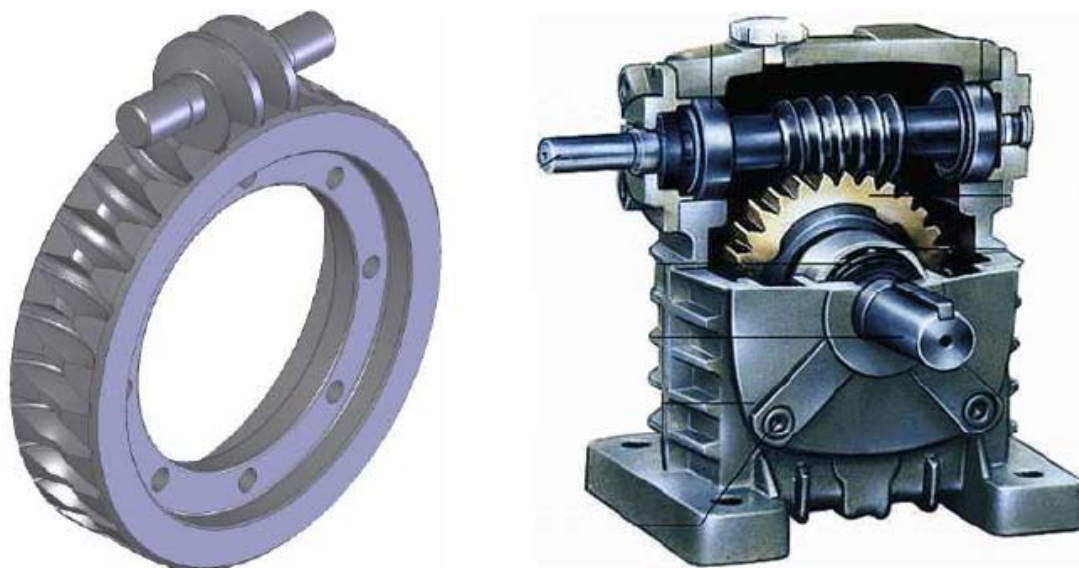
ả ếu chọn các tỷ số r_2/r_1 hoặc $\cos \beta_2 / \cos \beta_1$ không hợp lý, có thể làm cho vận tốc trượt tăng nhiều.

- Tiếp xúc theo điểm nên khả năng tải không cao, mau mòn. Trong ngành chế tạo máy, bánh răng trụ chéo ít được sử dụng vì các nhược điểm này.
- Khi thay đổi khoảng cách và góc giữa 2 trục, tỷ số truyền sẽ không thay đổi.

2. CƠ CẤU TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

Trục vít – bánh vít dùng để truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau. Thường gặp nhất là loại trục vít – bánh vít mà góc giữa 2 trục bằng 90° và dạng trục vít – bánh vít là hình trụ.

2.1. Cấu tạo



Hình 9-16: mô tả cơ cấu trục vít – bánh vít

Giả sử có 1 cặp bánh răng trụ chéo, truyền chuyển động quay giữa hai trục vuông góc nhau ($\gamma = 90^\circ$). Cặp bánh răng này có đặc điểm: góc nghiêng β_1 rất lớn, β_2 nhỏ. Vì thế đường răng của bánh răng 1 được quấn nhiều vòng trên bánh răng (hình 9-16). Số răng của bánh răng 1 không thể nhiều được, vì bước của đường xoắn có giá trị nhất định. Thông thường $Z_1 = 1 \div 4$. Số răng Z_1 còn gọi là số đầu mối, bánh răng 1 được gọi là trục vít, bánh răng 2 được gọi là bánh vít.

Vì vậy, thực chất của cơ cấu trục vít – bánh vít là một cặp bánh răng trụ chéo. Cấu tạo mặt răng giống như bánh răng trụ chéo.

2.2. Đặc điểm của cơ cấu trục vít – bánh vít

- Tỷ số truyền: (vì là bánh răng trụ chéo nên tỷ số truyền được tính như (9-50))

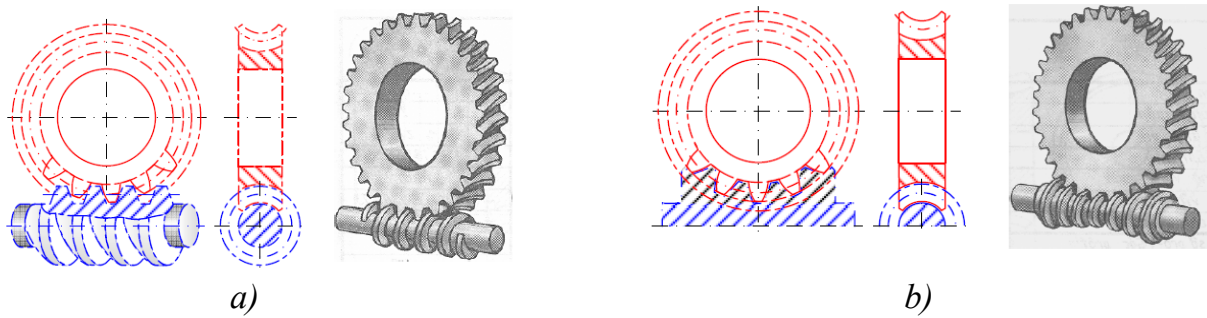
$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \cdot \cos \beta_2}{r_1 \cdot \cos \beta_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

- ả hạn xét: số đầu mối của trục vít Z_1 rất nhỏ, trong khi đó Z_2 có thể lấy lớn. Vì vậy cơ cấu này có ưu điểm cơ bản là tỷ số truyền có thể rất lớn, nhưng kích thước cơ cấu vẫn nhỏ gọn.

- Góc nghiêng của bánh vít và trục vít khác nhau nhiều, nên vận tốc trượt tương đối dọc răng sẽ rất lớn, vì vậy hiệu suất của cơ cấu thấp, nhiệt độ ở vùng tiếp xúc sẽ cao.

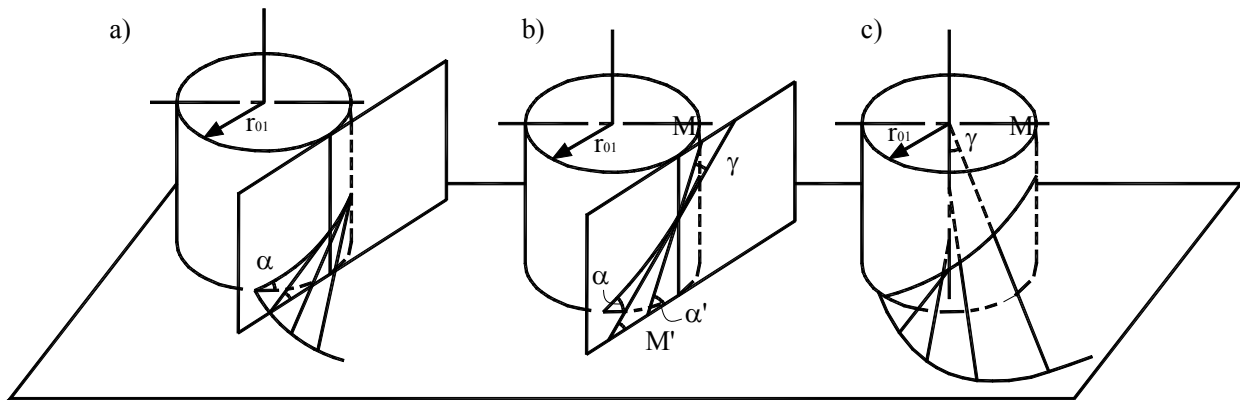
- Trong bộ truyền trục vít – bánh vít, mặt răng của trục vít và bánh vít tiếp xúc theo điểm nên khả năng tải không cao, mau mòn. Để đạt được tiếp xúc đường giữa trục vít và bánh vít, sẽ phải thay đổi mặt răng của bánh vít. Bánh vít được cắt bằng dao phay lăn có hình dạng hoàn toàn giống như trục vít sẽ ăn khớp với bánh vít. Khi đó mặt chân răng của bánh vít không phải là 1 hình trụ, mà là 1 mặt xuyên lõm tạo bởi mặt tròn có đường sinh là cung tròn bao lấy

trục vít dưới 1 góc ôm Ω (Hình 9-17a). Cũng có thể là vít lõm (trục vít globoit) (hình 9-17b) để trục vít ôm lấy bánh vít, cũng có thể cả trục vít và bánh vít đều lõm, ôm lấy nhau.



Hình 9-17: hai dạng mặt chân răng của bánh vít

2.3. Các loại mặt dùng làm mặt răng của trục vít hình trụ



Hình 9-18: sự hình thành mặt răng của trục vít

a) Mặt xoắn ốc thân khai:

- Trên hình trụ cơ sở bán kính r_o , vẽ đường xoắn ốc với góc nghiêng là α (H.9-18a). Mặt xoắn ốc thân khai được tạo thành bằng những đường thẳng có 3 đặc điểm sau đây:
 - + Tiếp xúc với hình trụ cơ sở (nằm trong mặt phẳng tiếp xúc với hình trụ).
 - + Tựa trên đường xoắn ốc.
 - + Tạo với mặt phẳng đáy 1 góc nghiêng bằng góc nghiêng của đường xoắn ốc.
- Đường giao của mặt xoắn ốc thân khai với mặt phẳng đáy là đường xoắn ốc thân khai của vòng tròn cơ sở r_o . Trục vít với mặt răng là mặt xoắn ốc thân khai gọi là trục vít thân khai.
- Trong các mặt cắt song song với mặt cắt chính (là mặt phẳng chứa đường tâm trục vít và vuông góc với trục bánh vít), có 1 mặt cắt tiếp xúc với hình trụ cơ sở, trong đó vết răng là đường thẳng.

b) Mặt xoắn ốc công-vô-lút

- Mặt công-vô-lút được tạo thành bởi những đường thẳng MM' với 3 tiêu chuẩn sau:
 - + ằm trong mặt phẳng tiếp xúc với hình trụ cơ sở.
 - + Tựa trên đường xoắn ốc.
 - + Tạo với mặt phẳng đáy 1 góc α' khác với góc nghiêng của đường xoắn ốc.
- Đường thẳng MM' tạo với đường sinh của mặt xoắn ốc thân khai 1 góc γ (H.9-18b). Vết của mặt xoắn ốc công-vô-lút trên mặt phẳng đáy là một đường xoắn ốc công-vô-lút. Trục

vít với mặt răng là mặt xoắn ốc công-vô-lút được gọi là trục vít công-vô-lút. ở đây $\alpha' = \alpha$, trục vít công-vô-lút trở thành trục vít thân khai.

c) Mặt xoắn ốc Ac-si-mét

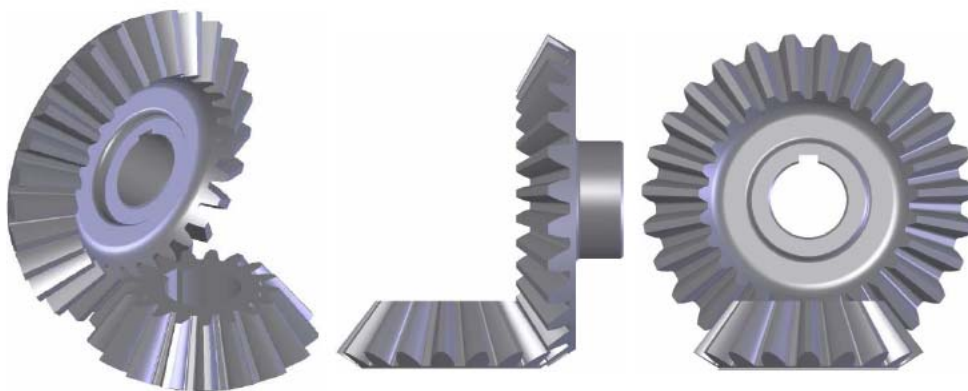
- Mặt xoắn ốc Ac-si-mét được tạo bởi các đường thẳng có các điều kiện sau:

- + Qua trục của hình trụ cơ sở.
- + Tạo với trục này góc γ không đổi.
- + Tựa trên đường xoắn ốc.

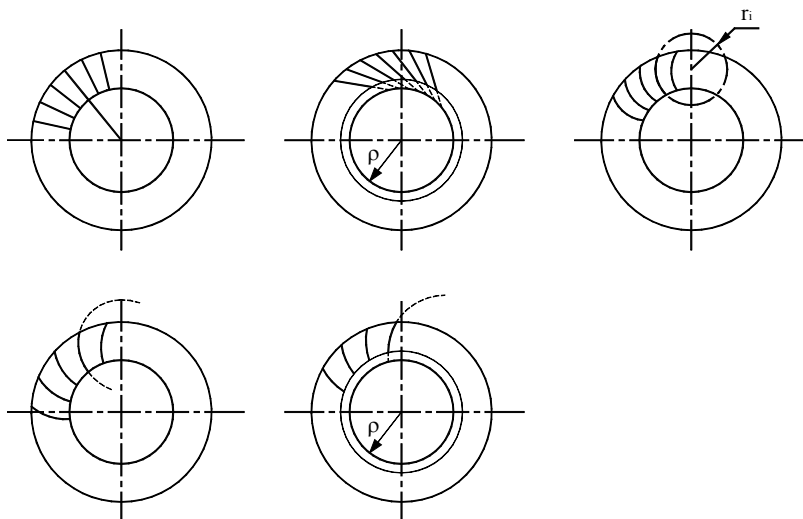
- Mặt phẳng vuông góc với trục hình trụ cắt mặt xoắn ốc Ac-si-mét theo 1 đường xoắn ốc Ac-si-mét. Mặt phẳng qua trục hình trụ cắt mặt xoắn ốc Ac-si-mét theo 1 đường thẳng. Vì vậy ở mặt cắt chính tiết diện, là một thanh răng có biên dạng thẳng (H9-18c).

3. BÁNH RĂNG NÓN

Trong bộ truyền bánh răng nón, răng phân bố trên hình nón cắt. Bánh răng nón được dùng để truyền chuyển động quay giữa 2 trục cắt nhau, chéo nhau trong không gian.



3.1. Phân loại



Hình 9-19: phân loại bánh răng nón

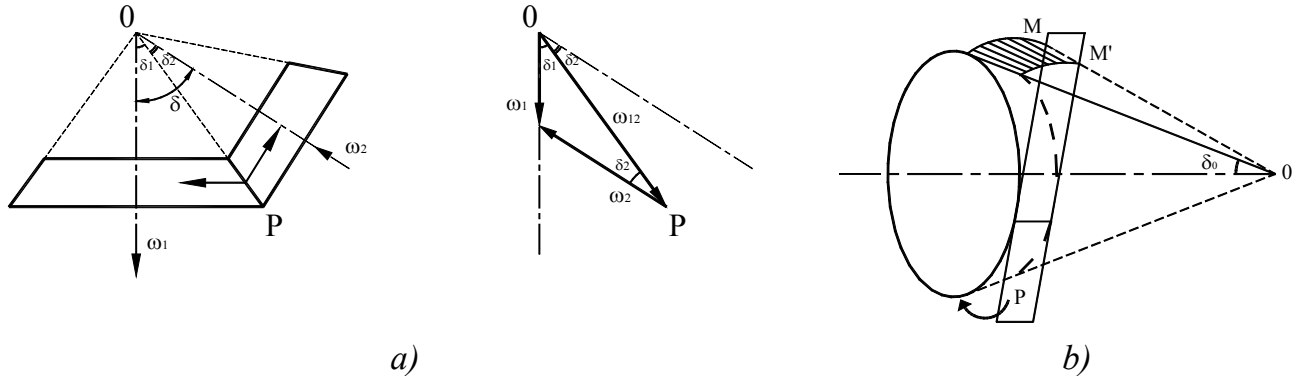
Tùy theo dạng đường răng trên bánh răng, bánh răng nón có 2 loại chính:

- Bánh răng nón thẳng:
 - + Đường răng chụm vào đỉnh răng (H.9-19a).
 - + Đường răng nghiêng, tiếp xúc với vòng tròn bán kính ρ (H.9-19b).
- Bánh răng nón không thẳng (răng cong):

- + Đường răng là cung tròn bán kính r_i (H.9-19c).
- + Đường răng là đường xoắn ốc Ac-si-mét (H.9-19d).
- + Đường răng là đường thân khai của vòng tròn bán kính ρ (H.9-19e).

3.2. Bánh răng nón răng thẳng

- Tỷ số truyền: bánh răng nón răng thẳng dùng để truyền chuyển động giữa 2 trục cắt nhau, góc giữa 2 trục là δ , tỷ số truyền là $i_{12} = \omega_1/\omega_2$.



Hình 9-20: quan hệ vận tốc

Mặt lăn của bánh răng nón là 2 mặt nón có chung đỉnh tại O. Vận tốc góc giữa 2 bánh là ω_1 và ω_2 có quan hệ $\omega_1 = \omega_2 + \omega_{12}$, được thể hiện trên hoạ đồ vận tốc góc (H.9-20a).

Từ hoạ đồ vận tốc góc, ta có:

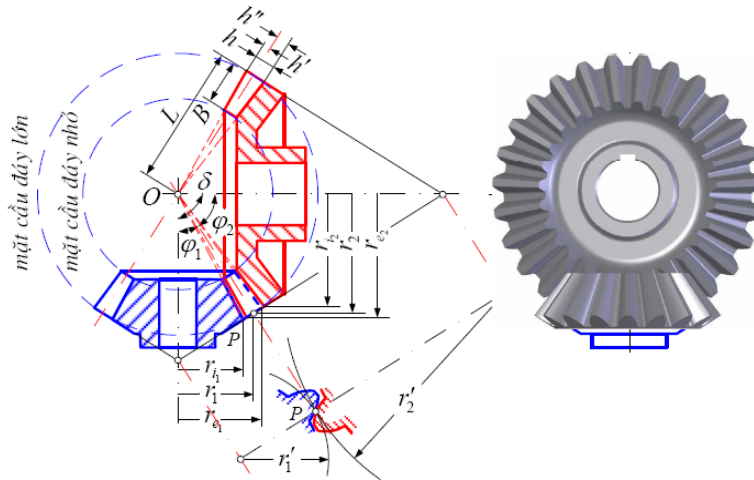
$$\frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i_{12} \quad (9-52)$$

Với $\delta = \delta_1 + \delta_2$, ta có:

$$\cotg \delta_1 = \frac{i_{12} + \cos \delta}{\sin \delta}; \quad \cotg \delta_2 = \frac{i_{21} + \cos \delta}{\sin \delta} \quad (9-53)$$

Vận tốc góc tương đối ω_{12} hướng theo OP, chuyển động tương đối là chuyển động quay quanh trục OP (trục quay tức thời) với vận tốc góc ω_{12} . Khi ăn khớp, 2 hình nón sẽ lăn không trượt lên nhau.

- **Sự hình thành mặt răng:** mặt răng của bánh răng nón là mặt thân khai nón, được tạo thành bởi đường thẳng MM' nằm trên mặt phẳng (P) lăn không trượt trên hình nón cụt (có đỉnh là O). ảnh hưởng của MM' qua điểm O, được mặt răng của bánh răng nón răng thẳng (H.9-20b), nếu MM' không qua điểm O, được mặt răng của bánh răng nón răng nghiêng.



Hình 9-21: thông số hình học

- Thông số của bánh răng nón (H.9-21):

- + Chiều dày của bánh răng nón được giới hạn bởi mặt cầu, tâm ở O, nhưng bán kính khác nhau. Tiết diện của bánh răng nón với 2 mặt cầu gọi là mặt mút lớn và mặt mút nhỏ.
- + Chiều cao của bánh răng nón được giới hạn bởi 2 hình nón chung đỉnh: hình nón đỉnh răng và hình nón chân răng. Kích thước của răng thay đổi theo chiều dọc của răng.
- + Mặt mút là mặt cầu, cho nên khó biểu diễn kích thước. Vì vậy mặt mút được thay bằng mặt nón phụ (là mặt nón vuông góc với mặt nón lớn). Vết của bánh răng nón trên hình nón phụ là bánh răng hình phễu. Có 2 bánh răng hình phễu trên mặt nón phụ ở mặt mút lớn và mặt nón phụ ở mặt mút nhỏ.

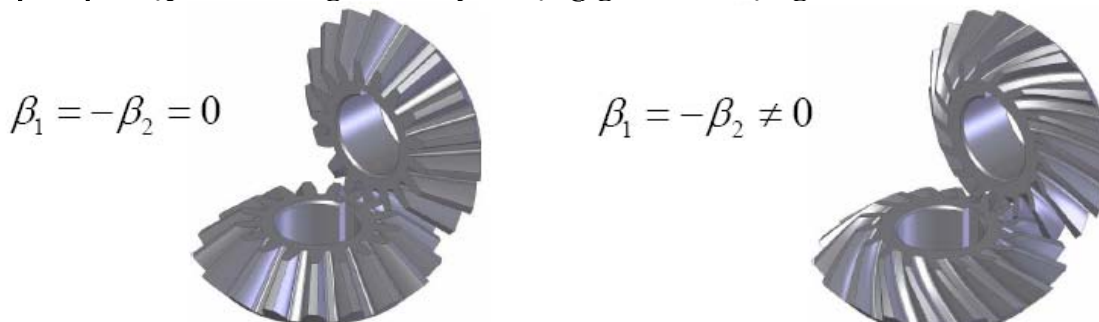
+ Trên bánh răng hình phễu:

- ❖ $t.Z = 2\pi r$ với t là bước răng trên vòng lăn và Z là số răng.
- ❖ Môđun mút lớn: $m = t/\pi$.
- ❖ Bán kính vòng lăn: $r = \frac{1}{2} m.Z$.
- ❖ Chiều cao đỉnh và chân răng của bánh răng hình phễu: $h' = m$; $h'' = 1,25m$.
- ❖ Bán kính vòng đỉnh: $r_e = r + h' \cdot \cos\delta$.
- ❖ Bán kính vòng chân: $r_i = r - h'' \cdot \cos\delta$.
- ❖ Chiều dài đường sinh (nón): $L = r/\sin\delta$.

3.3. Các dạng truyền động của cặp bánh răng nón

Xét cặp bánh răng nón răng nghiêng với các góc nghiêng trên mặt nón lăn là β_1 và β_2 .

a) $\beta_1 = \beta_2$: cặp bánh răng nón truyền động giữa hai trục giao nhau:



Bánh răng nón răng thẳng

Bánh răng nón răng nghiêng

Hình 9-22: góc nghiêng trên bánh răng nón

Đặc điểm truyền động:

- Tỷ số truyền:

$$\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 \Rightarrow i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{OP \cdot \sin \varphi_2}{OP \cdot \sin \varphi_1} = \frac{\sin \varphi_2}{\sin \varphi_1}$$

- Truyền động giữa hai trục giao nhau tiếp xúc theo đường thẳng d. ả ếu là cặp bánh răng nón răng thẳng thì d qua đỉnh nón. ả ếu là cặp bánh răng nón răng nghiêng thì d không qua đỉnh nón.

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

b) $\beta_1 \neq \beta_2$: cặp bánh răng nón truyền động giữa hai trục chéo nhau: gọi là bánh răng nón răng cong

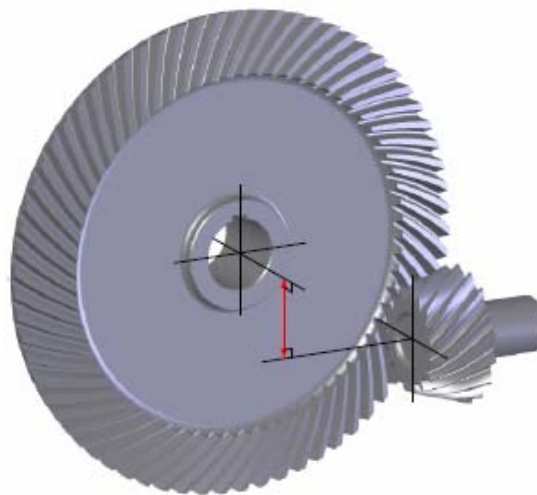
- Tỷ số truyền: $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{r_2 \cdot \cos \beta_2}{r_1 \cdot \cos \beta_1}$

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

- Bánh răng nón răng cong dùng để truyền chuyển động giữa 2 trục chéo nhau (còn gọi là bánh răng côn xoắn ốc, bánh răng hypoic). Việc phát hiện và ứng dụng bánh răng nón răng cong là 1 thành tựu lớn của các nhà khoa học và các kỹ sư vì những ưu điểm rất cơ bản của loại truyền động này:

- + Khả năng truyền tải cao.
- + Ăn khớp êm.
- + Độ nhảy và sai số thấp.
- + Ít ồn,...

Phân đi sâu nghiên cứu có thể tìm hiểu ở những chuyên đề riêng.

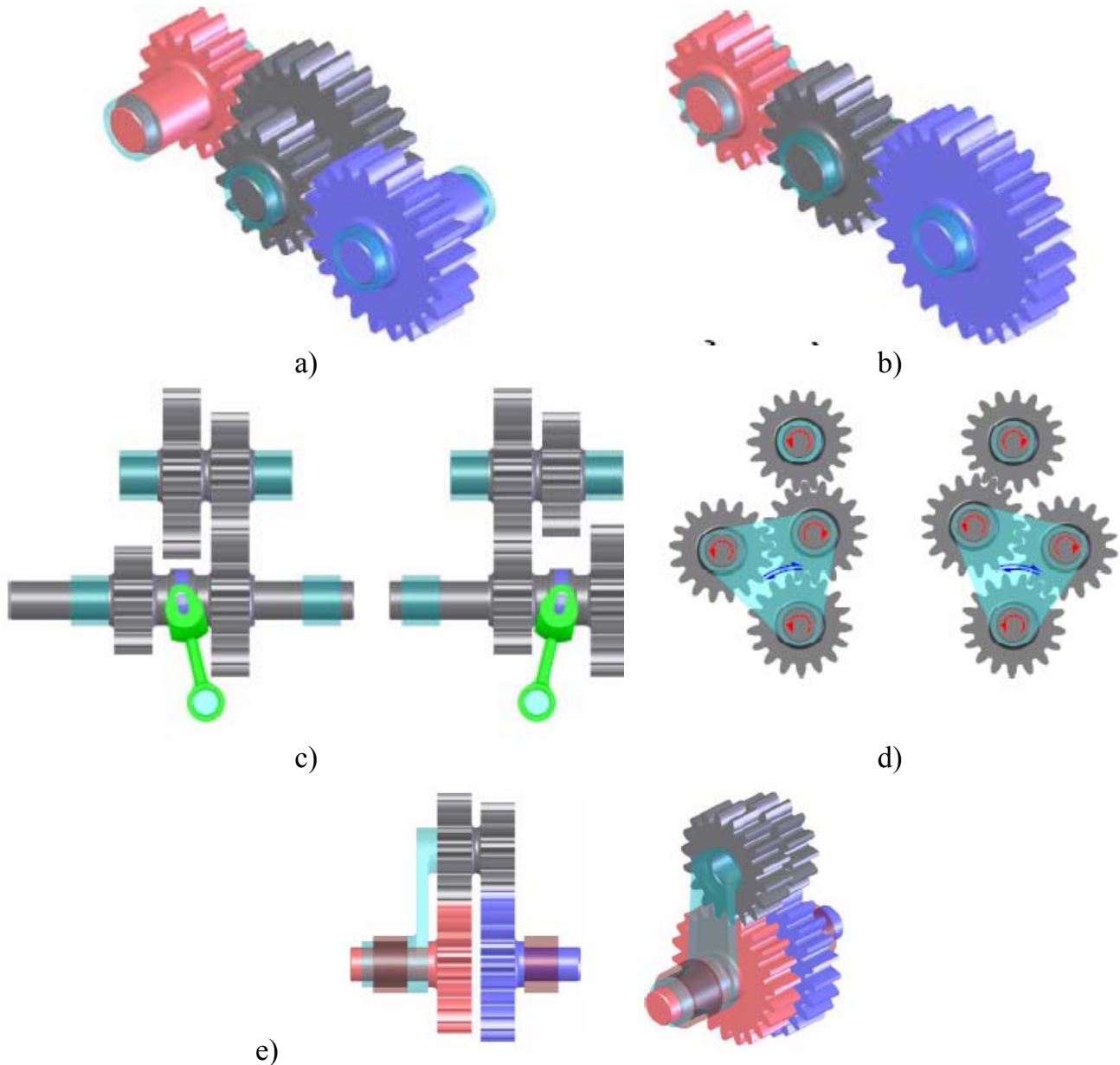


Hình 9-23: Bánh răng nón răng cong

III. HỆ BÁNH RĂNG

1. ĐẠI CƯƠNG

Do nhu cầu thực tế, ta không chỉ sử dụng một cặp bánh răng mà sử dụng nhiều cặp bánh răng nối với nhau, tạo thành một hệ thống và được gọi là hệ thống bánh răng hay hệ bánh răng.



Hình 9-24: mô tả hệ bánh răng

Công dụng: sử dụng hệ bánh răng có thể đạt được những công dụng khác nhau như:

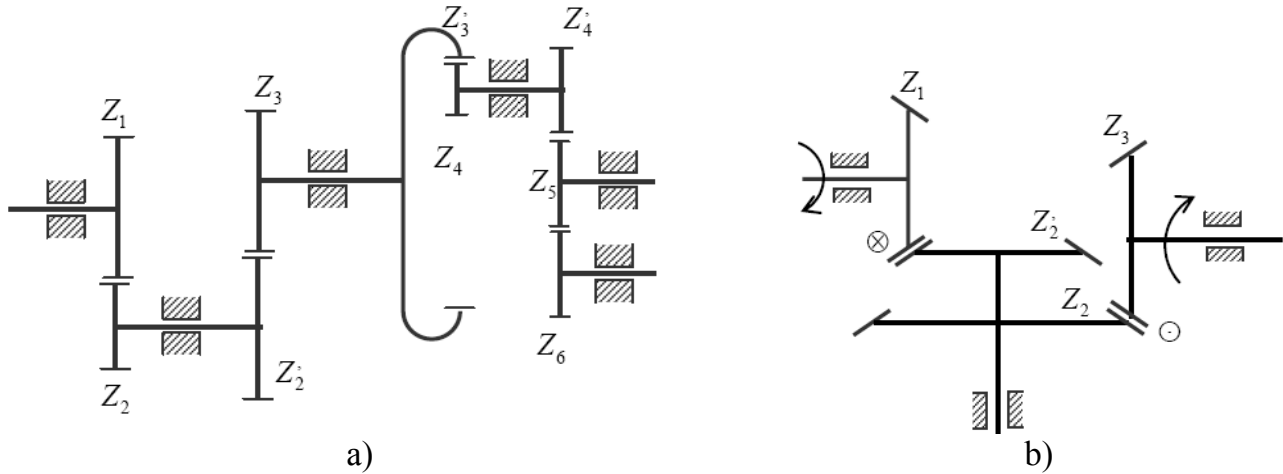
- + Thực hiện tỷ số truyền lớn (H.9-24a).
- + Cần truyền chuyển động quay giữa những trục cách xa nhau (H.9-24b).
- + Truyền chuyển động giữa các trục cần thay đổi tỷ số truyền (hộp số) (H.9-24c).
- + Thay đổi chiều quay (H.9-24d).

+ Hợp nhiều chuyển động thành 1 chuyển động, hay chia 1 chuyển động thành nhiều chuyển động độc lập nhau (bộ vi sai) (H.9-24e)

Phân loại: có 2 loại cơ bản là hệ bánh răng thường và hệ bánh răng vi sai.

2. HỆ BÁNH RĂNG THƯỜNG

Hệ bánh răng thường là hệ bánh răng trong đó tất cả các trục đều có đường trục cố định. Ví dụ: Hệ bánh răng ở hình 9-25:



Hình 9-25: hệ bánh răng thường

Bậc tự do của hệ: $W = 3n - 2p_5 - p_4$ với $p_5 = 6$; $p_4 = 5$; $n = 6 \Rightarrow W = 1$

Tỷ số truyền:

$$\begin{aligned} i_{16} &= \frac{\omega_1}{\omega_6} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} \cdot \frac{\omega_4}{\omega_5} \cdot \frac{\omega_5}{\omega_6} \\ &= \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega'_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega'_3}{\omega_4} \cdot \frac{\omega'_4}{\omega_5} \cdot \frac{\omega_5}{\omega_6} \\ &= \left(-\frac{Z_2}{Z_1}\right) \cdot \left(-\frac{Z_3}{Z'_2}\right) \cdot \left(-\frac{Z_4}{Z'_3}\right) \cdot \left(-\frac{Z_5}{Z'_4}\right) \cdot \left(-\frac{Z_6}{Z_5}\right) \\ &= (-1)^4 \cdot \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) \cdot \left(\frac{Z_3}{Z'_2}\right) \cdot \left(\frac{Z_4}{Z'_3}\right) \cdot \left(\frac{Z_5}{Z'_4}\right) \cdot \left(\frac{Z_6}{Z_5}\right) \end{aligned}$$

Tổng quát, gọi k là số cặp bánh răng ngoại tiếp trong hệ có n bánh răng, công thức tính tỷ số truyền có dạng:

$$i_{1n} = (-1)^k \cdot \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) \cdot \left(\frac{Z_3}{Z'_2}\right) \cdot \dots \cdot \left(\frac{Z_n}{Z'_{n-1}}\right) \quad (9-59)$$

Chú ý:

+ Nếu $i_{1n} < 0$ thì bánh răng 1 và bánh răng thứ n quay ngược chiều nhau và ngược lại.

+ Bánh răng 5 không làm ảnh hưởng đến giá trị của tỷ số truyền, nó được gọi là bánh răng trung gian.

+ Trong hệ bánh răng không gian, vấn đề cùng chiều hay ngược chiều không còn ý nghĩa nữa, nhưng ta có thể xác định chiều quay của bánh răng bị động theo chiều quay của bánh răng chủ động như H.9-25b.

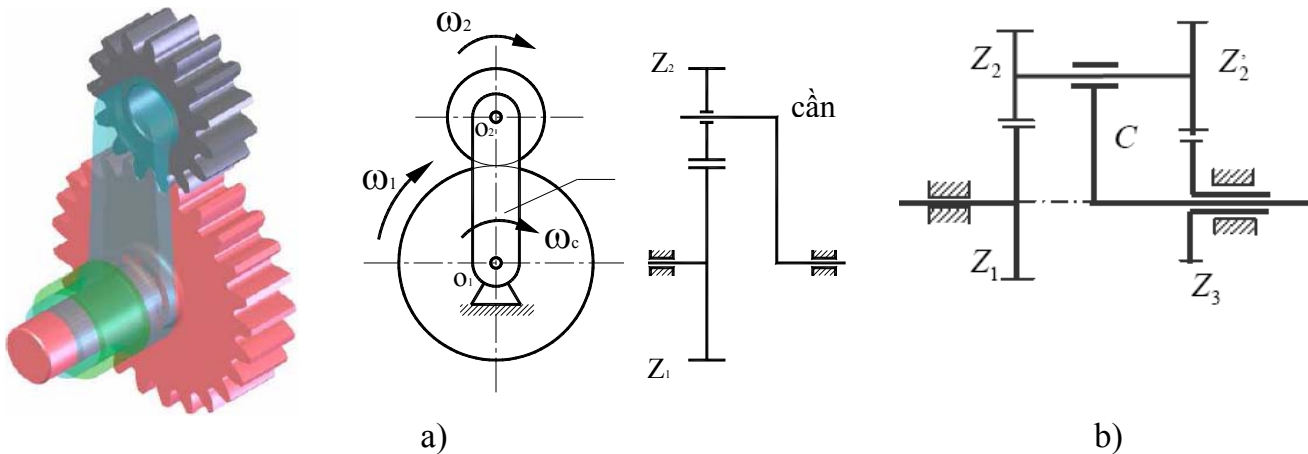
3. HỆ BÁNH RĂNG VI SAI

3.1. Giới thiệu

❖ **Hệ bánh răng vi sai** là hệ bánh răng trong đó mỗi cặp bánh răng có ít nhất một bánh răng có đường trục di động (H.9-26a, b).

Bánh răng có đường trục cố định gọi là bánh răng trung tâm, bánh răng có đường trục di động gọi là bánh răng vệ tinh. Khâu động mang trục của bánh vệ tinh gọi là cần, khi cố định cần hệ vi sai trở thành hệ thường.

Bậc tự do của hệ: $W = 3n - 2p_5 - p_4$ với $p_5 = 3$; $p_4 = 1$; $n = 3 \Rightarrow W = 2$



Hình 9-26: hệ bánh răng vi sai – lược đồ động

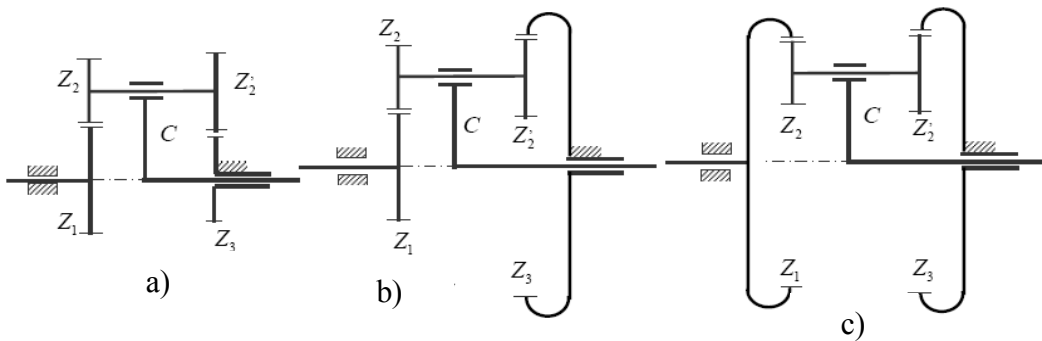
❖ **Hệ bánh răng hành tinh**: là hệ bánh răng vi sai có một bánh răng trung tâm cố định.

Khi cố định bánh răng trung tâm Z_3 của hệ vi sai trên hình 9-26b thì hệ này trở thành hệ hành tinh (H.9-27a).

Bậc tự do của hệ hành tinh:

$W = 3n - 2p_5 - p_4$ với $p_5 = 3$; $p_4 = 2$; $n = 3 \Rightarrow W = 1$.

Trong hệ vi sai và hệ hành tinh phẳng, đường trục của các bánh trung tâm Z_1 , Z_3 , và đường trục của cần C phải nằm trên một đường thẳng. Điều kiện này được gọi là điều kiện đồng trục của hệ.

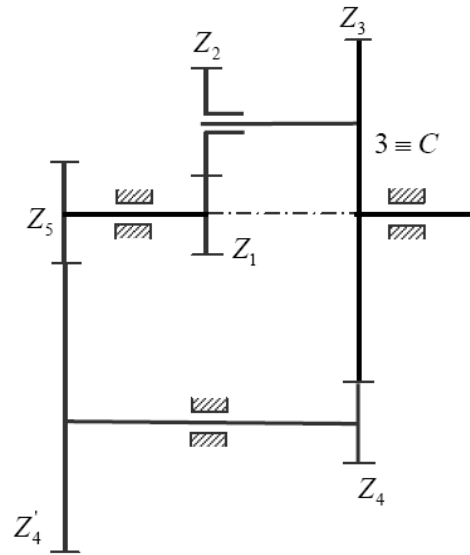


Hình 9-27: hệ bánh răng hành tinh

❖ **Hệ vi sai kín** là hệ vi sai trong đó các bánh răng trung tâm đều không cố định, nhưng hai bánh răng trung tâm hoặc một bánh răng trung tâm và cần nối với nhau bằng hệ thường.

Ví dụ trên hình 9-28 là một hệ vi sai kín. Đây là hệ hỗn hợp gồm một hệ vi sai (Z_1 , Z_2 , và cần C) và một hệ thường (Z_3 , Z_4 , Z'_4 , Z_5). Hệ thường nối bánh răng trung tâm Z_1 và cần C của hệ vi sai.

Bậc tự do của hệ vi sai kín: $W = 1$.



Hình 9-28: hệ vi sai kín

3.2. Tỷ số truyền

a) Hệ vi sai phẳng:

Xét hệ vi sai ở hình 9-26a, bánh răng trung tâm 1 và cần C quay quanh trục cố định O_1 với các vận tốc góc $\bar{\omega}_1$, $\bar{\omega}_c$ không phụ thuộc nhau, bánh răng vệ tinh 2 mang trên cần C có chuyển động quay kép với vận tốc góc $\bar{\omega}_2$.

Ta tìm quan hệ giữa $\bar{\omega}_1$, $\bar{\omega}_2$ và $\bar{\omega}_c$ bằng cách đổi giá cơ cấu, xem cần C là giá cố định hay nói cách khác là xét hệ vi sai trong chuyển động tương đối với cần C. Thì các bánh răng 1 và 2 đều có đường trục cố định và hệ trở thành hệ thường. Trong hệ này, các bánh răng 1 và 2 sẽ có vận tốc góc là:

$$\omega_1^c = \omega_1 - \omega_c; \quad \omega_2^c = \omega_2 - \omega_c$$

Gọi i_{12}^c là tỷ số truyền của bánh răng 1 và 2 trong chuyển động tương đối đối với cần C, ta có:

$$i_{12}^c = \frac{\omega_1^c}{\omega_2^c} = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_2 - \omega_c}$$

Thế nhưng trong chuyển động tương đối, hệ trở thành hệ thường, tỷ số truyền i_{12}^c có thể tính theo số răng:

$$i_{12}^c = -Z_2/Z_1$$

Xét hệ bánh răng vi sai ở hình 9-26b, lý luận tương tự, xét hệ vi sai trong chuyển động tương đối với cần C, ta có:

$$i_{13}^c = \frac{\omega_1^c}{\omega_3^c} = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c}$$

Trong đó i_{13}^c tính như trong hệ thường, $i_{13}^c = (-Z_2/Z_1).(-Z_3/Z_2)$

Một cách tổng quát, ta có thể xác định quan hệ giữa vận tốc góc giữa 2 khâu trong hệ vi sai bằng công thức sau:

$$i_{mq}^c = \frac{\omega_m^c}{\omega_q^c} = \frac{\omega_m - \omega_c}{\omega_q - \omega_c} \quad (9-60)$$

Trong đó ω_m, ω_q là vận tốc góc tuyệt đối của các bánh răng m, q cần xét nào đó trong hệ vi sai và ω_c là vận tốc góc tuyệt đối của cần. i_{mq}^c được tính như trong hệ bánh răng thường. Công thức trên gọi là công thức Willis.

b) Hệ vi sai không gian

❖ Điều kiện đồng trục trong hệ vi sai không gian: mọi bánh trung tâm và cần đều đồng trục, mọi mặt nón lăn phải có chung một đỉnh (H.9-29).

❖ Tỷ số truyền i_{12}^c :

Xét chuyển động tương đối của hệ với cần C trong hệ vi sai không gian. Trong chuyển động tương đối này, hệ trở thành hệ thường không gian, vận tốc góc của bánh răng 1 và 2:

$$\bar{\omega}_1^c = \bar{\omega}_1 - \bar{\omega}_c; \bar{\omega}_2^c = \bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_c$$

$$\Rightarrow i_{12}^c = \frac{\left| \bar{\omega}_1^c \right|}{\left| \bar{\omega}_2^c \right|} = \frac{\left| \bar{\omega}_1 - \bar{\omega}_c \right|}{\left| \bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_c \right|} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Ta có:

$$+ \text{Do } \bar{\omega}_1 // \bar{\omega}_c \Rightarrow \left| \bar{\omega}_1 - \bar{\omega}_c \right|^2 = \left| \omega_1 - \omega_c \right|^2.$$

$$+ \left| \bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_c \right|^2 = \omega_2^2 + \omega_c^2 - 2\bar{\omega}_2 \cdot \bar{\omega}_c.$$

$$\text{Do } \bar{\omega}_2 \perp \bar{\omega}_c \Rightarrow \bar{\omega}_2 \cdot \bar{\omega}_c = 0 \Rightarrow \left| \bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_c \right|^2 = \omega_2^2 + \omega_c^2$$

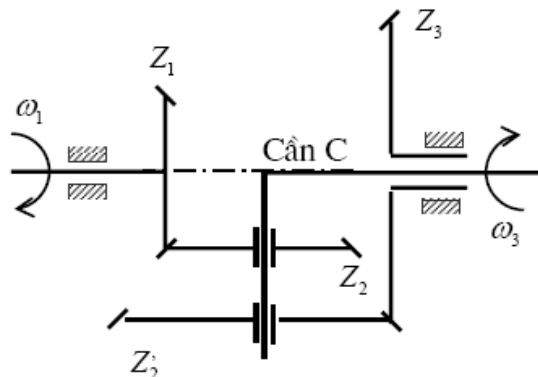
Tóm lại:

$$i_{12}^c = \frac{\left| \bar{\omega}_1^c \right|}{\left| \bar{\omega}_2^c \right|} = \frac{\left| \omega_1 - \omega_c \right|}{\sqrt{\omega_2^2 + \omega_c^2}} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

❖ Tỷ số truyền i_{13}^c :

Phân tích tương tự, ta có

$$i_{13}^c = \frac{\omega_1^c}{\omega_3^c} = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = (-Z_2/Z_1) \cdot (-Z_3/Z'_2)$$



Hình 9-29: hệ vi sai không gian

c) Hệ hành tinh

Hệ hành tinh có một bậc tự do. Từ quan hệ vận tốc góc trong hệ vi sai, dễ dàng suy ra tỷ số truyền trong hệ hành tinh.

Xét hệ hành tinh trong hình 9-27a, trong đó bánh răng trung tâm Z_3 cố định: $\omega_3 = 0$

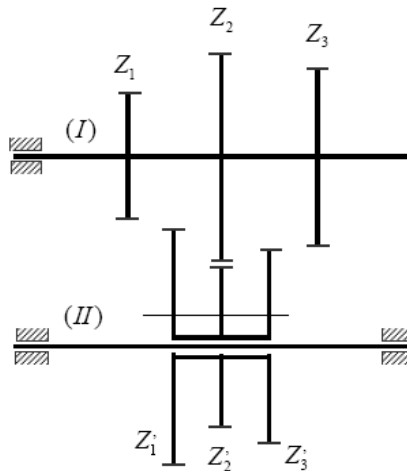
$$\Rightarrow i_{13}^c = \frac{\omega_1 - \omega_c}{-\omega_c} = 1 - i_{1c}$$

$$\text{với } i_{13}^c = \left(-\frac{Z_2}{Z_1}\right) \left(-\frac{Z_3}{Z'_2}\right)$$

4. VÍ DỤ VỀ ỨNG DỤNG THỰC TẾ CỦA HỆ BÁNH RĂNG

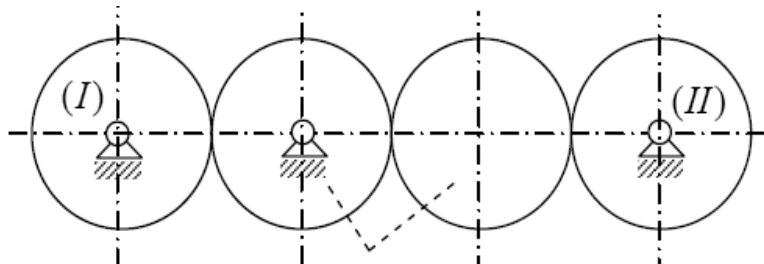
a) Ứng dụng của hệ thường

- Hệ bánh răng thường được dùng để thực hiện các tỷ số truyền lớn, mà một cặp bánh răng không thể thực hiện được (hộp giảm tốc).
- Dùng để thực hiện nhiều tỷ số truyền khác nhau (hộp số, hộp biến tốc).



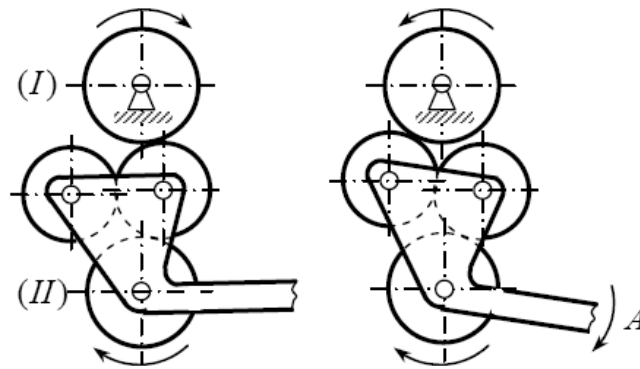
Hình 9-30: một ví dụ về hộp số

- Dùng để truyền động giữa hai trục xa nhau với một tỷ số truyền chính xác. ầu dùng một cặp bánh răng để truyền từ trục I sang trục II dẫn đến không hợp lý về mặt kích thước và chế tạo. ầu dùng bộ truyền đai hay xích thì tỷ số truyền không thật chính xác.



Hình 9-31: một ví dụ về truyền động giữa hai trục xa nhau

- Dùng để đảo chiều quay trục bị dẫn. Khi kéo chạc A xuống, trục II sẽ đổi chiều quay.

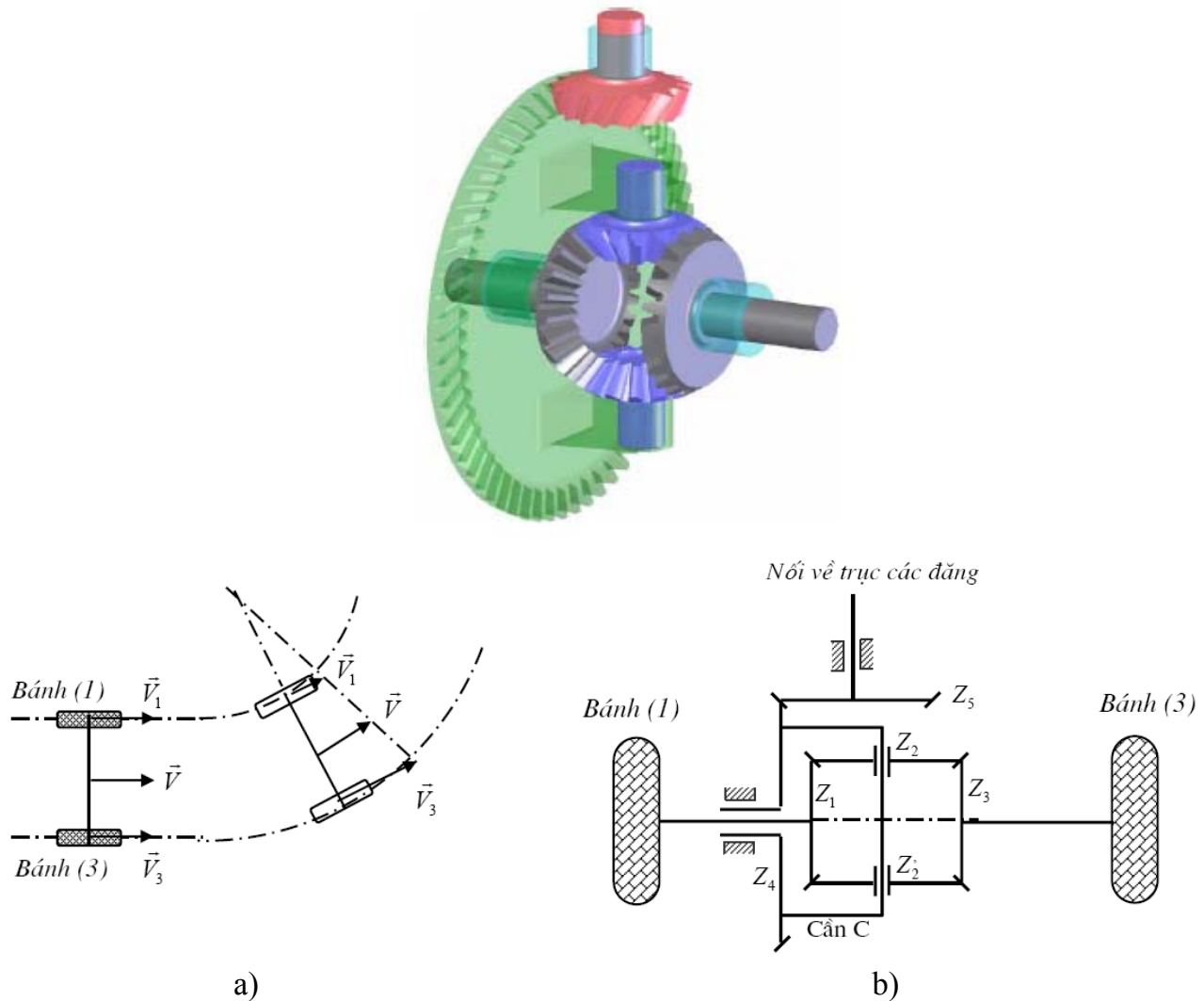


Hình 9-32: một ví dụ về đối chiều quay

b) Ứng dụng của hệ vi sai

Hệ vi sai có hai bậc tự do, do đó nó được sử dụng trong các trường hợp cần tổng hợp hai chuyển động quay độc lập thành một chuyển động quay, hay phân tích một chuyển động quay thành hai chuyển động quay độc lập.

Hộp vi sai trong ô tô: (hình 9-33)



Hình 9-33: hộp vi sai trong ô tô

- Gọi \bar{V} , \bar{V}_1 , \bar{V}_3 lần lượt là vận tốc ô tô và vận tốc của tâm bánh xe sau 1 và 3; và ω_1 , ω_3 lần lượt là vận tốc góc của bánh 1 và 3 (hình 9-331a).

- Khi xe chạy trên đường thẳng, ta có: $\bar{V}_1 = \bar{V}_3 = \bar{V} \Rightarrow \omega_1 = \omega_3$

- Khi xe chạy trên đường vòng, ta có $V_1 < V_3$, do đó để xe đi vòng dễ dàng, không bị trượt trên mặt đường, phải có $\omega_1 < \omega_3$.

- Thế mà, bánh 1 và 3 cùng nhận chuyển động từ trục động cơ (thông qua trục các-đăng) lại phải có hai vận tốc góc khác nhau. Do đó cần phải sử dụng hệ vi sai để phân tích thành 2 chuyển động này.

Xét chuyển động của cơ cấu vi sai trong ô tô như hình 9-33b.

+ Cơ cấu gồm một hệ thường không gian $Z_4 - Z_5$ và một hệ vi sai không gian gồm Z_1, Z_2, Z_3 và cần C. Hai bánh răng có số răng bằng nhau Z_1 và Z_3 dẫn động cho hai bánh xe và cùng ăn khớp với bánh răng Z_2 (có thể quay quanh cần C).

+ Quan hệ vận tốc góc trong hệ vi sai trên là:

$$i_{13}^c = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = \frac{n_1 - n_c}{n_3 - n_c} = -\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2} = -1$$

$$\Rightarrow (n_1 - n_c) / (n_3 - n_c) = -1$$

$$\Rightarrow n_1 + n_3 = 2n_c$$

+ Cần C gắn liền với bánh răng Z_4 nên $n_c = n_4 = \text{const.}$ à hờ vậ khi ô tô đi qua đường vòng, một bánh xe quay nhanh lên, bánh xe kia tự động quay chậm lại.

+ Thực tế ở cơ cấu vi sai trên, để tải trọng phân bố đều ở các bánh răng, các trục, người ta lắp thêm bánh răng Z'_2 . Thực chất chuyển động của bánh răng Z'_2 hoàn toàn giống bánh răng Z_2 , nên về nguyên lý không cần đề ý đến Z'_2 .

c) Ứng dụng của hệ hành tinh

- Hệ hành tinh cho phép thực hiện một tỷ số truyền lớn, có thể rất lớn. ví dụ hệ hành tinh trên hình 9-27a.

Ta có:

$$i_{1c} = \omega_1 / \omega_c = 1 - i_{13}^c = 1 - \frac{Z_2}{Z_1} \frac{Z_3}{Z'_2}$$

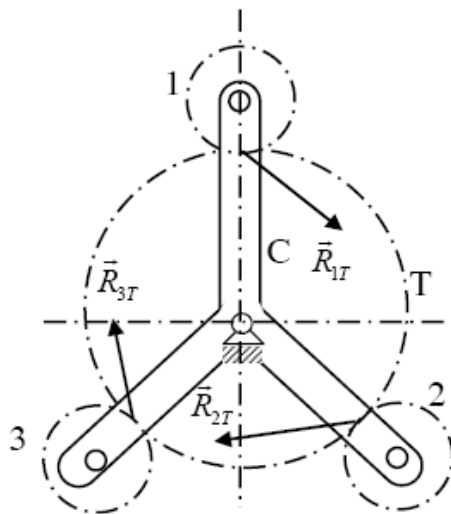
à ếu chọn hợp lý số răng của các bánh răng, ví dụ chọn: $Z_2 = 99$; $Z_3 = 101$; $Z_1 = Z'_2 = 100$ thì $i_{1c} = 1/10000$.

Tuy nhiên, khi chọn tỷ số truyền và khâu dẫn cần chú ý sao cho hiệu suất của hệ không quá thấp và đặc biệt phải tránh hiện tượng tự hãm.

- à gay cả khi tỷ số truyền nhỏ và vừa, người ta cũng dùng hệ hành tinh vì nó có một số ưu điểm về kết cấu và tải trọng:

+ Cần C thường có nhiều chạc phân bố đều, trên đó lắp các khối bánh răng vệ tinh giống nhau, vì vậy phân lực trên trục của cần C và trên các bánh răng trung tâm gần như bằng 0 (H.9-34). Mỗi bánh răng chỉ chịu một phần tải trọng nên có thể làm nhỏ, nhờ đó kích thước khuôn khổ nhỏ gọn.

+ Mặc khác, trong hệ hành tinh, có thể dùng các cặp bánh răng nội tiếp có nhiều ưu điểm về mặt sức bền so với cặp bánh răng ngoại tiếp.

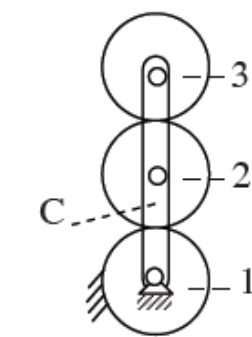
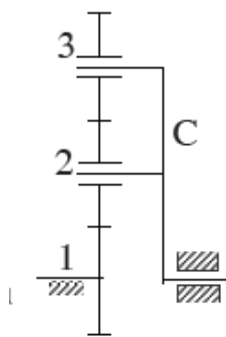


$$\bar{R}_{1T} + \bar{R}_{2T} + \bar{R}_{3T} \approx 0$$

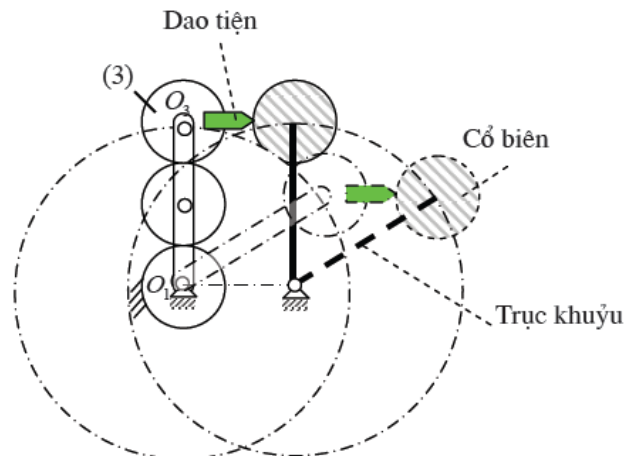
Hình 9-34: ưu điểm về sự phân bố lực

- Hệ hành tinh được dùng để tạo những chuyển động đặc biệt, cần thiết cho một số quá trình công nghệ.

Ví dụ xét hệ hành tinh trên hình 9-35a



a)



b) Cơ cấu máy tiện trục khuỷu

Hình 9-35: một số ứng dụng đặc biệt

+ Bánh răng 1 là bánh trung tâm cố định.

$$+ \text{Ta có: } i_{3c} = \frac{\omega_3}{\omega_c} = 1 - i_{31}^c = 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \frac{Z_2}{Z_3} = 1 - \frac{Z_1}{Z_3}$$

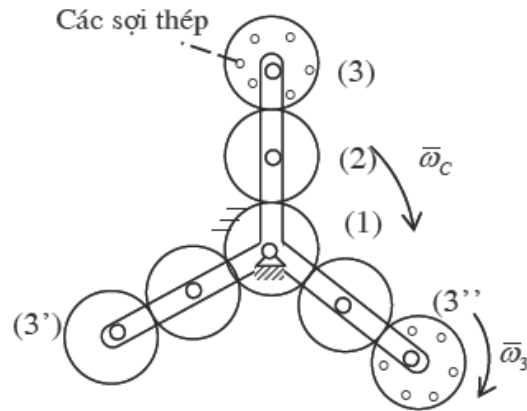
+ nếu lấy $Z_1 = Z_3$ thì $i_{3c} = 0 \Rightarrow \omega_3 = 0$: bánh răng 3 chuyển động tịnh tiến tròn. Trong trường hợp này, hệ hành tinh được sử dụng trong cơ cấu máy tiện trục khuỷu, dùng để tiện cổ biên của trục khuỷu (H.9-35b).

+ nếu lấy $Z_1 \neq Z_3$, hệ hành tinh này được sử dụng trong các cơ cấu máy bện cáp hay cơ cấu máy bện xơ dừa (H.9-36). Các dây cáp được bện lại từ các nhánh cáp, các nhánh cáp lại được bện từ các sợi thép. nếu chiều bện các nhánh cáp trong cùng một dây cùng chiều bện các sợi thép trong cùng một nhánh, ta gọi là cáp bện xuôi. ngược lại, ta có cáp bện ngược.

Trong cơ cấu máy bện cáp, các sợi thép được mắc trên các bánh răng 3, 3' và 3''. Khi cần C quay thì các bánh răng 3, 3' và 3'' cũng quay theo, các sợi cáp được bện thành các nhánh. Đồng thời các nhánh cũng được bện thành dây cáp.

Khi chọn $Z_1 < Z_3 \Rightarrow i_{3c} > 0 \Rightarrow \omega_3$ cùng chiều ω_c : ta được cáp bện xuôi.

Khi chọn $Z_1 > Z_3 \Rightarrow i_{3c} < 0 \Rightarrow \omega_3$ ngược chiều ω_c : ta được cáp bện ngược.



Hình 9-36: cơ cấu máy bện cáp

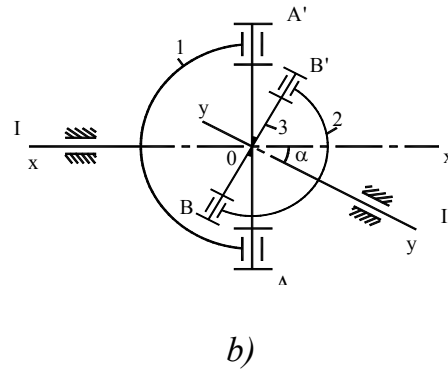
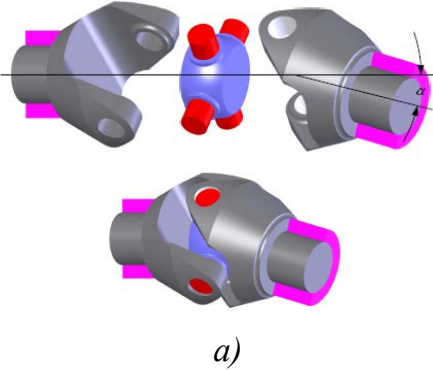
Chương 10: Một số cơ cấu khác

1. CƠ CẤU CÁC-ĐĂNG (Cardan, Universal Joint)

Cơ cấu các-đăng hay khớp nối trục các-đăng dùng để truyền chuyển động quay giữa 2 trục giao nhau một góc α không lớn lắm, nhưng có thể thay đổi được trong khi cơ cấu đang hoạt động.

1.1. Nguyên lý cấu tạo

- Hình 10-1a thể hiện cơ cấu thực, hình 10-1b là lược đồ động của cơ cấu các-đăng.



Hình 10-1: cơ cấu Cardan & lược đồ động

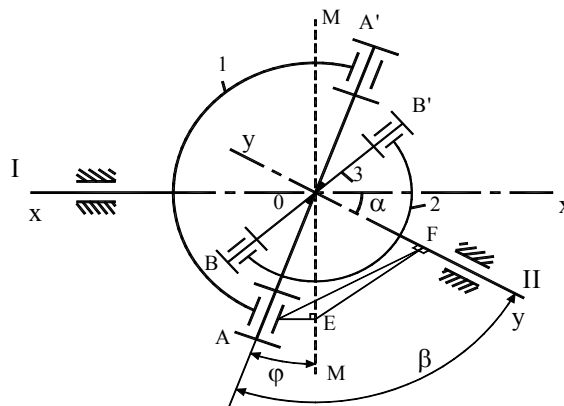
- Cơ cấu các-đăng gồm trục I và II có thể quay quanh tâm x-x, y-y giao nhau một góc α . Trục I mang chạc 1, trục II mang chạc 2. Hai chạc 1 và 2 cùng nối với khâu chữ thập 3 bằng hai khớp bản lề ở A-A' và B-B' với các điều kiện A-A' \perp x-x, B-B' \perp y-y, A-A' \perp B-B'; x-x và y-y giao nhau ở O cũng chính là điểm giao nhau giữa A-A' và B-B'. Các kích thước OA = OA' = OB = OB' = R.

1.2. Tỷ số truyền

- Trong quá trình chuyển động, quỹ đạo của A-A' là vòng tròn tâm O, bán kính R, nằm trong mặt phẳng vuông góc với x-x và đi qua tâm O. Tương tự, quỹ đạo của B-B' là vòng tròn tâm O, bán kính R, nằm trong mặt phẳng vuông góc với y-y và đi qua tâm O.

- Trong quá trình chuyển động, vị trí của A-A' thay đổi, được đặc trưng bằng thông số φ là góc giữa A-A' và M-M; trong đó M-M là giao tuyến của mặt phẳng chứa các đường tâm quay x-x, y-y và mặt phẳng chứa quỹ tích của A-A' (Hình 10-2).

$$\varphi = \angle AOM$$



Hình 10-2: mô tả các thông số

- Tỷ số truyền được tính theo công thức sau:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi}{\cos \alpha} \quad (10-1)$$

1. . ả hện xét:

+ Khi cơ cấu chuyển động, góc φ thay đổi từ 0 đến 2π ; $\cos^2 \varphi$ thay đổi từ 0 đến 1 nên tỉ số truyền i_{12} sẽ thay đổi từ $1/\cos \alpha$ đến $\cos \alpha$. ả hện vậy khi $\omega_1 = \text{const}$ thì ω_2 thay đổi từ $\omega_{2\min} = \omega_1 \cdot \cos \alpha$ đến $\omega_{2\max} = \omega_1 / \cos \alpha$.

+ Độ không đều của trục bị dẫn được đánh giá qua hệ số δ :

$$\delta = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = \tan \alpha \cdot \sin \alpha \quad (10-2)$$

Rõ ràng góc giao nhau α giữa 2 trục càng lớn thì độ không đồng đều càng lớn, nghĩa là trục bị dẫn động càng bị dao động xoắn trong quá trình chuyển động dẫn đến khả năng bền của trục bị giảm nhiều. Đây là lý do góc giao nhau α trong cơ cấu các-đăng không được lớn.

1.3. Cơ cấu Các-đăng kép

(Tham khảo PL 10.1)

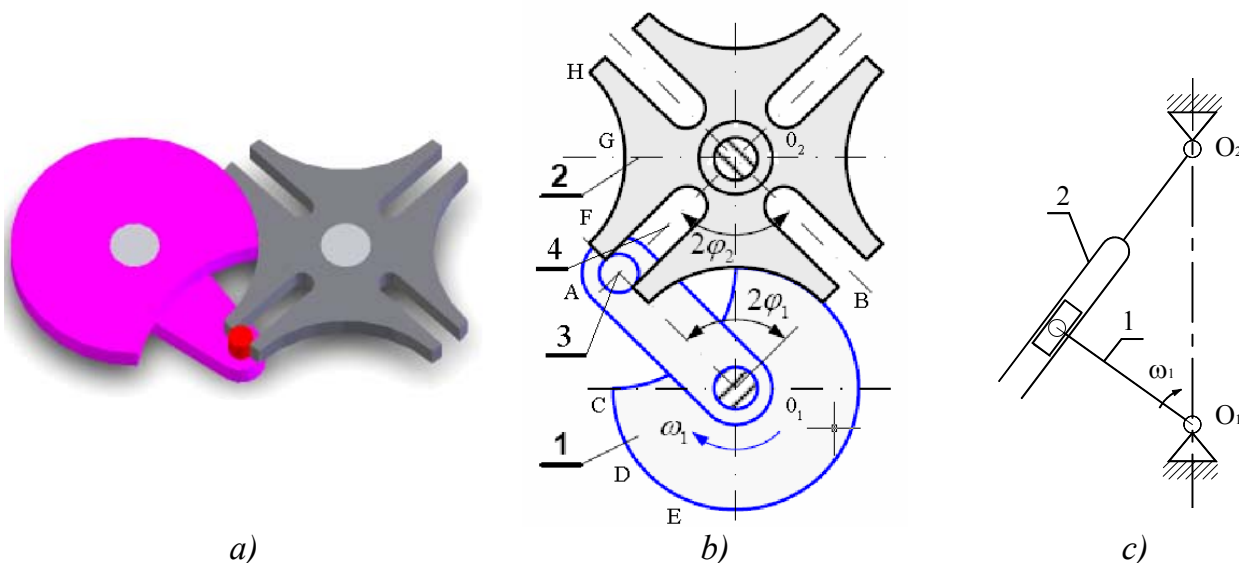
2. CƠ CẤU MAN (Malte, Geneva Mechanism)

Cơ cấu man là cơ cấu biến chuyển động quay liên tục thành chuyển động quay gián đoạn nhờ trên khâu dẫn có chốt và trên khâu bị dẫn có những rãnh tiếp xúc không liên tục với nhau.

Ví dụ ứng dụng: cơ cấu ấn dao của máy bào, cơ cấu thay ụ dao của máy tiện tự động, cơ cấu đưa phim của máy chiếu phim,...

2.1. Nguyên lý cấu tạo

Hình 10-5a và 10-5b thể hiện cơ cấu Man, trong đó khâu dẫn 1 mang chốt 3 quay quanh tâm O_1 ; khâu bị dẫn 2 là đĩa mang những rãnh 4 có thể quay quanh tâm O_2 . Khi khâu 1 quay liên tục, sẽ có lúc chốt 3 lọt vào rãnh 4 của đĩa 2 ở vị trí A và gạt đĩa này quay quanh O_2 một góc đến khi chốt ra khỏi rãnh ở vị trí B thì đĩa 2 sẽ ngừng quay nhờ cung tròn CDE trên đĩa 1 tiếp xúc với cung tròn FGH trên đĩa 2. Lúc này rãnh kế tiếp trên đĩa 2 ở vị trí chờ chốt trên đĩa 1 vào để truyền động và quá trình truyền động xảy ra liên tục.



Hình 10-5: cơ cấu Malte – các thông số - lược đồ động

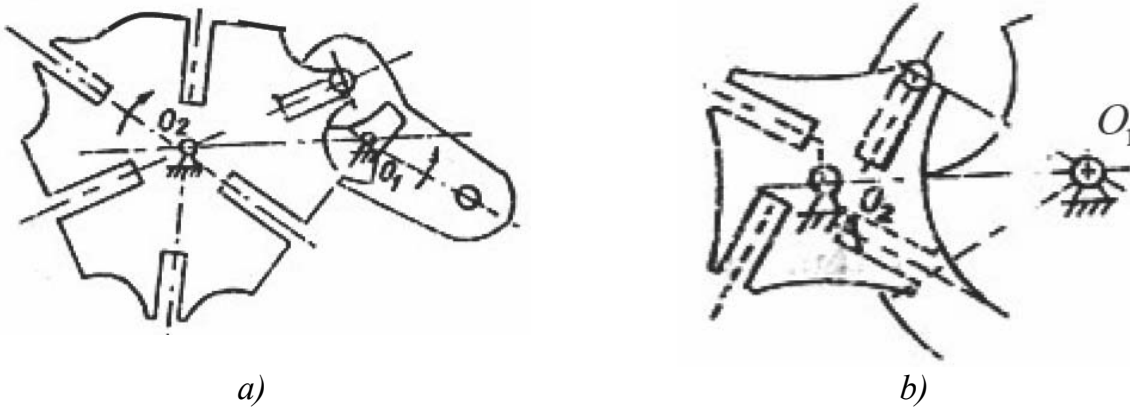
Số chốt trên đĩa 1 có thể bằng 1 hay lớn hơn 1. Số rãnh trên đĩa 2 thường là 4, 6, 8,...

Chú ý:

+ Để không xảy ra va đập khi chốt vào và ra khỏi rãnh, ở vị trí này chốt phải chuyển động theo phương của rãnh nghĩa là rãnh phải nằm theo phương tiếp tuyến quỹ đạo của chốt (H.10-5). Muốn vậy phải thỏa mãn:

$$O_2AO_1 = O_2BO_1$$

+ Các chốt và các rãnh trên cơ cấu Man có thể phân bố bất kỳ (khoảng cách từ tâm các chốt đến tâm O_2 có thể không bằng nhau như trên hình 10-6a, các rãnh của đĩa 2 có thể không hướng tâm như trên hình 10-6b), miễn là chúng phối hợp được với nhau.



Hình 10-6: sự phân bố các rãnh

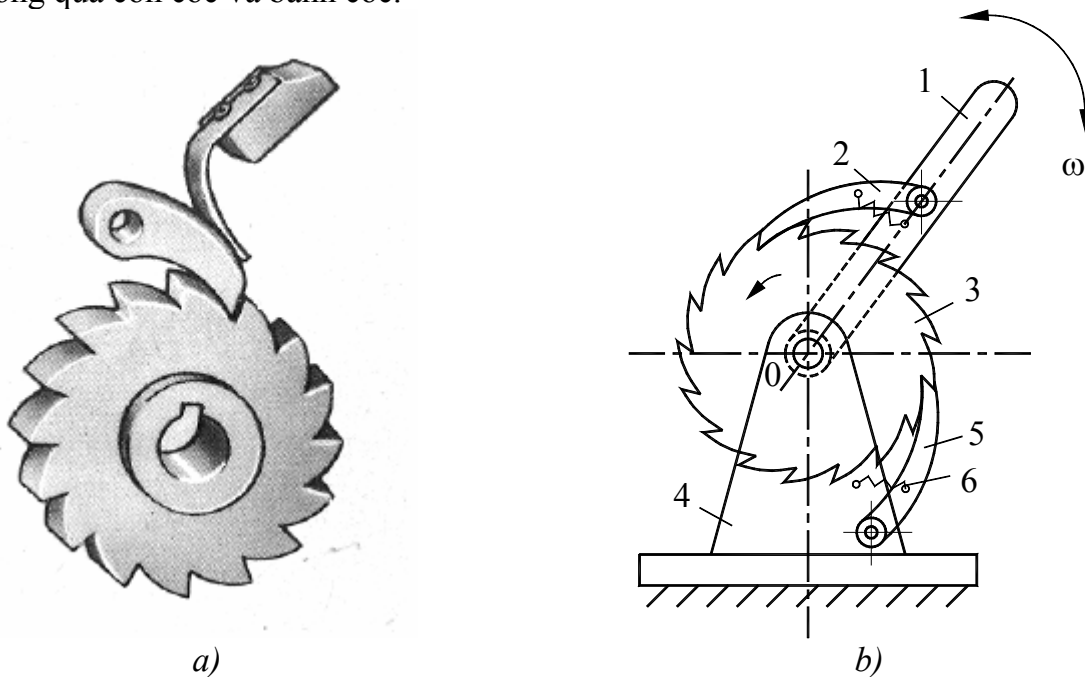
2.2. Số chốt và số rãnh trên cơ cấu Man

2.3. Động học cơ cấu Man

(Tham khảo PL 10.2)

3. CƠ CẤU BÁNH CỐC (Ratchet Mechanism)

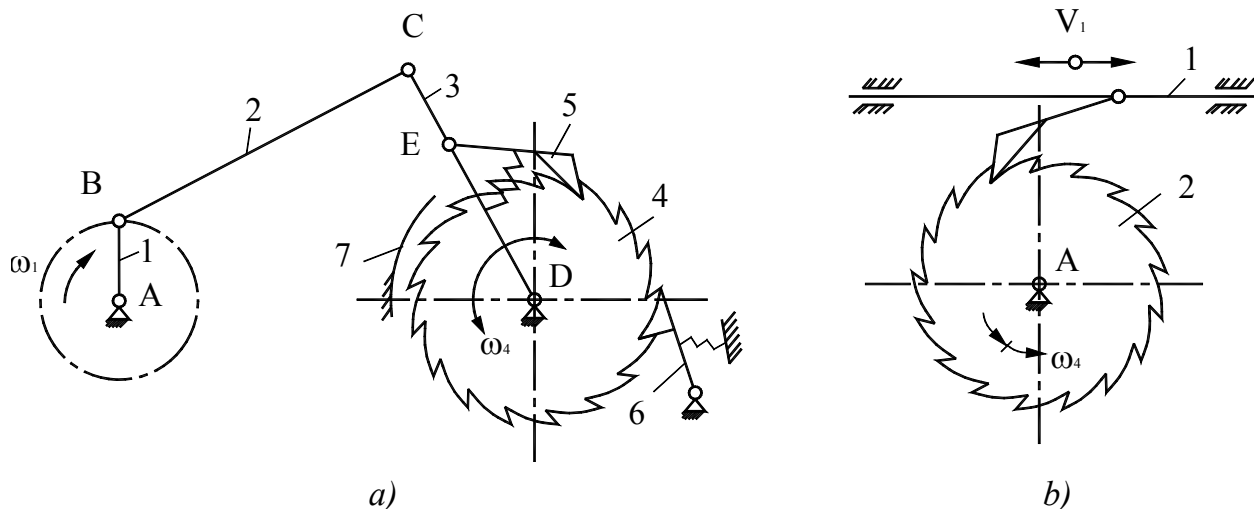
Cơ cấu bánh cóc là cơ cấu biến chuyển động qua lại thành chuyển động 1 chiều gián đoạn thông qua con cóc và bánh cóc.



Hình 10-8: mô tả cơ cấu bánh cóc

Hình 10-8b mô tả cơ cấu bánh cóc gồm: thanh lắc 1 lắc qua lại quanh tâm O, con cóc 2 có thể trượt trên răng của bánh cóc 3 khi chiều lắc cùng chiều kim đồng hồ và đẩy con cóc quay quanh tâm O khi chiều lắc ngược chiều kim đồng hồ. ả hư vậy bánh cóc chuyển động quay gián đoạn 1 chiều. Để hãm chuyển động của bánh cóc theo chiều ngược lại (khi không nhận truyền động của con cóc 2) ta dùng con cóc 5 được bắt trên giá 4 và được giữ bằng lò xo xoắn ốc 6.

Chuyển động qua lại có thể là chuyển động lắc quanh tâm bánh cóc (hoặc chuyển động tịnh tiến qua lại) nhận được từ cơ cấu 4 khâu bản lề ABCD (hình 10-9a) hoặc từ chuyển động tịnh tiến nhờ cơ cấu tay quay – con trượt (hình 10-9b) hoặc nhờ những cơ cấu khác.



Hình 10-9: các dạng thay đổi chuyển động

Một số dạng của cơ cấu bánh cóc:

(Tham khảo PL 10.3)

Phụ lục

Tài liệu tham khảo

- + Giáo trình ắ guyên lý máy – Vương Thành Tiên – ĐH ắ ông Lâm Tp.HCM.
- + Giáo trình ắ guyên lý máy – Đặng Thế Huy, ắ guyễn Khắc Thường – ắ XB ắ ông nghiệp – 1982.
- + Giáo trình ắ guyên lý máy – Lê Cung – ĐH Đà ắ ắng – 2006.
- + Giáo trình ắ guyên lý máy – ắ guyễn Tấn Tiến – ĐH Bách Khoa Tp.HCM.
- + Giáo trình Cơ học máy – Lại Khắc Liễm – ắ XB Đại học Quốc gia Tp.HCM – 2001
- + Bài tập ắ guyên lý máy – Tạ ắ gọc Hải – ắ XB Khoa học & Kỹ thuật – 2003.
- + ắ guyên lý máy – Đinh Gia Tường, ắ guyễn Xuân Lạc, Trần Doãn Tiến – ắ XB ĐH & THCA – 1970.
- + ắ guyên lý máy – Bùi Xuân Liễm – ắ XB Giáo dục.
- + Introduction to Mechanisms – Yi Zhang, Susan Finger, Stephannie Behrens – Carnegie Mellon University Press – 2006.
- + Kinematics and Dynamics of Machines – George H. Martin – McGraw-Hill – 1982.
- + Mechanism Design: Enumeration of Kinematic Structures According to Function – Frank Kreith – CRC Press – 2001.
- + Machinery’s Handbook 26th edition – Erik Oberg, Franklin D. Jones, Holbrook L. Horton, and Henry H. Ryffel – Inductriak Press – 2000.