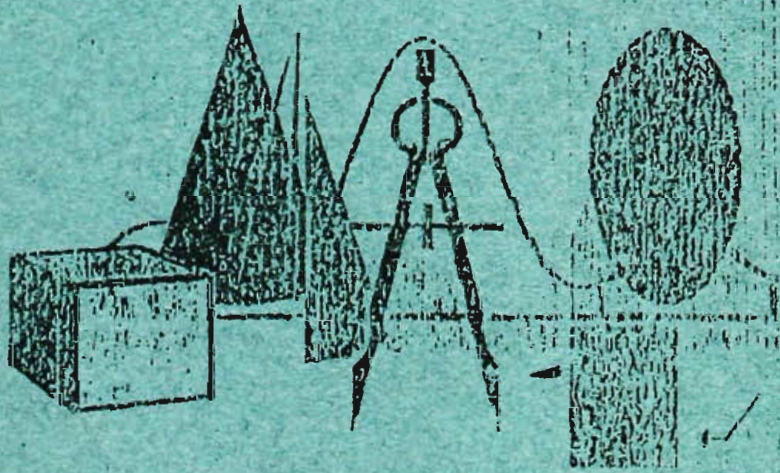


3

TRẦN VĂN LÂM - TRỊNH QUANG VINH - PHẠM DƯƠNG

HƯỚNG DẪN THIẾT KẾ ĐỒ ÁN MÔN HỌC
NGUYÊN LÝ MÁY



Thu Vien ĐHKTCN-TN



MGT08048599

TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHỆ VÀ THIẾT KẾ

N
TN

99

LỜI MỞ ĐẦU

Thiết kế đồ án môn học Nguyên lý máy là một khâu quan trọng trong quá trình đào tạo sinh viên trong các ngành công nghiệp nói chung, đặc biệt là các ngành cơ khí chế tạo, ngành động lực.

Để thiết kế đồ án môn học này cần thiết phải có tài liệu tham khảo. Chính vì lẽ đó mà chúng tôi những người trực tiếp giảng dạy môn học này đã cùng nhau biên soạn quyển "Thiết kế đồ án Nguyên lý máy". Tài liệu này không những phù hợp với các ngành cơ khí chế tạo, động lực, máy nông lâm nghiệp, máy mỏ mà còn thích hợp cho cả các ngành khác. Ngoài ra cả các cán bộ trung cấp và học sinh trung học cũng tham khảo được.

Để biên soạn quyển sách này chúng tôi đã tham khảo nhiều giáo trình nguyên lý máy trước đây xuất bản trong nước cũng như của nước ngoài. Chúng tôi cũng đã xem lại toàn bộ nội dung quyển hướng dẫn thiết kế nguyên lý máy mà bộ môn đã biên soạn trước đây. Tham khảo các quyển thiết kế đồ án nguyên lý máy của học viện bách khoa Leningrat và một số tài liệu khác. Để nội dung sách được cô đọng, phù hợp, chúng tôi đã mạnh dạn lược bỏ những phần không liên quan trực tiếp tới nội dung thiết kế và đưa thêm một số phần mới vào cho phù hợp và theo kịp với những thành tựu khoa học hiện nay. Việc áp dụng kỹ thuật vi tính vào thiết kế cũng đã được đề cập, tuy nhiên đó còn là một lĩnh vực mới mẻ, đang được từng bước đưa vào thí nghiệm. Vì vậy trong giai đoạn hiện nay và ngay cả sau này những lý thuyết cơ bản và các phương pháp đã và đang vận dụng vẫn rất cần thiết đối với những người làm công tác kỹ thuật. Đối với sinh viên trường ta nó càng không thể thiếu được. Vấn đề chất lượng của việc đào tạo kỹ sư thành thạo nghiệp vụ có ý nghĩa đặc biệt. Người thiết kế phải nắm vững mọi phương pháp trong việc tính toán và thiết kế các máy, nhất là các máy hiện đại tự động hoá và có năng suất cao. Máy được thiết kế hợp lý thì phải thoả mãn các yêu cầu: an toàn cho người làm việc, tạo điều kiện tốt nhất cho người sử dụng, có tính kinh tế, tính công nghệ và có năng suất cao. Đó là những yêu cầu mà ta phải giải quyết khi thiết kế.

Giai đoạn đầu của việc giải quyết các vấn đề đó là phải hoàn thành việc phân tích và tổng hợp bộ máy cần thiết để tìm ra một lược đồ động đảm bảo thực hiện đủ chính xác quy luật chuyển động đã cho. Để làm việc đó không những sinh viên phải nắm vững những lý thuyết cơ bản của nguyên lý máy, những phương pháp phân tích tổng hợp động học, động lực học các cơ cấu mà còn phải biết ứng dụng chúng một cách thành thạo để phân tích và thiết kế các loại cơ cấu và máy khác nhau.

Nội dung tối thiểu của một bản đồ án nguyên lý máy là : thiết kế được cơ cấu chính , chọn được các kích thước động , phân tích động học, phân tích lực và động lực học cơ cấu chính , tiếp đó là thiết kế một vài cơ cấu của máy đó, ví dụ cơ cấu cam, cơ cấu bánh răng . Để thoả mãn được các yêu cầu về thiết kế chúng tôi đã dựa vào những phần lý thuyết hợp lý . đồng thời hướng dẫn tỉ mỉ cách tiến hành thiết kế đồ án và có các ví dụ minh hoạ.

Sách được chia thành 9 chương và 1 phần phụ lục với nội dung cụ thể như sau:

Chương 1 : Phân tích cấu trúc , xếp loại cơ cấu phẳng .

Chương 2 : Tổng hợp cơ cấu phẳng toàn khớp,tháp .

Chương 3 : Phân tích động học cơ cấu phẳng

Chương 4 : Phân tích lực cơ cấu phẳng

Chương 5 : Cân bằng máy.

Chương 6 : Động lực học và chuyển động ổn định của máy.

Chương 7 : Cơ cấu cam

Chương 8 : Cơ cấu bánh răng.

Chương 9 : Trình tự thiết kế đồ án nguyên lý máy , các ví dụ minh hoạ.

Cuối cùng là phần phụ lục , chúng tôi soạn ra một số dạng dấu để thiết kế để tiện việc hướng dẫn sinh viên làm đồ án .

Hoàn thành cuốn sách này các tác giả đã cố gắng rất nhiều , tuy nhiên chúng tôi nghĩ rằng không thể nào tránh được những thiếu sót , rất mong bạn đọc đóng góp ý kiến cho chúng tôi. Chúng tôi cũng xin cảm ơn các bộ phận hữu quan : Khoa Cơ khí , phòng đào tạo , thư viện , ban giám hiệu và các phòng ban khác đã tạo điều kiện cho chúng tôi hoàn thành cuốn sách này

CÁC TÁC GIẢ

Chương 1

PHÂN TÍCH CẤU TRÚC XẾP LOẠI CƠ CẤU PHẪNG

§ 1.1- Tìm hiểu sự làm việc của cơ cấu :

Để thiết kế môn học nguyên lý máy , trước hết phải dựa vào lược đồ động đã cho tìm hiểu xem bộ máy được thiết kế sẽ làm việc như thế nào. Muốn thế trước tiên phải xét xem cơ cấu có bao nhiêu khâu, các khâu nối với nhau thế nào. Các cơ cấu ta khảo sát chủ yếu là cơ cấu phẳng cho nên khớp động thường là khớp phẳng. Khớp phẳng đó có thể là khớp thấp nó bao gồm khớp bản lề và khớp trượt (còn có thể gọi là khớp quay và khớp tịnh tiến) . Khớp phẳng cũng còn có thể là khớp cao như khớp giữa hai cạnh răng đối tiếp khớp giữa cam và cần trong cơ cấu cam.

Sau khi biết số khâu, số khớp ta tiến hành tính bậc tự do theo công thức sau:

$$W = 3n - (2t + c) + R - S \quad (1-1)$$

Trong công thức trên n là số khâu động; t là số khớp thấp hay còn gọi là khớp loại 5; c là số khớp cao hay còn gọi là khớp loại 4 ; R là số ràng buộc thụ động, nó phụ thuộc vào đặc điểm hình học của cơ cấu hoặc phụ thuộc vào đặc điểm khớp động kín còn S là số bậc tự do thừa.

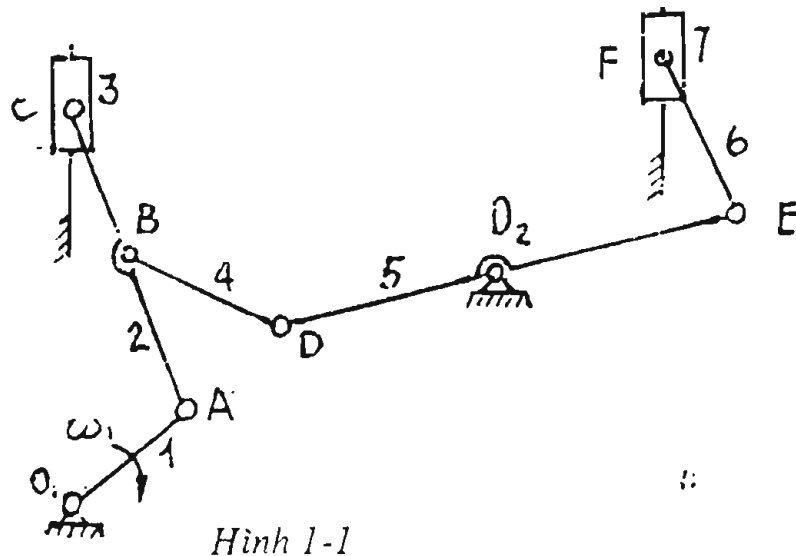
Một điều cần lưu ý là trong các đầu đề thiết kế mà chúng tôi đề ra $W = 1$ và các cơ cấu đó chỉ có 1 khâu dẫn . Điều này cũng phù hợp với hầu hết các cơ cấu và máy thường gặp.

§1. 2- Lược đồ cơ cấu và phân tích cấu trúc cơ cấu .

Như trong giáo trình nguyên lý máy đã trình bày lược đồ động của cơ cấu là sơ đồ đơn giản của cơ cấu nó cho ta biết kích thước cơ bản của các khâu và cách nối động của các khâu và từ đó ta có thể suy ra đặc điểm chuyển động của các khâu. Khi đã biết lược đồ động của cơ cấu và quy luật chuyển động của khâu dẫn ta sẽ xác định được quy luật chuyển động của các khâu còn lại ở bất kỳ vị trí nào. Ở đây quy luật chuyển động của khâu dẫn thường cho dưới dạng quay với vận tốc góc không đổi.

Việc phân tích cấu trúc cơ cấu cuối cùng ta phải đi tới kết luận cơ cấu thuộc loại nào có như thế việc giải các bài toán động học, động lực học sau này mới tiến hành được. Để xếp loại cơ cấu ta phải tiến hành các bước như sau:

1. Tính bậc tự do cơ cấu, chọn khâu dẫn (hoặc là người ta đã cho khâu dẫn).
2. Dựa vào nguyên lý tạo thành cơ cấu ta tiến hành tách nhóm Axua.
3. Xếp loại nhóm Axua.
4. Cuối cùng là dựa vào nguyên tắc xếp loại cơ cấu phẳng ta tiến hành xếp loại cơ cấu phẳng.



Hình 1-1

Ví dụ: Hình 1-1 là lược đồ động của một động cơ có máy nén khí. Khâu 1 được nối bằng khớp quay với giá cố định trong thực tế nó chính là trục khuỷu. Khâu 2 là thanh truyền (còn gọi là tay biên) nó được nối với con trượt 3 và khâu dẫn 1 bằng khớp quay (con trượt 3 trong thực tế chính là pitstông của động cơ nổ). Bộ phận máy nén khí bao gồm con trượt 7 thanh truyền 6 tay đòn 5 và thanh truyền 4. Tất cả các khớp tại O_1 , A, B, C, D, O_2 , E, F đều là khớp quay, còn lại hai khớp nối giữa pitstông và xy lanh là các khớp tịnh tiến. Ta có thể dễ dàng nhận ra đặc điểm chuyển động của các khâu. Khâu 1 là khâu dẫn quay đều với vận tốc góc ω_1 , khâu 2, khâu 4, khâu 6, chuyển động song phẳng khâu 5 chuyển động quay không toàn vòng quanh O_2 hai con trượt 3, 7 chuyển động tịnh tiến thẳng. Ở đây ta cũng cần phân biệt khâu dẫn và khâu phát động khâu dẫn là khâu 1 còn khâu phát động lại là con trượt 3 trên đó có đặt lực phát động. Tiếp theo ta dựa vào nguyên lý tạo thành cơ cấu để tách nhóm Axua, vì cơ cấu không có bậc tự do thừa và ràng buộc thụ động nên ta cứ tiến hành tách nhóm bình thường. Với động cơ máy nén khí này, ta sẽ tách được ba nhóm Axua là nhóm gồm khâu (6-7) với ba khớp là E, F là khớp quay vào khớp tịnh tiến giữa con trượt 7 và giá. Nhóm (4-5) với 3 khớp quay B, D, O_2 ; nhóm (2-3) với hai khớp quay là A, C và khớp tịnh tiến nối giữa pitstông 3 và giá. Vì cả 3 nhóm Axua trên là nhóm loại hai vậy cơ cấu này là cơ cấu loại hai.

Chương 2

TỔNG HỢP CƠ CẤU PHẪNG TOÀN KHỚP THẤP

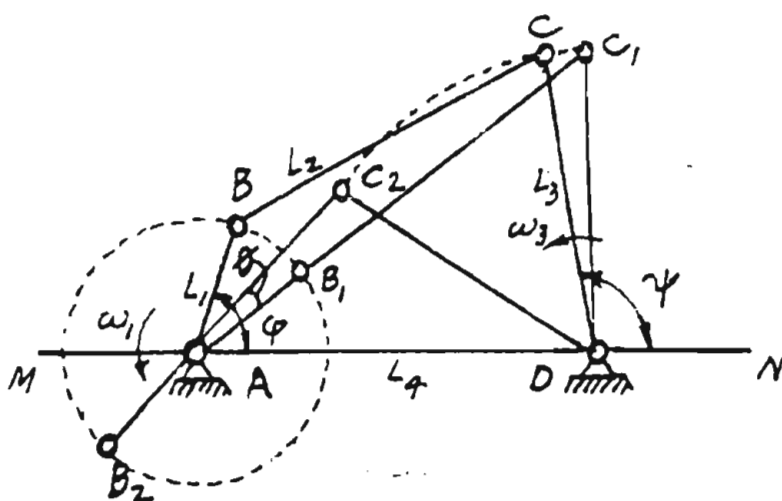
Tổng hợp cơ cấu phẳng toàn khớp thấp chính là bài toán chọn kích thước các khâu nối cách khác là xác định khoảng cách giữa các tâm khớp quay sao cho trong suốt thời gian làm việc của cơ cấu các điều kiện cho trước được thoả mãn. Sau đây ta tiến hành tổng hợp một số cơ cấu thường gặp

§2.1- Tổng hợp cơ cấu bốn khâu bản lề

Gọi chiều dài khâu dẫn AB là L_1 , khâu BC là L_2 , khâu CD là L_3 , khâu AD có chiều dài là L_4 . Gọi φ là góc quay của khâu dẫn ta tính theo chiều quay ω_1 . ở đây ta lấy theo ngược chiều kim đồng hồ, ψ là góc quay của khâu 3.

$$\text{Hệ số năng suất } k = \frac{180 + \varphi}{180 - \psi} \quad (2-1)$$

(Trong đó φ là góc về nhanh của khâu dẫn, góc của khâu dẫn khi khâu bị dẫn 3 ở hai vị trí biên (vị trí mà thanh truyền và tay quay duỗi thẳng, thanh truyền và tay quay chập vào nhau (hình 2-1).



Hình 2-1

Khi đã biết kích thước động các khâu ta dựng được hoạ đồ vị trí theo trình tự sau :

1. Chọn một phương MN tùy ý và đặt $AD = L_4$
2. Lấy A và D làm tâm quay các vòng tròn với các bán kính là L và L_3 .
3. Chia quỹ đạo điểm B theo quy luật chuyển động đã cho của khâu dẫn $\varphi = \varphi(+)$. Vì thường cho $\omega = \text{const}$ nên ta sẽ chia đều vòng tròn tâm A thành n phần bằng nhau. Như vậy chiều dài mỗi cung tỷ lệ với thời gian. Việc chia vòng tròn này phải xuất phát từ việc cơ cấu bắt đầu làm việc. Khi đó cần lặc 3 ở vị trí biên, các điểm B_1, B_2, B_3, \dots được đánh số theo chiều quay ω_1 .
4. Lần lượt dựng các cung tròn tâm B bán kính $BC = L_2$ ta sẽ xác định được các điểm C_1, C_2, C_3, \dots đó là giao điểm của các vòng tròn bán kính L_2 và L_3 . Lần lượt nối các điểm A với các điểm B_1, C_1, D ta sẽ được hoạ đồ vị trí của cơ cấu. Hai vị trí biên của cần lặc 3 chính là vị trí được xác định bởi giao điểm giữa hai vòng tròn tâm A bán kính là $L_1 + L_2$ và $L_2 - L_1$ với vòng tròn tâm D bán kính L_3 .

Thông thường để tổng hợp cơ cấu 4 khâu bản lề người ta không cho đầy đủ các dữ kiện như trên. Khi đó ta phải dựa vào đề bài để giải các bài toán dựng hình để tìm ra kích thước động và vị trí các khâu. Có thể có các bài toán sau đây:

1. Bài toán thứ nhất :

Cho trước L_3, L_4 và hai vị trí biên xác định bởi ψ_1 và ψ_2 .

Theo dữ kiện đã cho ta xác định được điểm A, D, C_1 và C_2 từ đó ta suy ra :

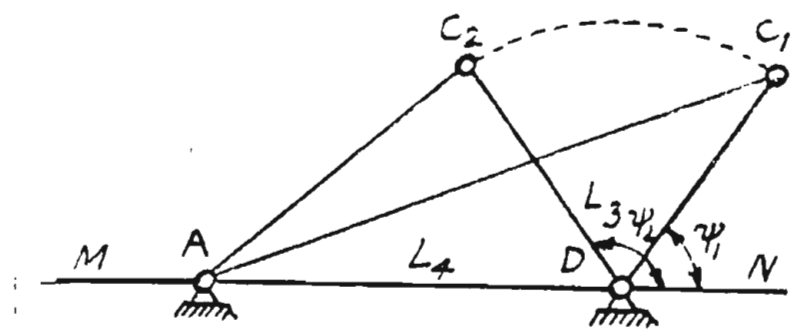
$$AC_1 = L_1 + L_2$$

$$AC_2 = L_2 - L_1$$

Ta sẽ giải ra :

$$L_1 = \frac{AC_1 - AC_2}{2}$$

Xác định được kích thước các khâu .



Hình 2-2

2. Bài toán thứ hai :

Cho trước hai vị trí của khâu dẫn (An_1 và An_2) và khâu bị dẫn (Dm_1 và Dm_2), khoảng cách $AD = L_4$. Xác định các kích thước còn lại.

Trên khâu dẫn chọn một điểm B tùy ý và xét chuyển động tương đối của khâu AB đối với khâu Dm_1 . Ta hãy đổi chuyển động (đổi giá, giả thử Dm_1 cố định, cho cơ cấu quay đi một góc ψ (góc kẹp giữa hai vị trí đã cho của khâu bị dẫn) sao cho Dm_2 tới vị trí Dm_1 lúc này hình tam giác ADB_2 cũng sẽ quay đi một góc $\psi = n_1 Dm_2$ tới vị trí $A'DB'_2$. Thanh AB trở thành thanh truyền của cơ cấu đổi giá. Như vậy bài toán trở về trường hợp : Biết hai vị trí $AB_1, A'B'_2$ của thanh truyền và tâm quay D cần xác định tâm quay C_1 của thanh lắc C_1D . Ta thấy C_1 là giao điểm giữ đường trung trực của đoạn $B_1B'_2$ với phương Dm_1 . Trên hình vẽ ta xác định được các chiều dài L_1, L_2 và L_3 . Nếu cho trước L_1 thì bài toán có một nghiệm, còn nếu không thì mỗi lần chọn điểm B ta lại xác định được một nghiệm.

§2.2-Tổng hợp cơ cấu tay quay con trượt :

Ta dùng các ký hiệu quy ước sau :

R : Chiều dài tay quay.

φ : Góc quay theo chiều quay ngược kim đồng hồ.

L : Chiều dài thanh truyền.

e : Khoảng lệch tâm (tâm sai).

λ : Là đại lượng biểu thị tỷ số $\frac{L}{R}$

H : Hành trình của con trượt.

$$k : \text{Hệ số năng suất } k = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \text{ hay } \theta = 180^\circ \frac{k - 1}{k + 1} \quad (2-2)$$

V_c : Vận tốc của con trượt.

φ_1 và φ_2 góc của tay quay ứng với hai vị trí biên của con trượt $\theta = \varphi_2 - \varphi_1$. Để vẽ họa đồ vị trí chỉ cần biết R, L, e hoặc R, λ , e với trình tự như sau :

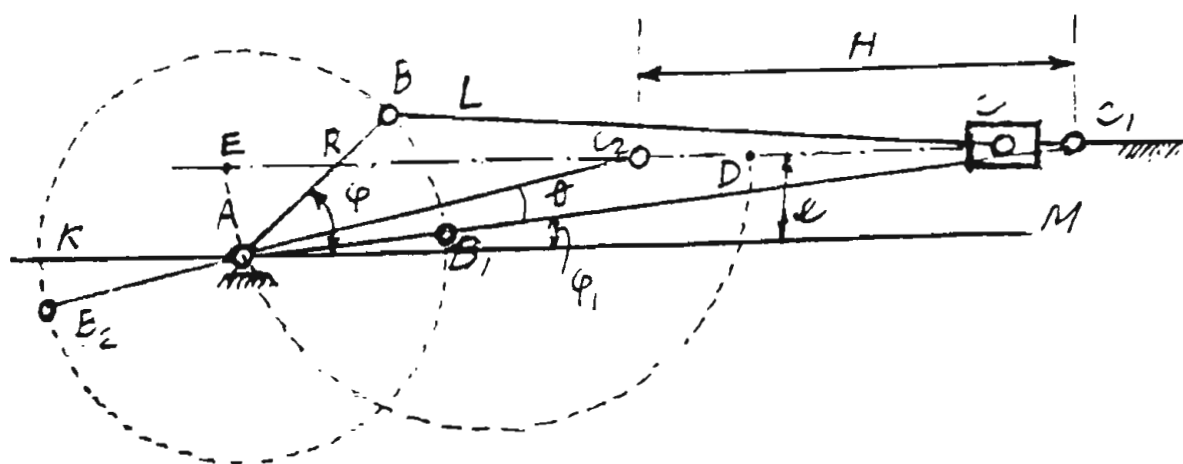
1. Chọn 1 phương KM .
2. Kẻ đường thẳng LN song song với KM và cách KM một đoạn e.
3. Chọn một tâm A trên KM vẽ vòng tròn tâm A bán kính $AB = R$ đó là quỹ đạo điểm B.
4. Chia quỹ đạo của B làm nhiều phần.

Theo quy luật chuyển động cho trước của tay quay $\varphi = \varphi(t)$ Vì thông thường cho $\omega = \text{const}$ cho nên ta chia vòng tròn thành các phần đều nhau, nghĩa là chuyển vị tỷ lệ với thời gian.

Khi chia ta phải xuất phát từ điểm cơ cấu bắt đầu quá trình làm việc, lúc con trượt ở vị trí biên.

5. Từ các điểm chia B_1, B_2, B_3, \dots được đánh số thứ tự theo chiều quay ta dựng các cung tròn bán kính $BC = L$ cho cắt đường LN đó sẽ là các điểm C_1, C_2, C_3, \dots tương ứng và ta có vị trí của con trượt (hình 2-3).

6. Lần lượt nối A với các điểm B_1, C_1 ta có được hoạ đồ vị trí của cơ cấu tay quay con trượt.



Hình 2-3

Thông thường khi tổng hợp cơ cấu tay quay con trượt để ra không cho đầy đủ R, L và e vì vậy ta phải tìm cách giải ra, ví dụ có thể có các trường hợp sau:

Bài toán thứ nhất :

Cho trước H, e và λ để vẽ ta phải xác định các kích thước R và L . Từ $\lambda = \frac{L}{R}$ ta suy ra $\frac{AC_1}{AC_2} = \frac{L+R}{L-R} = \frac{\lambda+1}{\lambda-1}$ như vậy trong tam giác AC_1C_2 đã biết $C_1C_2 = H, e$ và tỷ lệ giữa hai cạnh.

Ta dựng tam giác này như sau : (hình 2-3) .

- Dựng đoạn $C_1C_2 = H$
- Kẻ đường MN song song và cách C_1C_2 một khoảng e .

Vẽ quỹ tích của những điểm mà tỷ lệ giữa khoảng cách tới hai điểm cho trước (C_1 và C_2) không đổi (đó là một vòng tròn) Ta dựng như sau : tìm trên

đường thẳng C_1C_2 hai điểm D và E sao cho thoả mãn $\frac{C_1D}{C_2D} = \frac{C_1E}{C_2E} = \frac{\lambda+1}{\lambda-1}$

Trên đoạn DE ta dựng vòng tròn đường kính DE điểm A phải tìm là giao điểm của vòng tròn với đường thẳng MN và ta xác định được R và L theo :

$$L + R = AC_1$$

$$L - R = AC_2$$

Bài toán thứ hai :

Cho trước e, φ_1 và φ_2 ta phải tìm L và R từ trên hình 2-2 ta thấy :

$$L - R = \frac{e}{\sin \varphi_2} ; L + R = \frac{e}{\sin \varphi_1}$$

Từ hai phương trình này ta giải ra L và R .

Bài toán thứ ba :

Cho R, H và φ_1 ta phải tính L và e cũng từ hình 2-2 ta có :

$$\frac{L + R}{\sin \varphi_2} = \frac{L - R}{\sin \varphi_1} = \frac{H}{\sin(\varphi_2 - \varphi_1)}$$

Suy ra $\frac{H}{\sin(\varphi_2 - \varphi_1)} = \frac{2R}{\sin \varphi_2 - \sin \varphi_1}$ và sau một vài biến đổi ta có :

$$\sin(\varphi_2 + \psi) = \frac{H \sin \psi}{2R}$$

Sau khi tính được φ_2 từ công thức $\sin(\varphi_2 + \psi) = \frac{H \sin \psi}{2R}$ bài toán sẽ trở về dạng bài số hai.

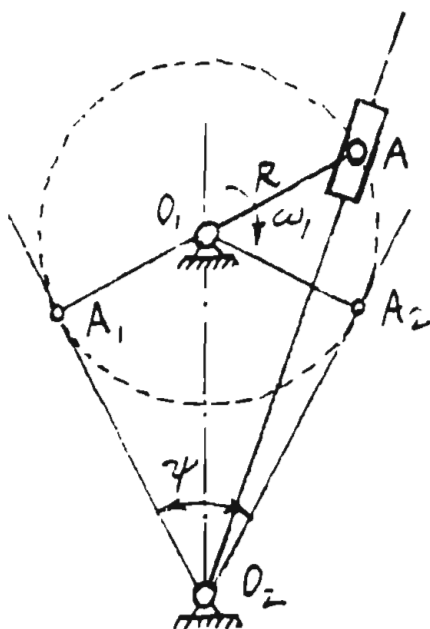
§2.3- Tổng hợp cơ cấu Culits

Giả sử ta có cơ cấu culits lắc (hình 2-4) để dựng hoạ đồ vị trí cơ cấu này thường người ta cho R và K ta dễ dàng xác định được góc lắc ψ của culits

$$\psi = 180^\circ \frac{K - 1}{K + 1} \text{ và } O_1O_2 = \frac{OA}{\sin \frac{\psi}{2}}$$

Khi dựng hoạ đồ vị trí ta cũng phải xuất phát từ điểm cơ cấu bắt đầu làm việc (ứng với vị trí biến của culits) cũng như cơ cấu bốn khâu bản lề và cơ cấu tay quay con trượt ta chia góc quay của khâu dẫn thành các phần đều nhau và đánh số thứ tự theo chiều quay của ω_1

Sau khi có các điểm chia ta dựng các khâu tại các điểm chia sẽ được hoạ đồ vị trí của cơ cấu culits .



Hình 2-4

§2.4- Tổng hợp cơ cấu sáu khâu

Trong thực tế ta thường gặp các loại máy mà cơ cấu chính của nó có nhiều khâu. phổ biến là cơ cấu 6 khâu Đó là cơ cấu của máy bào, máy xọc culits hai tay quay động cơ chữ V Bản thân những cơ cấu này khi tổng hợp các bước tiến hành cũng tương tự như các cơ cấu đã trình bày ở trên.

Ta sẽ giải cho 2 trường hợp sau :

Bài toán thứ nhất :

Cơ cấu máy bào ngang : các dữ kiện đã cho : $O_1O_2 = a$, K , H là hành trình của đầu bào tỷ lệ giữa chiều dài của culits 3 và chiều dài thanh truyền 4.

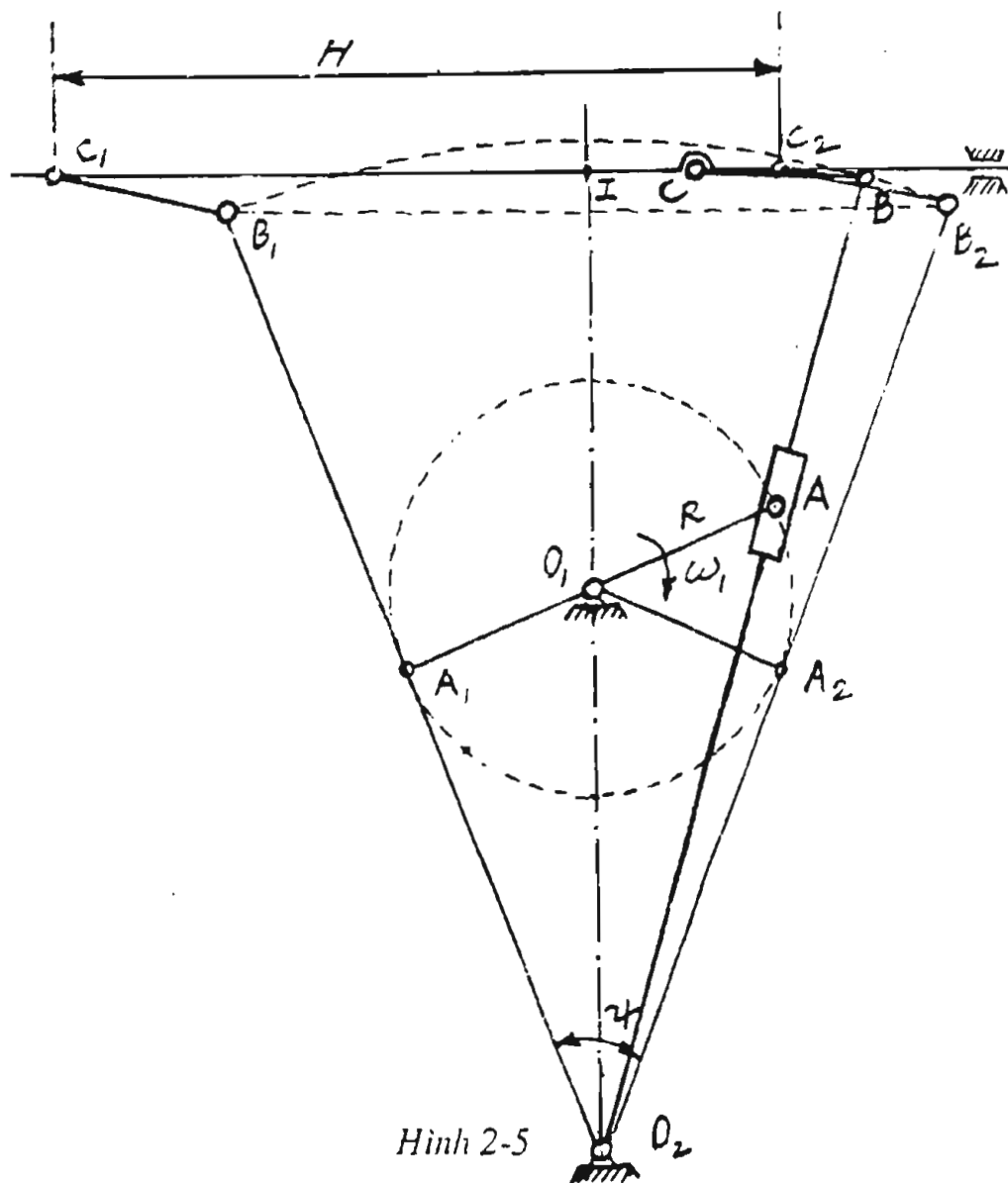
Như vậy dựa vào các số liệu của đầu bài ta tính được góc lắc ψ của culits 3.

$$\psi = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} \quad (2-3).$$

Từ hành trình H của đầu bào ta xác định được chiều dài culits 3. Chiều dài của tay quay $O_1A = R = a \sin \frac{\psi}{2}$ còn vị trí của khâu 5 đó chính là đầu bào có chuyển động tịnh tiến sẽ đi qua điểm I đó là điểm giữa của đoạn thẳng lớn nhất nối giữa dây cung và cung B_1 , B_2 (hình 2-5) . Sau đó ta chia góc quay khâu dẫn

cung thành những phần đều nhau, xuất phát từ điểm bắt đầu làm việc các điểm chia được đánh số thứ tự theo chiều quay, dựng được con trượt 2, kẻ được khâu 3. Khi tính được chiều dài khâu 4 ta lấy điểm B (đầu khâu 3) làm tâm quay cung bán kính là chiều dài của khâu 4 ta sẽ xác định được điểm C đó là giao điểm của cung tròn và vị trí khâu 5.

Khi ta dựng lược đồ cơ cấu ở tất cả các vị trí điểm chia ta sẽ được hoạ đồ vị trí của máy bào ngang đã cho. Thông thường để cho hình vẽ dễ nhìn con trượt 2 thường chỉ vẽ cụ thể tại 1 hoặc hai vị trí (như trên hình 2-5) .

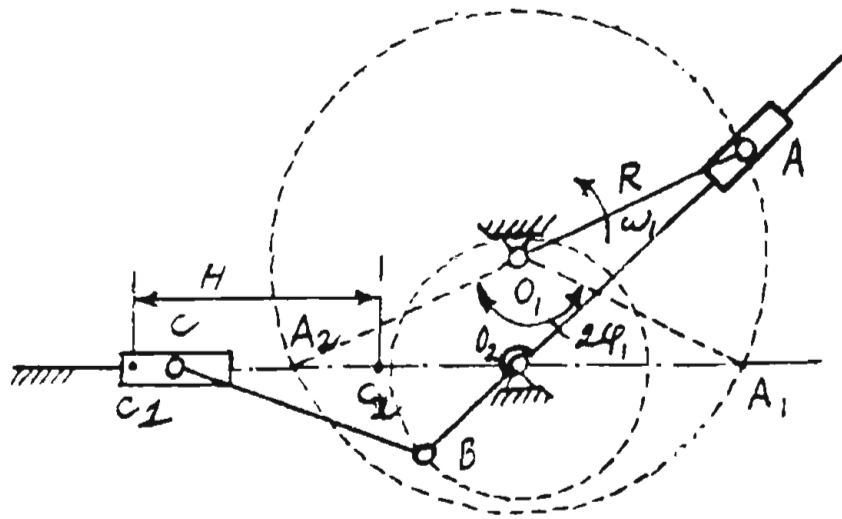


Hình 2-5

Bài toán thứ hai

Tổng hợp cơ cấu culits hai tay quay (hình 2-6) điều kiện quay toàn vòng của tay quay O_1A và của culits O_2A là chiều dài của giá O_1O_2 nhỏ hơn chiều dài của tay quay O_1A ($a < R$) và chiều dài thanh truyền BC lớn hơn tay quay O_2B vị trí A_1 của chốt tay quay ứng với vị trí biên trái C_1 , của con trượt còn vị trí A_2 ứng với vị trí biên phải C_2 của con trượt góc quay $2\varphi_1$ của tay quay từ vị trí O_1A_2 đến O_1A_1 ứng với hành trình chạy không của con trượt còn góc quay $360^\circ - 2\varphi_1$ ứng

với hành trình làm việc của con trượt (hành trình đi) để vẽ hoạ đồ vị trí ta chỉ cần biết các đại lượng $O_1O_2 = a$, $O_1A = R$, chiều dài $O_2B = b$ và $BC = c$.



Hình 2-6

Cũng như các cơ cấu đã trình bày ở phần trên ta cũng chia góc quay khâu dẫn O_1A thành các phần đều nhau xuất phát từ điểm cơ cấu bắt đầu quá trình làm việc A_1 và đánh số theo chiều quay của khâu dẫn.

Chương 3

PHÂN TÍCH ĐỘNG HỌC CƠ CẤU PHẪNG

§3-1. Nhiệm vụ của bài toán phân tích động học cơ cấu phẳng

Nhiệm vụ của việc phân tích động học cơ cấu phẳng là xác định :

1. Vị trí cơ cấu tại những thời điểm khác nhau (tức là vẽ hoạ đồ vị trí).
2. Vẽ quỹ đạo của một điểm nào đó trên khâu .
3. Vẽ hoạ đồ vận tốc , xác định vận tốc các điểm trên các khâu và vận tốc góc của các khâu đó .
4. Vẽ hoạ đồ gia tốc , xác định gia tốc của các điểm trên các khâu và gia tốc góc của các khâu đó .

Với những cơ cấu một bậc tự do ngoài việc cho trước lược đồ cơ cấu còn cho trước quy luật chuyển động của khâu dẫn $\omega = \text{const}$ Thông qua việc giải bài toán này ta có thể chọn được kích thước của máy một cách hợp lý . Nó còn cho phép ta đánh giá được chất lượng của máy ví dụ với máy bào , máy xọc thì vận tốc đầu bào đầu xọc không được phép biến động nhiều. Cũng nhờ bài toán này sau này ta giải được bài toán chuyển động thực của máy xác định mômen quán tính bánh đà . Khi biết gia tốc ta sẽ giải được bài toán tính áp lực khớp động tính cân bằng máy

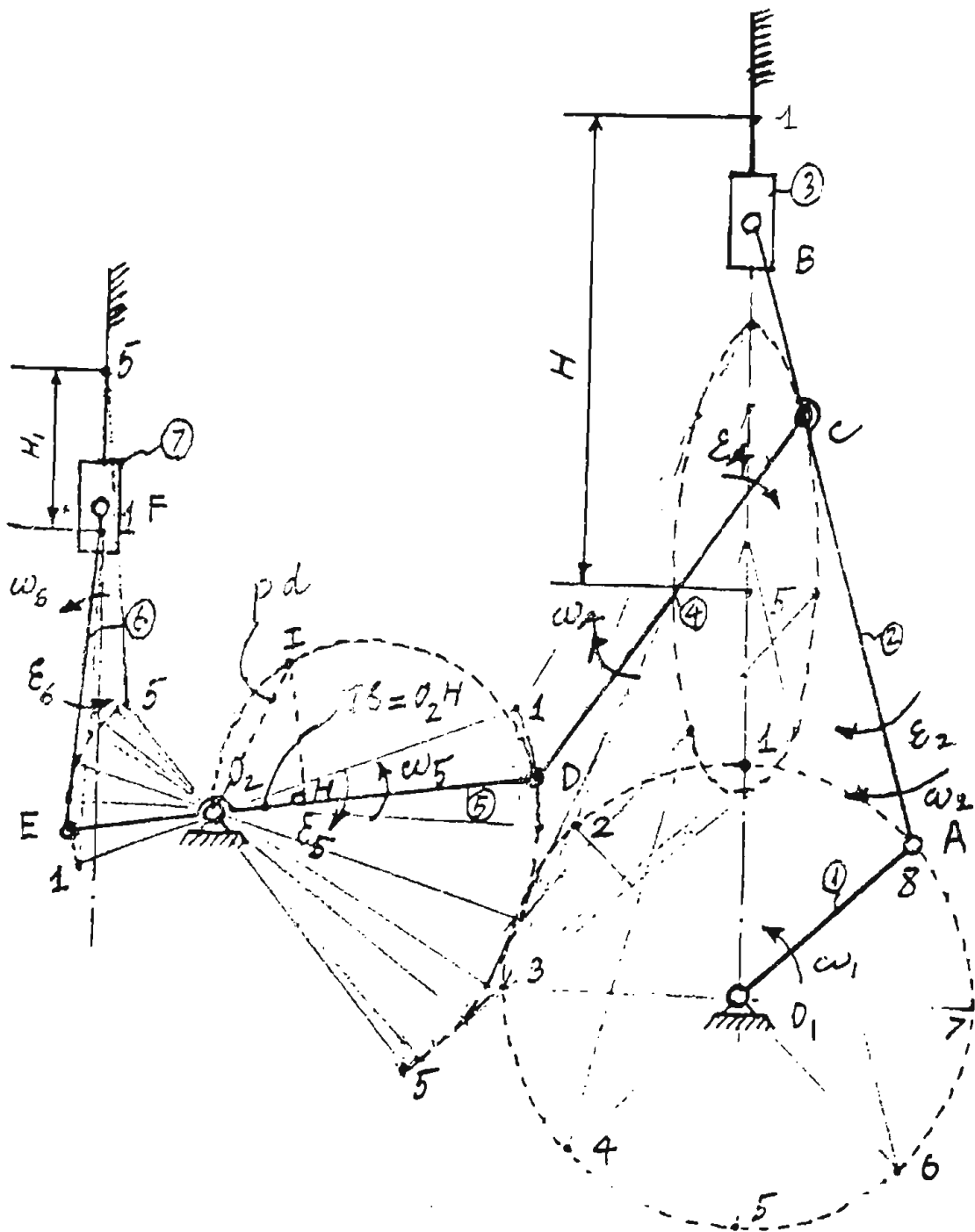
Để giải bài toán phân tích động học ta đã giả thiết vận tốc góc của khâu dẫn không đổi , mặc dù trong thực tế nó không phải là hằng số . Tuy nhiên sai khác giữa vận tốc góc trung bình và vận tốc góc thực không lớn mà về mặt kỹ thuật thì dễ dàng cho ta vẽ hoạ đồ vận tốc và hoạ đồ gia tốc .

§ 3-2. Vẽ hoạ đồ vị trí :

Để vẽ hoạ đồ vị trí cần cho trước lược đồ cơ cấu và quy luật chuyển động của khâu dẫn . Đôi khi người ta chưa cho trước lược đồ cơ cấu thì ta sẽ dựa vào các dữ kiện đã cho để giải bài toán tổng hợp cơ cấu như chương 2 ta đã làm .

Ví dụ : Vẽ hoạ đồ vị trí : Cho động cơ máy nén khí. Khi vẽ hoạ đồ vị trí ta phải tiến hành chọn tỷ lệ xích . Đó là con số nói rõ một milimet trên hình vẽ biểu thị mấy đơn vị của đại lượng mà ta đang xác định trong thực tế . Như vậy lẽ dĩ

nhân có thể tính tỷ lệ xích bằng cách chia đại lượng thực cho chiều dài của đoạn biểu diễn đại lượng đó trên hình vẽ.



Hình 3-1

Với hoạ đồ vị trí ta có tỷ lệ xích chiều dài (kí hiệu là μ_L) gọi tắt là tỷ xích chiều dài .

μ_L bằng chiều dài thật tính bằng mét chia cho đoạn biểu diễn tính bằng milimet để vẽ hoạ đồ vị trí người ta cho trước :

H_1 là hành trình của con trượt 3 , $\lambda = \frac{L_{AC}}{L_{AB}}$. các khoảng cách a, b , L_{O_2E}

$$\frac{L_{O_2D}}{L_{O_2E}} = \frac{L_{CD}}{L_{O_2D}} = \frac{L_{EF}}{L_{O_2E}}$$

Như vậy ta xác định ngay được chiều dài tay quay $L_{O_1A} = R = H/2$ vì đây là cơ cấu tay quay con trượt chính tâm .

Sau khi đã có R dựa vào λ ta tính ra chiều dài khâu 2 .

$$\lambda = \frac{L_{AB}}{R} \quad (3-1)$$

Vậy $L_{AB} = R \cdot \lambda$. Như vậy các kích thước cần thiết ta đã biết hết , nên có thể tiến hành vẽ được. Cần lưu ý các kích thước trên đây là kích thước thực được tính theo mét vì vậy ta phải tiến hành đổi đơn vị từ milimet sang mét và để dễ phân biệt ta thêm chữ L . Ví dụ khâu AB chiều dài thực sẽ là L_{AB} (m) để vẽ hoạ đồ dễ dàng ta cần quan tâm đến đoạn biểu diễn của khâu dẫn 1 đoạn biểu diễn O_1A này ta phải chọn số chẵn ví dụ O_1A này ta phải chọn số chẵn ví dụ $O_1A = 50$ mm như vậy việc vẽ hoạ đồ dễ dàng hơn nhiều μ_L lẻ bao nhiêu ta cũng không cần quan tâm .

Sau khi có μ_L ta lần lượt tính ra các đoạn biểu diễn trên bản vẽ , tiến hành vẽ theo các bước sau :

1. Chọn điểm O_1 , từ các kích thước đã cho ta xác định được O_2 .
2. Vẽ vòng tròn quỹ đạo của điểm A và chia vòng tròn này làm các phần đều nhau (thường là 8 phần) . Điểm xuất phát chia là điểm chết trên , sau đó đánh số thứ tự theo chiều quay
3. Vị trí của khâu 7 (quỹ đạo chuyển động của điểm F) được xác định sao cho việc truyền lực là tốt nhất . Nó là đường thẳng nằm giữa các dải thẳng đứng mà điểm E di chuyển .
4. Lần lượt tại từng vị trí đã chia ta vẽ các lược đồ cơ cấu . Trong lược đồ chỉ nên vẽ 2 vị trí đậm và có con trượt (xem hình 3-1)

5. Vẽ quỹ đạo của các điểm trên các khâu, ta cũng chỉ cần vẽ cho một điểm đặc trưng với cách làm tương tự ta vẽ được hoạ đồ vị trí cơ cấu máy sàng 2 tay quay (hình 3-5).

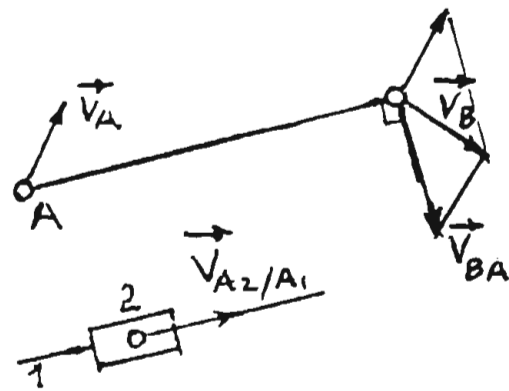
§ 3-3. Phương trình vectơ vận tốc và gia tốc .

1. Phương trình vận tốc :

Ta biết rằng khi có 2 điểm A và B thuộc cùng một khâu ta có liên hệ vận tốc như sau :

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \quad (3-2)$$

Trong đó \vec{V}_{BA} là vận tốc của điểm B quay tương đối so với điểm A có phương vuông góc với AB . Thông thường trong trường hợp này ta gặp khi các khâu nối với nhau bằng khớp quay đương nhiên vận tốc dài tại điểm đó trên 2 khâu như nhau



Hình 3-2

Trường hợp khi 2 điểm A_1 và A_2 thuộc 2 khâu hiện đang trùng nhau ta có quan hệ vận tốc như sau :

$$\vec{V}_{A_2} = \vec{V}_{A_1} + \vec{V}_{A_2/A_1} \quad (3-3)$$

Trong phương trình vectơ này \vec{V}_{A_2/A_1} là vận tốc trượt tương đối giữa khâu 2 và khâu 1 ta mới chỉ biết phương chưa biết trị số . Vậy phương trình trên chỉ có thể giải được khi một trong 2 vectơ \vec{V}_{A_1} và \vec{V}_{A_2} biết cả trị số lẫn phương còn vectơ kia biết phương . Trường hợp này xảy ra khi ta có 2 khâu nối với nhau bằng khớp tịnh tiến (khớp trượt) như hình 3-2 . Khi đó ta lập được phương trình vectơ và khi khử ẩn số để phương trình vectơ còn lại hai ẩn ta sẽ vẽ và xác định được các ẩn số còn lại . Cần lưu ý rằng khi hai khâu nối với nhau bằng các khớp tịnh tiến thì đương nhiên vận tốc góc của chúng giống nhau .

2. Phương trình gia tốc :

Ta cũng có 2 trường hợp : Khi 2 điểm A và B thuộc cùng một khâu ta có phương trình :

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t \quad (3-4)$$

Trong phương trình véc tơ này \vec{a}_{BA}^n là gia tốc pháp trong chuyển động tương đối của điểm B quay quanh điểm A nó có chiều đi từ B về A và có trị số là $\omega^2 \cdot L_{AB}$. Còn thành phần \vec{a}_{BA}^t là gia tốc tiếp trong chuyển động tương đối của điểm B quay quanh điểm A. \vec{a}_{BA}^t có phương vuông góc với \vec{a}_{BA}^n , trị số của nó ta phải tìm. Vậy phương trình véc tơ trên sẽ giải được nếu một trong hai véc tơ \vec{a}_A và \vec{a}_B ta biết cả trị số và phương chiều, còn véc tơ còn lại ta biết phương cũng như vận tốc, gia tốc dài tại điểm mà hai khâu nối với nhau bằng khớp quay sẽ như nhau.

Trường hợp thứ hai : khi hai điểm A_1 và A_2 là trùng điểm của nhau ta có phương trình gia tốc như sau :

$$\vec{a}_{A_2} = \vec{a}_{A_1} + \vec{a}_{A_2/A_1}^k + \vec{a}_{A_2/A_1}^R \quad (3-5)$$

Trong phương trình này \vec{a}_{A_2/A_1}^k là gia tốc côriôlit khi A_2 trượt tương đối so với A_1 . Về trị số $a_{A_2/A_1}^k = 2\omega_1 \cdot V_{A_2/A_1}$ chiều của \vec{a}_{A_2/A_1}^k được xác định bằng cách quay vectơ \vec{V}_{A_2/A_1} đi 90° theo chiều ω_1 .

Gia tốc \vec{a}_{A_2/A_1}^R là vectơ gia tốc trượt tương đối của điểm A_2 so với A_1 .

Phương trình vectơ trên cũng giải được khi còn 2 ẩn số.

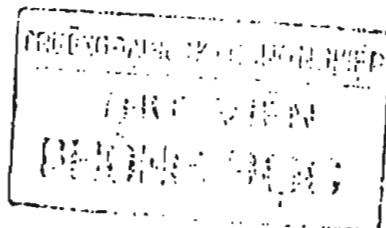
Cũng như với vận tốc, trường hợp 2 khâu nối với nhau bằng khớp tịnh tiến thì gia tốc góc của chúng đương nhiên giống nhau.

§3-4. Vẽ hoạ đồ vận tốc và gia tốc

1. Hoạ đồ vận tốc :

Dựa vào các phương trình vectơ vận tốc ta đi lập phương trình và vẽ hoạ đồ vận tốc cho động cơ máy nén khí.

Tại các vị trí khác nhau phương trình vectơ hoàn toàn giống nhau và cách vẽ giống nhau vì vậy ta chỉ vẽ 1 vị trí : vị trí số 2. Trước hết ta phải chọn trục vận tốc μ_v



$$\mu_v = \frac{V_{A_1}}{pa_1} = \frac{\omega_1 \cdot LO_1A}{pa_1} = \frac{\omega_1 \cdot O_1A \cdot \mu_L}{pa_1}$$

Để tiện lợi cho vẽ hoạ đồ ta nên chọn pa_1 bằng O_1A khi đó :

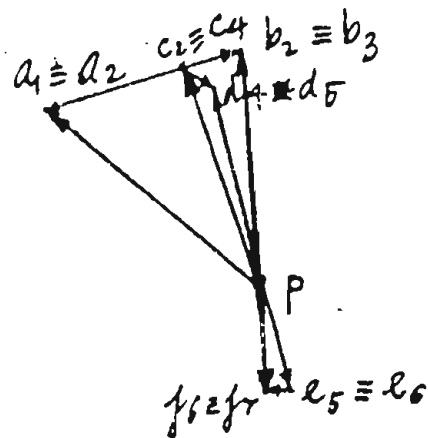
$$\mu_v = \omega_1 \cdot \mu_L \quad \text{m/s.mm} \quad (3-6)$$

Vậy về nguyên tắc ta có thể chọn μ_v bất kỳ, nhưng nên chọn $\mu_v = \omega_1 \cdot \mu_L$ khi đó đoạn biểu diễn vận tốc của điểm A đúng bằng đoạn biểu diễn vận tốc của điểm A đúng bằng đoạn biểu diễn chiều dài tay quay. Bây giờ ta lập các phương trình và vẽ hoạ đồ.

$V_{A_1} = V_{A_2} = \omega_1 \cdot LO_1A$ biết cả trị số và phương chiều.

$$\vec{V}_{B_2} = \vec{V}_{A_2} + \vec{V}_{B_2A_2}$$

Phương trình vector này \vec{V}_{A_2} đã biết \vec{V}_{B_2} biết phương (thẳng đứng) vì $\vec{V}_{B_2} = \vec{V}_{B_3}$; $\vec{V}_{B_2A_2}$ biết phương vuông



Hình 3-3

góc với AB vậy ta vẽ được. Chọn điểm P làm gốc hoạ đồ vận tốc dựng vector \vec{pa}_1 biểu diễn $\vec{V}_{A_1} = \vec{V}_{A_2}$. Từ điểm $a_1 \equiv a_2$ kẻ phương của $\vec{V}_{B_2A_2}$ từ gốc P kẻ phương của $\vec{V}_{B_2} = \vec{V}_{B_3}$ hai đường thẳng này cắt nhau ta được điểm $b_2 \equiv b_3$ nối Pb ta có vector $\vec{pb}_1 = \text{vector } \vec{pb}_2$ biểu diễn vận tốc của điểm B.

Vận tốc của điểm C được xác định theo định lý đồng dạng: $\vec{V}_{C_2} = \vec{V}_{C_4}$

biểu diễn bằng vector $\vec{pc}_2 = \vec{pc}_4$

$\vec{V}_{D_4} = \vec{V}_{C_4} + \vec{V}_{D_4C_4}$ trong phương trình vector này \vec{V}_{C_4} ta đã biết $\vec{V}_{D_4C_4}$ có phương vuông góc CD còn $\vec{V}_{D_4} = \vec{V}_{D_5}$ có phương vuông góc với O_2D vậy ta vẽ được như hình 3-3

$\vec{V}_{D_4} = \vec{V}_{D_5}$ dựa vào định lý đồng dạng ta lại xác định được $\vec{V}_{E_5} = \vec{V}_{E_6}$ nó được biểu diễn trên hoạ đồ bằng $\vec{pe}_5 = \vec{pe}_6$

$$\vec{V}_{F_6} = \vec{V}_{E_6} + \vec{V}_{F_6E_6}$$

Phương trình này \vec{V}_{E_6} đã biết còn \vec{V}_{F_6} ta biết phương. $\vec{V}_{F_6E_6}$ ta cũng biết phương cho nên ta vẽ được và xác định được trên hoạ đồ ($\vec{V}_{F_6} = \vec{V}_{F_7}$ có phương

thẳng đứng, còn $\vec{V}_{F_6 E_6}$ có phương vuông góc EF) $\vec{V}_{F_6} = \vec{V}_{F_7}$ được biểu diễn trên hoạ đồ bằng vectơ $\vec{P}f_6 = \vec{p}f_7$.

Sau khi vẽ xong hoạ đồ vận tốc ta đi tính vận tốc thực của các điểm trên các khâu bằng cách lấy đoạn biểu diễn của chúng nhân với tỷ xích vận tốc với cách làm tương tự ta vẽ được hoạ đồ vận tốc của máy sàng tại vị trí 10 trên hình 3-5.

3. Hoạ đồ gia tốc :

Dựa vào các phương trình các vectơ gia tốc ta đi lập các phương trình và vẽ hoạ đồ gia tốc cho động cơ máy nén khí.

Tại các vị trí khác nhau phương trình vectơ gia tốc hoàn toàn giống nhau và cách vẽ cũng giống nhau vì vậy ta chỉ vẽ ở vị trí đã vẽ hoạ đồ vận tốc vị trí số 2.

Trước hết ta chọn tỷ xích gia tốc μ_a

$$\mu_a = \frac{a_{A_1}}{\pi a_1} = \frac{\omega_1^2 \cdot L_{O_1 A}}{\pi a_1} = \frac{\omega_1^2 \cdot O_1 A \cdot \mu_L}{\pi a_1}$$

Để tiện cho vẽ hoạ đồ ta nên chọn πa_1 bằng $O_1 A$ khi đó ta tính được $\mu_a = \omega_1^2 \cdot \mu_L$. Vậy về nguyên tắc ta có thể chọn μ_a tuỳ ý nhưng nên chọn $\mu_a = \omega_1^2 \cdot \mu_L$ (3-7) khi đó đoạn biểu diễn gia tốc của gia tốc của điểm A đúng bằng đoạn biểu diễn chiều dài tay quay.

Bây giờ ta đi lập các phương trình gia tốc và vẽ hoạ đồ gia tốc.

$a_{A_1} = a_{A_2} = \omega_1^2 L_{O_1 A}$ gia tốc của điểm A biết cả trị số và phương chiều

$$\vec{a}_{B_2} = \vec{a}_{A_2} + \vec{a}_{B_2 A_2}^n + \vec{a}_{B_2 A_2}^t$$

Phương trình này \vec{a}_{A_2} đã biết là gia tốc pháp khi B quay quanh A. Trị số của nó là $\omega_2^2 \cdot L_{AB}$ và hướng từ B về A. Còn $\vec{a}_{B_2 A_2}^n$ có phương vuông góc với $\vec{a}_{B_2 A_2}^t$. Vectơ \vec{a}_{B_2} ta biết phương là phương thẳng đứng vì $\vec{a}_{B_2} = \vec{a}_{B_3}$ phương trình vectơ này còn hai ẩn số nên ta vẽ được.

Chọn điểm π làm gốc hoạ đồ gia tốc dựng vectơ $\pi a_1 = \pi a_2$ biểu diễn $\vec{a}_{A_1} = \vec{a}_{A_2}$ từ a_2 ta dựng vectơ a_2^n biểu diễn $\vec{a}_{B_2 A_2}^n$, tại n ta kẻ phương $\vec{a}_{B_2 A_2}^t$ tại gốc π ta kẻ phương của $\vec{a}_{B_2} = \vec{a}_{B_3}$ hai phương này cắt nhau ta được điểm

$b'_2 \equiv b'_3$. Véc tơ $\vec{\pi b'_2} = \vec{\pi b'_3}$ biểu diễn $\vec{a}_{B_2} = \vec{a}_{B_3}$. Gia tốc của điểm C được xác định theo định lý đồng dạng $\vec{a}_{c_2} = \vec{a}_{c_4}$ nó được biểu diễn bằng véc tơ $\vec{\pi c'_2} = \vec{\pi c'_4}$

$$\vec{a}_{D_4} = \vec{a}_{c_4} + \vec{a}_{D_4c_4}^n + \vec{a}_{D_4c_4}^t$$

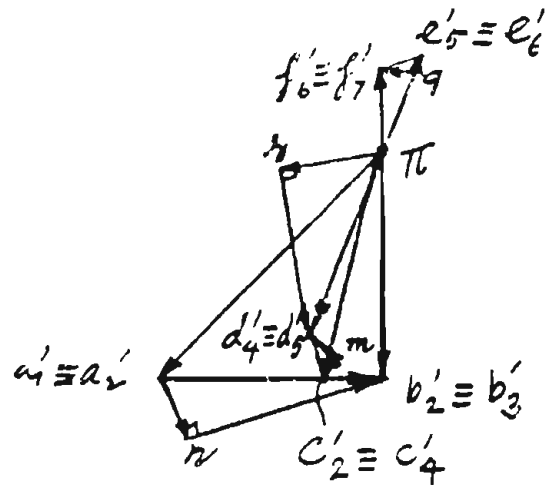
Mặt khác $\vec{a}_{D_4} = \vec{a}_{D_4}^n + \vec{a}_{D_4}^t$

Vậy $\vec{a}_{D_4}^n + \vec{a}_{D_4}^t = \vec{a}_{c_4} + \vec{a}_{D_4c_4}^n + \vec{a}_{D_4c_4}^t$

Trong phương trình này $\vec{a}_{D_4}^n$ đã biết vì $\vec{a}_{D_4} = \vec{a}_{D_5}$ nên \vec{a}_{D_4} có trị số là $\omega_3^2 \cdot L_{O_2D}$ hướng từ D đến O_2 .

Còn $\vec{a}_{D_4}^t$ có phương vuông góc với $\vec{a}_{D_4}^n$, $\vec{a}_{D_4c_4}^n$ ta cũng biết nó có trị số bằng $\omega_4^2 \cdot L_{CD}$ hướng từ D đến C còn $\vec{a}_{D_4c_4}^t$ có phương vuông góc với $\vec{a}_{D_4c_4}^n$.

Như vậy từ phương trình véc tơ này ta vẽ được họa đồ (hình 3-4) từ điểm c'_4 ta dựng véc tơ $\vec{C'_4m}$ biểu diễn $\vec{a}_{D_4c_4}^n$ qua m ta kẻ phương của $\vec{a}_{D_4c_4}^t$. Từ góc π ta dựng véc tơ $\vec{\pi s}$ biểu diễn $\vec{a}_{D_4} = \vec{a}_{D_5}$ từ s ta kẻ phương $\vec{a}_{D_4}^t$ hai phương này cắt nhau đó là điểm $d'_4 \equiv d'_5$ ta nối $\vec{\pi d'_4}$ ta có véc tơ $\vec{\pi d'_4} = \vec{\pi d'_5}$ biểu diễn gia tốc của điểm D.



Hình 3-4

Gia tốc của điểm E ta lại xác định theo định lý đồng dạng. Trên họa đồ gia tốc của điểm E được biểu diễn bằng véc tơ $\vec{\pi e_4} = \vec{\pi e_5}$.

Bây giờ ta đi xác định gia tốc của điểm F theo phương trình sau :

$$\vec{a}_{F_6} = \vec{a}_{E_6} + \vec{a}_{F_6E_6}^n + \vec{a}_{F_6E_6}^t$$

$\vec{a}_{F_6} = \vec{a}_{F_7}$ có phương thẳng đứng.

$\vec{a}_{F_6E_6}^n$ có trị số là $\omega_6^2 \cdot L_{EF}$ hướng từ F đến E còn $\vec{a}_{F_6E_6}^t$ có phương vuông góc với $\vec{a}_{F_6E_6}^n$. Vậy phương trình véc tơ trên còn hai ẩn ta lại vẽ được. Từ e'_6 ta dựng

véc tơ \vec{e}_6^q biểu diễn $\vec{a}_{F_6E_6}^n$ từ q kẻ phương của $\vec{a}_{F_6E_6}^1$. Tại góc π ta kẻ phương của $\vec{a}_{F_6} = \vec{a}_{F_7}$ (phương thẳng đứng) hai phương này cắt nhau đó là điểm $F_6 \equiv F_7$ véc tơ $\vec{\pi f}_6' = \vec{\pi f}_7'$ biểu diễn gia tốc của điểm F.

Sau khi vẽ xong họa đồ gia tốc , ta đi tính gia tốc thực của các điểm trên các khâu, bằng cách lấy đoạn biểu diễn của chúng nhân với tỷ lệ xích gia tốc.

Để cho việc vẽ họa đồ một cách đơn giản và chính xác các đại lượng đã biết như $a_{B_2A_2}^n, a_{D_4C_4}^n, a_{D_4}^n, a_{F_6E_6}^n$ phải được xác định bằng phương pháp dựng hình học.

$$\text{Ví dụ : } a_{D_4}^n = \omega_4^2 \cdot L_{CD} = \frac{V_D^2}{L_{O_2D}} \text{ suy ra } a_{D_4}^n = \pi s' \cdot \mu a = \frac{p \cdot d^2}{O_2D} \cdot \frac{\mu v^2}{\mu_L} \text{ suy ra}$$

$$\pi s' = \frac{pd^2}{O_2D} ; \pi s' \text{ được dựng như trên hình 3-1.}$$

Với cách làm tương tự ta vẽ được họa đồ gia tốc của máy sàng tại vị trí có trên hình 3-5

4. Họa đồ vận tốc và gia tốc của cơ cấu loại cao.

Phân trên ta chỉ đề cập đến việc vẽ họa đồ vận tốc và gia tốc cho cơ cấu loại 2 là dạng thường gặp trước đây . Khi gặp phải cơ cấu loại 3 loại 4 ta sẽ không tiến hành được . Để giải bài toán ta phải sử dụng các phương pháp khác ta có thể kể ra các phương pháp sau : Phương pháp điểm Axua , phương pháp tăng bậc tự do bằng cách thêm khâu hoặc bớt khâu, phương pháp tâm quay tức thời phương pháp ảnh giả , các phương pháp trên khá phức tạp và thích hợp với từng cơ cấu cụ thể . Có những cơ cấu giải bằng phương pháp này được nhưng phương pháp khác lại không được . Chính vì vậy trong phạm vi quyển sách này chúng tôi chỉ liệt kê các phương pháp chính để sau này có điều kiện ta đi sâu và tìm hiểu thêm.

§ 3-5. Xác định vận tốc góc và gia tốc góc

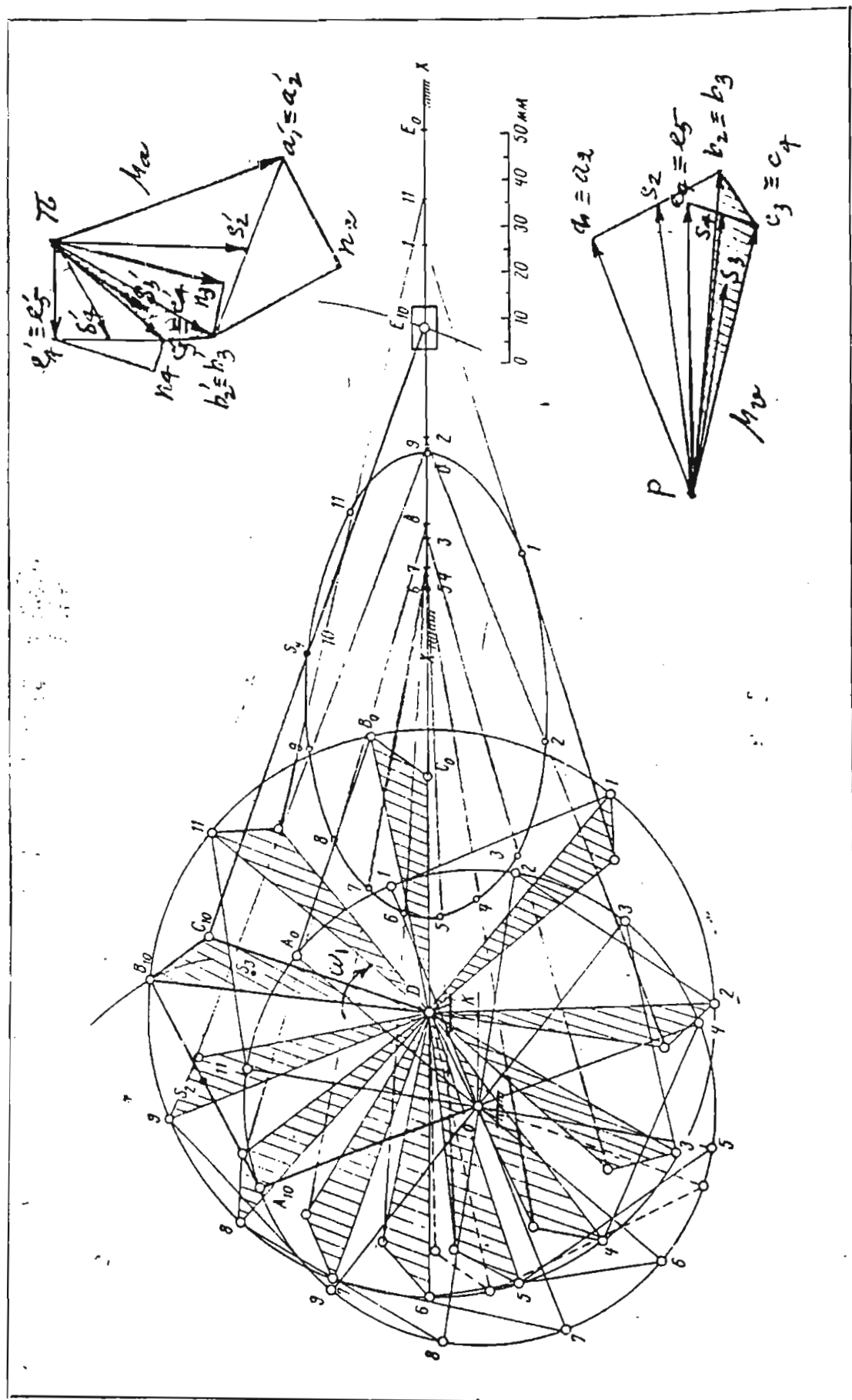
Khi giải bài toán vận tốc và gia tốc ngoài việc xác định vận tốc và gia tốc các điểm trên các khâu, ta còn phải xác định vận tốc góc và gia tốc góc của các khâu vì nếu không xác định chúng ta sẽ không giải tiếp được các bài toán trên.

1. Xác định vận tốc góc các khâu :

Để xác định vận tốc góc ta phải dựa vào biểu thức vận tốc :

$$V = \omega \cdot L \text{ vậy } \omega = \frac{V}{L} \text{ trong đó } V \text{ là vận tốc của một điểm trên khâu}$$

hoặc vận tốc tương đối của 1 điểm nào đó trên khâu so với tâm quay tương đối đó. Còn L là khoảng cách thực tế giữa hai điểm này. Còn chiều của vận tốc góc phụ thuộc vào chiều của V .



Hình 3-5

Ví dụ : Trên họa đồ vận tốc ta có :

$$\omega_2 = \frac{V_{B_2A_2}}{L_{AB}}, \omega_4 = \frac{V_{D_4C_4}}{L_{CD}}$$

$$\omega_5 = \frac{V_{D_5}}{L_{O_2D}} = \frac{V_{E_5}}{L_{D_2E}}, \omega_6 = \frac{V_{F_6E_6}}{L_{EF}}$$

Chiều $\omega_2, \omega_4, \omega_5, \omega_6$ xác định như trên hình vẽ .

2. Xác định gia tốc góc các khâu :

Để xác định gia tốc góc ta phải dựa vào biểu thức gia tốc tiếp tuyến :

$$a^t = \varepsilon.L \text{ vậy } \varepsilon = \frac{a^t}{L}$$

a^t là gia tốc tiếp của 1 điểm nào đó trên khâu trong chuyển động quay hoặc chuyển động quay tương đối quanh một điểm nào đó. L là khoảng cách thực tế giữa hai điểm này. Chiều của gia tốc góc ε phụ thuộc vào chiều véc tơ a^t

Ví dụ : Trên họa đồ gia tốc ta có :

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{AB}^t}{L_{AB}}; \text{ còn } \varepsilon_4 = \frac{a_{D_4C_4}^t}{L_{CD}}$$

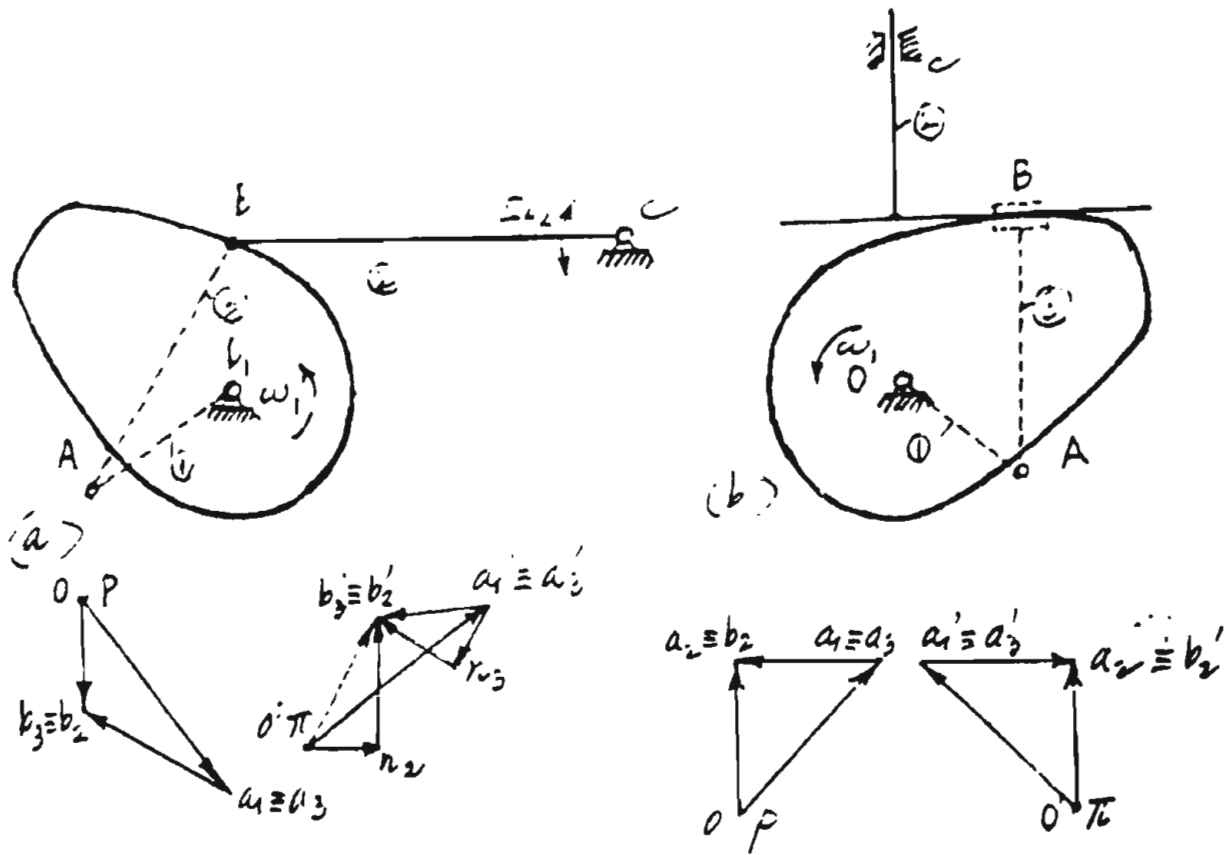
$$\varepsilon_5 = \frac{a_{D_5}^t}{L_{O_2D}} = \frac{a_{E_5}^t}{L_{O_2E}}; \varepsilon_6 = \frac{a_{F_6E_6}^t}{L_{EF}}$$

Chiều $\varepsilon_2, \varepsilon_4, \varepsilon_5, \varepsilon_6$ được xác định như trên hình vẽ .

§ 3-6. Vẽ họa đồ vận tốc và gia tốc của cơ cấu có khớp cao

Với cơ cấu có khớp cao bài toán sẽ đơn giản đi nhiều nếu ta biến cơ cấu có khớp cao như cơ cấu cam thành cơ cấu toàn khớp thấp .

Như ta đã biết một khớp cao sẽ được thay thế bằng 1 khâu với hai khớp động. Khớp động sẽ là khớp bản lề nếu bán kính cong của đường cong tạo nên khớp cao có độ lớn hữu hạn và tâm khớp bản lề sẽ nằm tại tâm cong. Còn khi bán kính cong là vô cùng thì ta thay khớp bản lề bằng khớp tịnh tiến ngay tại điểm tạo khớp cao. Cách thay thế được thể hiện trên hình 3-6.



Hình 3-6

Ta cũng có thể giải bài toán mà không thay thế.

Ví dụ : cơ cấu tại hình a .

$$\vec{V}_{B_2} = \vec{V}_{B_1} + \vec{V}_{B_2/B_1}$$

Trong đó \vec{V}_{B_2/B_1} có phương tiếp tuyến với mặt cong. Còn phương trình gia tốc như sau :

$$\vec{a}_{B_2}^n + \vec{a}_{B_2}^t = \vec{a}_{B_1} + \vec{a}_{B_2/B_1}^k + \vec{a}_{B_2/B_1}^n + \vec{a}_{B_2/B_1}^l$$

Trong đó $a_{B_2/B_1}^k = 2\omega_1 \cdot V_{B_2/B_1}$

$$a_{B_2/B_1}^n = \frac{V_{C_2/C_1}^2}{\rho} \text{ còn } a_{B_2}^n = \frac{V_{C_2}^2}{L_{BC}}$$

tất nhiên dù làm theo cách nào kết quả cũng như thế , ở đây ta không đi sâu vào từng cách làm .

§3-7. Xác định tâm vận tốc và tâm gia tốc tức thời

Với khâu chuyển động song phẳng ta tiến hành xác định tâm vận tốc và tâm gia tốc tức thời. Vì đó là các điểm nằm trên khâu mà tại thời điểm đang xét có vận tốc và gia tốc bằng không. Vậy trên họa đồ vận tốc nó nằm tại P còn trên họa đồ gia tốc nằm tại π . Để xác định điểm đó trên khâu ta áp dụng định lý đồng dạng. Việc này ta làm dễ dàng vì trên họa đồ vận tốc và gia tốc ta đã biết 3 điểm đó là vận tốc của 2 điểm và P, gia tốc của hai điểm và π thì trên họa đồ vị trí tương ứng từ hai điểm có vận tốc và gia tốc đã biết ta tìm ra tâm vận tốc tức thời và tâm gia tốc tức thời của khâu đó.

§3-8. Đồ thị động học và phương pháp vẽ phân đồ thị

Đồ thị động học là đồ thị biểu diễn sự biến thiên của một thông số động học (chuyển vị, vận tốc, gia tốc) của một điểm hay của một khâu theo thời gian (hay theo góc quay) của khâu dẫn.

Giả sử ta cần vẽ đồ thị động học cho con trượt B trong động cơ máy nén khí.

1. Vẽ biểu đồ chuyển vị (còn gọi là đồ thị chuyển vị) theo các bước sau:

- Từ họa đồ vị trí ta chọn vị trí đầu tiên của tay quay là O_1A_1 ứng với lúc con trượt B ở vị trí trên cùng.

- Dựng hệ trục tọa độ (S-t) hoặc (S- φ). Trục tung biểu thị chuyển vị của con trượt B với tỷ xích là μ_s . Tiện nhất ta lấy $\mu_s = \mu_r$. Trục hoành biểu thị thời gian t với tỷ lệ xích μ_t như sau: chọn 1 đoạn có chiều dài là L(mm) biểu diễn thời gian khâu dẫn quay trọn 1 vòng.

$$\text{Vậy } \mu_t = \frac{T}{L} = \frac{60}{n_1 L} = \frac{2\pi}{\omega_1 \cdot L} \text{ (s/mm)}$$

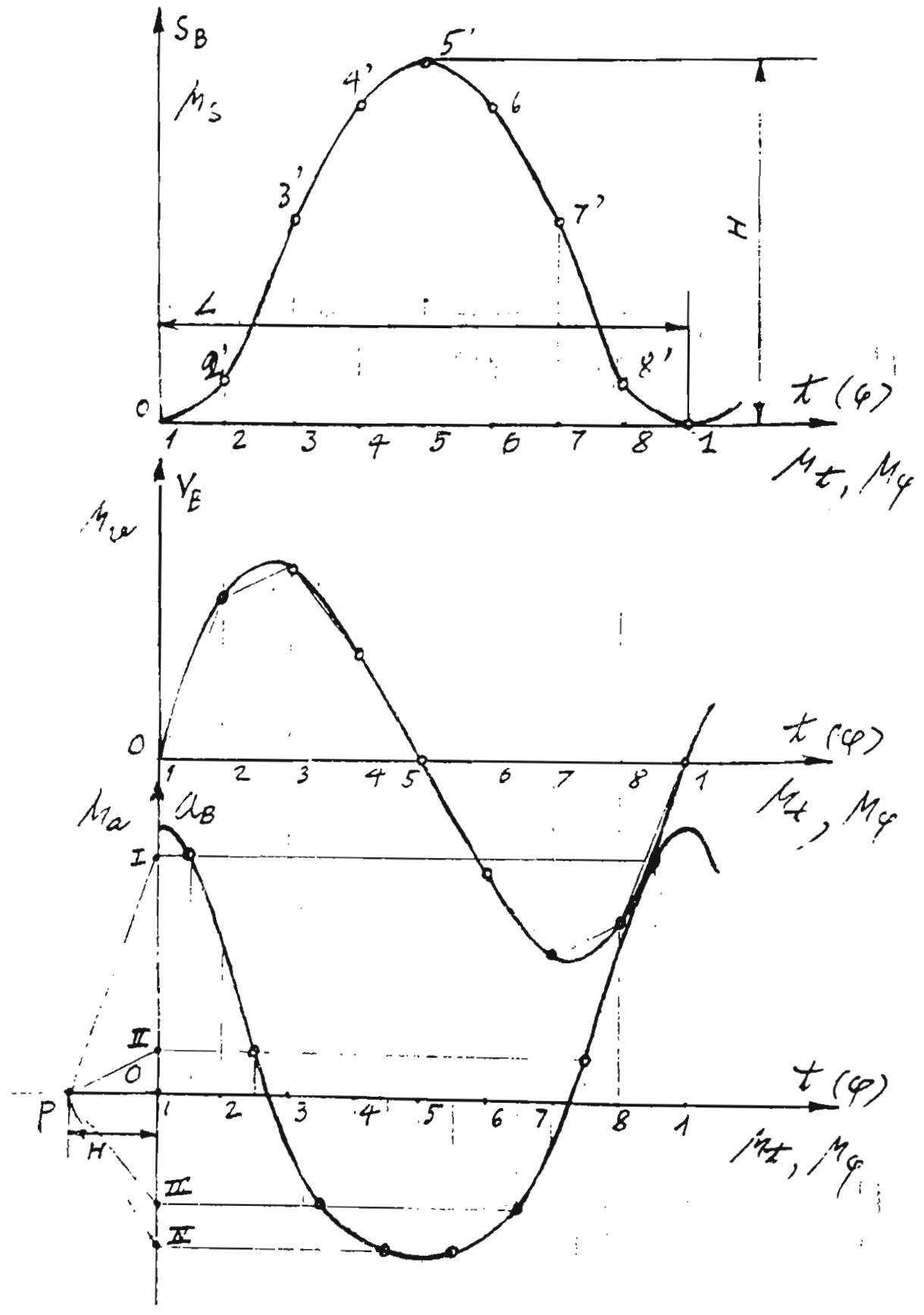
Cũng có thể trục hoành biểu diễn góc quay của khâu dẫn. Khi đó ta lại có:

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{L} \text{ (1/mm)} \quad (3-9)$$

Vì góc quay của khâu dẫn ta chia đều làm 8 phần cho nên các điểm chia tương ứng trên trục hoành đều nhau.

- Tại các điểm chia trên trục hoành ta lần lượt dựng các đoạn thẳng song song với trục tung có độ dài bằng đoạn biểu diễn chuyển vị của điểm B tại các vị trí tương ứng.

Lần lượt nối các điểm đó lại bằng một đường cong đó chính là đồ thị chuyển vị của con trượt B. (Hình 3-7)



Hình 3-7

2. Vẽ biểu đồ vận tốc

($V_B - t$) (đồ thị vận tốc)

Đồ thị vận tốc được vẽ phía dưới đồ thị chuyển vị, ở đây chỉ có trục tung là khác. Khi trục hoành là trục thời gian thì trục tung là trục biểu thị vận tốc thực V_B với tỷ lệ xích là μ_v . Còn nếu trục hoành biểu thị góc quay φ thì trục tung là trục biểu thị vận tốc giả $dS/d\varphi$ với tỷ lệ xích :

$$\frac{\mu_{ds}}{d\varphi} = \frac{\mu_v}{\omega_1} \quad (3-10)$$

Việc vẽ đồ thị vận tốc tương tự đồ thị chuyển vị. Điểm khác là ở chỗ các đoạn biểu diễn chuyển vị của điểm B được thay bằng đoạn biểu diễn vận tốc của điểm B mà ta đã vẽ được tại các hoạ đồ vận tốc (hình 3-7)

3. Vẽ đồ thị gia tốc

Để vẽ đồ thị gia tốc ($a_B - t$) ta dùng phương pháp vi phân đồ thị như trên hình 3-7.

4. Phương pháp vi phân đồ thị

Ta sẽ tiến hành theo các bước sau :

Dưới đồ thị ($V_B - t$) ta đặt hệ trục toạ độ mà trục tung biểu thị gia tốc a_B còn trục hoành vẫn như hai đồ thị trên .

- Chọn 1 điểm P làm cực vi phân có $Po_2 = H(\text{mm})$.

- Từ P ta kẻ các tia PI , PII, PIII ... song song với các dây cung của các đoạn tương ứng trên đường cong ($V_B - t$) . Các tia này cắt trục o_2a_B cho ta các đoạn tỷ lệ thuận với vận tốc trung bình trong khoảng thời gian tương ứng.

Đặt các đoạn trên dây lên các đường tung độ kẻ từ trung điểm các đoạn tương ứng trên trục hoành.

Nối các điểm này lại bằng một đường cong trơn ta được biểu đồ gia tốc.

Tỷ lệ xích μ_a được tính theo công thức sau :

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{H \cdot \mu_t} \quad (\text{m/s}^2\text{mm}) \quad (3-11)$$

Nếu trục hoành biểu thị góc quay φ thì trục tung sẽ là gia tốc giả $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ và ta có tỷ lệ xích như sau :

$$\mu \frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{\mu \frac{ds}{d\varphi}}{H \cdot \mu_\varphi} \quad (1/\text{mm}) \quad (3-12)$$

Từ cách làm trên ta thấy cực P thay đổi thì tỷ xích thay đổi và đường cong biểu diễn gia tốc a_B cũng cao thấp khác nhau. Vì vậy khi làm ta phải chọn P cho hợp lý.

Việc vẽ biểu đồ vận tốc ta cũng có thể tiến hành bằng cách vi phân đồ thị chuyển vị như đã làm với đồ thị gia tốc.

Chương 4

TÍNH TOÁN LỰC CÁC CƠ CẤU

§ 4.1. Các lực tác dụng lên cơ cấu

Các lực tác dụng lên cơ cấu chia làm 2 loại :

- Lực động làm cho cơ cấu chuyển động nhanh lên.
- Lực cản làm cho cơ cấu chuyển động chậm lại. Lực cản lại chia làm 2 loại:
 - + Lực cản có ích hay là lực cản công nghệ là lực mà máy thực hiện 1 quy trình công nghệ theo yêu cầu .
 - + Lực cản có hại là lực mà máy phải tiêu hao thêm năng lượng để thắng nó khi thực hiện yêu cầu của công nghệ ví dụ lực ma sát trong các khớp động , lực cản của môi trường v.v...

§4.2. Lực quán tính của các khâu chuyển động

Theo cơ học lý thuyết , khi khâu AB chuyển động song phẳng (khâu AB có mặt phẳng đối xứng song song với mặt phẳng chuyển động) thì các lực quán tính của nó có thể quy về 1 lực quán tính chính \vec{P}_{qt} đặt tại khối tâm S, và 1 mômen chính lực quán tính \vec{M}_{qt} (hình 4.1)

Lực quán tính chính \vec{P}_{qt} xác định theo công thức :

$$\vec{P}_{qt} = - m \vec{a}_s \quad (4-1)$$

m - khối lượng của khâu AB

\vec{a}_s - gia tốc của khối tâm

Lực quán tính có chiều ngược với chiều gia tốc khối tâm momen lực quán tính xác định theo công thức :

$$\vec{M}_{qt} = - J_s . \vec{\varepsilon} \quad (4-2)$$

J_s - momen quán tính của khâu AB tương ứng đối với trục đi qua khối tâm và vuông góc với mặt phẳng chuyển động .

$\vec{\varepsilon}$ - gia tốc góc của khâu

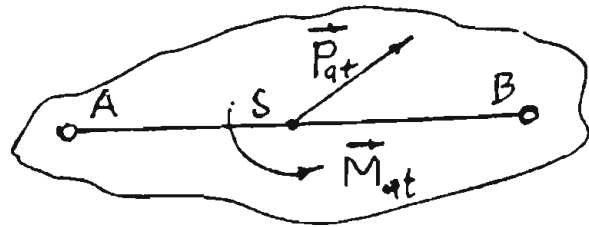
Mômen quán tính của khâu J_s có thể xác định theo công thức :

$$J_s = m\rho^2$$

ρ - bán kính quán tính

Ta xét các dạng chuyển động khác nhau của các khâu.

1. Khâu chuyển động tịnh tiến có gia tốc: Trong trường hợp này gia tốc góc của khâu bằng 0 các lực quán tính của các chất điểm quy về 1 lực quán tính chính xác định theo công thức (4-1)



Hình 4-1

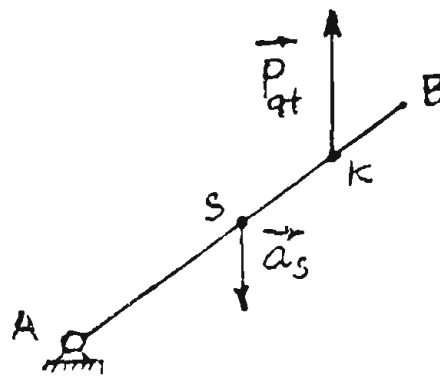
2. Khâu chuyển động quay không đều: Trong trường hợp này các lực quán tính các chất điểm của khâu có thể đưa về trường hợp tổng quát (lực quán tính chính và mômen chính lực quán tính), hoặc đưa về 1 lực \vec{P}_{qt} đặt tại tâm và đập K_A vị trí của tâm và đập K xác định theo công thức:

$$l_{AK} = l_{SA} + \frac{J_S}{m \cdot l_{AS}}$$

A - trục quay của khâu

J_S - mômen quán tính trọng tâm của khâu.

m - khối lượng của khâu.



Hình 4-2

Có các trường hợp chuyển động quay khác nhau của khâu:

Khâu quay đều quanh trục bất kỳ: Trường hợp này $\bar{\epsilon} = 0$ do đó $\vec{M}_{qt} = 0$, còn lực quán tính $\vec{P}_{qt} = -m\vec{a}_S$ đặt tại khối tâm S.

b. Khâu quay không đều quanh trục đi qua trọng tâm: Trường hợp này $\vec{P}_{qt} = 0$ vì $\vec{a}_S = 0$, còn mômen lực quán tính $\vec{M}_{qt} = -J_S \bar{\epsilon}$

c. Khâu quay đều quanh trục đi qua trọng tâm: Trường hợp này $\vec{P}_{qt} = 0$ và $\vec{M}_{qt} = 0$.

3. Khâu chuyển động song phẳng: Trong trường hợp này ta phân tích chuyển động của khâu thành 2 chuyển động thành phần: chuyển động tịnh tiến theo trọng tâm S của khâu và chuyển động quay quanh S. Lúc đó lực quán tính trong

chuyển động tịnh tiến theo S sẽ xác định theo công thức $\vec{P}_{qt} = -m\vec{a}_S$ và đặt tại S. Trong chuyển động quay quanh S chỉ có mômen lực quán tính $\vec{M}_{qt} = -J_S \vec{\epsilon}$

§ 4.3. Điều kiện tĩnh định của chuỗi động phẳng

Để giải bài toán xác định các phản lực trong các khớp động của cơ cấu ta dựa vào nguyên lý Đa lam be . Nguyên lý đó phát biểu như sau : " Nếu ngoài các lực thực tác dụng vào cơ cấu ta thêm vào đó các lực quán tính thì cơ cấu sẽ được xem là cân bằng ". Lúc đó ta có thể dùng các phương trình tĩnh học (kể thêm các lực quán tính) để giải quyết bài toán động . Các phương trình này được gọi là phương trình động tĩnh học.

Với 1 chuỗi động phẳng toàn khớp thấp có n khâu ta có số phương trình cân bằng có thể viết được là $3n$ Trong mỗi khớp phẳng loại 5 (khớp quay hay tịnh tiến) ta chỉ biết được 1 thông số của phản lực. Đó là điểm đặt của phản lực trong khớp quay (đi qua tâm khớp động) và phương của phản lực trong khớp tịnh tiến (vuông góc với phương trượt) . Còn 2 thông số còn lại của phản lực ta chưa biết (2 ẩn số) . Điều kiện tĩnh định của chuỗi động là số phương trình cân bằng viết được phải bằng số ẩn số , tức là :

$$3n = 2P_5 \text{ hoặc } 3n - 2P_5 = 0$$

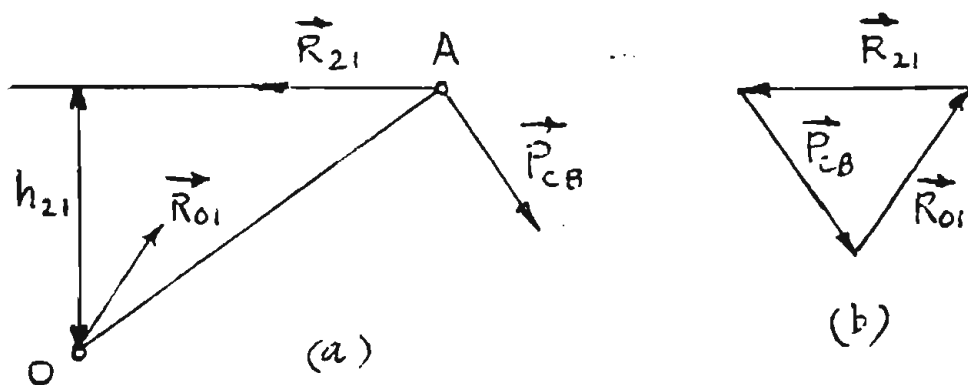
Đây cũng là điều kiện tồn tại của nhóm Axua . Do đó khi giải các bài toán lực của cơ cấu ta có thể tách cơ cấu thành các nhóm Axua rồi giải cho từng nhóm riêng. Bài toán vì vậy được đơn giản đi rất nhiều .

§ 4.4. Động tĩnh học của khâu dẫn

Với cơ cấu 1 bậc tự do khi chịu tác dụng của 1 hệ lực , nói chung sẽ chưa được cân bằng . Muốn cơ cấu được cân bằng phải tác dụng vào 1 khâu nào đó của nó 1 lực - lực này được gọi là lực cân bằng . Khâu có lực cân bằng tác dụng gọi là khâu dẫn . Khâu dẫn cũng là khâu nhận năng lượng từ bên ngoài cung cấp cơ cấu chuyển động.

Khảo sát khâu dẫn OA nối với giá bằng khớp quay O các lực tác dụng vào khâu OA gồm có : lực R_{21} do khâu 2 tác dụng vào khâu dẫn tại khớp A. Lực này hoàn toàn chưa được xác định khi giải bài toán lực cho các nhóm Axua của cơ cấu . Tại khớp O có phản lực lực R_{01} do giá tác dụng lên khâu dẫn . Lực này chưa biết phương và trị số (2 ẩn) . Phương trình cân bằng có thể viết được cho

khâu dẫn là 3. Do đó khâu dẫn chưa được cân bằng có thể viết được cân bằng (số phương trình cân bằng lớn hơn số ẩn số). Để cho khâu dẫn được cân bằng ta phải tác dụng vào nó 1 lực gọi là lực cân bằng . Lực này phải cho trước 2 trong 3 thông số xác định của nó . Thông số thứ 3 sẽ được xác định từ điều kiện cân bằng của khâu dẫn . Cũng có thể thay lực cân bằng bằng 1 mômen cân bằng. Trị số của mômen cân bằng cần phải xác định .



Hình 4-3

Giả sử cho biết lực cân bằng tác dụng vào khâu dẫn tại khớp A , có phương vuông góc với khâu . Lúc đó trị số của lực cân bằng P_{CB} được xác định theo công thức :

$$P_{CB} = \frac{R_{21} \cdot h_{21}}{l_{OA}}$$

Phản lực R_{01} được xác định bằng phương pháp vẽ dựa vào phương trình cân bằng (hình 4-3b)

$$\vec{R}_{01} + \vec{R}_{21} + \vec{P}_{CB} = 0$$

Nếu thay lực cân bằng mômen cân bằng thì trị số của mômen cân bằng xác định theo công thức :

$$M_{CB} = - R_{21} \cdot h_{21}$$

§ 4-5. Ví dụ tính toán lực cơ cấu toàn khớp thấp

Cho cơ cấu máy bào ngang với các thông số : kích thước các khâu, quy luật chuyển động của khâu dẫn OA vị trí trọng tâm của culits trọng lượng các khâu : $G_1 = 9,81\text{KG}$, $G_2 = 23\text{KG}$, $G_3 = 41,5\text{KG}$, $G_4 = 23\text{KG}$, $G_5 = 32\text{KG}$. Lực cắt $P_c = 10\text{KG}$.

Giải : Tính khối lượng các khâu :

$$m_1 = \frac{G_1}{9,81} = \frac{9,81}{9,81} = 1\text{kg}$$

$$m_2 = \frac{G_2}{9,81} = \frac{23}{9,81} = 2,33\text{kg}$$

$$m_3 = \frac{G_3}{9,81} = \frac{41,5}{9,81} = 4,23\text{kg}$$

$$m_4 = \frac{G_4}{9,81} = \frac{23}{9,81} = 2,33\text{kg}$$

$$m_5 = \frac{G_5}{9,81} = \frac{32}{9,81} = 3,36\text{kg}$$

Tính lực quán tính và mômen lực quán tính :

$$P_{qt5} = - m_5 \cdot a_{S5} = - 3,36 \cdot 3,1 = - 10,4 \text{ KG}$$

$$P_{qt4} = - m_4 \cdot a_{S4} = - 2,33 \cdot 3,12 = - 7,26 \text{ KG}$$

$$P_{qt3} = - m_3 \cdot a_{S3} = - 4,23 \cdot 1,58 = - 6,68 \text{ KG}$$

$$M_{qt3} = - J_{S3} \cdot \varepsilon_3$$

$$J_{S3} = m_3 \rho^2 = 4,23 \cdot 0,475^2 = 0,97$$

$$M_{qt3} = - 0,97 \cdot 3,14 = - 2,92$$

$$P_{qt2} = - m_2 \cdot a_A = - 2,33 \cdot 5,7 = - 13,28 \text{ KG}$$

Đặt các lực tác dụng vào các khâu tại các điểm tương ứng. Tách cơ cấu thành các nhóm Axua : (0, 1) , (2,3) , (4,5) và bắt đầu tính từ nhóm (4,5) . (hình 4-4) và (hình 4-5).

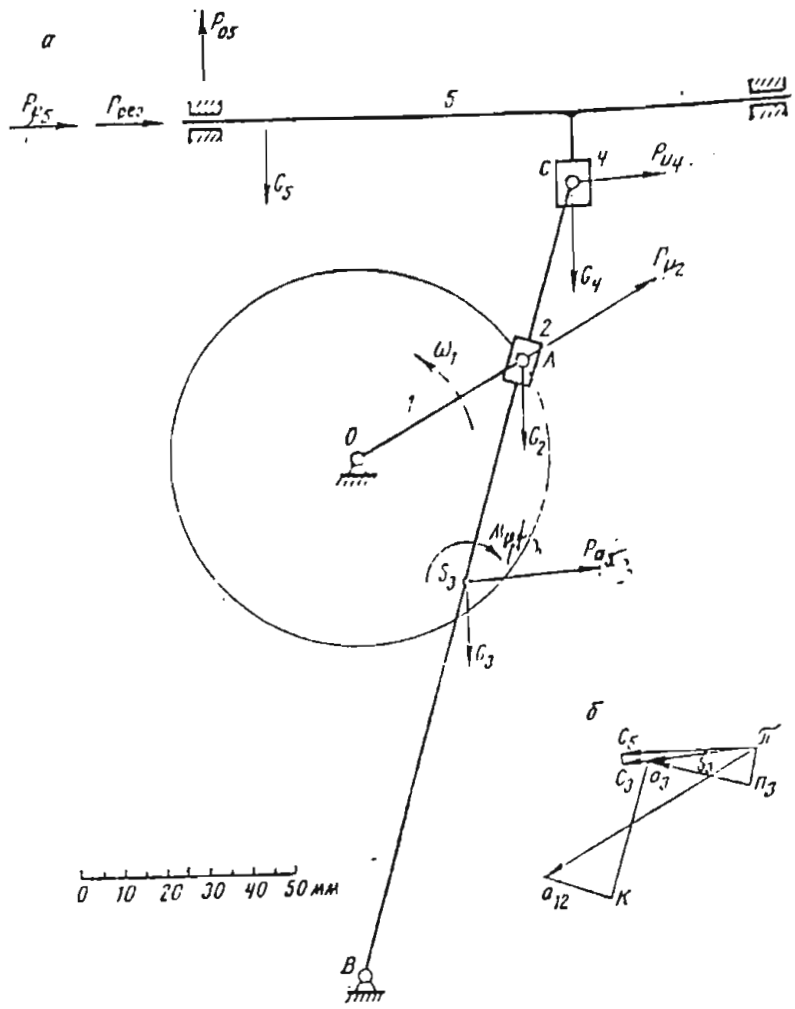
Để xác định phản lực \vec{R}_{05} ta viết phương trình cân bằng lực cho khâu 5 :

$$\vec{R}_{05} + \vec{P}_c + \vec{P}_{qt5} + \vec{G}_5 + \vec{R}_{45} = 0 \quad (4-3)$$

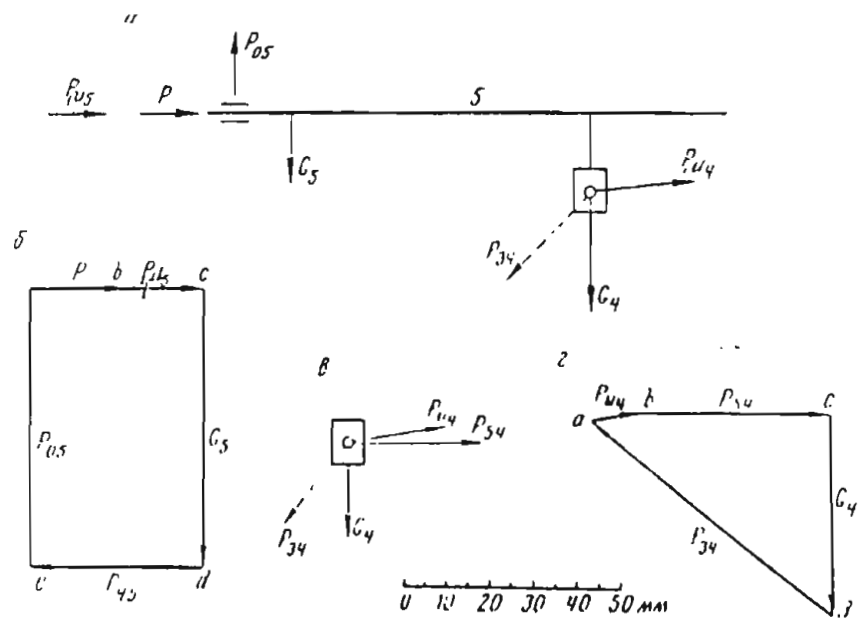
Vẽ đa giác lực (hình 5.5b) ta xác định được lực \vec{R}_{05} và lực \vec{R}_{45} :

$$R_{05} = da \cdot \mu_p = 64 \cdot 0,5 = 32 \text{ KG}$$

$$R_{45} = cd \cdot \mu_p = 40,8 \cdot 0,5 = 20,4 \text{ KG}$$



Hình 4-4



Hình 4-5

Viết phương trình cân bằng lực cho khâu 4 :

$$\bar{P}_{qt4} + \bar{G}_4 + \bar{R}_{54} + \bar{R}_{34} = 0$$

và vẽ đa giác lực (hình 5-5c) ta xác định được lực \bar{R}_{34} :

$$R_{34} = da \cdot \mu_p = 70.0,5 = 35 \text{ KG}$$

Để tính phản lực ở các khớp A và B ta xét nhóm (2,3) (hình 4.6a) . Các lực tác dụng vào các khâu của nhóm gồm : $\bar{R}_{12}, \bar{R}_{03}, \bar{R}_{43}, \bar{G}_2, \bar{P}_{qt2}, \bar{G}_3, \bar{P}_{qt3}, \bar{M}_{qt3}$. Trong các lực này $\bar{R}_{43} = -\bar{R}_{34}$ (đã xác định ở nhóm trước) , các lực \bar{R}_{12} và \bar{R}_{03} chưa biết .

Phản lực \bar{R}_{23} xác định từ phương trình cân bằng mômen của khâu 3 :

$$R_{43} h_2 - R_{23} \cdot \overline{AB} + M_{qt3} + P_{qt3} \cdot h_1 + G_3 h = 0$$

$$R_{23} = \frac{R_{43} \cdot h_2 + M_{qt3} + P_{qt3} \cdot h_1 + G_3 h}{\overline{AB}}$$

$$= \frac{35.173 + 2,92 / 0,95.190 + 6,68.89 + 41,5.25}{174} = 47,5 \text{ KG}$$

Phản lực \bar{R}_{03} xác định từ phương trình cân bằng lực của khâu 3 :

$$\bar{R}_{43} + \bar{R}_{23} + \bar{P}_{qt3} + \bar{G}_3 + \bar{R}_{03} = 0$$

Vẽ đa giác lực ta tìm được (hình 4.6c)

$$R_{03} = \bar{e}a \cdot \mu_p = 103.0,5 = 51,5 \text{ KG}$$

Viết phương trình cân bằng lực của khâu 2 :

$$\bar{R}_{32} + \bar{G}_2 + \bar{P}_{qt2} + \bar{R}_{12} = 0$$

Vẽ đa giác lực ta tìm được (hình 4.6e)

$$R_{12} = \bar{d}a \cdot \mu_p = 131.0,5 = 65,5 \text{ KG}$$

Để xác định lực cân bằng ta xét sự cân bằng của khâu 1. Giả thiết lực cân bằng \bar{P}_{CB} đặt tại A và vuông góc với khâu 1 Lấy tổng mômen các lực đối với điểm O ta rút ra :

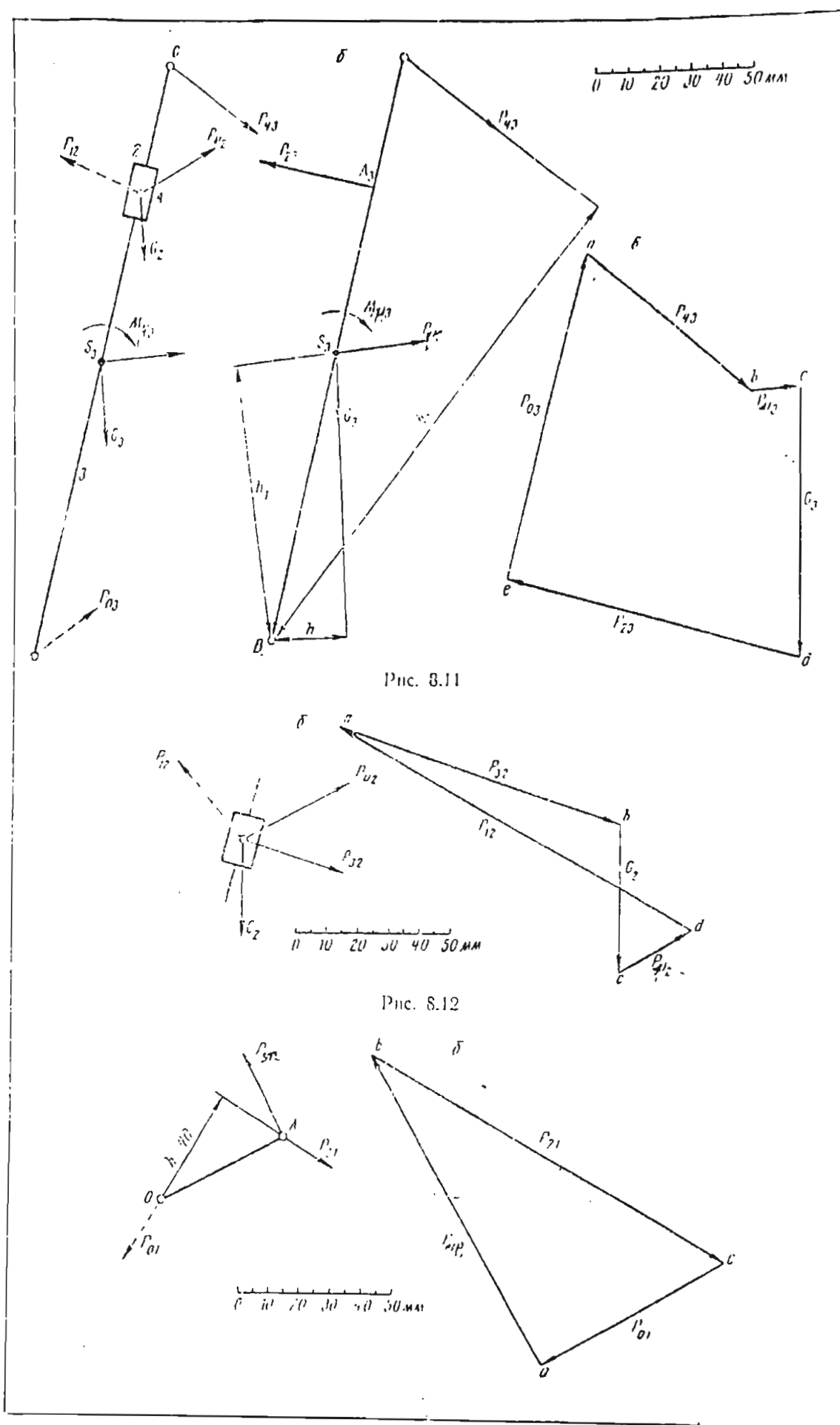
$$P_{CB} = \frac{R_{21} \cdot h}{OA} = \frac{65,5.40,5}{45} = 59 \text{ KG}$$

Viết phương trình cân bằng lực của khâu 1 :

$$\bar{P}_{CB} + \bar{R}_{21} - \bar{R}_{01} = 0$$

Vẽ đa giác lực ta tìm được :

$$R_{01} = \bar{c}a \cdot \mu_p = 66.0,5 = 33 \text{ KG}$$



Hình 4-6

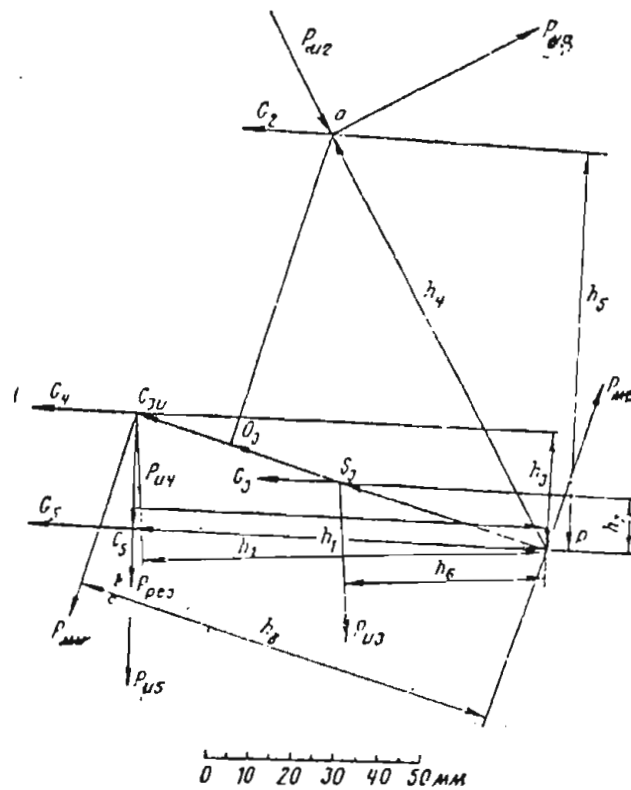
§4.6. Xác định lực cân bằng bằng cánh tay đòn Jucopski

Trong những trường hợp cân phải xác định lực cân bằng \bar{P}_{CB} hoặc mômen cân bằng \bar{M}_{CB} mà không yêu cầu xác định phản lực ở các khớp động ta sử dụng lý thuyết của Jucopski dựa trên nguyên lý chuyển vị khả dĩ.

Từ nguyên lý chuyển vị khả dĩ : " Nếu 1 cơ hệ cân bằng thì tổng công suất của các lực trên mọi chuyển vị khả dĩ sẽ bằng 0 Jucopski chứng minh được rằng :

Nếu 1 cơ cấu được cân bằng khi xoay hoá đồ vận tốc 1 góc 90° , chuyển tất cả các lực trên cơ cấu song song với chính chúng nó đến các điểm tương ứng trên hoá đồ vận tốc xoay thì tổng mômen của các lực đối với góc hoá đồ vận tốc sẽ bằng 0 .

Có thể không xoay hoá đồ vận tốc mà xoay các lực đi 90° theo cùng 1 chiều.



Hình 4-7

Áp dụng lý thuyết của Jucopski để xác định lực cân bằng của cơ cấu máy bào ngang trong ví dụ trên.

Vẽ hoạ đồ vận tốc của cơ cấu với tỷ xích tùy ý. Xoay tất cả các lực đi 90° theo chiều kim đồng hồ rồi chuyển đến các điểm tương ứng trên hoạ đồ.

Mômen lực quán tính \overline{M}_{qt3} được thay bằng ngẫu .

$$P = \frac{M_{qt3}}{l_{BC}} = \frac{2.92}{0.95} = 3.08 \text{ KG}$$

Chuyển 1 ngẫu P đến các điểm B và C.

Viết phương pháp mômen đối với gốc hoạ đồ P

$$P_c \cdot h_1 + P_{qt5} \cdot h_1 + P_{qt4} + G_4 \cdot h_3 - P_{CB} \cdot h_4 + G_2 \cdot h_5 + P_{qt3} \cdot h_6 + G_3 \cdot h_7 + P \cdot h_8 = 0$$

Do đó :

$$P_{CB} = \frac{P_c \cdot h_1 + P_{qt5} \cdot h_1 + P_{qt4} \cdot h_2 + G_4 \cdot h_3 + G_2 \cdot h_5 + P_{qt3} \cdot h_6 + G_3 \cdot h_7 + P \cdot h_8}{h_4}$$

$$= \frac{10.96 + 10.4.96 + 7.26.94 + 23.96 + 6.68.47 + 41.5.15 + 3.101}{110} = 60 \text{ KG}$$

Nếu tính P_{CB} theo công thức trên ta được giá trị dương thì chiều của P_{CB} như giả thiết là đúng, nếu giá trị âm thì phải đổi chiều P_{CB} ngược với chiều giả thiết.

Chương 5

CÂN BẰNG MÁY

Khi máy làm việc, tại các khớp động ngoài các phản lực tĩnh còn xuất hiện các phản lực do các lực quán tính gây ra, gọi là phản lực động phụ. Các phản lực này biến thiên theo chu kỳ gây ra dao động, nó còn tác động lên giá và truyền xuống móng máy có thể phá hoại sự liên kết giữa giá và móng. Ngoài ra nó còn làm tăng lực ma sát gây mài mòn ở trong ổ và ứng suất phụ trong chi tiết máy. Chính vì vấn đề đó trong thiết kế máy ta phải đặt ra vấn đề triệt tiêu toàn bộ hay một phần các phản lực động phụ nói trên, đó chính là bài toán cân bằng máy.

§ 5.1. Cân bằng các vật quay

Trong cân bằng máy việc cân bằng các khâu quay (vật quay) có 1 ý nghĩa thực tế. Đôi khi chỉ cần mất cân bằng một chút các rôto quay với vận tốc góc lớn cũng sẽ gây ra những áp lực động phụ rất lớn trên ổ trục. Bài toán cân bằng vật quay chính là phân bố khối lượng vật quay thế nào sao cho triệt tiêu toàn bộ hoặc một phần các phản lực do lực quán tính gây ra tại các điểm tựa. Bài toán này đã được trình bày tỉ mỉ trong giáo trình nguyên lý máy.

Trong thực tế các vật quay thường được chế tạo theo kiểu tự cân bằng. Nó thường có dạng một hay nhiều hình trụ tròn đồng trục có trọng tâm trùng trục quay. Tuy nhiên nhiều trường hợp các dạng đó không thể thực hiện được và nếu không có đối trọng vật quay sẽ mất cân bằng. Để xác định trọng lượng và vị trí của đối trọng cần loại bỏ những phần đã cân bằng của vật theo thiết kế và chỉ đi xác định trọng tâm các phần còn lại như khuỷu của trục khuỷu cam của trục cam vật khối lượng các phần đó.

§ 5.2. Cân bằng cơ cấu (máy) trên móng

Ta đã biết rằng cơ cấu hoặc máy là 1 cơ hệ vô số chất điểm chuyển động. Nếu ta gọi S là khối tâm chung của các khâu động thì khi ta thu tất cả các lực quán tính của các khâu về S ta sẽ được một véc tơ chính và một mômen chính. Khi tất cả véc tơ chính và mômen chính đều triệt tiêu thì cơ cấu hoàn toàn cân bằng. Trong thực tế việc triệt tiêu mômen chính rất phức tạp vì vậy bài toán đặt

ra chỉ là cân bằng véc tơ chính. Khi véc tơ chính triệt tiêu ta nói rằng cơ cấu đã được cân bằng. Việc triệt tiêu véc tơ chính cũng có nghĩa là việc phân bố khối lượng của khâu thế nào để vị trí khối tâm có góc là góc toạ độ, nút là vị trí của khối tâm S không thay đổi. Trong phần lý thuyết của giáo trình nguyên lý máy ta đã đưa ra 1 ví dụ cụ thể cân bằng cơ cấu tay quay con trượt.

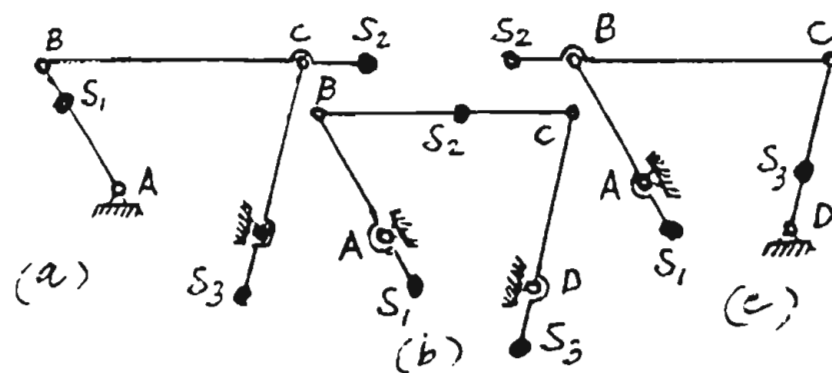
Trường hợp tổng quát nếu cơ cấu gồm n khâu động thì khi giải bài toán chọn khối lượng các khâu của cơ cấu thoả mãn điều kiện triệt tiêu vectơ quán tính chính sẽ có 2n ẩn số. Ta chỉ có thể lập được (n-1) phương trình chứa các ẩn số đó. Như vậy ta phải chọn trước (n+1) đại lượng các đại lượng còn lại ta sẽ hoàn toàn xác định được: Ví dụ với cơ cấu bốn khâu bản lề ABCD, n = 3 số phương trình độc lập ta lập được là (n-1)=2 số đại lượng phải chọn là 2n = 6. vậy ta phải chọn trước bốn đại lượng. Ta có thể chọn trước m₃ và s₃ (khối lượng khâu 3 và vị trí khối tâm S₃) từ phương trình :

$$m_2 s_2 = - \frac{m_3 L_2}{L_3} (L_2 - s_3) \quad (5-1)$$

Ta xác định được m₂s₂ ta chọn trước một ẩn sẽ tính được ẩn còn lại, thay các trị số vừa có vào phương trình :

$$m_1 s_1 = - \frac{m_2 L_1}{L_2} (L_2 - s_2) \quad (5-2)$$

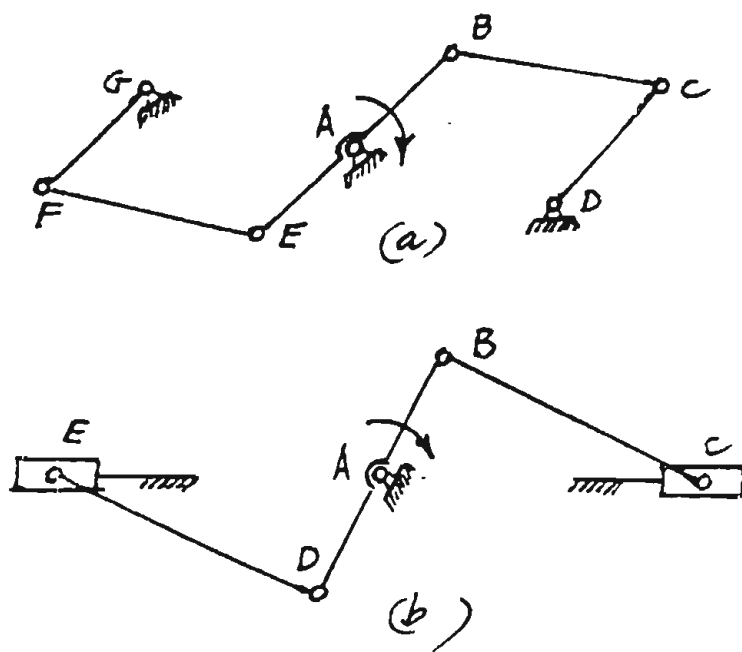
Ta được m₁s₁ trong đó lại có thể chọn trước 1 ẩn. Các phương trình (5-1) (5-2) được diễn giải cụ thể trong nguyên bản tiếng Nga của ММ АРТОВОЛЕРСКИЙ (từ trang 360 đến trang 368). Như vậy tùy dữ kiện khác nhau và các phương trình (5-1) (5-2) có thể có 3 phương án cân bằng cho cơ cấu bốn khâu bản lề ABCD m₁, m₂, m₃ là khối lượng các khâu 1,2,3; s₁, s₂, s₃ là khoảng cách từ khối tâm S₁, S₂, S₃ của các khâu tới các điểm A, B, C.



Hình 5-1

Do đó nếu cho rằng khối tâm nằm ở ngoài hai bản lề của khâu là tương ứng với việc đặt một đối trọng, thì có thể nói rằng vấn đề cân bằng hợp lực quán tính chính của cơ cấu bốn khâu bản lề có thể giải quyết bằng cách đặt đối trọng trên hai khâu của cơ cấu.

Ta còn có thể cân bằng cơ cấu (máy) bằng thiết kế đối xứng Hình 5-2 là lược đồ của cơ cấu bốn khâu bản lề và tay quay con trượt đối xứng. Khi đó $\bar{R}_x = \text{const}$. Trong trường hợp không thể thiết kế các cơ cấu đối xứng hoặc cách chọn khối lượng như vậy không hợp lý về mặt cấu tạo ta phải dùng phương pháp đặt đối trọng.



Hình 5-2

Dưới đây sẽ trình bày 1 ví dụ nữa về cân bằng hợp lực quán tính chính của cơ cấu tay quay con trượt bằng cách đặt đối trọng. (hình 5-3).

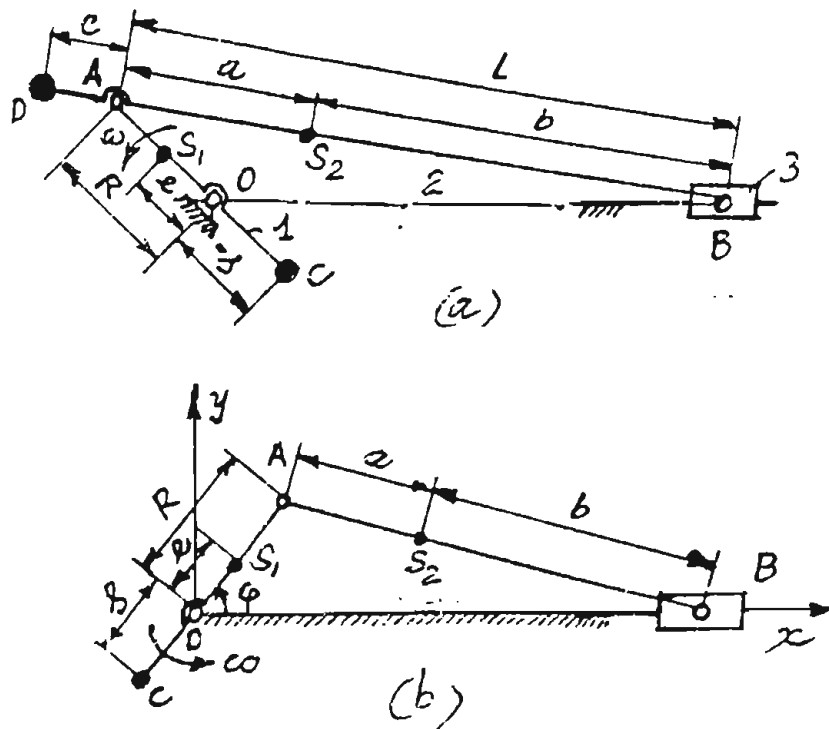
m_1, m_2, m_3 là khối lượng của tay quay, thanh truyền và con trượt. Giả sử các khối lượng đó tập trung tại các khối tâm S_1, S_2, S_3 . Ta đặt một đối trọng tại điểm D trên đường AB và xác định khối lượng m_{d2} từ điều kiện trọng tâm của các khối lượng m_{d2}, m_2 và m_3 trùng với điểm A, từ phương trình mômen tĩnh đối với điểm A ta có :

$$m_3L + m_2a = m_{d2} \cdot C \quad \text{Vậy} \quad m_{d2} = \frac{1}{C}(m_3L + m_2 \cdot a) \quad (5-3)$$

Khối lượng m_{d1} của đối trọng đặt tại điểm C trên tay quay được xác định từ điều kiện trọng tâm các khối lượng m_{d1}, m_1 và $m_A = m_{d2} + m_2 + m_3$ trùng với điểm O từ phương trình mômen tĩnh với điểm O ta có :

$$m_{d1} = \frac{1}{3}(m_A \cdot R + m_1 \cdot e) \quad (5-4)$$

Bán kính s và C của các đối trọng có thể chọn tùy ý theo các công thức trên. Sau khi đặt đối trọng đủ cơ cấu ở vị trí nào khối tâm S của nó vẫn trùng với điểm O , cơ cấu cân bằng.



Hình 5-3

Tuy nhiên trong thực tế cơ cấu tay quay con trượt rất ít khi được cân bằng toàn phần như vậy vì khi bán kính C nhỏ thì khối lượng m_{d2} rất lớn, sinh ra các tải trọng phụ trên các khâu và tại khác khớp động của cơ cấu. Còn như ta lấy C lớn kích thước cả cơ cấu sẽ tăng lên. Vì thế thường chỉ giới hạn trong phạm vi cân bằng các lực quán tính một cách gần đúng. Cụ thể với cơ cấu tay quay con trượt ta dùng phương pháp đặt đối trọng để cân bằng khối lượng tay quay và một phần thanh truyền. Khối lượng m_1 của tay quay được thu gọn theo kiểu tĩnh học về điểm A . (hình 5-3b)

$$m_{1A} = m_1 \frac{e}{R} \quad (5-5)$$

Khối lượng m_2 của thanh truyền AB được phân bố tĩnh ở hai điểm A và B . Các khối lượng m_{1A} và m_{2B} tập trung tại A và B là:

$$m_{2A} = m_2 \frac{b}{L}; m_{2B} = m_2 \frac{a}{L} \quad (5-6)$$

Vậy tổng khối lượng tập trung tại A là :

$$m_A = m_{1A} + m_{2A} = m_1 \frac{e}{R} + m_2 \frac{b}{L} \quad (5-7)$$

Suất của lực quán tính ly tâm P_q ứng với khối lượng đó là :

$$P_q = m_A \omega^2 R = \left(m_1 \frac{e}{R} + m_2 \frac{b}{L} \right) \omega^2 R$$

Để cân bằng lực này cần đặt tại C trên đường kéo dài tay quay OA đối trọng m_{dl} là :

$$m_{dl} \cdot \omega^2 \cdot s = P_q \text{ vậy } m_{dl} = m_A \cdot \frac{R}{s} \quad (5-8)$$

Khối lượng m_{dl} và khoảng cách s được chọn như vậy cân bằng được lực quán tính của các khối lượng quay của cơ cấu . Lực quán tính của các khối lượng tịnh tiến chưa được cân bằng , nghĩa là còn một lực quán tính P_{qB} tác động lên móng máy.

$$P_{qB} = m_B \omega^2 R \left(\cos \varphi + \frac{R}{L} \cos 2\varphi \right)$$

$$\text{Trong đó : } m_B = m_{2B} + m_{3B} = m_2 \frac{a}{L} + m_3$$

§5.3. Cân bằng động cơ nhiều xy lanh

Như phân tích trên ta thấy với cơ cấu tay quay con trượt (đó là động cơ 1 xy lanh trong thực tế) thường chỉ cân bằng được các khối lượng quay. Với động cơ hoặc máy nén nhiều tay quay (nhiều xy lanh) ta có thể cân bằng toàn phần bằng cách chọn và phân bố khối lượng chuyển động một cách thích hợp . Khối lượng quay m_A sinh ra lực quán tính cấp 1. Lực quán tính của khối lượng chuyển động tịnh tiến qua lại là 1 tổng vô hạn của các lực biến thiên theo chu kỳ cấp 1,2,4,6... chỉ giới hạn ở các số hạng cấp 2 có thể viết :

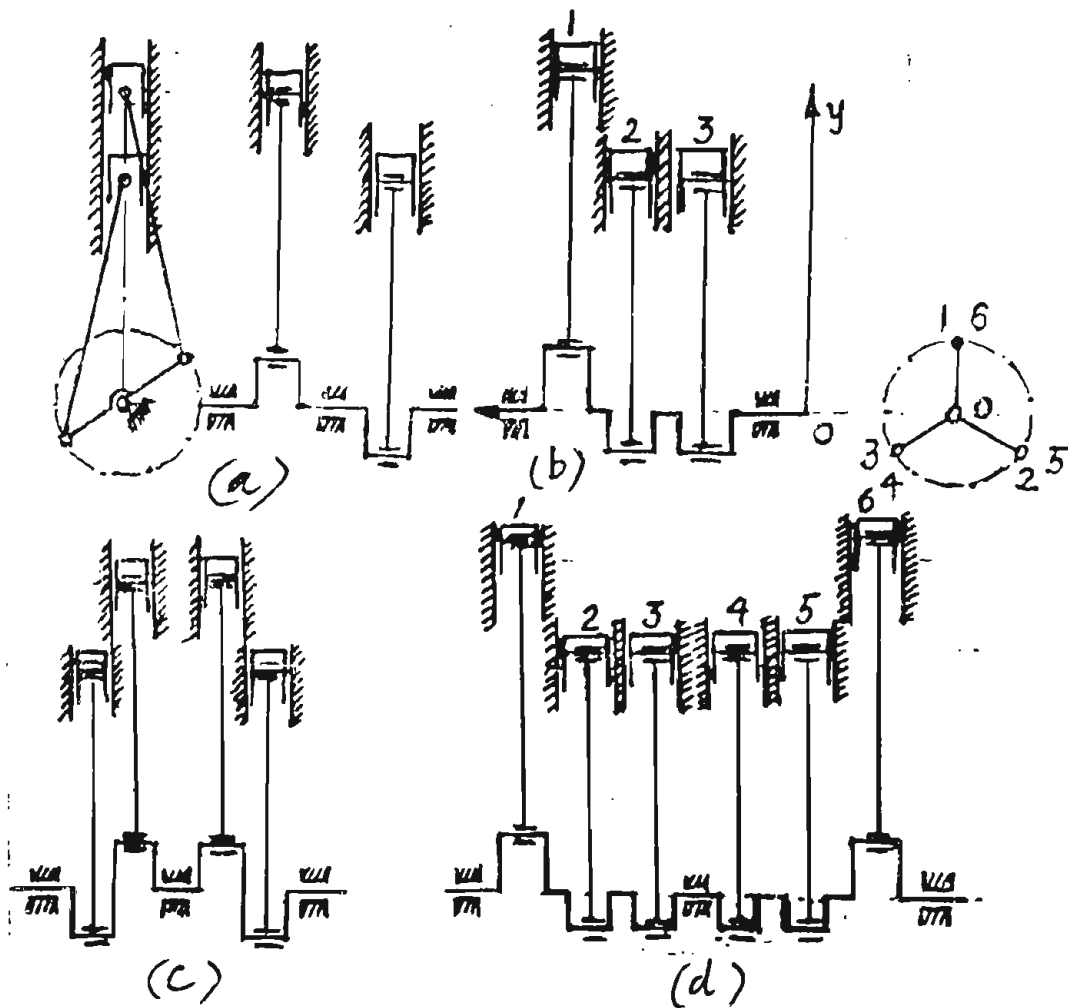
$$P_q = m \omega^2 R \left(\cos \varphi + \frac{R}{L} \cos 2\varphi \right)$$

φ là góc giữa tay quay và trục chiểu

$$\text{Đặt } k = L/R \text{ ta có : } P_q = m\omega^2 R \left(\cos\varphi + \frac{\cos 2\varphi}{k} \right) \quad (5-9)$$

Giả sử trong động cơ nhiều xy lanh trọng lượng pitstông thanh truyền và tay quay cũng như chiều dài tay quay, thanh truyền đều như nhau cùng chung một trục. Nếu góc giữa tay quay thứ nhất với các tay quay khác lần lượt là $\alpha, \beta, \gamma \dots$ thì hình chiếu trên trục đã nói trên của véc tơ chính P_{q1} của các lực quán tính cấp 1 do các khối lượng tịnh tiến của động cơ được biểu diễn bằng công thức :

$$\begin{aligned} P_{q1} &= m\omega^2 R [\cos\varphi + \cos(\varphi + \alpha) + \cos(\varphi + \beta) + \dots] \\ &= m\omega^2 R [\cos(1 + \cos\alpha + \cos\beta + \cos\gamma + \dots) - \sin\varphi(\sin\alpha + \sin\beta + \cos\gamma + \dots)] \end{aligned} \quad (5-10)$$



Hình 5-4

Tương tự hình chiếu véc tơ chính P_{q2} của các lực quán tính cấp 2 là :

$$P_{q2} = m\omega^2 \frac{R}{k} [\cos 2\varphi(1 + \cos 2\alpha + \cos 2\beta + \cos 2\gamma + \dots) - \sin 2\varphi(\sin 2\alpha + \sin 2\beta + \sin 2\gamma + \dots)] \quad (5-11)$$

Vậy để cân bằng véc tơ chính của các lực quán tính cấp 1 và cấp 2 thoả mãn các điều kiện sau :

$$\begin{aligned}
 1 + \cos\alpha + \cos\beta + \cos\gamma + \dots &= 0 \\
 \sin\alpha + \sin\beta + \sin\gamma + \dots &= 0 \\
 1 + \cos 2\alpha + \cos 2\beta + \cos 2\gamma + \dots &= 0 \\
 \sin 2\alpha + \sin 2\beta + \sin 2\gamma + \dots &= 0
 \end{aligned}
 \tag{5-12}$$

Với động cơ ba xy lanh (hình 5-4b) các tay quay cách nhau 120° ($\alpha=120^\circ$; $\beta = 240^\circ$; $x_1 = 2a + b$; $x_2 = a + b$; $x_3 = b$) véc tơ chính của các lực quán tính cấp 1 và cấp 2 hoàn toàn cân bằng.

Còn động cơ có hai xy lanh (hình 5-4a) các tay quay cách nhau 180° chỉ cân bằng được lực quán tính cấp 1, lực quán tính cấp 2 hình chiếu là $m\omega^2 \frac{R}{k} 2\cos 2\varphi$ chưa được cân bằng.

Với động cơ 4 xy lanh ta có thể bố trí vị trí các tay quay, hợp lý như hình 5-4c khi đó cả véc tơ chính và mômen chính của các lực quán tính cấp 1 đều được cân bằng.

Với động cơ 6 xy lanh khi bố trí vị trí các tay quay như hình 5-4d thì cả véc tơ chính và mômen chính của các lực quán tính cấp 1 và cấp 2 đều cân bằng.

Chương 6

TÍNH MÔMEN QUÁN TÍNH BÁNH ĐÀ VÀ XÁC ĐỊNH VẬN TỐC GÓC THỰC CỦA MÁY

§ 6-1. Đặt vấn đề

Khi giải các bài toán động học và lực học ở các chương trước, ta đã giả thiết khâu dẫn 1 (có thể coi đó là trục chính của máy) có vận tốc góc là ω_1 không thay đổi : Trong thực tế vận tốc góc thực thay đổi theo chu kỳ làm việc của máy.

Xuất phát từ phương trình chuyển động của máy ta xác định được vận tốc góc thực đó :

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi} M_d \cdot d\varphi + \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_c \cdot d\varphi = J_{\varphi} \cdot \frac{\omega_{1\varphi}^2}{2} - J_{\varphi_0} \cdot \frac{\omega_{1\varphi_0}^2}{2} \quad (6-1)$$

Khi áp dụng phương trình trên ta cần phân biệt loại máy. Nếu máy là máy động lực (động cơ đốt trong bốn kỳ, hai kỳ, động cơ hơi nước ...) thì ta coi mômen cản không thay đổi, còn mômen động sẽ là mômen động thay thế (thu gọn) đó là mômen của lực động và của trọng lượng các khâu được thu về khâu dẫn. Nếu máy của chúng ta là máy công tác (máy bào, xọc tiện phay, máy sàng, máy sát ...) thì ta lại coi mômen động là hằng số còn mômen cản sẽ là mômen cản thay thế (thu gọn). Đó là mômen của lực cản và của trọng lượng các khâu được thu về khâu dẫn.

1. Xác định mômen thay thế :

a. Mômen động thay thế

$$M_{dt} = \sum_k \left[\bar{P}_k \cdot \left(\frac{\bar{V}_k}{\omega_1} \right) + \bar{M}_k \left(\frac{\bar{\omega}_k}{\omega_1} \right) \right] \quad (6-2)$$

Trong công thức trên \bar{P}_k là lực phát động và trọng lượng các khâu \bar{M}_k là mômen phát động \bar{V}_k là vận tốc của điểm đặt lực \bar{P}_k , $\bar{\omega}_k$ là vận tốc góc của khâu thứ k. Vì mômen \bar{M}_k có thể thay bằng lực \bar{P}_k cho nên để đơn giản ta dùng công thức sau :

$$M_{dtt} = \sum_k \bar{P}_k \left(\frac{\bar{V}_k}{\omega_1} \right) \quad (6-3)$$

Để tính M_{dtt} tại các vị trí ta dùng phương pháp đòn ducôpski. Ta xoay hoạ đồ vận tốc đi 90° theo 1 chiều nào đó đặt các lực \bar{P}_k vào các điểm tương ứng (đó là vận tốc của điểm đặt lực) trên hoạ đồ vận tốc. Sau đó ta lấy mômen các lực với góc hoạ đồ theo công thức sau :

$$\begin{aligned} M_{dtt} &= \sum_k \bar{P}_k \cdot \frac{\bar{P}_{vk} \cdot \mu_v}{\omega_1} = \sum_k \bar{P}_k \cdot \bar{p}v_k \cdot \mu_L \\ M_{dtt} &= \mu_L \cdot \sum_k P_k \cdot h_k \end{aligned} \quad (6-4)$$

Trong đó h_k là cánh tay đòn của lực \bar{P}_k đối với góc p , những lực nào gây ra mômen chống lại chiều xoay hoạ đồ vận tốc ta lấy dấu dương, lực gây ra mômen cùng chiều xoay hoạ đồ vận tốc ta lấy dấu âm. Như vậy ứng với các vị trí khác nhau ta có 1 giá trị của mômen động thay thế. M_{dtt} là một hàm của góc quay φ .

b. *Mômen cân thay thế.*

$$M_{C_{tt}} = \sum_k \left[\bar{P}_k \cdot \left(\frac{\bar{V}_k}{\omega_1} \right) + \bar{M}_k \cdot \left(\frac{\bar{\omega}_k}{\omega_1} \right) \right] \quad (6-5)$$

Trong công thức trên \bar{P}_k, \bar{M}_k là lực cân hoặc mômen cân ở khâu K. Cũng tương tự mômen động thay thế thay M_k ta có :

$$M_{C_{tt}} = \sum_k \bar{P}_k \cdot \left(\frac{\bar{V}_k}{\omega_1} \right) \quad (6-6)$$

Cách tính mômen cân thay thế, giống như tính mômen động thay thế.

Đặt lực cân, trọng lượng các khâu lên các điểm tương ứng trên hoạ đồ vận tốc đã xoay và lấy mômen với góc P ta có :

$$M_{C_{tt}} = \mu_L \sum_k P_k \cdot h_k \quad (6-7)$$

Các lực gây mômen chống lại chiều xoay hoạ đồ vận tốc lấy dấu dương, lực gây mômen cùng chiều xoay lấy dấu âm, (có thể xem ví dụ trong chương 9). Lần lượt tại các vị trí khác nhau $M_{C_{tt}}$ sẽ có vị trí khác nhau. Mômen cân thay thế là 1 hàm của góc quay φ . ($M_{C_{tt}}$ còn có thể là hàm của chính vận tốc ω như mômen của quạt gió chẳng hạn, ở đây ta không đề cập tới cho đơn giản).

2. Mômen quán tính thay thế :

Trong phương trình chuyển động của máy J_φ là mômen quán tính thay thế (thu gọn) J_φ là tổng mômen quán tính của tất cả các khâu động ở trong máy thu về khâu dẫn

$$\begin{aligned}
 J_\varphi &= \sum_k \left[m_k \left(\frac{V_{sk}}{\omega_1} \right)^2 + J_{sk} \left(\frac{\omega_k}{\omega_1} \right)^2 \right] \\
 &= \sum_k \left[m_k \left(\frac{pS_k}{\omega_1} \right)^2 \cdot \mu_v^2 + J_{sk} \left(\frac{ij}{L_{ij} \cdot \omega_1} \right)^2 \cdot \mu_v^2 \right] \\
 &= \sum_k \left[m_k \cdot pS_k^2 + J_{sk} \cdot \frac{ij^2}{L_{ij}^2} \right] \mu_v^2 \quad (6-8)
 \end{aligned}$$

Trong công thức trên m_k là khối lượng của khâu thứ k , J_{sk} là mômen quán tính đối với trục đi qua trọng tâm của khâu thứ k , pS_k là đoạn biểu diễn vận tốc trọng tâm khâu thứ k , ω_k là vận tốc góc khâu thứ k , trong đó $\omega_k = \frac{V_{ij}}{L_{ij}} = \frac{ij}{L_{ij}} \cdot \mu_v$ trong đó ij là đoạn biểu diễn vận tốc tương đối của điểm i so với điểm J , L_{ij} là khoảng cách 2 điểm đó trên khâu thứ k (cần lưu ý ở đây ta lấy $\mu_v = \omega_1 \cdot \mu_L$) .

Vậy bằng công thức trên ta tính thay thế tại các vị trí khác nhau, mômen quán tính thay thế là hàm của góc quay φ .

3. Khâu thay thế .

Trong phương trình chuyển động của máy khi ta đã đưa các đại lượng thay thế vào thì ta có thể coi phương trình chuyển động của 1 khâu dẫn nhưng trên đó có các đại lượng thay thế. Khâu này ta gọi là khâu thay thế. Như vậy việc khảo sát bài toán động lực học của máy đơn giản đi rất nhiều .

Để xác định vận tốc góc thực của khâu dẫn ta chỉ cần dựa vào phương trình chuyển động của khâu thay thế.

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi} M_d \cdot d\varphi + \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_{C''} \cdot d\varphi = J_{\pi}^{\varphi} \cdot \frac{\omega_{1\varphi}^2}{2} - J_{\pi}^{\varphi_0} \cdot \frac{\omega_{1\varphi_0}^2}{2}$$

Biến đổi đi ta được :

$$\omega_{1\varphi} = \sqrt{\frac{J_{tt}^{\varphi_0}}{J_{tt}^{\varphi}} \omega_{1\varphi_0}^2 + \frac{2}{J_{tt}^{\varphi}} \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_d + M_{C_{II}}) d\varphi} \quad (6-9)$$

Trong công thức $\omega_{1\varphi}$ là vận tốc góc của khâu dẫn tại vị trí φ ta cần xác định $\omega_{1\varphi_0}$ vận tốc góc tại thời điểm đầu đã biết. $J_{tt}^{\varphi_0}$ mômen quán tính thay thế tại thời điểm đầu ứng với φ_0 ; J_{tt}^{φ} mômen quán tính thay thế tại thời điểm khảo sát φ . M_d là mômen động, $M_{C_{II}}$ là mômen cản thay thế (với máy công tác) M_d mang dấu dương còn $M_{C_{II}}$ tùy vị trí khác nhau có giá trị khác nhau dấu khác nhau. Nếu máy là máy động lực ta lại có M_c có giá trị âm không đổi còn M_{dII} biến đổi.

Như vậy về nguyên tắc thông qua (6-9) ta sẽ xác định được vận tốc góc thực của khâu dẫn 1 ở vị trí bất kỳ trong giai đoạn máy chuyển động bình ổn. Trong thực tế M_d , M_c , J biến đổi rất khác nhau và không chỉ phụ thuộc vào vị trí của khâu dẫn. Vì vậy nhiều trường hợp ta chỉ có thể giải gần đúng, trường hợp M_d , M_c , J chỉ là hàm của φ ta có thể giải chính xác bài toán.

Nếu các hàm $M_d(\varphi)$, $M_c(\varphi)$, $J(\varphi)$ cho dưới dạng biểu thức giải tích thì thay vào (6-9) ta sẽ được công thức tính vận tốc góc thực $\omega_{1\varphi}$. Thực ra trong thực tế $M_d(\varphi)$, $M_c(\varphi)$, $J(\varphi)$ thường được xác định dưới dạng bảng và đồ thị do đó $\omega_{1\varphi}$ cũng được xác định theo bảng và đồ thị.

4. Hệ số không đều .

Như đã giới thiệu ở phần trên ta hoàn toàn có thể xác định được vận tốc góc thực của khâu dẫn trong giai đoạn máy chuyển động bình ổn. $\omega_{1\varphi}$ biến đổi theo chu kỳ động lực học Φ_{ω} , nó sẽ dao động từ ω_{1max} đến ω_{1min} . Để đánh giá độ chênh lệch này người ta dùng hệ số không đều vận tốc δ .

$$\delta = \frac{\omega_{1max} - \omega_{1min}}{\omega_{tb}} = \frac{\omega_{1max}^2 - \omega_{1min}^2}{2\omega_{tb}^2} \quad (6-10)$$

Tất nhiên máy có δ càng nhỏ càng tốt. Trong thực tế người ta quy định hệ số không đều cho từng loại máy gọi là hệ số không đều cho phép $[\delta]$. Như vậy máy thiết kế phải đảm bảo $\delta \leq [\delta]$.

§ 6-2. xác định mômen quán tính bánh đà

Trong giáo trình nguyên lý máy đã chứng minh được rằng với các lực cho trước và vận tốc góc trung bình cho trước của trục chính I ta xác định được hệ số không đều δ . Hệ số không đều δ này thường không đảm bảo $\delta \leq [\delta]$ Trong đó $[\delta]$ đã được quy định cụ thể cho từng loại máy. Nội dung của phần này là dựa vào hệ số không đều cho phép $[\delta]$ ta đi xác định mômen quán tính của bánh đà để lắp vào máy sao cho $\delta \leq [\delta]$.

Khi xác định mômen quán tính bánh đà ta biết trước các đại lượng sau :

1. Kích thước các khâu của máy.
2. Trọng lượng G_i và trọng tâm các khâu.
3. Mômen quán tính J_{si} .
4. Hệ số không đều cho phép $[\delta]$.
5. Số vòng quay khâu dẫn.
6. Các lực tác động (P_d, P_c).

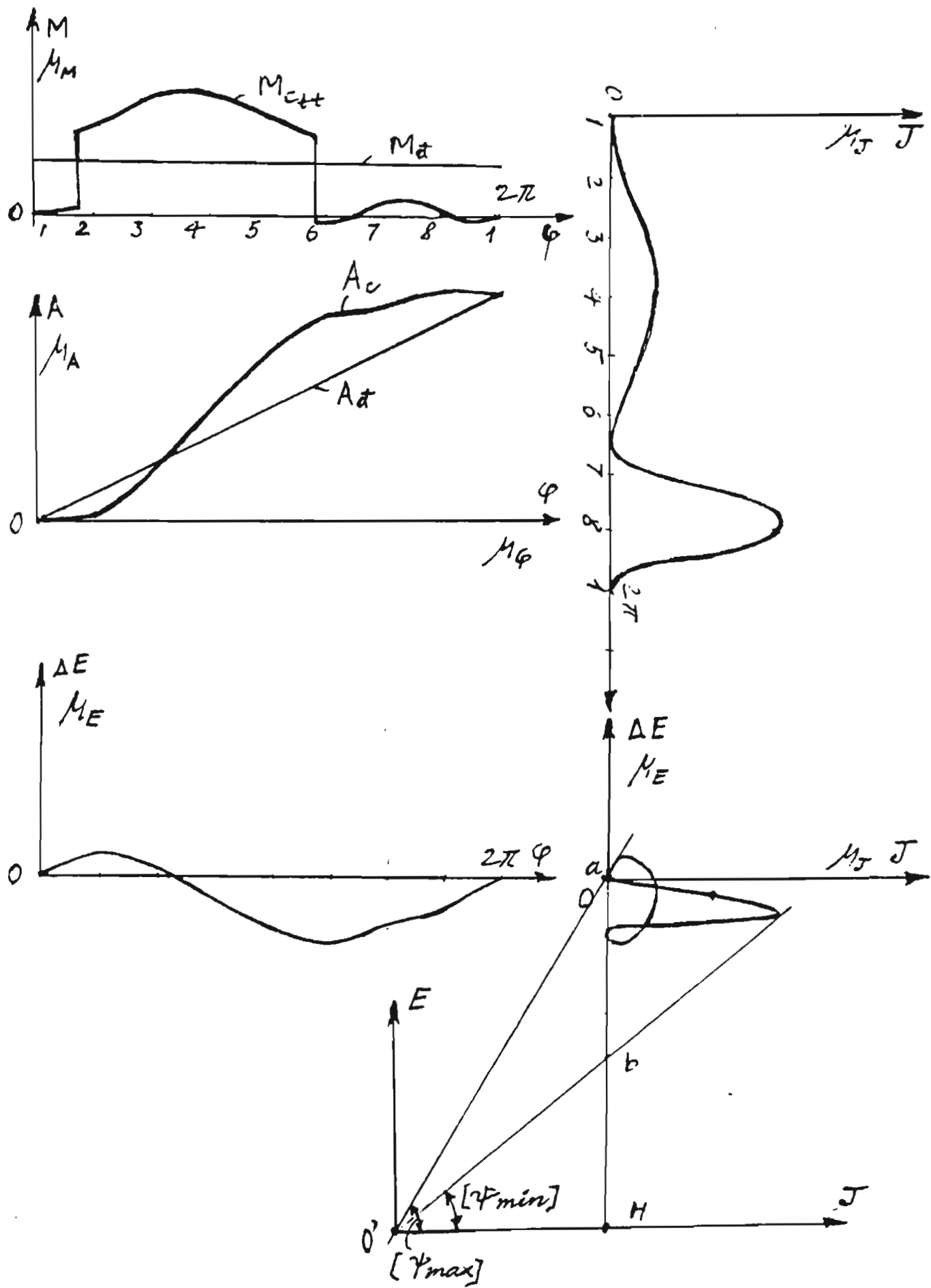
Có nhiều phương pháp xác định mômen quán tính bánh đà, ở đây ta chỉ đi xác định thông qua đồ thị.

1. Xác định mômen quán tính bánh đà bằng đường cong Vít ten bao :

a. Nội dung :

Qua công thức của các đại lượng thay thế ta vẽ được các đồ thị $M_{C_{tt}}, J_{tt}$ (nếu là các lực ta vẽ được đồ thị M_{dn}, J_{tt} sau khi có đường cong mômen thay thế dùng phương pháp tích phân đồ thị ta được đồ thị công động hoặc công cản.

Ta lại biết rằng sau 1 chu kỳ làm việc tổng cộng bằng không $\int_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \Phi_A} (M_d + M_c).d\varphi = 0$ mà ta đã giả thiết M_d hoặc M_c là hằng số vì vậy ta xác định ngay được đường A_d hoặc A_c là đường bậc nhất như hình (6-1) với máy công tác đó là đường A_d . Cộng đại số hai đồ thị A_d và A_c ta được đồ thị $\Delta E(\varphi)$. Dựa vào đồ thị $\Delta E(\varphi)$ và $J(\varphi)$ khử thông số φ ta được đồ thị $\Delta E(J)$. Trong giai đoạn máy chuyển động bình ổn đường cong $\Delta E - J$ là 1 đường cong kín gọi là đường cong vít ten bao. Sau khi có đường cong vít ten bao và dựa vào $[\delta]$ ta sẽ xác định được mômen quán tính bánh đà J_d .



Ta biết rằng sau khi lắp bánh đà vào máy thì mômen quán tính tại mọi vị trí đều tăng thêm 1 lượng bằng J_d . Do mômen quán tính tăng mà động năng tại mọi vị trí cũng tăng thêm 1 lượng là $E_d = J_d \frac{\omega_1^2}{2}$. Vậy sau khi lắp bánh đà hệ trục tọa độ sẽ chuyển dịch, gốc O sẽ dịch đến O'. Khi đã xác định được gốc mới O' ta tính được J_d .

Cách xác định O' :

$$\text{Từ } [\delta] \text{ ta có } [\omega_{1\max}] = \omega_{tb} \left(1 + \frac{[\delta]}{2} \right); [\omega_{1\min}] = \omega_{tb} \left(1 - \frac{[\delta]}{2} \right)$$

$$\text{Vậy } \text{tg}[\psi_{\max}] = \frac{\mu_j}{2\mu_E} \omega_{tb}^2 (1 + [\delta]); \text{tg}[\psi_{\min}] = \omega_{tb}^2 (1 - [\delta])$$

$$\text{Hay } [\psi_{\max}] = \text{arctg} \frac{\mu_j}{2\mu_E} \omega_{tb}^2 (1 + [\delta]) \quad (6-11)$$

$$[\psi_{\min}] = \text{arctg} \frac{\mu_j}{2\mu_E} \omega_{tb}^2 (1 - [\delta]) \quad (6-12)$$

Lần lượt kẻ đường Δ và Δ' tiếp tuyến với đường cong vít ten bao phía trên và phía dưới ứng với các góc $[\psi_{\max}]$ và $[\psi_{\min}]$. Giao của 2 đường Δ và Δ' chính là gốc O' đoạn thẳng O'H biểu thị J_d .

$$J_d = O'H \cdot \mu_j$$

Rất nhiều trường hợp O' ở rất xa ta không xác định trực tiếp được. Khi đó J_d tính thông qua đoạn ab. Từ hình vẽ ta thấy :

$$\text{tg}[\psi_{\max}] - \text{tg}[\psi_{\min}] = \frac{aH}{O'H} - \frac{bH}{O'H} = \frac{ab}{O'H}$$

$$\text{Vậy } O'H = \frac{ab}{\text{tg}[\psi_{\max}] - \text{tg}[\psi_{\min}]}$$

$$J_d = O'H \cdot \mu_j = \frac{ab \cdot \mu_j}{\text{tg}[\psi_{\max}] - \text{tg}[\psi_{\min}]} \quad (6-13)$$

Nếu ta gọi m_d là khối lượng bánh đà thì m_d được tính gần đúng theo công thức sau :

$$m_d = \frac{4J_d}{D^2}; D \text{ là đường kính bánh đà trừ khối lượng của phần nan hoa ta lấy :}$$

$$m_d = 1,3 \cdot \frac{4J_d}{D^2} \text{ (kg)} \quad (6-14)$$

Chú ý : nếu bánh đà lắp trên khâu x nào đó ta có công thức quy đổi sau :

$$J_x = J_d \left(\frac{\omega_1}{\omega_x} \right)^2 \quad (6-15)$$

b. Trình tự tiến hành

1. Vẽ đồ thị $M_{C_{tt}}$ nếu là máy công tác còn nếu là máy động lực vẽ đồ thị M_{dt}
2. Tích phân đồ thị $M_{C_{tt}}$ hoặc M_{dt} ta được đồ thị công cản (A_c) hoặc công động (A_d).
3. Nối điểm đầu và điểm cuối của đồ thị công cản hoặc công động bằng 1 đường thẳng ta được đồ thị công động hoặc công cản .
4. Vi phân đồ thị công động hoặc công cản ta được đồ thị M_d hoặc M_c (đó là đường thẳng song song với trục hoành).
5. Cộng đại số đồ thị công ta được đồ thị $\Delta E(\varphi)$.
6. Vẽ đồ thị $J(\varphi)$.
7. Từ đồ thị $\Delta E(\varphi)$ và $J(\varphi)$ khử φ ta có đồ thị đường cong vít ten bao .
8. Tính góc $[\psi_{max}]$ và $[\psi_{min}]$ theo (6-11) và (6-12) ta xác định được góc O' và tính J_d theo (6-13) và (6-14) .

2. Các phương pháp tính J_d khác :

a. Phương pháp của Giáo sư Gutyar :

Cơ sở của phương pháp này là hai hàm số mới ta đưa vào :

$$\begin{aligned} E'_d &= E_o + \Delta E - E'_{tt} \\ E''_d &= E_o + \Delta E - E''_{tt} \end{aligned} \quad (6-16)$$

Trong đó : $E'_{tt} = \frac{1}{2} J_{tt} \omega_{1max}^2$; $E''_{tt} = \frac{1}{2} J_{tt} \omega_{1min}^2$ hàm số E_d có cùng 1 giá trị cực đại với hàm số E'_{tt} (ở vị trí $\omega_1 = \omega_{1max}$) và cùng 1 giá trị cực tiểu với hàm số E''_{tt} (ở vị trí $\omega_1 = \omega_{1min}$) trên cơ sở đó ta có :

$$\begin{aligned} E'_{dmax} &= E_{dmax} \\ E'_{dmin} &= E_{dmin} \end{aligned}$$

Với (6-16) ở vị trí ban đầu ta có :

$$\begin{aligned} E'_{do} &= E_o - E'_{no} \\ E''_{do} &= E_o - E''_{no} \end{aligned} \quad (6-17)$$

Từ (6-16) và (6-17) ta có :

$$\begin{aligned} E'_d - E'_{do} &= \Delta E - (E'_{no} - E'_{no}) \\ E''_d - E''_{do} &= \Delta E - (E''_{no} - E''_{no}) \end{aligned}$$

Hay $\Delta E'_d = \Delta E - \Delta E'_{no}$

$$\Delta E''_d = \Delta E - \Delta E''_{no} \quad (6-18)$$

Trong đó :

$$\Delta E'_{no} = E'_{no} - E'_{no} = \frac{1}{2}(J_{no} - J_{no})\omega_{1max}^2$$

$$\Delta E''_{no} = E''_{no} - E''_{no} = \frac{1}{2}(J_{no} - J_{no})\omega_{1min}^2$$

Trong các công thức trên E_d là động năng của bánh đà E_{no} là động năng của các khâu (không kể bánh đà) E là động năng của toàn máy

Như vậy từ các phương trình trên ta tính 1 loạt trị số $\Delta E'_{no}$ và $\Delta E''_{no}$ và vẽ được biểu đồ trên hình (6-2) đường β biểu thị $\Delta E'_{no}(\varphi)$ đường cong γ biểu thị $\Delta E(\varphi)$ Đường cong α là đường biểu thị $\Delta E(\varphi)$ Ta đun các tung độ biểu đồ $\Delta E(\varphi)$ trừ đi các tung độ tương ứng của các đồ thị $\Delta E'_{no}(\varphi)$ và $\Delta E''_{no}(\varphi)$ ta được các biểu đồ $\Delta E'_d(\varphi)$ và $\Delta E''_d(\varphi)$ (đó là đường σ và ϵ) dựa vào biểu đồ này ta có :

$$\Delta E'_{dmax} = AB \cdot \mu_E$$

$$\Delta E''_{dmin} = CD \cdot \mu_E$$

Vậy $\Delta E'_{dmax} - \Delta E''_{dmin} = (AB+CD) \mu_E = FH \cdot \mu_E$

Mặt khác $\Delta E'_{dmax} = E'_{dmax} - E'_{do}$

$$\Delta E''_{dmin} = E''_{dmin} - E'_{do}$$

Nên : $\Delta E'_{dmax} - \Delta E''_{dmin} = (E'_{dmax} - E''_{dmin}) + (E''_{do} - E'_{do})$

$$= \frac{1}{2}J_d(\omega_{1max}^2 - \omega_{1min}^2) + \frac{1}{2}J_{no}(\omega_{1max}^2 - \omega_{1min}^2)$$

Thay $\omega_{1max}^2 - \omega_{1min}^2 = 2[\delta]\omega_{tb}^2$ ta được :

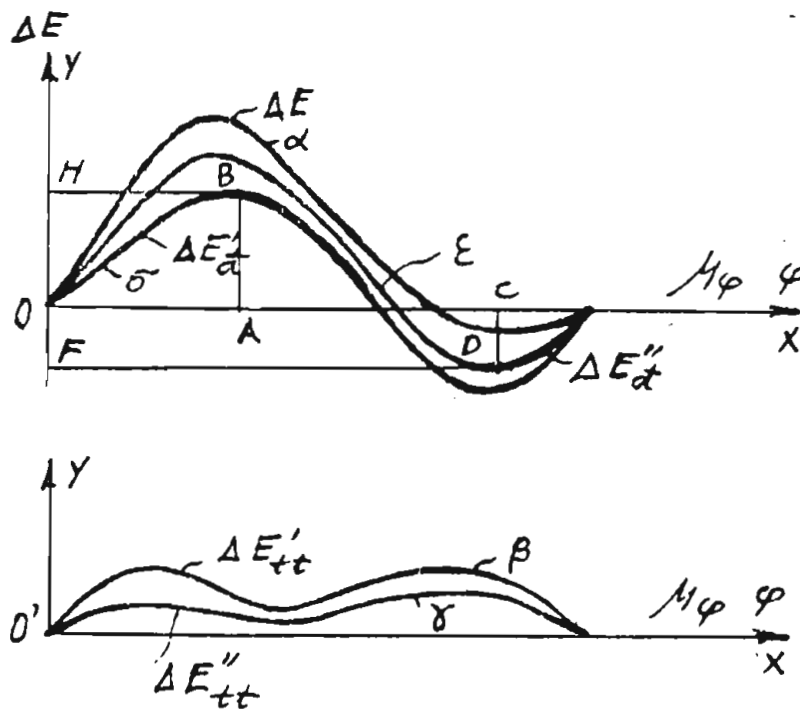
$$\Delta E'_{dmax} - \Delta E''_{dmin} = (J_d + J_{no})\delta\omega_{tb}^2 \quad (6-20)$$

$$\text{Vậy : } J_d = \frac{FH \cdot \mu_E}{[\delta] \cdot \omega_{tb}^2} - J_{no} \quad (6-21)$$

Vậy (6-21) là công thức xác định mômen quán tính bánh đà :

Trình tự tiến hành :

1. Vẽ đường cong M_d và M_{cut} hoặc M_{dii} và M_c .
2. Tích phân đồ thị ta có đồ thị A_d và A_c . Cộng đại số A_d và A_c ta có đồ thị $\Delta E(\varphi)$ (đường cong α).
3. Ta tính 1 loạt trị số $\Delta E'_{ii}$ và $\Delta E''_{ii}$ và vẽ được đồ thị (đường cong β và γ).
4. Từ các điểm trên đường cong α ta đặt các tung độ tương ứng của biểu đồ $\Delta E'_{ii}(\varphi)$ (các trị số dương đặt dưới , các trị số âm đặt lên trên) nối nút các tung độ vừa đặt ta được đường σ biểu thị đường $\Delta E'_d(\varphi)$.
5. Tương tự ta vẽ được biểu đồ $\Delta E''_d(\varphi)$ (đường ε).
6. Kẻ hai đường thẳng nằm ngang BH , DF cho tiếp xúc với σ tại điểm cực đại và ε tại điểm cực tiểu .
7. Tính mômen quán tính bánh đà theo (6-21) (hình 6-2)



Hình 6-2

b. Phương pháp gần đúng của Giáo sư Mét xa lớp và Giáo sư Rerik:

Nếu gọi ΔE_d là độ biến thiên động năng của bánh đà ta có $\Delta E_d = \Delta E_{ii}$.

Nếu gọi E_{ii}^* và E_d^* là các giá trị gần đúng của E_{ii} và E_d ta có :

$$\Delta E_d^* = \Delta E - \Delta E_{ii}^* = \Delta E - \frac{1}{2}(J_{ii} - J_{no})\omega_{tb}^2$$

Như vậy ta lập được biểu đồ (6-22)

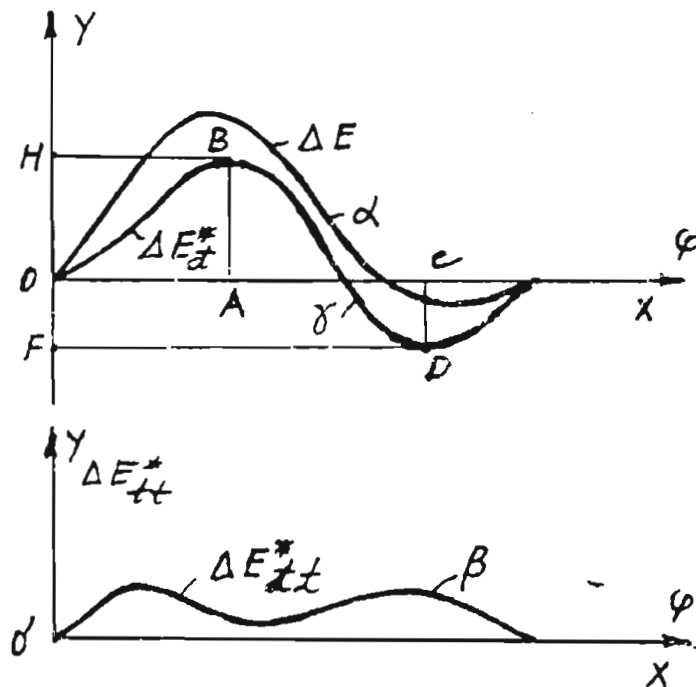
$\Delta E_{II}^*(\varphi)$ (hình 6-3) đường cong β). Đem các tung độ biểu đồ ΔE (φ) đường cong α trừ đi tung độ tương ứng biểu đồ ΔE_{II}^* ta được biểu đồ ΔE_d^* (đường cong γ).

$$\text{Vậy } \Delta E_{d \max}^* - \Delta E_{d \min}^* = (AB + CD) \cdot \mu_E = FH \cdot \mu_E$$

$$\text{Mặt khác } \Delta E_{d \max}^* - \Delta E_{d \min}^* = \frac{1}{2} J_d^* (\omega_{I \max}^2 - \omega_{I \min}^2) = J_d^* \cdot [\delta] \omega_{Ib}^2$$

$$\text{Vậy } J_d^* = \frac{FH \cdot \mu_E}{\delta \omega_{Ib}^2} \quad (6-23)$$

(6-23) là công thức tính mômen quán tính bánh đà theo phương pháp Metxalốp và Rerik .



Hình 6-3

§6-3. Tích phân đồ thị

Như đã nói ở trên , muốn từ các trị số $(M_d + M_c)$ ở các vị trí φ khác nhau, suy ra tích phân $A = \int (M_d + M_c) d\varphi$ của nó , có thể dùng phép tích phân bằng số hoặc tích phân đồ thị.

Các phương pháp tích phân gần đúng này được trình bày trong các giáo trình toán học. Ở đây chỉ nhắc lại sơ qua phương pháp tích phân đồ thị vì trong các bài toán nguyên lý máy, thường dùng đến phương pháp này.

- a. Nguyên tắc của phép tích phân đồ thị như sau : giả thử có một đường cong $y = f(x)$. Hãy chia trục hoành ra thành những khoảng khá nhỏ trong mỗi khoảng này , có thể coi như $y = f(x)$ là cố định và bằng trị số trung bình của nó trong khoảng đang xét . Nói một cách khác có thể thay đường cong $y = f(x)$ bằng

đường bậc thang như trên hình

6-4a. Gọi $Y = \int f(x)dx$. Vì trong

mỗi khoảng biến thiên nhỏ của x ,

đã coi $y =$ hằng nên trong mỗi

khoảng này có thể coi đường cong

$Y = \int f(x)dx$ như một đoạn thẳng

có hệ số góc bằng trị số trung

bình của y trong cùng khoảng đó.

Như vậy đường cong biểu diễn

tích phân $Y = \int f(x)dx$ sẽ là một

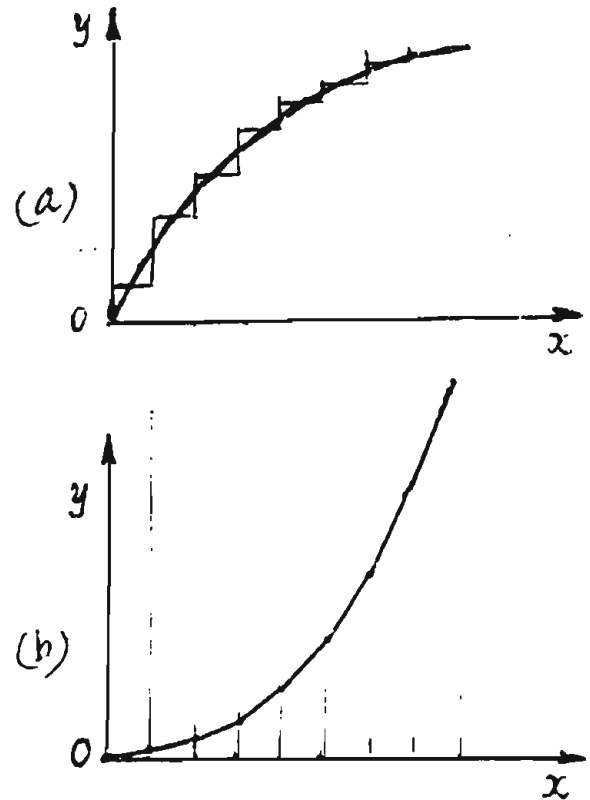
đường gãy khúc (hình 6-4b)

Vấn đề đặt ra bây giờ là phải dựng

được đường gãy khúc này. Hãy

xét ngay ví dụ vẽ đường cong :

$$A = \int M d\varphi \text{ (hình 6-5).}$$



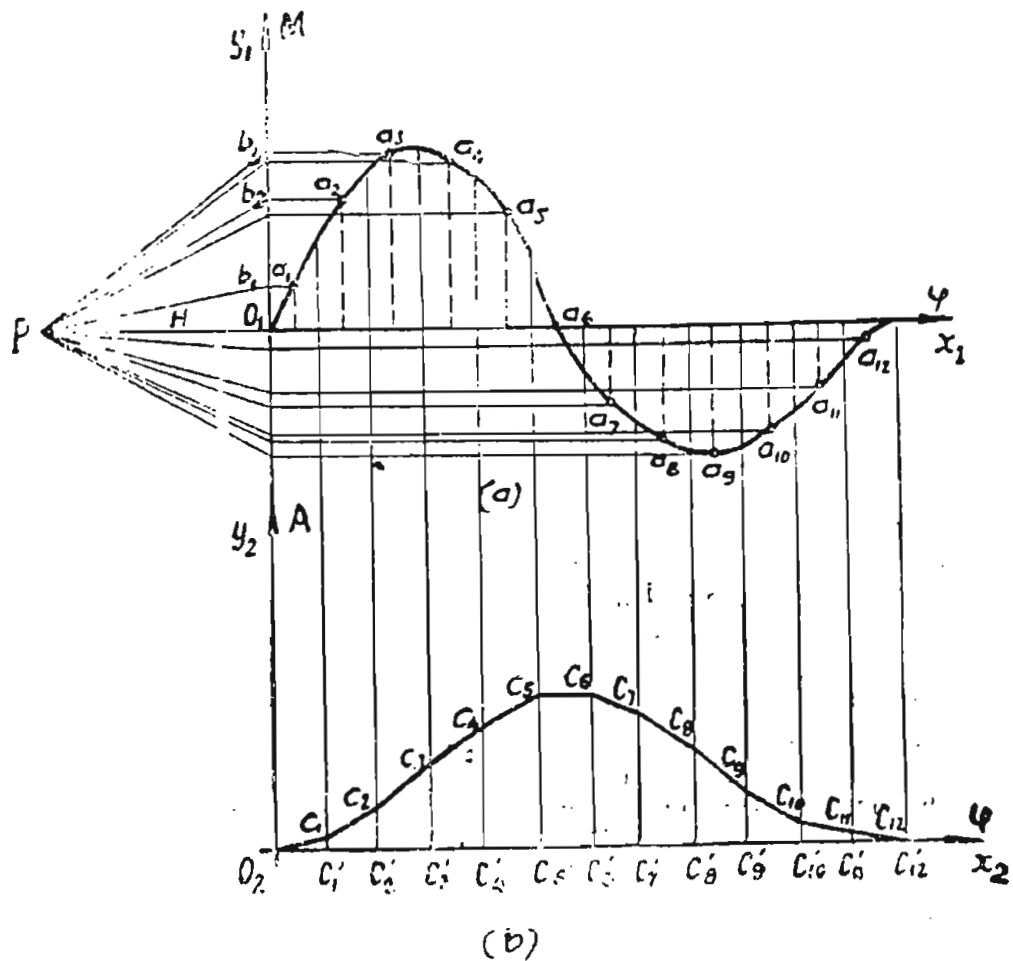
Hình 6-4

Trên một hệ trục Ox_1y_1 vẽ đường cong $M(\varphi)$, các trục M, φ có tỷ xích bằng μ_M, μ_φ . Chia trục x_1 ra nhiều khoảng nhỏ bằng nhau. Trên đường cong $M(\varphi)$ lấy các điểm $a_1, a_2, a_3 \dots$ ứng với các trung điểm của các khoảng Δx_1 vừa chia . Lấy một điểm P trên trục Ox_1 cách O_1 một đoạn H tùy ý , gọi là cực tích phân. Từ các điểm $a_1, a_2, a_3 \dots$ dóng các đường nằm ngang cho cắt trục Oy_1 , ở các điểm $b_1, b_2, b_3 \dots$ rồi nối các điểm này với P sẽ được các đường thẳng có độ nghiêng khác nhau.

Trên một hệ trục $O_2x_2y_2$, dùng để vẽ đồ thị $A(\varphi)$, cũng chia trục x_2 ra thành các khoảng bằng nhau và bằng các khoảng chia trên trục x_1 .

Từ điểm O_2 và trong phạm vi khoảng chia Δx_2 đầu tiên, vẽ đoạn O_2C_1 song song với PB_1 . Sau đó từ C_1 trong phạm vi khoảng chia Δx_2 thứ hai, vẽ đoạn C_1C_2

song song với Pa_2 và cứ tiếp tục làm như thế. Cuối cùng ta được một đường gãy khúc biểu thị $A(\varphi)$ với một tỷ xích μ_A . Tỷ xích này xác định như sau :



Hình 6-5

Hãy xét tung độ của một điểm C_i trên đường cong biểu thị $A(\varphi)$. Theo cách vẽ ta có :

$$C_i C'_i = \Delta x_2 (tg\alpha_2 + tg\alpha_2 + \dots + tg\alpha_1)$$

$$\text{Với } tg\alpha_1 = \frac{O_1 b_j}{H}$$

$$\text{Do đó : } C_i C'_i = \Delta x_2 \left(\frac{O_1 b_1}{H} + \frac{O_1 b_2}{H} + \frac{O_1 b_3}{H} + \dots + \frac{O_1 b_i}{H} \right) = \frac{\Delta x_2}{H} \sum_{k=1}^i O_1 b_k$$

$$\text{Nhưng } \Delta x_2 = \frac{\Delta \varphi}{\mu \varphi}; O_1 b_k = \frac{M_k}{\mu_M}$$

(M_k là trị số trung bình của M trong khoảng chia thứ k , vậy :

$$C_i C'_i = \frac{1}{\mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot H} \sum_{k=1}^i M^k \Delta \varphi = \frac{1}{\mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot H} \int_0^{\varphi_i} M d\varphi$$

$$\text{Mặt khác } C_i C'_i = \frac{A(\varphi_i)}{\mu_A}$$

$$\text{Do đó : } \frac{1}{\mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot H} \int_0^{\varphi_i} M d\varphi = \frac{1}{\mu_A} A(\varphi_i)$$

$$\text{Vì } A(\varphi_i) = \int_0^{\varphi_i} M d\varphi \text{ vậy } \mu_A = \mu_\varphi \cdot \mu_M \cdot H \quad (6-24)$$

Vậy (6-24) là công thức liên hệ giữa các tỷ lệ xích trong phép tích phân đồ thị .

Chú thích : trong các bài toán nguyên lý máy ta còn dùng phép vi phân đồ thị . Đó là phép tính ngược lại của phép tích phân đồ thị. (trình tự tiến hành hoàn toàn ngược lại) ví dụ : muốn từ đường cong $A(\varphi)$ suy ra đường cong $M(\varphi)$ Trước hết ta thay đường $A(\varphi)$ bằng đường gấp khúc , trên hệ toạ độ $x_1 o_1 y_1$ dùng để vẽ đường cong $M(\varphi)$ ta lấy 1 điểm p trên trục hoành cách o_1 một khoảng H làm cực vi phân . Từ p kẻ các đường song song với các đoạn gấp khúc trên đồ thị $A(\varphi)$ cắt trục tung $o_1 y_1$ tại $b_1, b_2 \dots b_n$. Điểm a, mà tung độ bằng o, b_1 hoành độ bằng trung điểm đoạn $C_i C_{i-1}$ chính là điểm trên đường cong vi phân $M(\varphi)$ nối bằng 1 đường cong đều ta đường $M(\varphi)$.

$$\text{Tỷ xích sẽ là : } \mu_M = \frac{\mu_A}{H \cdot \mu_\varphi} \quad (6-25)$$

§6- 4. Xác định hệ số không đều vận tốc và vận tốc góc thực của khâu dẫn

1. Xác định hệ số không đều vận tốc δ :

Một trong những bài toán động lực học máy là xác định hệ số không đều δ . Vấn đề này rất có ý nghĩa trong thực tế vì nó cho phép xác định xem máy có cần lắp thêm bánh đà hay không . Nếu trị số δ tính ra lớn hơn trị số cho phép $[\delta]$ thì cần phải lắp thêm bánh đà để phân bố định của mômen quán tính thay thế tăng thêm để giảm hệ số không đều δ vì $J = J_H + J_d$.

Để xác định δ ta đã biết trước :

- Các lực tác động trên máy - khối lượng của máy được phân bố dưới dạng J_{II}

phụ thuộc vị trí - vận tốc góc trung bình $\omega_{tb} = \frac{\pi n}{30}$

Trước hết ta vẽ đồ thị $\Delta E(J_{II})$ với tỷ lệ xích μ_E và μ_J trong hệ xoy (hình 6-6) .
Ta đi tìm vị trí mới của trục hoành biểu đồ này sao cho tung độ của đường cong $\Delta E(J_{II})$ khi tính từ trục mới đó biểu thị động năng toàn bộ E của máy ở các vị trí ứng với ω_{tb} đã cho.

Khi biết được vị trí trục hoành sẽ xác định được δ Muốn thế ta kẻ hai đường thẳng nằm ngang o_1x' và o_2x'' lần lượt cách điểm dưới B và điểm trên A của đường cong $\Delta E(J_{II})$ một khoảng DO_1 và CO_2 biểu thị các đại lượng $\frac{1}{2}J_{max}\omega_{I_{max}}^2$ và $\frac{1}{2}J_{min}\omega_{I_{min}}^2$ với tỷ lệ xích μ_E qua trung điểm o_1x''' và hai tiếp tuyến o_1F' và o_1k' tiếp xúc với đường cong $\Delta E(J_{II})$ (hình 6-6).

Các tiếp tuyến o_1F' và o_1k' và trục o_1x''' cắt đường thẳng song song với trục y và nằm tùy ý phía bên phải trục này tại các điểm f', k', l' Gọi các góc nghiêng giữa các tiếp tuyến o_1F' và o_1k' với trục o_1x''' là ψ'_{max} và ψ'_{min} ta tính được $\omega_{I_{max}}$ và $\omega_{I_{min}}$ theo công thức:

$$\left(\omega_{I_{max}}'\right)^2 = \frac{2\mu_E}{\mu_J} \operatorname{tg}\psi'_{max}$$

$$\left(\omega_{I_{min}}'\right)^2 = \frac{2\mu_E}{\mu_J} \operatorname{tg}\psi'_{min}$$

$$\text{Vì } \operatorname{tg}\psi'_{max} = \frac{f'l'}{o_1l'}, \operatorname{tg}\psi'_{min} = \frac{k'l'}{o_1l'}$$

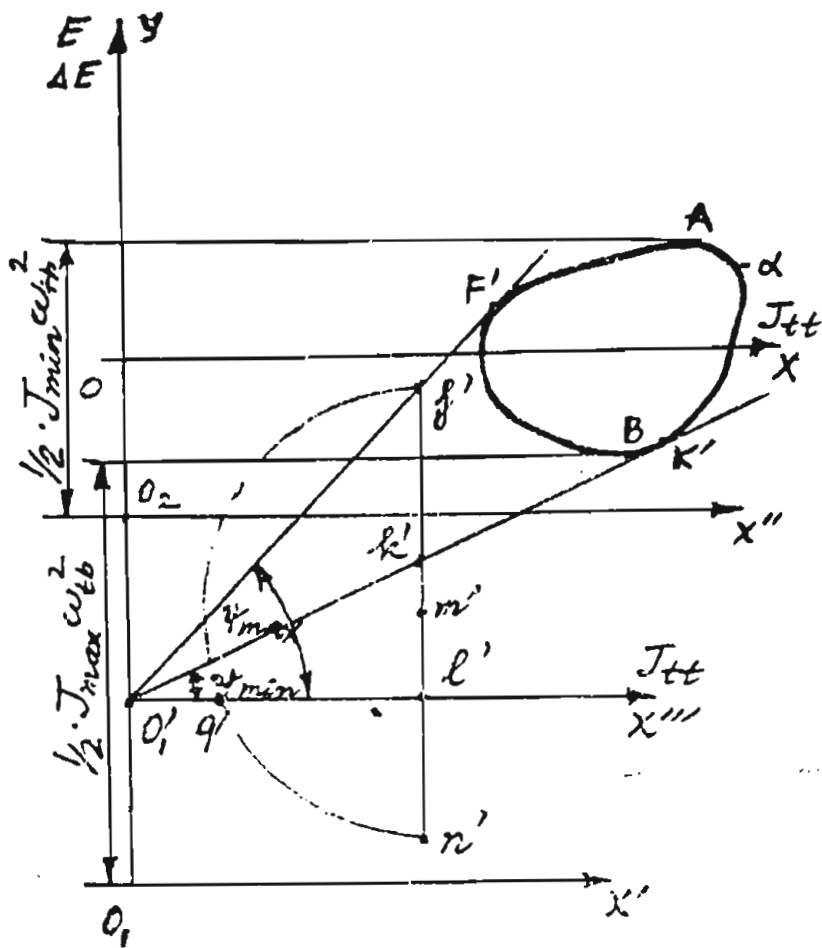
$$\text{Nên } \left(\omega_{I_{max}}'\right)^2 = \frac{2\mu_E}{\mu_J} \frac{f'l'}{o_1l'}; \left(\omega_{I_{min}}'\right)^2 = \frac{2\mu_E}{\mu_J} \frac{k'l'}{o_1l'}$$

Vậy các đoạn $f'l'$ và $k'l'$ biểu thị $\left(\omega_{I_{max}}'\right)^2$ và $\left(\omega_{I_{min}}'\right)^2$

$$\left(\omega_{I_{max}}'\right)^2 = \mu_{\omega^2} \cdot f'l'$$

$$\left(\omega_{I_{min}}'\right)^2 = \mu_{\omega^2} \cdot k'l' \quad (\mu_{\omega} \text{ là tỷ lệ xích vận tốc góc}).$$

Từ điểm l' ta đặt đoạn $l'n' = k'l'$ hướng xuống dưới và dùng điểm m' chia đoạn $f'n'$ là hai phần bằng nhau. Lấy m' làm tâm vẽ nửa vòng tròn $f'q'n'$ (q là giao của vòng tròn với trục o_1x''' vậy $(q'l')^2 = f'l' \cdot l'n' = f'l' \cdot k'l'$



Hình 6-6

Suy ra $(q'l' \cdot \mu \omega^2)(k'l' \cdot \mu \omega^2)$.

$$\text{Vậy : } (q'l' \cdot \mu \omega^2) = (\omega_{1 \max})^2 (\omega_{1 \min})^2$$

$$q'l' \cdot \mu \omega^2 = \omega_{1 \max} \cdot \omega_{1 \min}$$

Vậy tốc góc trung bình ứng với trục $o'_1 x'''$ là $(\omega'_{tb}) = \frac{\omega'_{1 \max} + \omega'_{1 \min}}{2}$

$$\begin{aligned} (\omega'_{tb})^2 &= \frac{(\omega'_{1 \max})^2 + (\omega'_{1 \min})^2 + 2\omega'_{1 \max} \cdot 2\omega'_{1 \min}}{4} \\ &= \frac{\mu \omega^2 (f'l' + k'l' + 2q'l')}{4} \end{aligned}$$

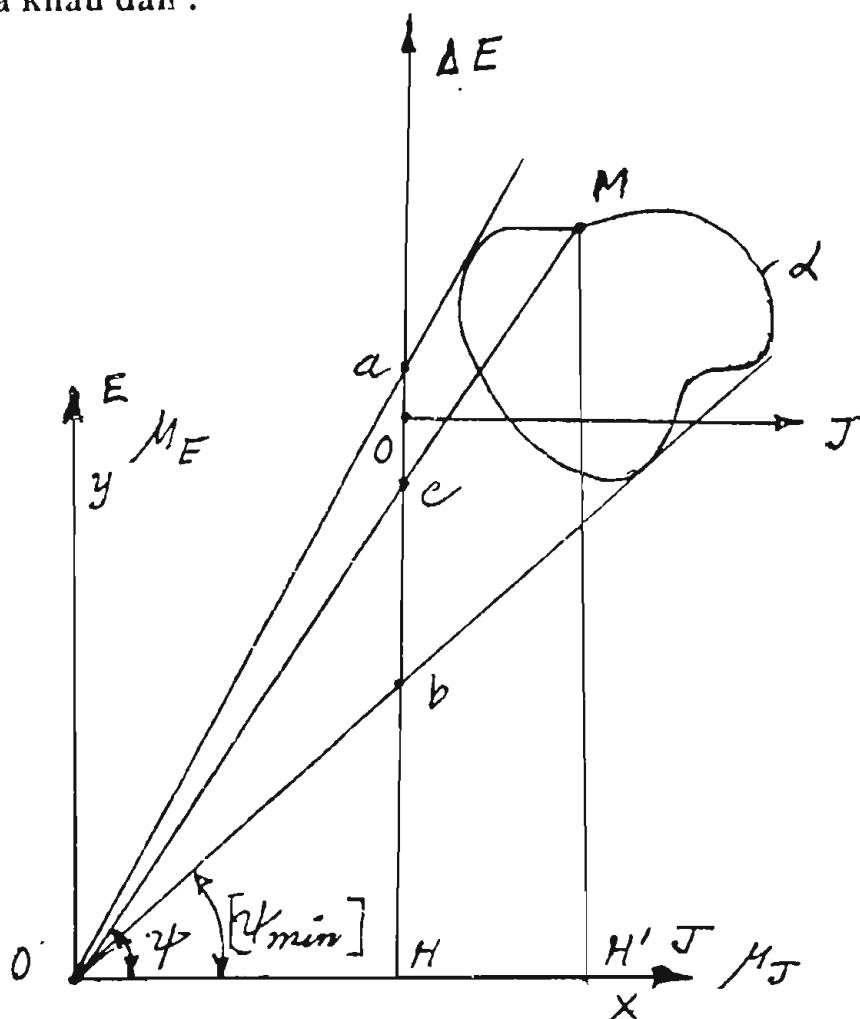
Nếu $\omega'_{tb} = \omega_{tb}$ đã cho thì trục $o'_1 x'''$ trùng với trục ta đang tìm và

$$\delta = \delta' = \frac{(\omega'_{1 \max})^2 - (\omega'_{1 \min})^2}{2(\omega'_{tb})} = \frac{2f'k'}{f'n' + 2q'l'}$$

Nếu $(\omega_{tb})^2 > \omega_{tb}^2$ trục o'_1x''' nằm dưới trục cân tìm Trường hợp này ta lại kẻ trục hoành mới khác qua trung điểm đoạn o'_1o_2 lặp lại quá trình trên và tính giá trị mới của vận tốc góc trung bình. Đến khi nào sai số giữa $(\omega'_{tb})^2$ và $(\omega_{tb})^2$ không quá 3% là có thể được .

Cũng tương tự , nếu $(\omega'_{tb})^2 < \omega_{tb}^2$ trục o'_1x''' nằm phía trên trục cân tìm , khi đó ta kẻ trục hoành mới qua trung điểm o'_1o_1 và tiến hành tương tự trường hợp trên.

2. Tính vận tốc góc thực của khâu dẫn :



Hình 6-7

Như phần trên đã trình bày , khi hệ số không đều của máy thiết kế lớn hơn hệ số không đều cho phép ta phải tính toán và thiết kế bánh đà lắp vào máy sau khi lắp bánh đà vào máy ta có thể xác định được vận tốc góc thực của khâu dẫn 1. (Cũng chính là trục chính của máy) , cách làm như sau :

Tại vị trí cân xác định ω trên đường cong $\Delta E(J_{II})$ ví dụ điểm M trên hình 6-7 nối M với gốc mới o' góc hợp bởi đường thẳng đi qua $o'M$ và trục hoành là ψ .

$$\operatorname{tg}\psi' = \frac{MH}{o'H'} = \frac{E/\mu_E}{J/\mu_J} = \frac{\mu_J}{\mu_E} \frac{\omega_1^2 \cdot J}{2 \cdot J}$$

$$\text{Vậy } \omega_1^2 = \frac{2\mu_E}{\mu_J} \operatorname{tg}\psi' \quad (6-27)$$

Ta có thể tính ra vận tốc góc thực của khâu dẫn ở bất kỳ vị trí nào là dĩ nhiên $\omega_{1\max} \leq [\omega_1]$.

Trường hợp góc ψ' không xác định được, ta dễ dàng nhận thấy:

$$o'H = \frac{ab}{\operatorname{tg}[\psi_{\max}] - \operatorname{tg}[\psi_{\min}]} = \frac{ac}{\operatorname{tg}[\psi_{\max}] - \operatorname{tg}\psi'}$$

$$\text{Vậy } ab \cdot \operatorname{tg}[\psi_{\max}] - ab \operatorname{tg}\psi' = ac(\operatorname{tg}[\psi_{\max}] - \operatorname{tg}[\psi_{\min}])$$

$$ab \cdot \operatorname{tg}\psi' = ab \cdot \operatorname{tg}[\psi_{\max}] - ac(\operatorname{tg}[\psi_{\max}] - \operatorname{tg}[\psi_{\min}])$$

$$\text{Vậy: } \operatorname{tg}\psi' = \operatorname{tg}[\psi_{\max}] - \frac{ac}{ab}(\operatorname{tg}[\psi_{\max}] - \operatorname{tg}[\psi_{\min}]) \quad (6-28)$$

Thay (6-28) vào (6-27) ta xác định được vận tốc góc thực của khâu dẫn tại điểm M.

Chương 7

CƠ CẤU CAM

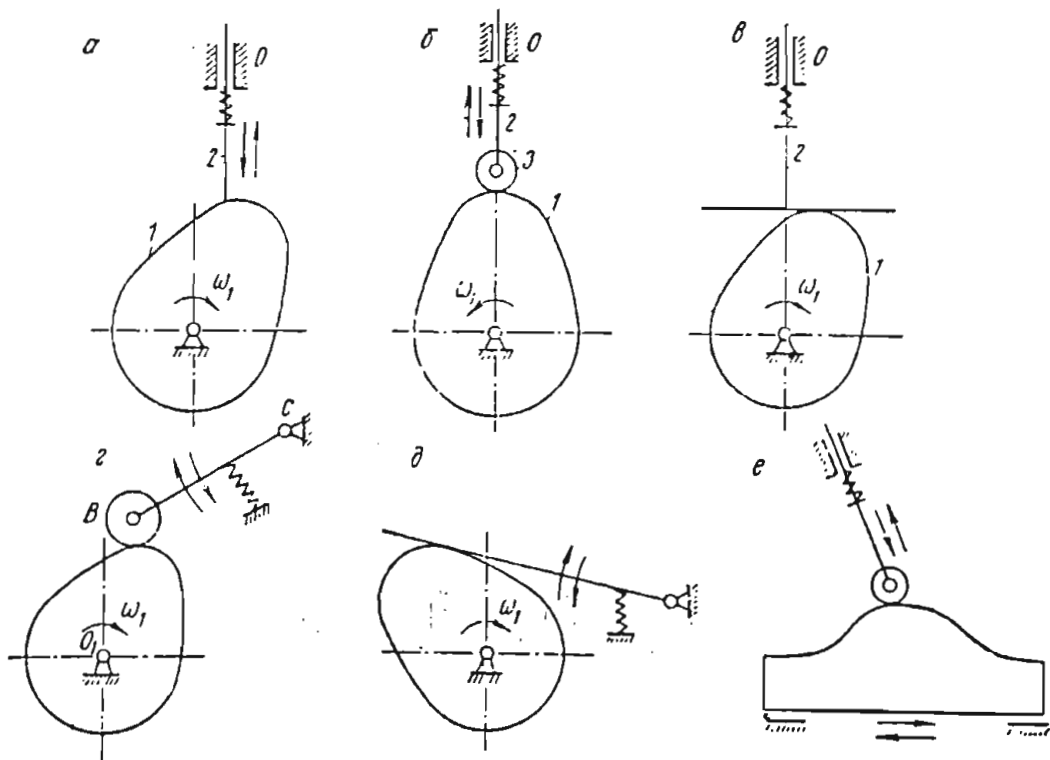
§ 7-1. Các khái niệm cơ bản và định nghĩa

Cơ cấu cam là cơ cấu trong đó khâu bị dẫn nối với khâu dẫn bằng khớp cao, quy luật chuyển động của khâu bị dẫn do khâu dẫn quyết định. Khâu dẫn gọi là cam, khâu bị dẫn gọi là cần.

Khớp cao nối khâu bị dẫn với khâu dẫn được bảo toàn hoặc bằng phương pháp hình học hoặc bằng phương pháp lực. Cơ cấu cam được phân loại theo tính chất chuyển động và theo hình dạng của cam và cần (hình 7-1).

Theo tính chất chuyển động gồm có : cam quay, cam tịnh tiến ; cần đẩy, cần lắc, cần chuyển động song phẳng.

Theo hình dạng gồm có : cần đáy nhọn, cần đáy con lăn, cần đáy phẳng.



Hình 7-1 : 1- cam ; 2- cần ; 3- con lăn

Biên dạng cam là 1 đường cong , dạng của nó xác định quy luật chuyển động của cần . Trường hợp tổng quát biên dạng cam gồm 4 đoạn , ứng với 4 giai đoạn chuyển động của cần.

1. Giai đoạn đi xa. bán kính véc tơ biên dạng cam tăng dần , đầu cần ngày càng đi xa khỏi tâm cam.
2. Giai đoạn đứng xa : bán kính véc tơ biên dạng cam không thay đổi và có giá trị lớn nhất (R), đầu cần đứng yên và cách xa tâm cam nhất.
3. Giai đoạn về gần : bán kính véc tơ biên dạng cam giảm dần , đầu cần ngày càng đi về gần tâm cam.
4. Giai đoạn đứng gần : bán kính véc tơ biên dạng cam không đổi và có giá trị bé nhất (r), đầu cần đứng yên ở vị trí gần tâm cam nhất.

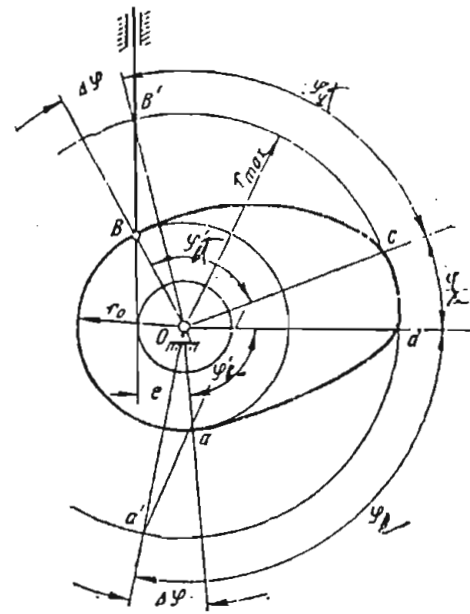
Ứng với các giai đoạn trên cam quay các góc ở tâm tương ứng gọi là các góc định kỳ : φ_d , φ_x , φ_v và φ_g :

$$\varphi_d + \varphi_x + \varphi_x + \varphi_g = 360^\circ$$

Tổng $\varphi_d + \varphi_x + \varphi_v = \varphi_{LV}$ gọi là góc làm việc của cơ cấu cam.

Các góc φ_d' , φ_v' gọi là các góc mặt cam Ở cơ cấu cam chính tâm thì góc định kỳ và góc mặt cam trùng nhau còn ở cơ cấu cam lệch tâm thì chúng lệch nhau (hình 7.2) .

$$\varphi_d = \varphi_d' - \Delta\varphi , \varphi_v = \varphi_v' + \Delta\varphi$$



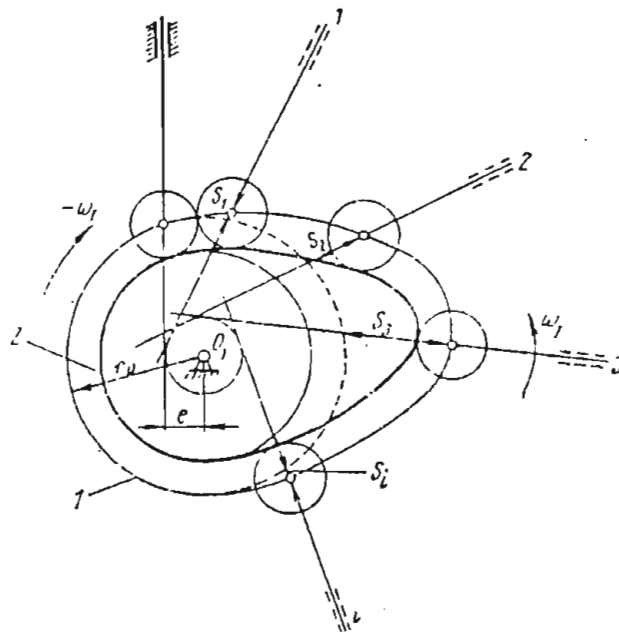
Hình 7.2

§ 7.2. Phương pháp đổi giá

Khi phân tích và tổng hợp cơ cấu cam nếu sử dụng phương pháp đổi giá thì việc tính toán sẽ được đơn giản hơn. Nội dung của phương pháp đổi giá như sau. Cho cả cơ cấu cam (gồm cả cam, cần và giá) quay chung quanh trục cam với

vận tốc góc - ω_c . Lúc đó cam sẽ đứng yên, cần cùng với giá của nó quay với vận tốc góc ω_c chung quanh trục cam. Ngoài ra cần còn thực hiện chuyển động tương đối với giá của nó theo quy luật do biên dạng cam xác định . Vị trí tương đối giữa cam và cần không thay đổi giống như trong trường hợp chuyển động thuận .

Bây giờ giả sử cần xác định chuyển vị của đầu cần ta vẽ các vị trí tương ứng của cần (giữ nguyên vị trí của cam) rồi đo các khoảng cách $S_1, S_2 \dots$ từ vòng tròn r_0 đến các điểm tương ứng trên biên dạng cam (hình 7.3)

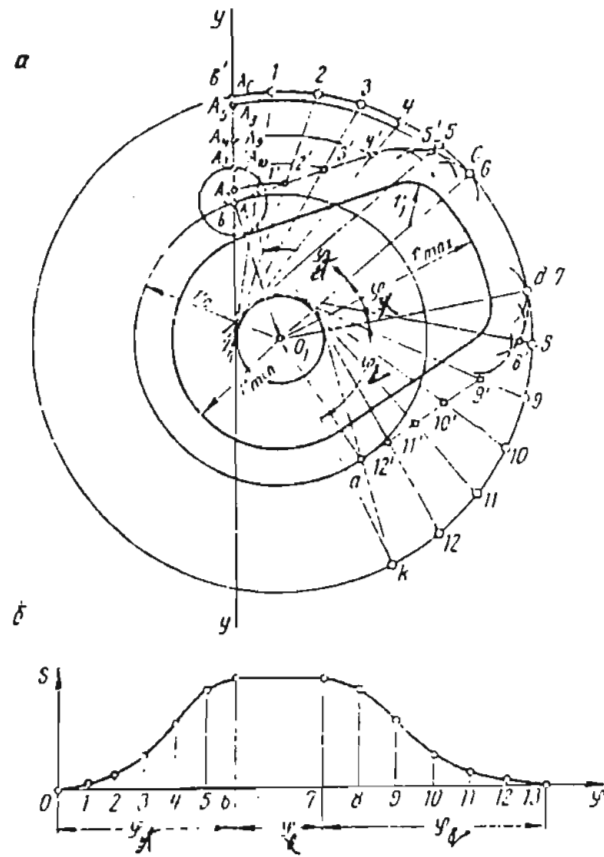


Hình 7.3

§ 7.3- Phân tích động học cơ cấu cam

Nội dung của bài toán phân tích động học cơ cấu cam là xác định quy luật chuyển động của cần theo quy luật chuyển động của cam.

Ở đây cho biết cơ cấu và quy luật chuyển động của cam - quy luật chuyển động của cần được xác định dưới dạng đồ thị động học $S = f(\varphi)$ Các đồ thị $f(\varphi) = \frac{dS}{d\varphi}$ và $f'(\varphi) = \frac{d^2S}{d\varphi^2}$ xác định bằng phương pháp vẽ (phương pháp vi phân bằng đồ thị).



Hình 7.4

§ 7.4- Các quy luật chuyển động của đầu cam

Để vẽ biên dạng cam chỉ cần đồ thị $S(t)$ hay $S(\varphi)$ nếu $\omega_1 = \text{const}$ - Tuy nhiên khi thiết kế cơ cấu cam thường người ta chọn quy luật chuyển động của đầu cần dưới dạng $a(t)$ bởi vì thông qua đồ thị này ta có thể biết được mức độ va đập và rung động xảy ra khi cơ cấu cam làm việc .

Có thể chia các quy luật chuyển động của đầu cần ra làm 3 nhóm :

- a. Chuyển động của đầu cần có xảy ra va đập cứng . Trong trường hợp này đồ thị chuyển vị có điểm nhọn , đồ thị vận tốc ở điểm tương ứng có bước nhảy và gia tốc ở đó đạt giá trị lớn vô cùng . Tải trọng động ở khớp động vì vậy cũng đạt giá trị lớn vô cùng và gây ra va đập cứng . Biên dạng cam ở điểm tương ứng sẽ có điểm nhọn , ở đó tiếp tuyến thay đổi phương.

- b. Chuyển động của đầu cần có xảy ra va đập mềm. Trường hợp này ở đồ thị vận tốc có điểm nhọn, đồ thị gia tốc ở điểm tương ứng có bước nhảy. Tại thời điểm này tải trọng động ở khớp động thay đổi đột ngột và có giá trị hữu hạn. Hiện tượng này gọi là va đập mềm. Biên dạng cam ở điểm tương ứng có sự thay đổi đột ngột bán kính cong.
- c. Chuyển động của đầu cần không xảy ra hiện tượng va đập. Trường hợp này cả chuyển vị và vận tốc là những hàm liên tục. Điều kiện tốt nhất để cơ cấu làm việc ở tốc độ cao là gia tốc cũng phải là hàm liên tục và có giá trị không lớn.

Chuyển động của cam trong đa số các trường hợp là chuyển động đều ($\omega_1 = \text{const}$), do đó các đồ thị thường vẽ theo biến số góc quay φ của cam.

$$S(\varphi) : \frac{dS}{d\varphi}(\varphi) \ \& \ \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$$

$$\text{Ở đây giả vận tốc } \frac{dS}{d\varphi} = \frac{v}{\omega_1} \text{ và giả gia tốc } \frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{a}{\omega_1^2}$$

- Chú ý: vì S , $\frac{dS}{d\varphi}$ & $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ có cùng thứ nguyên nêu trên các đồ thị chúng phải

được vẽ cùng với 1 tỷ xích như nhau:

$$\mu \frac{d^2S}{d\varphi^2} = \mu \frac{dS}{d\varphi} = \mu_s \quad [m/mm]$$

Lúc đó các khoảng cực tích phân trên các đồ thị sẽ bằng nhau:

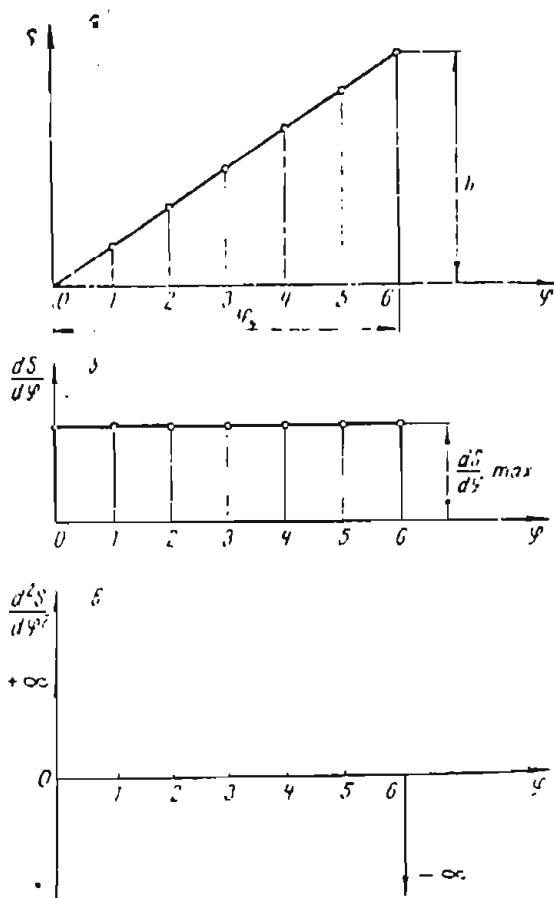
$$H_1 = H_2 = H = 1/\mu_\varphi \quad [mm]$$

- Chú ý: phương pháp vi tích phân bằng đồ thị không cho kết quả chính xác, đặc biệt khi phải vi tích phân lần thứ hai vì vậy phương pháp này chỉ dùng khi các đường cong không có phép dựng cơ bản.

Sau đây chúng ta sẽ nghiên cứu 1 số quy luật chuyển động của đầu cần thường gặp nhất.

1. Quy luật tuyến tính (quy luật vận tốc không đổi) :

Dạng chuyển động đơn giản nhất của đầu cần là chuyển động đều. Trong trường hợp này ở đầu và cuối hành trình có sự thay đổi đột ngột về vận tốc. Tại các điểm này gia tốc và lực quán tính theo lý thuyết sẽ lớn vô cùng (va đập cứng) (hình 7-5)



Hình 7-5

$$a = \frac{dv}{dt} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{v}{0} = \infty$$

$$P_{qt} = -ma = \infty$$

Vì vậy quy luật này có thể dùng khi vận tốc và công suất bé và chỉ dùng khi quá trình công nghệ yêu cầu phải có vận tốc đều đặc trưng của quy luật này xem bảng 4.1.

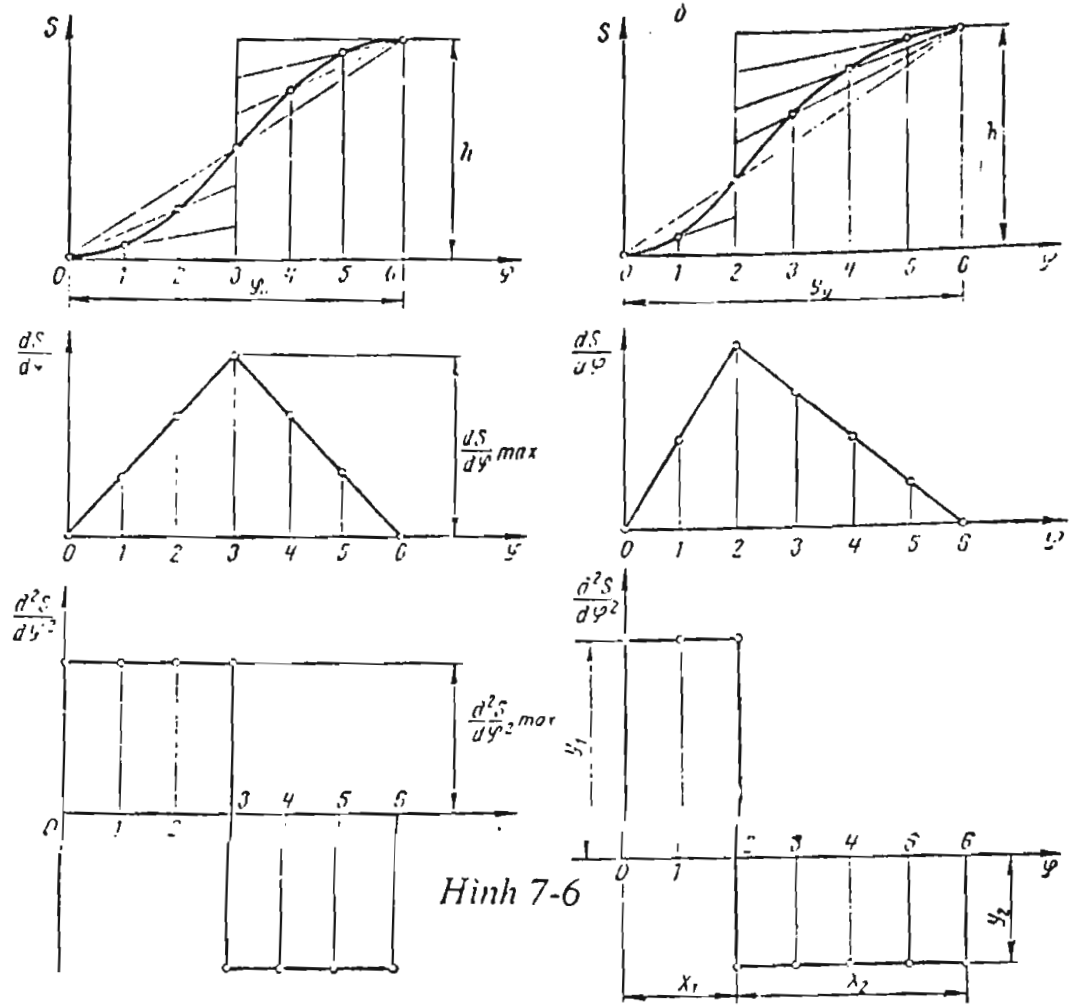
2. Quy luật chuyển động Parabol (quy luật gia tốc không đổi) - (hình 7-6a).

Trong trường hợp này không xảy ra va đập cứng vì vận tốc biến đổi liên tục. Gia tốc không đổi và có trị số bé nhất so với các quy luật khác. Sự thay đổi đột ngột và gia tốc gây ra hiện tượng va đập mềm . Vì vậy quy luật này không thích hợp đối với vận tốc lớn.

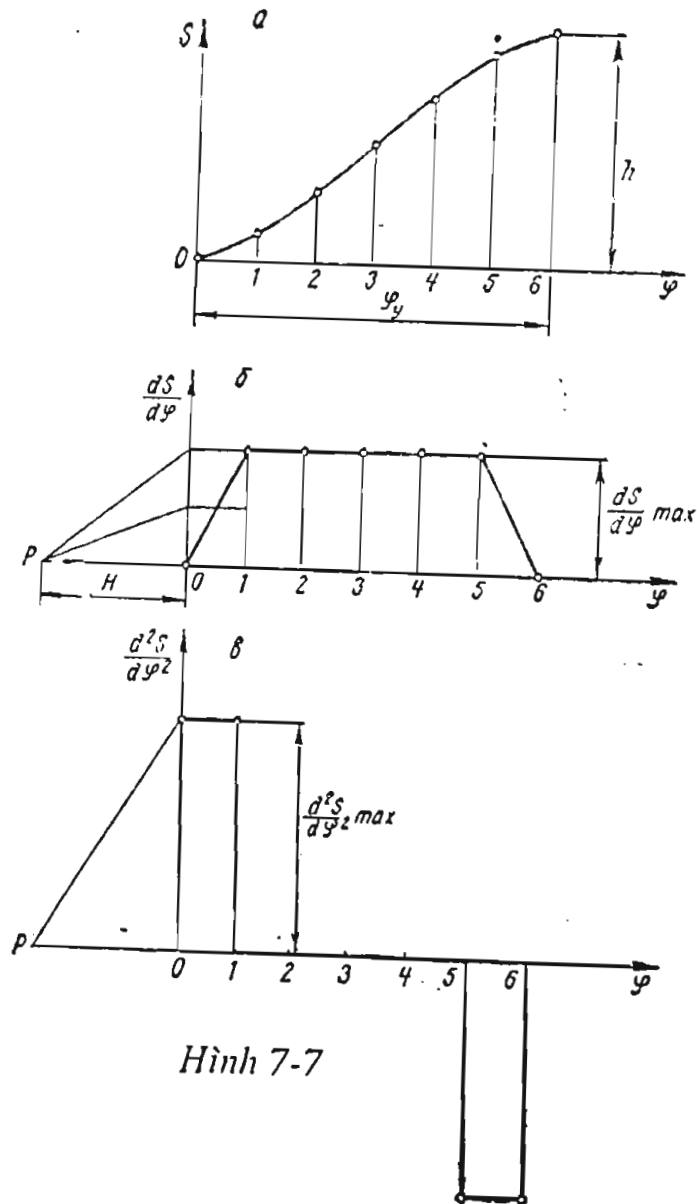
Thường người ta cố gắng giảm phần âm của gia tốc để giảm lực quán tính. Trường hợp này người ta làm đoạn tăng tốc và trạm giảm tốc không bằng nhau (hình 7-6b).

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{t_2}{t_1} = v \quad \text{hoặc} \quad \frac{y_1}{y_2} = \frac{x_2}{x_1} = v$$

3. Quy luật tuyến tính biến thể (hình 7-7).



Hình 7-6

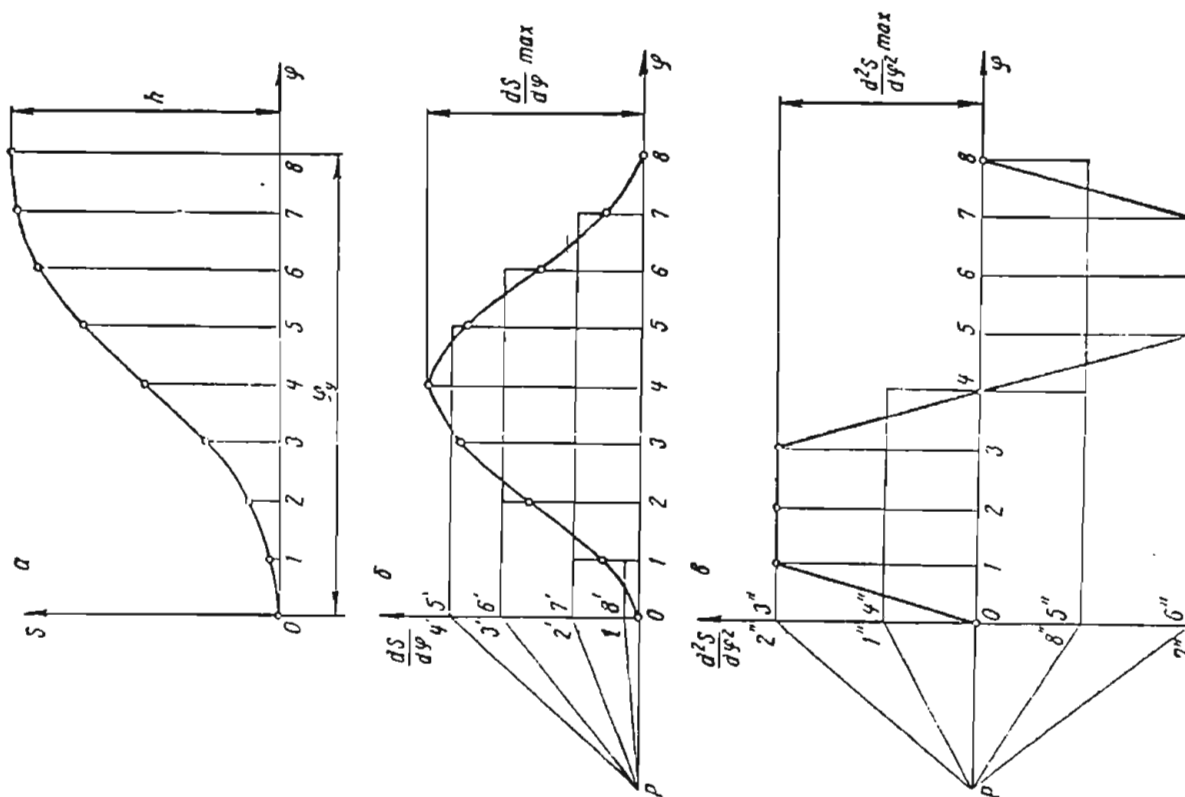


Hình 7-7

Khi cơ cấu cam chuyển động với $v = \text{const}$ để bảo đảm điều kiện làm việc thì đường cong vận tốc không được gián đoạn. Ví dụ quy luật vận tốc hình thang chẳng hạn .

Trường hợp này không có va đập cứng nhưng ở đầu và cuối hành trình gia tốc có giá trị khá lớn và do đó có lực quán tính lớn. Tại điểm gia tốc có bước nhảy xuất hiện va đập mềm , ồn và rung động.

4. Quy luật gia tốc hình thang. (hình 7-8)



Hình 7-8

Trường hợp này không xảy ra va đập cứng và va đập mềm, gia tốc cực đại so với các quy luật khác không lớn lắm. Vì vậy có thể dùng quy luật này cho cơ cấu cao tốc.

5. Quy luật gia tốc hình cosin (hình 7-9).

Quy luật này vẽ đơn giản do đó được dùng rộng rãi.

Đường cong chuyển vị và vận tốc là các đường liên tục.

Đường cong gia tốc có đột biến ở phần đầu và cuối , do đó có xảy ra va đập mềm , nếu vận tốc lớn thì xảy ra ồn và mài mòn tăng.

6. Quy luật gia tốc hình sin (hình 7-10)

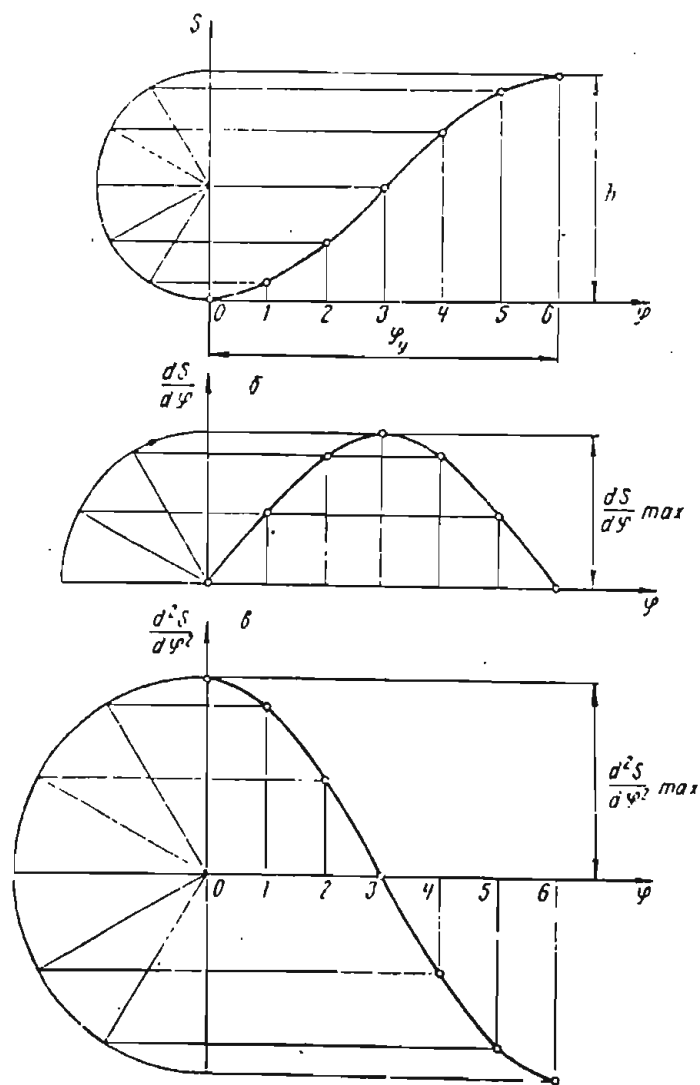
Cả 3 đường cong chuyển vị vận tốc và gia tốc đều là các đường liên tục. Do đó quy luật này thoả mãn các yêu cầu làm việc ở vận tốc lớn. Không xảy ra va đập cứng và va đập mềm.

Quy luật này ưu việt hơn các quy luật khác, đặc biệt đối với các cơ cấu cam cao tốc, tuy nhiên gia tốc ở quy luật này lớn hơn gia tốc ở quy luật hình thang.

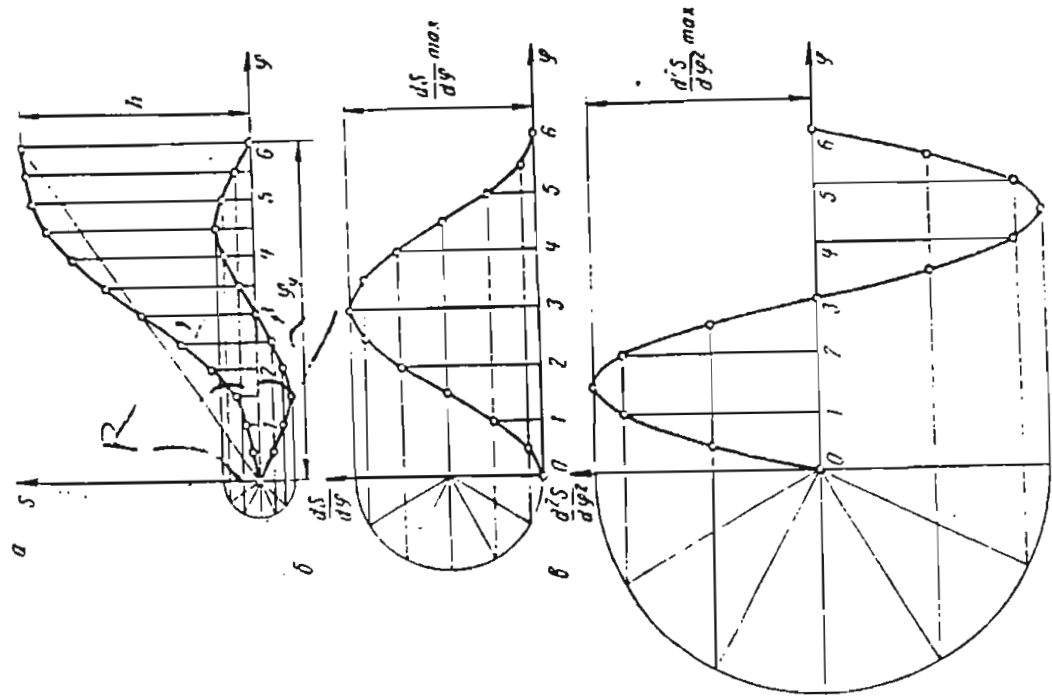
7. Quy luật gia tốc giảm dần đều (hình 7-11).

Quy luật này được sử dụng cho trường hợp vận tốc trung bình, thường dùng phối hợp với các quy luật khác.

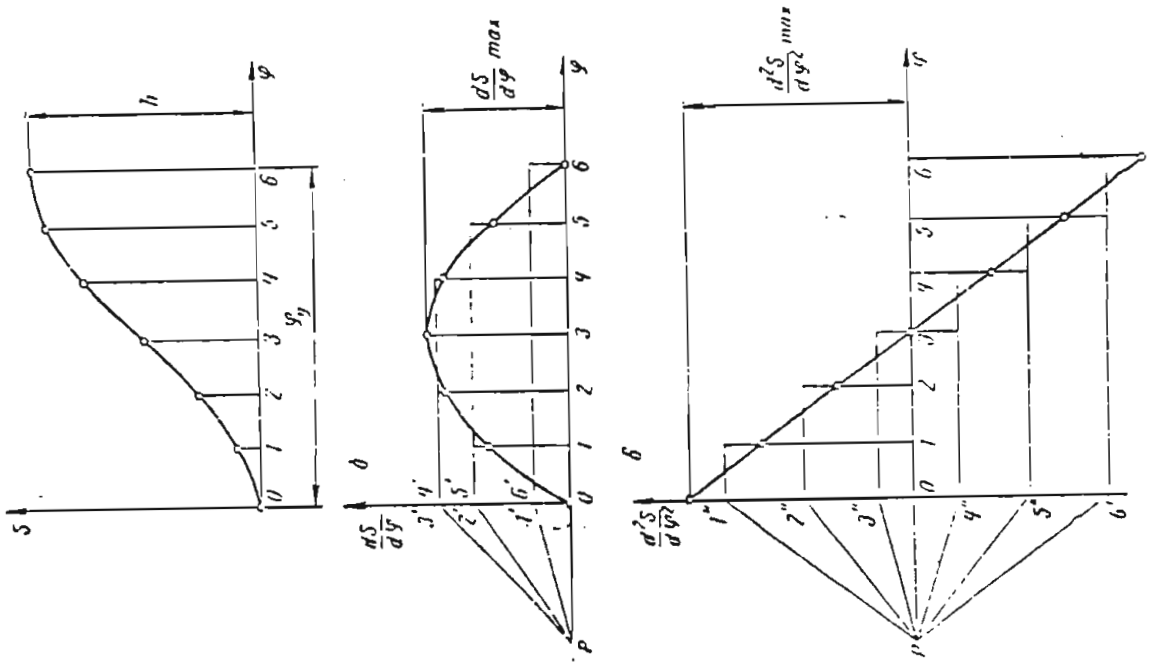
8. Quy luật này gần giống với quy luật gia tốc hình sin. Các đường cong chuyển vị, vận tốc và gia tốc là những đường liên tục. Không có va đập cứng và va đập mềm. Có thể sử dụng quy luật này cho trường hợp cao tốc. Nhược điểm của quy luật này là gia tốc cực đại có giá trị lớn, do đó lực quán tính lớn và làm tăng kích thước cơ cấu cam.



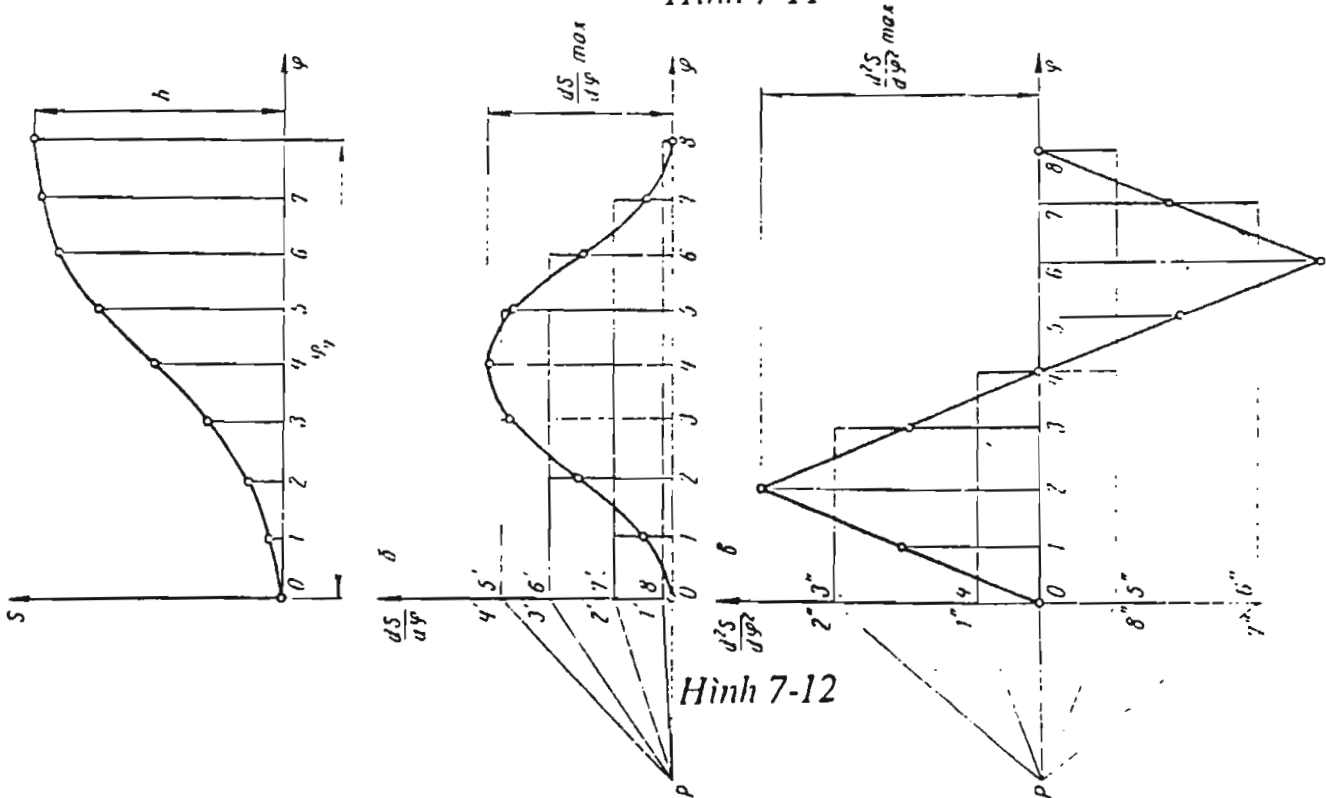
Hình 7-9



Hình 7-10

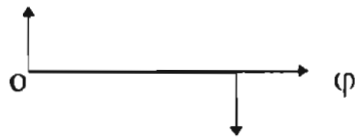
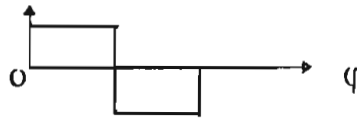


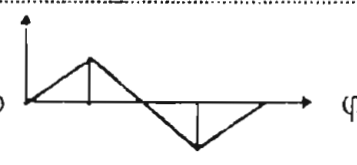
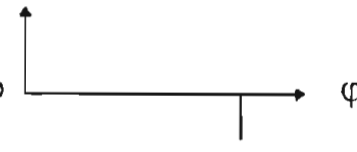

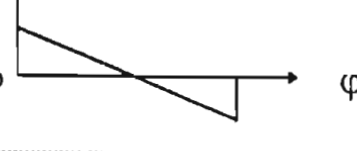



Hình 7-11



Hình 7-12

Bảng 7-1 : Đặc trưng các quy luật chuyển động của cần

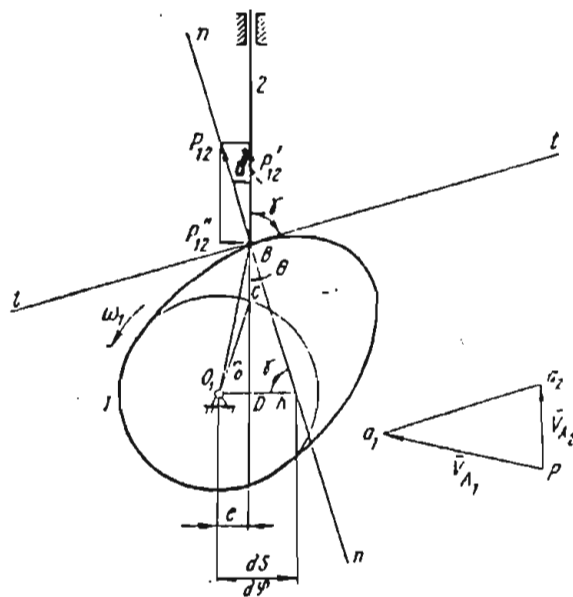
Quy luật chuyển động	Đồ thị $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$	Giá trị cực đại	
		$\frac{dS}{d\varphi}$ [m]	$\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ [m]
1. Tuyến tính		$\frac{h}{\varphi_d}$	$\pm \infty$
2a. Parabol đối xứng		$\frac{2h}{\varphi_d}$	$\frac{4h}{\varphi_d^2}$
2b. Không đối xứng		$\frac{2h}{\varphi_d}$	$-2(1+\nu)\frac{h}{\varphi_d^2}$
3. Tuyến tính biến thế		$1,2\frac{h}{\varphi_d}$	$-\frac{2(1+\nu)}{\varphi_d^2}h$
4. Hình thang		$\frac{2h}{\varphi_d}$	$7,2\frac{h}{\varphi_d^2}$
5. Cosin		$\frac{\pi}{\varphi_{2d}}h$	$\frac{16h}{3\varphi_d^2}$
6. Sin		$\frac{2h}{\varphi_d}$	$\frac{\pi^2}{2}\frac{h}{\varphi_d^2}$
7. Gia tốc giảm đều		$\frac{3}{2}\frac{h}{\varphi_d}$	$6\frac{h}{\varphi_d^2}$
8. Gia tốc hình tam giác		$\frac{2h}{\varphi_d}$	$8\frac{h}{\varphi_d^2}$

§ 7-5. Góc áp lực và góc truyền động trong cơ cấu cam (hình 7-13)

Khi làm việc cam sẽ tác dụng lên cần 1 lực . Nếu bỏ qua ma sát ở khớp cao thì lực của cam tác dụng lên cần \bar{R}_{12} nằm theo phương pháp tuyến của biên dạng cam. Phân tích lực \bar{R}_{12} ra 2 thành phần :

$R'_{12} = R_{12} \cdot \cos\alpha$ nằm dọc theo phương chuyển động của cần. Đây là lực có ích , có tác dụng làm cho cần chuyển động.

$R''_{12} = R_{12} \cdot \sin\alpha$ vuông góc với phương chuyển động của cần. Thành phần lực này gây ra ma sát giữa cần và rãnh trượt.



Hình 7-13

Góc α tạo bởi pháp tuyến n-n của biên dạng cam tại điểm tiếp xúc với cần và phương vận tốc của cần gọi là góc áp lực . Góc α càng lớn thì lực có ích R'_{12} càng bé và lực cản R''_{12} càng lớn . Khi α' đạt đến 1 giá trị nhất định thì lực R_{12} không thể làm cho cơ cấu cam chuyển động được . Hiện tượng này gọi là hiện tượng tự hãm của cơ cấu cam. Góc α khi xảy ra hiện tượng tự hãm gọi là góc tới hạn α_1 . Khi thiết kế cơ cấu cam phải bảo đảm điều kiện sao cho tại mọi vị trí của

cơ cấu cam $\alpha < \alpha_1$. Trong thực tế với cam cân đáy người ta lấy $\alpha_{\max} = 30^\circ$, đối với cam cân quay $\alpha_{\max} = 45^\circ$

Góc phụ với góc áp lực gọi là góc truyền động, ký hiệu là γ .

$$\gamma = 90^\circ - \alpha$$

Góc áp lực có liên quan đến các kích thước cơ bản của cơ cấu cam, theo hình vẽ ta thấy :

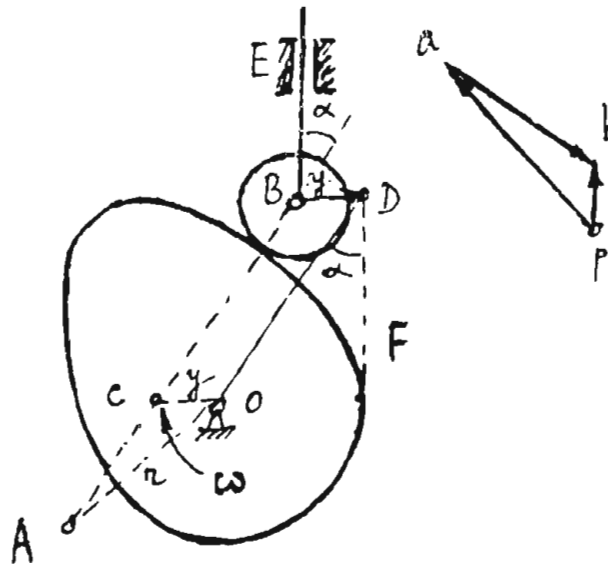
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{CD}{CA} = \frac{\frac{dS}{d\varphi} - c}{\sqrt{r_0^2 - e^2 + Si}}$$

Như vậy, khi đã chọn quy luật chuyển động của cam $S(\varphi)$ nếu tăng bán kính nhỏ nhất của cam r_0 sẽ làm giảm được góc áp lực α và ngược lại.

Khi thiết kế cơ cấu cam cân phải chọn bán kính r_0 sao cho $\alpha \leq [\alpha]$ và kích thước cơ cấu cam nhỏ gọn nhất.

Dưới đây là cách xác định giá trị góc áp lực tại vị trí bất kỳ của cơ cấu cam.

Giả sử cho cơ cấu cam và vị trí của nó như ở hình vẽ 7-14



Hình 7-14

Yêu cầu xác định góc áp lực của cơ cấu cam tại vị trí đã cho. Sau khi thay khớp cao trong cơ cấu cam bằng các khớp thấp ta được cơ cấu thay thế OABE và tọa độ vận tốc của nó là pab.

Trên cơ cấu cam, từ O ta vẽ đường nằm ngang OC. Ta nhận thấy $\Delta OAC \sim \Delta pab$. Do đó : $y = \overline{OC} = \overline{OA} \cdot \frac{\overline{pb}}{\overline{pa}}$;

$$\text{Thay } \overline{OA} = r, \frac{\overline{pb}}{\overline{pa}} = \frac{v_B}{v_A} = \frac{\omega dS / d\varphi}{\omega r}$$

$$\text{Cuối cùng ta được : } y = \frac{dS}{d\varphi}$$

Từ đó ta có cách xác định góc áp lực tại vị trí φ bất kỳ của cơ cấu cam như sau :

$$\text{Trên đồ thị } \frac{dS}{d\varphi}(\varphi) \text{ tại vị trí } \varphi \text{ xác định đoạn } y = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi).$$

Từ điểm B của đầu cần kẻ đường nằm ngang trên đó đặt đoạn $\overline{BD} = y$ về phía vận tốc \overline{v}_B quay đi 90° theo chiều ω . Nối D với tâm O của cam. Từ D kẻ đường thẳng đứng DF. Góc ODF chính là góc áp lực α của cơ cấu cam tại vị trí φ cho trước.

Đối với cam cần quay, chuyển vị của đầu cần $S = \psi l$; trong đó ψ - góc quay của cần, l - chiều dài của cần. Do đó trong trường hợp này :

$$y = \frac{dS}{d\varphi} = l \frac{d\psi}{d\varphi}$$

Góc áp lực α cũng được xác định theo cách nói ở trên - ở đây đoạn y đặt trên phương của cần.

- Chú ý : các đoạn y trên hình vẽ phải biểu diễn với cùng tỷ xích kích thước của cơ cấu cam.

§ 7.6- Thiết kế cơ cấu cam

Khi thiết kế cơ cấu cam, trước hết phải xác định sơ đồ của nó. Nếu không có yêu cầu gì đặc biệt thì nên chọn cam cần quay, bởi vì cam cần quay có thể cho phép góc áp lực có giá trị lớn hơn so với cam cần đẩy; và vì thế kích thước cơ cấu có thể được nhỏ gọn hơn.

Thiết kế cơ cấu cam phải thoả mãn các yêu cầu sau :

Thực hiện quy luật chuyển động cho trước.

- Có kích thước nhỏ gọn.

- Có góc áp lực nhỏ hơn hoặc bằng góc áp lực cho phép.

Nội dung thiết kế cơ cấu cam gồm :

- Xác định bán kính bé nhất của cam.

Vẽ biên dạng cam.

Xác định bán kính con lăn.

1. Xác định bán kính bé nhất của cam.

1. *Đối với cơ cấu cam cần đáy nhọn* Bán kính bé nhất của cam cần đáy nhọn được xác định từ điều kiện góc áp lực tại mọi vị trí của cơ cấu cam phải nhỏ hơn hoặc bằng góc áp lực cho phép.

Từ phương pháp xác định góc áp lực tại vị trí bất kỳ của cơ cấu cam ta có cách xác định bán kính nhỏ nhất của cam cần đáy nhọn như sau :

Vẽ đường cong $\frac{dS}{d\varphi}(S)$ (đối với cam cần đáy) và đường cong $l \frac{d\psi}{d\varphi}(S)$

(đối với cam cần quay)

Vẽ tiếp tuyến với đường cong $\frac{dS}{d\varphi}(S)$ làm với phương thẳng đứng 1 góc

bằng góc áp lực cho phép (một tiếp tuyến vẽ bên nhánh đi, một tiếp tuyến vẽ bên nhánh về).

Hai tiếp tuyến này cắt nhau xác định cho ta miền đặt tâm cam. Đoạn thẳng nối giao điểm của 2 tiếp tuyến với góc đồ thị $\frac{dS}{d\varphi}(S)$ xác định bán kính bé nhất

của cam. Để đề phòng trong quá trình làm việc cam bị mòn và sai số khi chế tạo người ta lấy tâm cam không phải là giao điểm của 2 tiếp tuyến nói trên mà lùi vào trong miền đặt tâm cam khoảng 3-5 mm.

Đối với cam cần quay , tại các điểm trên đồ thị $\frac{dS}{d\varphi}(S)$ ta vẽ các đường thẳng

làm với phương vuông góc với cân 1 góc bằng áp lực cho phép. Đường bao của họ đường thẳng nói trên xác định miền đặt tâm cam. Chọn tâm cam - khoảng

cách từ tâm cam đến góc đồ thị $l \frac{d\psi}{d\varphi}(S)$ xác định bán kính nhỏ nhất của cam.

2. *Đối với cơ cấu cam cần đáy bằng* :

Ở cơ cấu cam cần đáy bằng góc áp lực hoặc bằng 0 hoặc có giá trị không đổi. Yêu cầu đối với cơ cấu cam cần đáy bằng là biên dạng cam phải là 1 hình

cong lồi, bởi vì nếu biên dạng cam có phần lõm thì ở đó đáy cần không tiếp xúc được với cam và lúc đó quy luật chuyển động của cần bị sai lệch.

Bán kính nhỏ nhất của cam cần đáy bằng được xác định từ điều kiện lồi của biên dạng cam.

Gọi ρ - bán kính cong của biên dạng cam tại vị trí đang xét (tại điểm A). Điều kiện lồi của biên dạng cam là $\rho > 0$.

Theo hình vẽ (hình 7.15)

$$\rho = S_1 + r_o + Z$$

S_1 - chuyển vị của cần

r_o bán kính nhỏ nhất của cam.

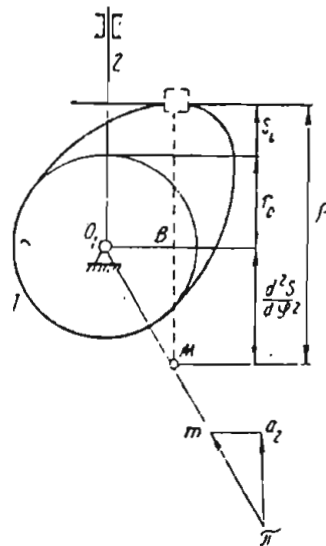
Z khoảng cách từ tâm cong M đến đường ngang kẻ từ O .

Họa đồ gia tốc của cơ cấu cam là πa_2 . Theo hình vẽ ta có $\Delta \pi a_2 \sim MOC$

do đó:
$$\frac{MC}{MO} = \frac{\pi a_2}{\pi m}$$

hay
$$\frac{Z}{MO} = \frac{d^2S / d\varphi^2}{MO}$$
. Từ đó

ta rút ra
$$Z = \frac{d^2S}{d\varphi^2}$$



Hình 7-15

Điều kiện lồi của cam sẽ là $S_1 + r_o + \frac{d^2S}{d\varphi^2} > 0$ hay $1 = \text{tg} 45^\circ > \frac{-d^2S / d\varphi^2}{S_1 + r_o}$

Ta có các xác định bán kính nhỏ nhất r_o của cam như sau :

Vẽ đồ thị $S\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)$.

- Kẻ tiếp tuyến với phần âm của $\frac{d^2S}{d\varphi^2}$ làm với phương thẳng đứng 1 góc 45°

- Giao điểm O' của tiếp tuyến với trục S xác định vị trí tâm cam, ở đó cam có bán kính nhỏ nhất là $O'O$.

Chọn tâm cam là điểm bất kỳ ở phía dưới O' . ví dụ điểm O_1 . Lúc đó $r_o = \overline{O_1O}$.

II. Vẽ biên dạng cam :

Quá trình vẽ biên dạng cam ngược với quá trình xác định chuyển vị của đầu cần. Chúng ta sẽ tìm hiểu vấn đề này qua các ví dụ cụ thể dưới đây.

Ví dụ 1 : Thiết kế cơ cấu cam cần đẩy, đầu cần con lăn với các số liệu cho trước như sau :

1. Hành trình của cần $h = 40\text{mm}$
2. Các góc định kỳ $\varphi_d = 144^\circ$, $\varphi_x = 54^\circ$, $\varphi_v = 102^\circ$
3. Góc áp lực cho phép $[\alpha] = 30^\circ$
4. Quy luật chuyển động của đầu cần : lúc đi xa - quy luật cosin, lúc về gần quy luật parabol.
5. Cam quay đều ngược chiều kim đồng hồ với $n = 1500\text{v/ph}$.

Giải :

1. Vẽ các đồ thị chuyển động của đầu cần (hình 7-16). Tính toán các góc định kỳ theo radian.

$$\varphi_d = \frac{144^\circ \cdot 3,14}{180} = 2,51\text{rad}$$

$$\varphi_x = \frac{54^\circ \cdot 3,14}{180} = 0,94\text{rad}$$

$$\varphi_v = \frac{102^\circ \cdot 3,14}{180} = 1,78\text{rad}$$

Góc làm việc $\varphi_{lv} = \varphi_d + \varphi_x + \varphi_v = 2,15 + 0,94 + 1,78 = 5,23\text{ rad}$

Chọn tỷ xích $\mu_\varphi = 0,05\text{ rad /mm}$, lúc đó đoạn biểu diễn góc làm việc của x.

$$x = \frac{\varphi_{lv}}{\mu_\varphi} = \frac{5,23}{0,05} = 104,3\text{mm}$$

Đoạn biểu diễn các góc định kỳ tương ứng là :

$$x_d = \frac{\varphi_d}{\mu_\varphi} = \frac{2,51}{0,05} = 50,2\text{mm}$$

$$x_v = \frac{\varphi_v}{\mu_\varphi} = \frac{1,78}{0,05} = 35,6\text{mm}$$

$$x_x = \frac{\varphi_x}{\mu_\varphi} = \frac{0,94}{0,05} = 18,8\text{mm}$$

Theo bảng 4.1 xác định giá trị cực đại của vận tốc và gia tốc đầu cân.

a. Ở giai đoạn đi xa (quy luật cosin).

$$\frac{dS}{d\varphi_{\max}} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{h}{\varphi_d} = 1,57 \cdot \frac{40}{2,51} = 25\text{mm}$$

$$\frac{d^2S}{d\varphi_{\max}^2} = \frac{\pi^2}{2} \cdot \frac{h}{\varphi_d^2} = 4,93 \cdot \frac{40}{2,51^2} = 31,2\text{mm}$$

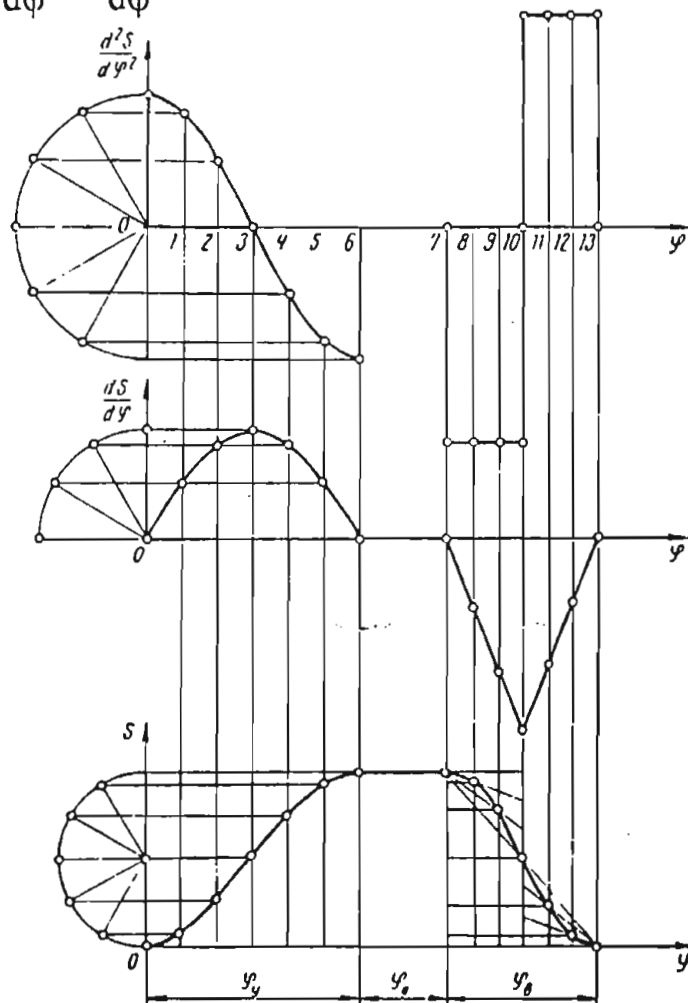
b. ở giai đoạn về gần (quy luật parabol)

$$\frac{dS}{d\varphi_{\max}} = 2 \frac{h}{\varphi_v} = \frac{2 \cdot 40}{2,78} = 28,8\text{mm}$$

$$\frac{d^2S}{d\varphi_{\max}^2} = \frac{4h}{\varphi_v^2} = \frac{4 \cdot 40}{1,78} = 89,9\text{mm}$$

Lấy tỉ xích theo trục tung cho cả 3 đồ thị

$$\mu_s = \frac{\mu d_s}{d\varphi} = \frac{\mu d^2 S}{d\varphi^2} = 0,001\text{m/mm}$$

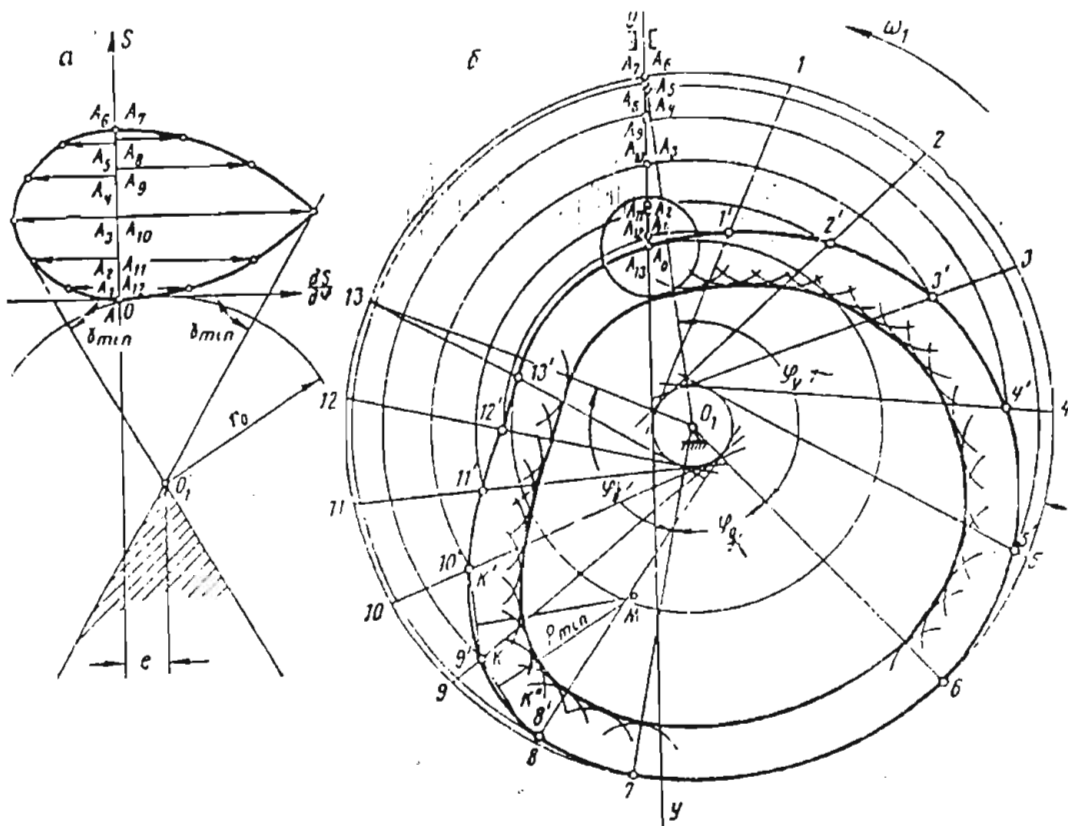


Hình 7-16

2. Xác định bán kính nhỏ nhất của cam r_0 , khoảng tâm sai e bằng phương pháp vẽ (hình 7-17)

Từ các đồ thị $S(\varphi)$, $\frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$ được vẽ cùng 1 tỷ xích, bằng cách khử thông số

φ ta vẽ được đồ thị $S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$.



Hình 7-17

Vẽ 2 tiếp tuyến với đường cong $S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$ làm với phương thẳng đứng 1 góc

bằng $[\alpha] = 30^\circ$. Có thể lấy tâm cam là 1 điểm bất kỳ trong miền gạch chéo.

Nếu lấy điểm O_1 - giao điểm của 2 tiếp tuyến, lúc đó bán kính nhỏ nhất của cam là $r_0 = \overline{O_1 A_0} \cdot \mu_s = 44.0,001 = 0,044\text{m}$. Khoảng tâm sai $e = 9.0,001 = 0,009\text{m}$.

3. Vẽ biên dạng cam theo trình tự như sau :

- Chọn tâm cam là O_1 , với tỷ xích μ_s vẽ vòng tròn bán kính $r_0 = 44\text{mm}$ và vòng tròn bán kính $e = 9\text{mm}$.

Vẽ đường chuyển động của cần y - y tiếp tuyến với vòng tròn bán kính e. Giao điểm A_0 giữa đường y-y và vòng tròn bán kính r_0 là tâm con lăn ở vị trí bắt đầu đi xa.

Từ điểm A_0 dọc theo đường y-y đặt các đoạn chuyển dịch của đầu cần, lấy trên đồ thị $S(\varphi)$. Điểm A_6 xác định vị trí của cần lúc cần ở cuối giai đoạn đi xa.

- Từ đường thẳng O_1A_6 theo chiều ngược chiều quay của cam, đặt các góc định kỳ $\varphi_d = 144^\circ$, $\varphi_x = 54^\circ$ và $\varphi_v = 102^\circ$

Vẽ vòng tròn bán kính $r_{max} = O_1A_6$ và chia các cung tròn tương ứng với các góc φ_d và φ_v ra các phần bằng nhau theo các điểm chia trên đồ thị $S(\varphi)$.

- Qua các điểm chia 1,2,3... kẻ các tiếp tuyến với vòng tròn bán kính e cùng phía với đường y-y.

- Từ O_1 vẽ các vòng tròn đồng tâm với các bán kính O_1A_1 , O_1A_2 , O_1A_3 ... vẽ các cung tròn đồng tâm cắt các tiếp tuyến tương ứng. Các giao điểm 1', 2', 3'... là vị trí tâm con lăn (đầu cần) trong chuyển động ngược.

- Nối các điểm 1', 2', 3'... bằng đường cong trơn ta được biên dạng lý thuyết của cam.

- Xác định bán kính con lăn r. Để tránh hiện tượng tự giao, bán kính con lăn phải bé hơn bán kính cong nhỏ nhất của biên dạng cam lý thuyết thường lấy $r \leq (0,7-0,8) \rho_{min}$. Mặt khác, không nên lấy bán kính con lăn lớn hơn 2 bán kính r_0 do yêu cầu kết cấu, thường lấy $r \leq (0,4-0,5)r_0$.

Để xác định ρ_{min} ta làm như sau: chọn 1 điểm k trên đoạn cong nhất của biên dạng lý thuyết (ước chọn bằng mắt). Chọn 1 điểm k' và k'' ở lân cận điểm k rồi nối chúng với k. Vẽ các đường trung trực của kk' và kk'' . Giao điểm M của 2 đường trung trực là tâm của vòng tròn đi qua k, k' và k''. Lúc đó:

$$\rho_{min} = \overline{Mk} \cdot \mu_s = 39\text{mm}$$

$$r \leq 0,7\rho_{min} = 0,7 \cdot 39 = 27,3\text{mm}$$

$$r \leq 0,4r_0 = 0,4 \cdot 44 = 17\text{mm}$$

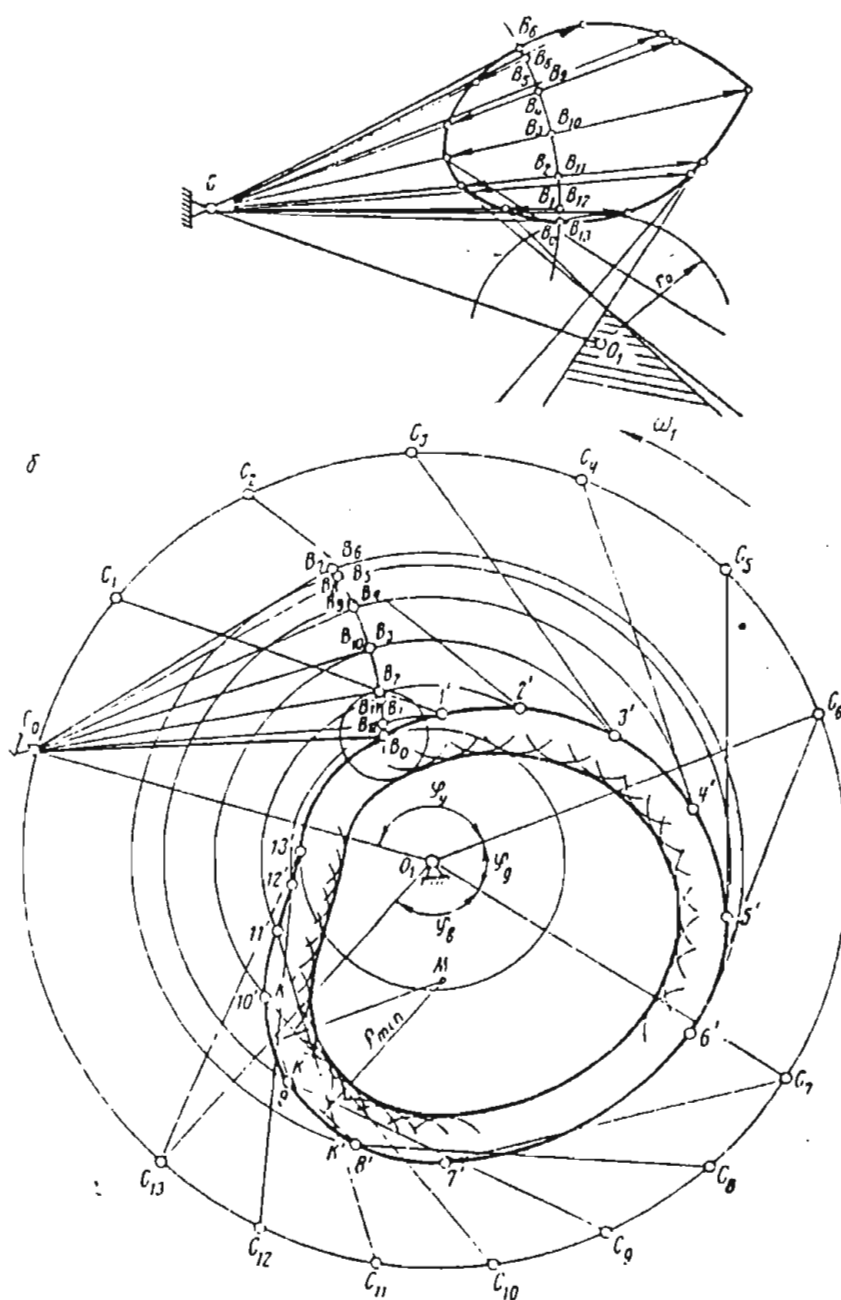
$$17 < 27,3$$

Chọn bán kính con lăn nhỏ hơn 17, ví dụ chọn $r = 15\text{mm}$.

Vẽ biên dạng thực của cam. Trên biên dạng lý thuyết lấy 1 loạt các điểm gần nhau làm tâm, vẽ các vòng tròn bán kính bằng bán kính con lăn. Đường bao phía trong của họ đường tròn vừa vẽ là biên dạng thực của cam.

Ví dụ 2 : Thiết kế cơ cấu cam cần lắc , cho biết :

1. Sơ đồ cơ cấu cam.
2. Các góc định kỳ : $\varphi_d = 144^\circ$, $\varphi_x = 54^\circ$, $\varphi_v = 102^\circ$
3. Chuyển dịch cực đại của cần $h = 40\text{mm}$
4. Chiều dài của cần $l = 80\text{mm}$
5. Góc truyền động cực tiểu $\gamma_{\min} = 45^\circ$
6. Quy luật chuyển động của cần : ở giai đoạn đi xa - quy luật cosin, ở giai đoạn về gần - quy luật parabol .
7. Cam quay đều ngược kim đồng hồ .



Hình 7-18

Giải :

1. Vẽ đồ thị chuyển động của cần Chuyển vị của đầu cần $h = l\psi$, ψ chuyển vị góc của cần tính bằng radian.

2. Xác định bán kính nhỏ nhất của cam r_o và khoảng cách giữa tâm cam và tâm cần $l_{o,c}$ bằng phương pháp vẽ (hình 7-18). Dựa vào đồ thị $S(\varphi)$ vẽ vị trí của cần cùng tỷ xích $\mu_s = 0,001\text{m/mm}$.

Đọc theo các tia vị trí của cần, từ điểm B, với tỷ xích $\mu \frac{ds}{d\varphi} = \mu_s$ đặt các đoạn tương ứng $\frac{ds}{d\varphi}$. Qua các điểm mút của các đoạn vừa vẽ kẻ các tia dưới 1 góc 45° làm với cần. Tâm cam có thể lấy 1 điểm bất kỳ trong vùng gạch chéo. Cam làm việc tốt nhất nếu quỹ đạo tâm cần đi qua lại gần tâm cam. Theo hình vẽ ta có $r_o = O_1B_o \cdot \mu_s = 30.0,001 = 0,03\text{m}$ Khoảng cách tâm cam cần $l_{o,c} = O_1C \cdot \mu_s = 95.0,001 = 0,095\text{m}$.

3. Vẽ biên dạng cam.

- Chọn tâm cam O_1 tâm cần C_o . Từ O_1 vẽ vòng bán kính $r_o = 30\text{mm}$ và vòng bán kính $l_{o,c} = 95\text{mm}$ với tỷ xích $0,001\text{m/mm}$.

- Tìm vị trí tâm cần. Từ C_o vẽ vòng tròn bán kính l_{CB} cắt vòng tròn bán kính r_o . Giao điểm B_o là vị trí của đầu cần lúc cần bắt đầu đi xa. Từ B_o theo chiều quay của cần đặt các chuyển vị của tâm cần dựa vào đồ thị $S(\varphi)$. Ta được các điểm B_1, B_2, \dots

Từ đường O_1C theo chiều ngược với chiều quay của cam, đặt các góc định kỳ $\varphi_d, \varphi_x, \varphi_v$. Chia các cung ứng với các góc φ_d và φ_v ra các phần bằng nhau (theo cách chia trên đồ thị) Các điểm nhận được C_1, C_2, \dots là vị trí tâm cần trong chuyển động ngược.

- Đầu cần sẽ trượt trên biên dạng lý thuyết của cam- để tìm vị trí đầu cần trong chuyển động ngược (đổi giá) ta làm như sau : Từ O_1 vẽ các vòng tròn đồng tâm với các bán kính l_{CB} . Nối các giao điểm vừa nhận được $1', 2', \dots$ ta được biên dạng cam lý thuyết. Chọn bán kính con lăn và vẽ biên dạng thực theo cách tương tự ở ví dụ 1.

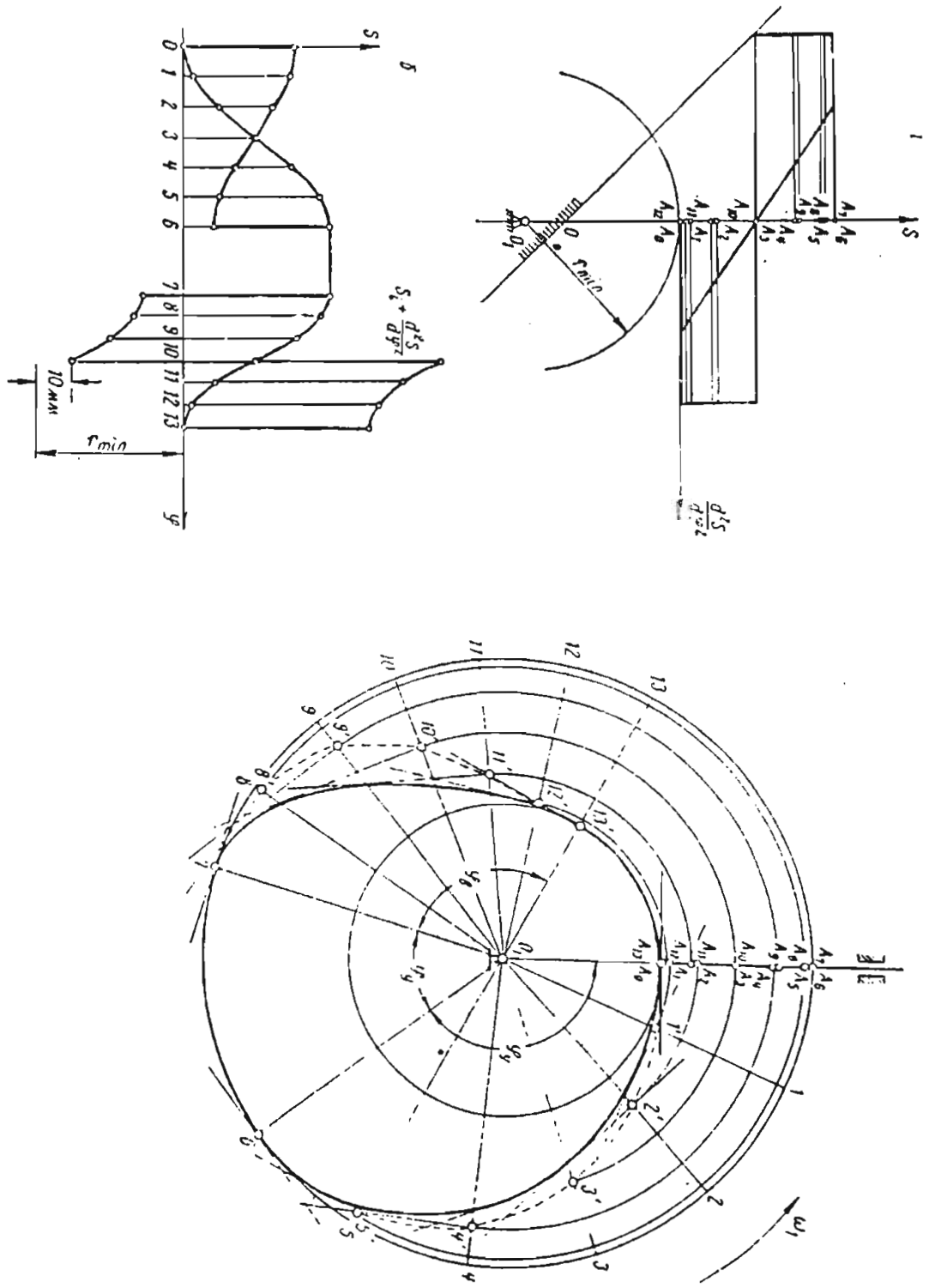
$$r = 0,7\rho_{\min} = 0,7.42 = 29,4\text{mm}$$

$$r = 0,4r_o = 0,4.30 = 12\text{mm}$$

Lấy $r = 10\text{mm}$.

Ví dụ 3: Thiết kế cơ cấu cam cần đẩy đáy bằng, cho biết:

1. Sơ đồ cơ cấu cam.
2. Các góc định kỳ: $\varphi_d = 144^\circ$, $\varphi_n = 54^\circ$, $\varphi_v = 102^\circ$
3. Hành trình lớn nhất của cần $h = 40\text{mm}$
4. Quy luật chuyển động của cần: ở giai đoạn đi xa, quy luật cosin, ở giai đoạn về gần, quy luật parabol.
5. Cam quay đều ngược chiều kim đồng hồ.



Hình 7-19

Giải :

1. Vẽ các đồ thị chuyển động của cần : $S(\varphi)$, $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$ và $\frac{d^2s}{d\varphi^2}(\varphi)$ với cùng 1

$$\text{tỷ xích } \mu_s = \frac{\mu ds}{d\varphi} = \frac{\mu d^2s}{d\varphi^2} = 0,001m / mm .$$

2. Xác định bán kính bé nhất của cam. Đối với cơ cấu cam cần đáy bằng yêu cầu biên dạng cam phải là hình phẳng lồi , nếu không , quy luật chuyển động của cần sẽ bị sai lệch . Bán kính bé nhất của cam xác định từ điều kiện lồi của cam bằng phương pháp vẽ như sau : (hình 7-19).

Vẽ đồ thị $S\left(\frac{d^2s}{d\varphi^2}\right)$ bằng cách khử tham số φ từ 2 đồ thị $S(\varphi)$ và $\frac{d^2s}{d\varphi^2}(\varphi)$.

Kẻ tiếp tuyến với nhánh âm của đồ thị , tức là phần $\frac{d^2d}{d\varphi^2} < 0$, làm với trục hoành 1 góc 45° Tâm cam sẽ nằm ở phía dưới giao điểm của tiếp tuyến và trục S, thường lấy thấp hơn 10mm.

Theo hình vẽ $r_{\min} = O_1A_o \cdot \mu_s = 41.0,001 = 0,041m$.

- Cũng có thể xác định bán kính bé nhất của cam bằng phương pháp vẽ

thứ 2. Vẽ đồ thị $\left[\left(S = \frac{d^2s}{d\varphi^2} \right), \varphi \right]$. Bán kính r_{\min} phải lớn hơn nhánh âm của đồ thị trên.

3. Vẽ biên dạng cam :

- Từ O_1 vẽ các vòng tròn bán kính r_{\min} và $r_{\max} = r_{\min} + h$ (ở đây khoảng lệch tâm $e = 0$) .

Vẽ phương chuyển động của cần $y - y$ đi qua O_1 . Giao điểm của $y-y$ với các vòng tròn bán kính r_{\min} và r_{\max} là A_o và A_6 đặt . Đó là các vị trí của đầu cần ứng với thời điểm bắt đầu và kết thúc giai đoạn cần đi xa.

- Theo ngược chiều quay của cam, từ đường O_1A_6 đặt các góc định kỳ $\varphi_d, \varphi_x, \varphi_v$. Chia các cung tương ứng với các góc φ_d và φ_v ra các phần bằng nhau dựa theo đồ thị $S(\varphi)$. Nối các điểm chia 1,2,... với O_1 đó là vị trí của cần trong chuyển động ngược.

Từ điểm A_o dọc theo $(y-y)$ đặt các đoạn chuyển dịch của cần lấy theo đồ thị $S(\varphi)$. Qua các điểm nhận được A_1, A_2, \dots và từ O_1 vẽ các vòng tròn đồng tâm cắt các tia tương ứng tại các điểm $1', 2', \dots$ đó là các vị trí của cần trong chuyển động ngược.

Qua các điểm $1', 2', \dots$ vẽ các đường vuông góc với các tia tương ứng Đường bao của họ các đường vuông góc nói trên là biên dạng thực của cam.

Chương 8

CƠ CẤU BÁNH RĂNG

§8-1. Động học của hệ bánh răng thường

Cơ cấu bánh răng là một trong những cơ cấu dẫn động phổ biến nhất để truyền chuyển động quay giữa các trục với tỷ số truyền nhất định, khi truyền chuyển động quay thì cũng đồng thời truyền mô men xoắn tức là truyền công suất. Phần lớn trong các máy khâu dẫn là trục động cơ có số vòng quay rất lớn trong khi đó trục công tác có số vòng quay khá nhỏ và đôi khi cần phải thay đổi. Chính vì vậy đòi hỏi phải có nhiều cặp bánh răng. Chuyển động sẽ được truyền từ trục dẫn tới trục bị dẫn tức trục công tác thông qua một số trục trung gian. Trên mỗi trục trung gian lắp hai bánh răng, một bánh chủ động và một bánh bị động. Nhiều bánh răng nối tiếp với nhau như vậy ta được một chuỗi nối tiếp. Trong chuỗi này mỗi trục trung gian được nối với trục trước và trục sau bằng một đôi bánh răng.

Nếu ta gọi i_m là tỷ số truyền toàn bộ của chuỗi bánh răng nối tiếp đó thì nó được xác định như sau :

$$i_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} \dots i_{(n-1)n} = (-1)^k \frac{z_2 \cdot z_3 \dots z_n}{z_1 \cdot z'_2 \cdot z'_3 \dots z'_{n-1}} \quad (8-1)$$

Trong công thức trên $i_{12}, i_{23} \dots$ là tỷ số truyền từng cặp bánh răng. k là số cặp bánh răng ngoài tiếp $z_2, z_3 \dots z_n$ là số răng các bánh răng bị bị dẫn. Còn mẫu số là $z_1, z'_2 \dots z'_n$ là tích số răng các bánh răng dẫn. Với các bánh răng trung gian vừa đóng vai trò bánh bị dẫn và bánh dẫn chỉ có tác dụng nối (truyền chuyển động) nó không ảnh hưởng đến tỷ số truyền. Ta cũng cần lưu ý một điểm là trong thực tế tỷ số truyền của 1 cặp bánh răng lấy trong khoảng từ 1:6, $i_{\max} = 10$.

§8-2. Động học của hệ vi sai

Trong thực tế ta còn hay gặp một loại hệ bánh răng mà đường tâm của một số bánh răng chuyển động. Hệ đó được gọi là hệ vi sai.

Trong hệ vi sai những bánh răng có đường tâm (đường trục) cố định ta gọi là những bánh trung tâm còn những bánh răng có đường trục chuyển động được gọi là các bánh vệ tinh. Như phân trên ta thấy ở hệ bánh răng thường chỉ có một

khâu dẫn nghĩa là có 1 bậc tự do. Còn đối với hệ vi sai bậc tự do bằng hai. Có nghĩa là vận tốc góc (hoặc là số vòng quay) của một bánh răng nào đó sẽ phụ thuộc vào vận tốc góc (hay số vòng quay của hai khâu dẫn). Các khâu dẫn ở đây thường là các bánh trung tâm. Khi ta cố định một bánh trung tâm như vậy là ta đã cho một quy luật chuyển động , lúc đó cơ cấu sẽ còn một bậc tự do và nó được gọi là hệ hành tinh.

Việc xác định quan hệ vận tốc góc các khâu trong hệ vi sai ta dựa vào công thức Vilits :

$$i_{mq}^c = \frac{\omega_m - \omega_c}{\omega_q - \omega_c} = (-1)^k \frac{z_{bd}}{Z_d} \quad (8-2)$$

Trong công thức trên : i_{mq}^c là tỷ số truyền giữa các bánh răng m và q trong chuyển động tương đối đối với cần c.

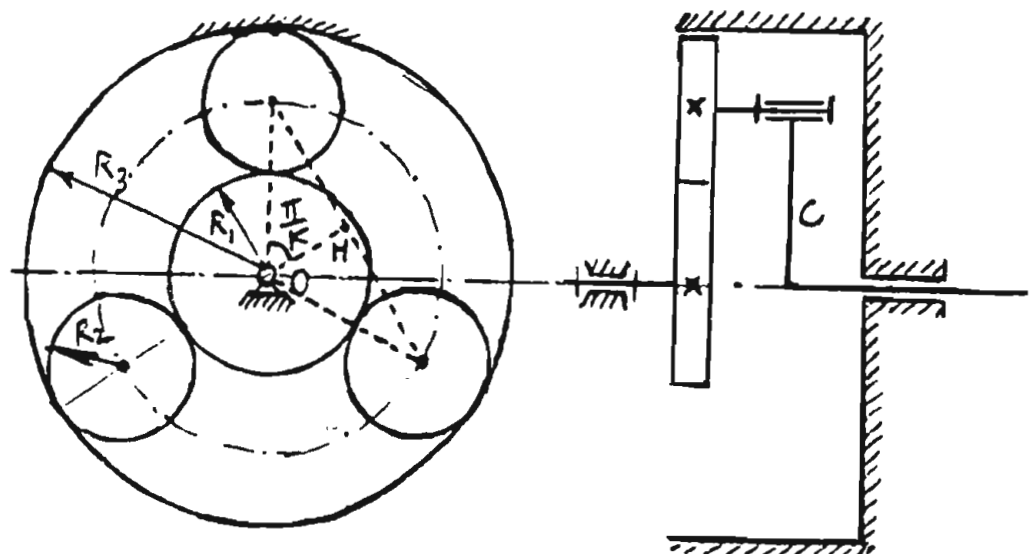
ω_m, ω_q là vận tốc góc tuyệt đối của bánh răng m và bánh răng q, ω_c là vận tốc góc tuyệt đối của cần C , k là số cặp bánh răng ngoài tiếp vì ta chỉ khảo sát cho hệ phẳng. Còn z_{bd} là tích số răng của các bánh răng bị dẫn. Mẫu số là tích số răng của các bánh răng dẫn.

Khác với hệ bánh răng thường trong hệ vi sai số răng của các bánh răng trung tâm và các bánh vệ tinh phải thoả mãn ba điều kiện sau :

a- Điều kiện đồng trục :

Từ hệ bánh răng của hình 5-1 ta thấy khoảng cách trục giữa bánh trung tâm và bánh vệ tinh là :

$$A = R_1 + R_2 = R_3 - R_2$$



Hình 8-1

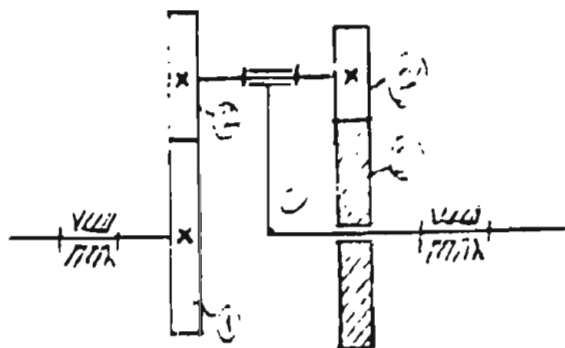
$$\text{Hay } Z_1 + Z_2 = Z_3 - Z_2 \quad (8-3)$$

Trong đó Z_1, Z_2, Z_3 là số răng của các bánh trung tâm, vệ tinh 2 và trung tâm 3.

Tương tự ta có thể suy ra điều kiện đồng trục cho hệ hành tinh hoặc vi sai hai cấp với hai cặp ngoại tiếp (hình 8-2).

$$m(Z_1 + Z_2) = m'(Z_3 + Z_4) \quad (8-4)$$

Trong đó : m là mô đun bánh 1 và bánh 2, m' là mô đun của bánh 3 và bánh 4.



Hình 8-2

b. Điều kiện lắp .

Trong thực tế hệ vi sai (hoặc hành tinh) không chỉ có 1 bánh vệ tinh, nói một cách khác cần C sẽ có hai nhánh ba nhánh hoặc bốn nhánh phân bố đều trên đó lắp hai, ba hoặc bốn bánh vệ tinh. Như vậy nếu có k bánh vệ tinh (như hình 8-1 . $k = 3$) thì góc giữa hai đường nối tâm bánh trung tâm với hai bánh vệ tinh kề nhau là $\frac{2\pi}{k}$

Giả sử bánh vệ tinh thứ nhất đã ăn khớp được với các bánh trung tâm 1 và 3 ở một lúc nào đó. Điều này thực hiện một cách dễ dàng nếu trước hết ta cho bánh vệ tinh ăn khớp với bánh 3 rồi cố định nó lại. Sau đó ta ướm dần bánh 1 ở ngoài cho đến khi nó ăn khớp được với bánh vệ tinh ta lắp vào. Từ lúc này trở đi các răng của bánh 1 có những vị trí hoàn toàn xác định đối với các răng của bánh 3. Khi ta định lắp bánh vệ tinh thứ 2 liền kề bởi bánh thứ nhất thì rất có thể là bánh này không thể ăn khớp cùng 1 lúc với cả hai bánh trung tâm 1 và 3 . Để bánh vệ tinh thứ 2 và thứ 3 ... có thể ăn khớp cùng 1 lúc được với cả hai bánh 1 và 3 thì cần có điều kiện là tổng số răng $Z_1 + Z_3$ phải là bội số của k (điều này đã được chứng minh rồi).

c. Điều kiện kề :

Trong hệ vi sai khi số nhánh của cần c lớn hơn 3 khi đó có thể xảy ra trường hợp hai bánh vệ tinh kề nhau có bánh kính vòng đỉnh cắt nhau. Để tránh trường hợp này từ hình 8-1 ta suy ra :

$$2(R_1 + R_v) \sin \frac{\pi}{k} > 2(R_2 + f_{om}) \quad (8-5)$$

Hay $2(Z_1 + Z_2) \sin \frac{\pi}{k} > 2(Z_1 + 2f'_o)$, f'_o là hệ số chiều cao đỉnh răng bánh vệt tinh.

§8-3. Thiết kế cặp bánh răng thẳng ngoại tiếp

1 **Nội dung** : Bộ truyền bánh răng là bộ truyền được dùng rất rộng rãi trong các lĩnh vực . Vì vậy việc thiết kế bộ truyền bánh răng đảm bảo các yêu cầu đề ra là rất cần thiết . Các yêu cầu đó là : Bộ truyền làm việc tin cậy khi chịu tác dụng của các ngoại lực và các mômen ngoại lực , làm việc cần đảm bảo các chỉ tiêu ăn khớp . Vì vậy ta có thể chia ra làm hai bước : Bước một là tính toán thiết kế sức bền bánh răng . Qua bước này ta có thể sơ bộ định ra kích thước bánh răng và các thông số kích thước như mô đun , khoảng cách trục A , số răng $Z_1 , Z_2 \dots$ Bước tiếp theo là căn cứ vào các thông số như tỷ số truyền , số răng mô đun khoảng cách trục ta tính toán và thiết kế bánh răng về mặt hình học (hay còn gọi là tổng hợp hình học) cặp bánh răng .

Vậy nhiệm vụ của việc tổng hợp hình học cặp bánh răng là xác định các thông số kích thước và xác định các chỉ tiêu chất lượng của cặp bánh răng vẽ cặp bánh răng đó . Trình tự tiến hành tổng hợp hình học cặp bánh răng thẳng ngoại tiếp gồm các bước sau :

- Chọn hệ số dịch dao , và xác định chế độ ăn khớp của cặp bánh răng .
Tính toán các thông số kích thước .
Vẽ cặp bánh răng .
- Vẽ đoạn ăn khớp thực cung ăn khớp cung làm việc , và đường cong trượt .
- Các chỉ tiêu ăn khớp .

2. **Xác định chế độ ăn khớp và chọn hệ số dịch dao** : Với cặp bánh răng thẳng ngoại tiếp có bốn chế độ ăn khớp như sau :

a. Cặp bánh răng tiêu chuẩn là cặp bánh răng mà cả hai bánh răng đều là bánh răng không dịch chỉnh trường hợp này chỉ có thể xảy ra khi số răng Z của bánh nhỏ hơn hoặc bằng 17 răng ($\alpha = 20^\circ$)

- b. Cặp bánh răng dịch chỉnh đều là cặp bánh răng bánh nhỏ dịch dao dương $\xi_1 > 0$ còn bánh lớn dịch dao âm $\xi_2 < 0$ mà $\xi_c = \xi_1 + \xi_2 = 0$ ở cặp bánh răng này chiều dày răng của bánh nhỏ và bánh lớn chênh lệch nhau nhiều, hệ số trượt biên dạng thay đổi nhiều.
- c. Cặp bánh răng dịch chỉnh âm: Là cặp bánh răng có hệ số dịch dao tổng ξ_c nhỏ hơn 0 ($\xi_c < 0$). Khi đó tổng số răng của hai bánh răng z_c phải lớn hơn 34 trong thực tế cặp bánh răng này có nhiều nhược điểm nên ít được dùng.
- d. Các cặp bánh răng dịch chỉnh dương: Là cặp bánh răng có hệ số dịch dao tổng $\xi_c > 0$ đây là cặp bánh răng có nhiều tính ưu việt, kết cấu nhỏ gọn, khoảng cách trục A có thể điều chỉnh tùy ý và khi cần có thể cân bằng hệ số trượt. Chính vì vậy trong thực tế nó được dùng rộng rãi. Như vậy để thiết kế một cặp bánh răng tùy theo yêu cầu và điều kiện cụ thể mà ta chọn chế độ ăn khớp cho thích hợp. Ví dụ người ta cho mô đun và số răng Z_1, Z_2 không có yêu cầu về khoảng cách trục thì ta có thể chọn cặp bánh răng dịch chỉnh dương hoặc cặp bánh răng tiêu chuẩn. Nếu người ta yêu cầu về cả khoảng cách trục (đưa về khoảng cách trục quy chuẩn) mà khi ta tính toán sơ bộ khoảng cách trục bánh răng tiêu chuẩn lại không phù hợp với nó thì bắt buộc ta phải dùng cặp bánh răng dịch chỉnh. Có trường hợp người ta chỉ cho tỷ số truyền, khoảng cách trục A và mô đun. Khi đó bắt buộc ta phải tính và chọn ra số răng Z_1 và Z_2 , sau đó tính hệ số dịch dao tổng ξ_c và sau đó chọn hệ số dịch dao cho từng bánh răng. Cách chọn hệ số dịch dao: Chỉ tiêu chất lượng ăn khớp (hệ số trùng khớp, hệ số trượt, áp lực riêng...) phụ thuộc rất nhiều vào hệ số dịch dao ξ_1 và ξ_2 . Khi ta thay đổi các hệ số này ta có thể làm cho một số chỉ tiêu ăn khớp trở nên tốt hơn, song chỉ tiêu khác có thể xấu đi. Vì vậy việc chọn hệ số dịch dao thế nào để những chỉ tiêu ăn khớp ảnh hưởng tốt đến độ vững chắc và bền lâu của bánh răng trong điều kiện làm việc đã cho đồng thời hạn chế trong giới hạn cho phép các chỉ tiêu khác.

Những chỉ tiêu bắt buộc đối với mọi bánh răng là:

- ① Hệ số dịch dao nhỏ nhất để tránh hiện tượng cắt chân răng.

$$\xi \geq \xi_{\min} = \frac{17-z}{17} \quad (8-6)$$

(Có thể có một số trường hợp cho phép có thể có hiện tượng cắt chán răng nhưng phần làm việc của răng phải nguyên vẹn)

- ② . Hệ số dịch dao lớn nhất để tránh sảy ra nhọn răng , người ta quy định chiều dày đỉnh răng như sau $S_e \geq 0,3m$ (m là mô đun bánh răng) vậy :

$$\xi \leq \xi_{\max} = \xi_{0,3} \quad (8 - 7)$$

Trong đó $\xi_{0,3}$ là hệ số dịch dao khi $S_e = 0,3 m$.

- ③ . Phải chọn hệ số dịch dao của hai bánh răng làm sao để hệ số trùng khớp đảm bảo $\varepsilon \geq 1,1$ nếu hệ số trùng khớp $\varepsilon < 1,1$ ta sẽ phải chọn lại ξ_1 và ξ_2 .

Ngoài ra ta cũng phải lưu ý chọn hệ số dịch dao thế nào để tránh hiện tượng chèn răng nghĩa là đỉnh răng của bánh răng này lấn vào góc lượn chân răng của bánh kia , khi đó bộ truyền sẽ không làm việc được .

Vậy việc chọn hệ số dịch dao để đảm bảo mọi yêu cầu là một vấn đề phức tạp . Ta xét hai cách chọn hệ số dịch dao sau :

I. Chọn hệ số dịch dao dựa vào các bảng chuyên dùng :

Trong tài liệu hướng dẫn này có giới thiệu các bảng tra cứu dùng cho các cặp bánh răng ngoại tiếp dịch chỉnh không đều và dịch chỉnh đều .

- Nếu $2 \geq i_{12} \geq 1$ thì bắt đầu ta chọn hệ số giảm đỉnh răng γ theo bảng 1. Sau đó dựa vào Z_1 và Z_2 ta tra bảng ra các hệ số ξ_1 và ξ_2 . Sau khi có ξ_1 và ξ_2 ta tính được $\xi_c = \xi_1 + \xi_2$ và $\lambda = \xi_c - \gamma$ Trong đó λ gọi là hệ số phân ly (λ còn có thể

tính theo công thức $\lambda = \frac{z_c}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_L} - 1 \right)$).

Bảng 8- 1 : Trị số hệ số γ của cặp bánh răng ngoại tiếp dịch chỉnh không đều khi $2 \geq i_{12} \geq 1$.

Z_1	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
γ	0,127	0,145	0,160	0,175	0,190	0,202	0,215	0,227	0,239	0,250	0,257	0,265	0,272	0,278

Bảng 8-2 Hệ số ξ_1, ξ_2 cho các cặp bánh răng ngoài tiếp
dịch chỉnh không đều khi $2 \geq i_{12} \geq 1$

i_{12}	ξ_1		ξ_2		ξ_1		ξ_2		ξ_1		ξ_2				
	ξ_{11}	ξ_{12}	ξ_{21}	ξ_{22}	ξ_{11}	ξ_{12}	ξ_{21}	ξ_{22}	ξ_{11}	ξ_{12}	ξ_{21}	ξ_{22}			
18	0,683	0,681													
19	0,723	0,658	0,720	0,720											
20	0,756	0,639	0,756	0,899	0,755	0,755									
21	0,792	0,617	0,793	0,676	0,793	0,731	0,782	0,782							
22	0,811	0,609	0,830	0,652	0,831	0,737	0,821	0,758	0,812	0,812					
23	0,819	0,588	0,860	0,626	0,866	0,656	0,861	0,732	0,850	0,787	0,839	0,839			
24	0,871	0,579	0,888	0,622	0,893	0,673	0,892	0,715	0,881	0,761	0,872	0,820	0,865	0,867	
25	0,898	0,566	0,915	0,609	0,926	0,674	0,925	0,695	0,921	0,712	0,913	0,791	0,898	0,815	
26	0,916	0,561	0,937	0,601	0,948	0,645	0,951	0,683	0,950	0,729	0,946	0,774	0,934	0,822	
27	0,937	0,552	0,959	0,592	0,976	0,632	0,976	0,672	0,984	0,708	0,979	0,755	0,966	0,804	
28	0,958	0,543	0,980	0,585	0,997	0,624	1,000	0,662	1,007	0,700	1,010	0,737	1,000	0,784	
29	0,976	0,537	0,997	0,578	1,018	0,615	1,023	0,651	1,031	0,689	1,038	0,723	1,033	0,764	
30	0,994	0,532	1,017	0,571	1,038	0,608	1,045	0,641	1,051	0,618	1,055	0,718	1,060	0,750	
31	1,011	0,528	1,038	0,562	1,056	0,602	1,065	0,634	1,075	0,669	1,084	0,701	1,081	0,741	
32	1,026	0,525	1,054	0,559	1,076	0,594	1,082	0,629	1,094	0,662	1,101	0,696	1,105	0,720	
33	1,041	0,522	1,071	0,554	1,093	0,589	1,102	0,622	1,114	0,655	1,121	0,689	1,127	0,729	
34	1,059	0,516	1,088	0,550	1,110	0,584	1,122	0,614	1,131	0,650	1,145	0,678	1,149	0,719	
35	1,072	0,515	1,102	0,547	1,127	0,580	1,140	0,608	1,154	0,639	1,163	0,672	1,170	0,702	
36	1,088	0,511	1,117	0,545	1,141	0,578	1,157	0,603	1,172	0,634	1,180	0,667	1,188	0,696	
37			1,131	0,542	1,159	0,573	1,172	0,601	1,187	0,631	1,200	0,659	1,206	0,690	
38			1,145	0,540	1,173	0,570	1,186	0,599	1,204	0,626	1,218	0,653	1,223	0,685	
39					1,187	0,568	1,201	0,595	1,222	0,622	1,232	0,651	1,241	0,680	
40					1,201	0,567	1,218	0,591	1,233	0,621	1,249	0,647	1,260	0,673	
41							1,231	0,589	1,250	0,616	1,265	0,643	1,276	0,669	
42							1,247	0,586	1,266	0,612	1,279	0,640	1,291	0,665	
43									1,279	0,611	1,295	0,636	1,306	0,662	
44									1,293	0,609	1,310	0,631	1,321	0,659	
45											1,325	0,631	1,336	0,657	
46											1,338	0,629	1,350	0,654	
47													1,365	0,651	
48													1,379	0,649	
			$i_{12} = 11$	12	15	14	15	16						17	
11	0,395	0,395													
12	0,432	0,372	0,444	0,444											
13	0,464	0,354	0,479	0,423	0,486	0,486									
14	0,490	0,341	0,515	0,400	0,524	0,462	0,525	0,425							
15	0,513	0,330	0,543	0,386	0,557	0,443	0,565	0,506	0,571	0,571					
16	0,534	0,322	0,566	0,376	0,588	0,426	0,600	0,485	0,609	0,547	0,608	0,608			
17	0,551	0,317	0,589	0,365	0,614	0,414	0,631	0,468	0,644	0,526	0,644	0,586	0,646	0,645	
18	0,568	0,312	0,609	0,358	0,636	0,405	0,661	0,452	0,677	0,508	0,678	0,566	0,683	0,624	
19	0,584	0,308	0,626	0,353	0,659	0,394	0,686	0,441	0,706	0,492	0,716	0,542	0,720	0,601	
20	0,601	0,303	0,646	0,345	0,676	0,389	0,706	0,433	0,731	0,481	0,744	0,528	0,756	0,580	
21	0,617	0,299	0,663	0,341	0,694	0,384	0,726	0,426	0,754	0,472	0,766	0,519	0,781	0,568	
22	0,630	0,297	0,679	0,337	0,714	0,376	0,745	0,419	0,775	0,463	0,793	0,507	0,809	0,554	
23			0,693	0,334	0,730	0,372	0,763	0,414	0,792	0,458	0,815	0,497	0,833	0,543	
24			0,706	0,333	0,745	0,369	0,780	0,409	0,813	0,449	0,834	0,491	0,856	0,534	
25					0,758	0,368	0,796	0,405	0,830	0,445	0,854	0,483	0,878	0,525	
26					0,773	0,365	0,813	0,400	0,848	0,440	0,869	0,480	0,898	0,517	
27							0,826	0,399	0,862	0,438	0,892	0,470	0,916	0,511	
28							0,840	0,397	0,881	0,431	0,907	0,467	0,936	0,504	
29									0,894	0,430	0,921	0,465	0,952	0,500	
30									0,908	0,428	0,936	0,462	0,968	0,496	
31											0,951	0,459	0,981	0,495	
32											0,967	0,455	0,999	0,490	
33													1,014	0,487	
34														1,030	0,483

Bảng 8-3 : Hệ số γ và ξ_1 cho các cặp bánh răng ngoại tiếp dịch chỉnh không đều khi $5 \geq i_{12} \geq 2$

Z_1	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
γ	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,26
ξ_1	0,66	0,73	0,80	0,86	0,92	0,98	0,04	0,10	0,16	0,22	0,27

Bảng 8-4 Hệ số ξ_2 cho các cặp bánh răng ngoại tiếp dịch chỉnh không đều khi $5 \geq i_{12} \geq 2$

$z_2 \backslash z_1$	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
25	0,442	0,425									
30	0,501	0,486	0,471	0,463							
35	0,556	0,542	0,528	0,522	0,518	0,512	0,505				
40	0,610	0,596	0,582	0,577	0,575	0,569	0,564	0,560	0,553		
45	0,661	0,648	0,635	0,632	0,628	0,624	0,620	0,616	0,611	0,606	0,600
50	0,709	0,696	0,685	0,684	0,682	0,677	0,674	0,671	0,667	0,662	0,623
55	0,754	0,745	0,734	0,732	0,731	0,728	0,727	0,722	0,720	0,716	0,677
60		0,789	0,782	0,780	0,779	0,778	0,777	0,773	0,772	0,769	0,729
65			0,822	0,825	0,826	0,827	0,825	0,823	0,821	0,820	0,778
70				0,866	0,870	0,872	0,874	0,871	0,869	0,868	0,828
75					0,909	0,914	0,917	0,920	0,919	0,916	0,876
80						0,954	0,957	0,961	0,962	0,965	0,924
85							0,998	1,001	1,003	1,008	0,964
90								1,042	1,046	1,048	1,005
95									1,086	1,088	1,045
100										1,129	1,087
105											1,131

Bảng 8-5 : Trị số hệ số $\xi = \xi_1 = -\xi_2 > 0$ cho các bánh răng
ngoại tiếp dịch chỉnh đều, cân bằng hệ số trượt

$z_2 \backslash z_1$	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	21
17	—	—	—	—	—	—	0,000	—	—	—	—	—
18	—	—	—	—	—	0,060	0,032	0,000	—	—	—	—
19	—	—	—	—	0,121	0,094	0,060	0,030	0,000	—	—	—
20	—	—	—	0,182	0,159	0,120	0,086	0,056	0,027	0,000	—	—
21	—	—	0,241	0,220	0,181	0,144	0,110	0,080	0,052	0,025	0,000	—
22	—	0,300	0,283	0,239	0,201	0,165	0,131	0,101	0,073	0,047	0,023	0,000
23	0,358	0,343	0,299	0,256	0,219	0,183	0,149	0,119	0,092	0,067	0,043	0,021
24	0,400	0,350	0,313	0,271	0,235	0,199	0,165	0,136	0,109	0,085	0,062	0,041
25	0,400	0,350	0,326	0,285	0,248	0,213	0,180	0,151	0,125	0,101	0,079	0,058
26	0,400	0,350	0,337	0,297	0,260	0,226	0,191	0,168	0,138	0,115	0,094	0,073
27	0,400	0,350	0,347	0,308	0,271	0,238	0,205	0,178	0,152	0,128	0,107	0,087
28	0,400	0,350	0,356	0,318	0,281	0,249	0,216	0,189	0,163	0,140	0,119	0,100
29	0,400	0,350	0,364	0,327	0,291	0,258	0,226	0,199	0,173	0,150	0,130	0,111
30	0,400	0,350	0,372	0,335	0,300	0,266	0,235	0,208	0,183	0,160	0,140	0,122
31	0,400	0,350	0,379	0,343	0,308	0,274	0,243	0,216	0,192	0,170	0,150	0,132
32	0,400	0,350	0,385	0,350	0,315	0,282	0,251	0,224	0,200	0,178	0,159	0,141
34	0,400	0,350	0,390	0,363	0,329	0,296	0,265	0,238	0,215	0,194	0,175	0,158
36	0,400	0,350	0,390	0,375	0,341	0,309	0,279	0,253	0,230	0,210	0,191	0,174
38	0,400	0,350	0,390	0,385	0,353	0,322	0,293	0,266	0,246	0,226	0,207	0,190
40	0,400	0,350	0,390	0,395	0,363	0,333	0,306	0,282	0,260	0,240	0,222	0,225
44	0,400	0,350	0,390	0,409	0,378	0,350	0,325	0,301	0,280	0,260	0,242	0,225
48	0,400	0,350	0,390	0,422	0,392	0,366	0,341	0,319	0,297	0,277	0,260	0,243
52	0,400	0,350	0,390	0,430	0,404	0,378	0,354	0,332	0,312	0,292	0,275	0,252
56	0,400	0,350	0,390	0,430	0,414	0,399	0,364	0,343	0,324	0,305	0,287	0,271
60	0,400	0,350	0,390	0,430	0,423	0,397	0,374	0,353	0,334	0,316	0,299	0,283
66	0,400	0,350	0,390	0,430	0,435	0,409	0,388	0,366	0,349	0,331	0,315	0,300
72	0,400	0,350	0,390	0,430	0,445	0,421	0,398	0,378	0,361	0,344	0,328	0,313
78	0,400	0,350	0,390	0,430	0,454	0,430	0,407	0,387	0,370	0,353	0,336	0,320
84	0,400	0,350	0,390	0,430	0,459	0,436	0,414	0,394	0,376	0,360	0,344	0,328
90	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,440	0,419	0,400	0,382	0,365	0,350	0,335
96	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,446	0,425	0,406	0,388	0,370	0,355	0,340
100	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,448	0,428	0,408	0,390	0,373	0,357	0,342
105	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,452	0,433	0,414	0,396	0,379	0,364	0,346
110	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,452	0,433	0,414	0,396	0,379	0,364	0,350

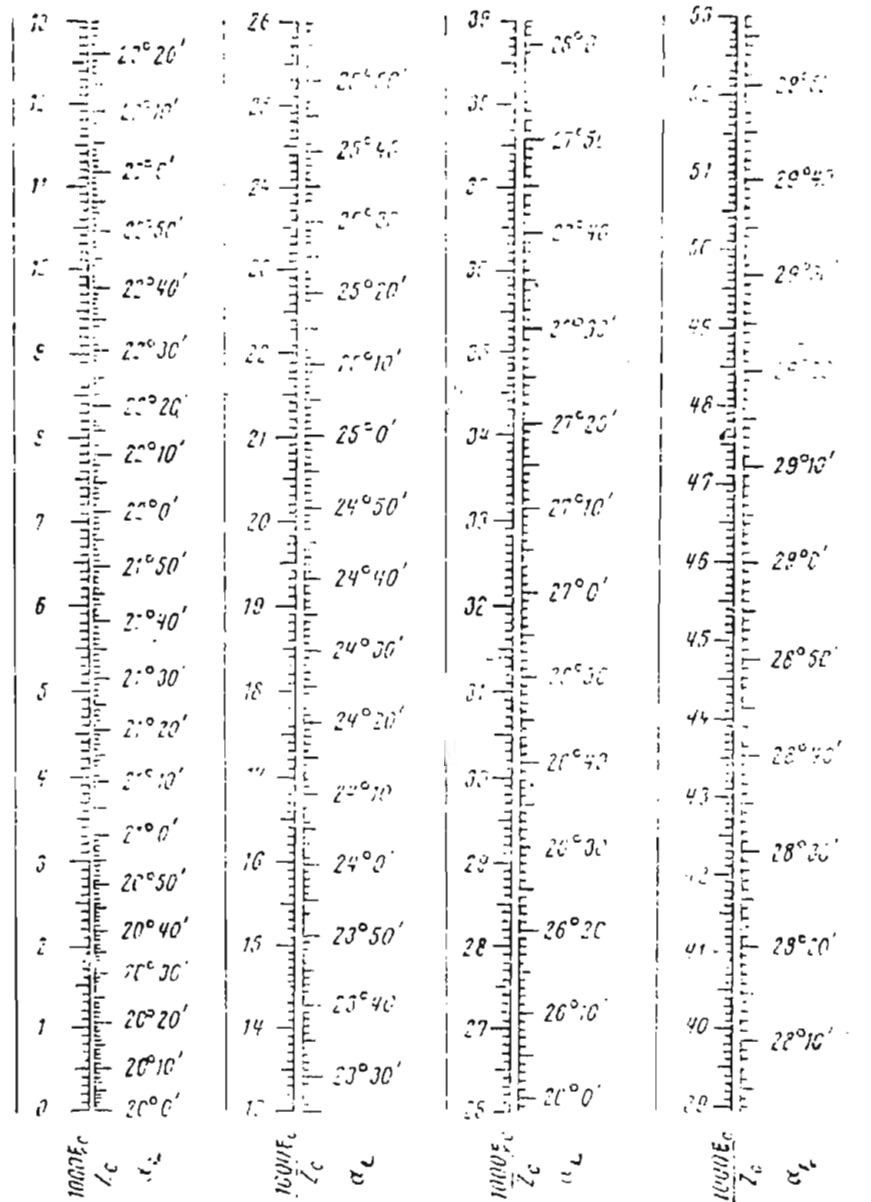
ns	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'	fs
1	0.000	00225	00281	00346	00420	00504	00598	00704	00821	00950	01092	01218	0.000
2	0.000	01603	01804	02020	02253	02503	02771	03058	03361	03689	04035	04402	0.000
3	0.000	05201	05634	06091	06573	07078	07610	08167	08751	09362	10000	10668	0.000
4	0.000	12090	12817	13634	14453	15305	16189	17107	18059	19015	20067	21125	0.000
5	0.000	23352	24522	25731	26978	28266	29594	30963	32391	33827	35324	36864	0.000
6	0.000	04008	04175	04347	04524	04706	04892	05083	05280	05481	05687	05898	0.000
7	0.000	06337	06564	06797	07035	07279	07528	07783	08044	08310	08582	08861	0.000
8	0.000	09435	09732	10034	10343	10659	10980	11308	11643	11984	12332	12687	0.000
9	0.000	13416	13792	14174	14563	14960	15363	15774	16193	16618	17051	17492	0.000
10	0.000	18397	18812	19241	19683	20209	20795	21299	21810	22330	22859	23396	0.000
11	0.000	24495	25057	25628	26208	26797	27394	28001	28016	29241	29875	30518	0.000
12	0.000	31832	32501	33185	33875	34555	35285	36005	36735	37471	38224	38984	0.000
13	0.000	40531	41325	42126	42938	43760	44593	45437	46291	47157	48033	48921	0.000
14	0.000	50729	51650	52582	53526	54482	55448	56427	57418	58420	59434	60460	0.000
15	0.000	62518	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738	0.000
16	0.000	07613	07735	07857	07982	08107	08231	08362	08492	08623	08756	08889	0.000
17	0.000	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608	0.000
18	0.000	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543	0.000
19	0.000	12848	13063	13280	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713	0.000
20	0.000	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132	0.000
21	0.000	17500	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817	0.000
22	0.000	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788	0.000
23	0.000	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062	0.000
24	0.000	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660	0.000
25	0.000	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602	0.000
26	0.000	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910	0.000
27	0.000	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607	0.000
28	0.000	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718	0.000
29	0.000	48612	49061	49518	49976	50437	50901	51363	51835	52312	52788	53268	0.000
30	0.000	54238	54728	55221	55711	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285	0.000
31	0.000	60335	60856	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65798	0.000
32	0.000	66934	67507	68081	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838	0.000
33	0.000	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437	0.000
34	0.000	81760	82422	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631	0.000
35	0.000	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96698	97459	0.000
36	0.000	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696	0.000
37	0.000	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718	0.000
38	0.000	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815	0.000
39	0.000	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995	0.000
40	0.000	14200	14303	14407	14511	14616	14722	14829	14936	15043	15152	15261	0.000
41	0.000	15480	15591	15703	15815	15928	16041	16156	16270	16386	16502	16619	0.000
42	0.000	16855	16974	17093	17214	17335	17457	17579	17702	17826	17951	18076	0.000
43	0.000	18329	18457	18585	18714	18844	18975	19106	19238	19371	19505	19639	0.000
44	0.000	19910	20047	20185	20323	20463	20603	20743	20885	21028	21171	21315	0.000
45	0.000	21606	21753	21900	22049	22198	22348	22499	22651	22804	22958	23112	0.000
46	0.000	23424	23582	23740	23899	24059	24220	24382	24545	24709	24874	25040	0.000
47	0.000	25205	25374	25543	25713	25883	26055	26201	26376	26552	26729	27107	0.000
48	0.000	27465	27646	27828	28012	28196	28381	28567	28755	28943	29133	29224	0.000
49	0.000	29709	29903	30098	30295	30492	30691	30891	31092	31295	31498	31704	0.000
50	0.000	32116	32324	32534	32745	32957	33171	33385	33601	33818	34037	34257	0.000
51	0.000	34700	34924	35149	35376	35604	35833	36063	36295	36529	36763	36999	0.000
52	0.000	37237	37476	37958	38202	38446	38693	38941	39190	39441	39693	39947	0.000
53	0.000	40159	40417	40677	41239	41502	41767	42031	42302	42571	42843	43116	0.000

Bảng 8-6: Hàm Chấn Khúc

Sau đó ta đi xác định góc ăn khớp theo phương trình ăn khớp:

$$\operatorname{inv} \alpha_c = \frac{2 \xi \operatorname{tg} \alpha}{z} - \operatorname{inv} \alpha \quad \text{bảng 8-7}$$

khai để tra cứu (bảng 6) cách thứ hai ta xác định góc ăn khớp dựa vào toán đồ hình 8-3



Hình 8-3

Thí dụ: nếu $z_c = 50$ và $\xi_c = 1,75$ thì sau khi tính được $\frac{1000 \xi_c}{z_c} = 29,7$ ta tra

được $\alpha_L = 26^{\circ}36'$.

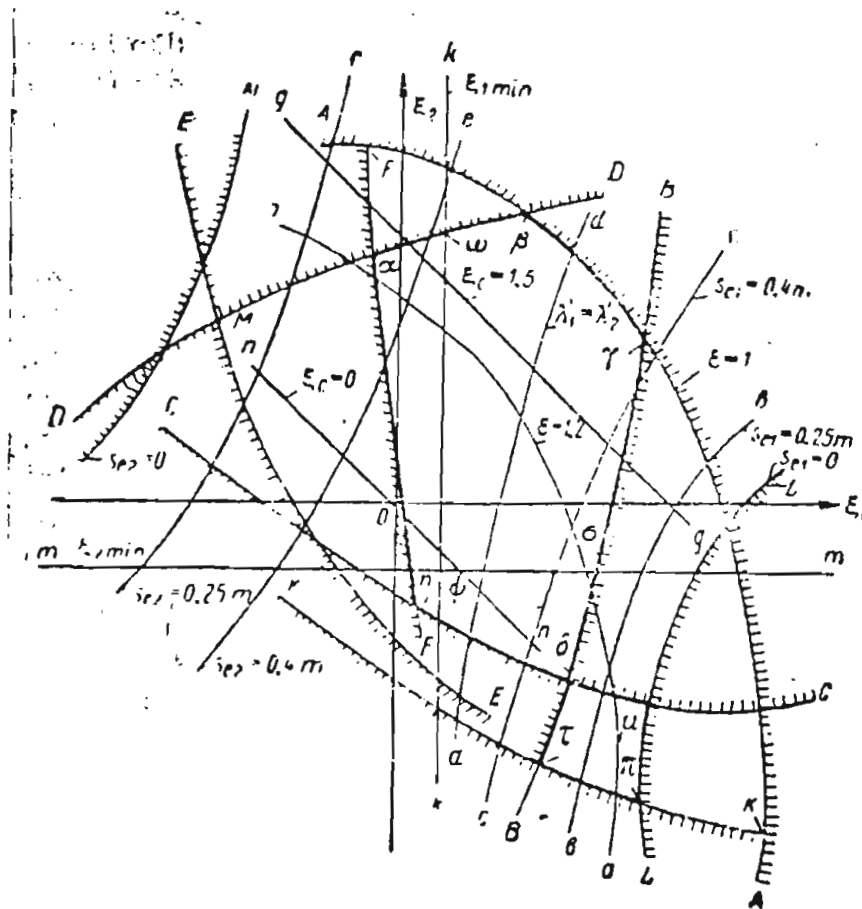
Nếu $5 \geq i_2 > 2$ thì từ bảng 3 theo z_1 (số răng bánh nhỏ) ta tra hệ số giảm định răng γ và hệ số dịch dao của bánh 1 (ξ_1) sau đó dựa vào bảng 4 tìm ra hệ số dịch dao của bánh 2.

Khi thiết kế cặp bánh răng dịch chính đều ta dựa vào bảng 5 khi dùng bảng này để chọn hệ số dịch dao ngoài các yêu cầu cơ bản trên người ta cũng lưu ý đến hệ số trượt cực đại ở chân răng μ_1, μ_2 là nhỏ nhất và bằng nhau.

Chú ý : Cách tra hàm thân khai (bảng 6) như sau : Căn tìm $\text{inv } 22^{\circ}17'25''$ trong bảng chỉ có $\text{inv } 22^{\circ}15' = 0.020775$ $\text{inv } 22^{\circ}20' = 0.021019$ vậy ứng với 5' chắc là 0,000244 hay 1" là $\frac{0.000244}{300}$; $3'25'' = 205''$ Vậy $3'25''$ là $\frac{0.000244 \cdot 205}{300} = 0.000171$. Vậy $\text{inv } 22^{\circ}18'25'' = 0,020775 + 0.000171 = 0.020946$.

II. Chọn hệ số dịch dao bằng chu vi định vị :

Xác định hệ số dịch dao bằng chu vi định vị là phương pháp tiện lợi, nó cho phép thoả mãn mọi yêu cầu do điều kiện làm việc để ra cho cặp bánh răng. Tuy nhiên việc lập chu vi định vị cho các cặp bánh răng là việc không dễ dàng. Hiện nay cũng có nhiều chu vi định vị cho các cặp bánh răng thường gặp nhất, dựa vào đó ta có thể chọn được hệ số dịch dao cho cả hai bánh răng. Cách lập chu vi định vị được mô tả trên hình 8-4. Ở đây hệ tọa độ là các trục $O\xi$ và $O\xi_2$ mỗi điểm trên mặt phẳng xác định một cặp hệ số dịch dao ξ và ξ_2 .



Hình 8-4

Trên hình vẽ 8-4 có những đường cong có gạch gạch ở một bên. Phần mặt phẳng nằm về phía có gạch gạch của đường cong đó gọi là " vùng cấm " tùy theo mục đích này hay mục đích khác khi chọn hệ số dịch dao.

Những điểm nằm ở phía có gạch gạch của đường cong AA ứng với các hệ số dịch dao khi $\varepsilon < 1$.

Những điểm nằm về phía có gạch gạch của các cặp đường cong giao nhau (BB và cơ cấu, DD và EE) ứng với các hệ số dịch dao khi răng bánh 2 (bánh lớn) hoặc răng bánh 1 bị chèn. Những điểm nằm về phía có gạch gạch của các đường cong FF và KK ứng với các hệ số dịch dao khi phần làm việc của canh răng một bánh bị cắt chân răng, các đường cong LL và NN giới hạn hiện tượng nhọn răng ($S_c = 0$).

Các đường cong có gạch gạch nói trên giao nhau và hình thành các chu vi $\alpha\beta\delta\eta\alpha$ và $\delta\mu\pi\tau\delta$ trong đó có thể chọn các điểm xác định hệ số dịch dao (vùng cho phép).

Các chu vi này gọi là chu vi định vị (nét đậm). Trên hình 8-2 còn có những đường cong và đường thẳng không gạch gạch. Các đường thẳng kk và mm là giới hạn các chân răng của bánh 1 và bánh 2. Các đường nn, qq làm với trục toạ độ góc 45° là quỹ tích của các điểm ứng với giá trị ξ_c không đổi. Đường cong dd là quỹ tích của các điểm ứng với các hệ số trượt cân bằng lớn nhất ở chân răng của hai bánh răng. Các điểm trong phần mặt phẳng giới hạn bởi chu vi $\omega\beta\gamma\sigma\psi\omega$ xác định những hệ số dịch dao không cắt chân răng cho cả hai bánh răng.

Khi chọn hệ số dịch dao có thể theo những dự kiến chung sau đây :

Các cặp bánh răng làm việc trong hộp dầu kín thì ứng suất tiếp xúc nguy hiểm hơn, để giảm ứng tiếp xúc ta tăng góc ăn khớp α_L tức là tăng ξ_c ta nên chọn ξ_1, ξ_2 trên đường thẳng nghiêng 45° sẽ có ξ_c lớn nhất. Nếu cặp bánh răng hở bụi bẩn thì mài mòn là hiện tượng nguy hiểm ta nên chọn các điểm trên đường dd sẽ có μ'_1 và μ'_2 cân bằng nhau. Nếu bánh răng nhiệt luyện có độ cứng cao thì gãy răng là hiện tượng nguy hiểm bánh răng cần có hệ số dạng răng y lớn cần tăng hệ số dịch dao. Dính răng cũng là hiện tượng nguy hiểm khi tải nặng, khi đó cần giảm ứng suất tiếp xúc tức là tăng ξ_c . Trong mọi trường hợp chọn hệ số dịch dao bằng chu vi định vị cần tránh những điểm nằm sát chu vi.

3. Xác định các thông số của bánh răng.

Sau khi đã chọn hệ số dịch dao của hai bánh răng ta tiến hành xác định các thông số chế tạo và các thông số ăn khớp của cặp bánh răng.

Các thông số chế tạo : đó là bán kính vòng chia R_1, R_2 ; mô đun góc áp lực trên vòng chia nó bằng góc ở đỉnh của dao thanh răng thường là 20° , hệ số dịch dao ξ_1, ξ_2 , bước răng trên vòng chia t , bán kính vòng tròn cơ sở R_{o1}, R_{o2} bán kính vòng tròn chân răng R_{f1}, R_{f2} chiều cao chân răng h'' bán kính vòng tròn đỉnh răng R_{e1}, R_{e2} chiều cao răng $h = h' + h''$; chiều dày răng trên vòng tròn chia S_1 và S_2 .

Bảng 8- 7: Biểu thức tính các thông số chế tạo và ăn khớp của cặp bánh răng thân khai ngoại tiếp

Thông số cần tính	Ký hiệu	Chế độ ăn khớp của cặp bánh răng		
		Dịch chỉnh: $\xi_1 + \xi_2 = 0$ $\lambda \neq 0, \gamma = 0$	Dịch chỉnh đều $\xi_1 - \xi_2 = 0$ $\xi_1 = -\xi_2; \lambda = \gamma = 0$	Tiêu chuẩn $\xi_1 = \xi_2 = 0$ $\lambda = \gamma = 0$
Bước răng trên vòng chia	t	$t = \pi m$	$t = \pi m$	$t = \pi m$
Bán kính vòng chia		$r = \frac{mz}{2}$	$r = \frac{mz}{2}$	$r = \frac{mz}{2}$
Bán kính vòng cơ sở	r_o	$r_o = r \cos \alpha$	$r_o = r \cos \alpha$	$r_o = r \cos \alpha$
Bán kính vòng chân răng	r_f	$r_f = r - (f'' - \xi) m$	$r_f = r - (f'' - \xi) m$	$r_f = r - f'' m$
Chiều cao chân răng	h''	$h'' = (f'' - \xi) m$	$h'' = (f'' - \xi) m$	$h'' = f'' m$
Chiều dày răng trên vòng chia		$s = \frac{1}{2} t - 2\xi m \operatorname{tg} \alpha$	$s = \frac{1}{2} t - 2\xi m \operatorname{tg} \alpha$	$s = \frac{1}{2} t$
Khoảng cách tâm	A	$A = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2} + \lambda \right)$	$A = A_o = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right)$	$A_o = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right)$
Góc ăn khớp	α_L	$\operatorname{inv} \alpha_L = \frac{2(\xi_1 - \xi_2)}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha$	$\alpha_L = \alpha$	$\alpha_L = \alpha$
Bán kính vòng lăn	r_L	$r_L = r \left(1 + \frac{2\lambda}{z_1 + z_2} \right)$	$r_L = r$	$r_L = r$
Bán kính vòng đỉnh răng	r_e	$r_e = r + (f' + \xi - \gamma) m$	$r_e = r + (f' + \xi) m$	$r_e = r + f' m$
Chiều cao đỉnh răng	h'	$h' = r_e - r = (f' + \xi - \gamma) m$	$h' = (f' + \xi) m$	$h' = f' m$
Chiều cao răng	h	$h = h' + h'' = (f' + f'' - \gamma) m$	$h = (f' + f'') m$	$h = (f' + f'') m$
Chiều dày răng trên vòng lăn	S_L	$S_L = 2r_L \left(\frac{\xi}{2R} - \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_L \right)$	$S_L = S$	$S = S$

Các thông số ăn khớp là các thông số khi đã có hai bánh răng ăn khớp với nhau, nó được tính toán xuất phát từ phương trình ăn khớp :

$$\text{inv}\alpha_L = \frac{2\xi_c}{Z_c} \text{tg}\alpha + \text{inv}\alpha \text{ đó là các thông số góc ăn khớp } \alpha_L, \text{ bán kính vòng}$$

lăn R_{L1}, R_{L2} bước răng trên vòng lăn t_L chiều dày răng trên vòng lăn khoảng cách tâm (khoảng cách trục) A ; đoạn ăn khớp thực AA' .

Trong các thông số ở trên trừ môđun m , góc áp lực trên vòng chia α hệ số dịch dao ξ_1, ξ_2 góc ăn khớp α_L các thông số khác đều là các thông số về kích thước của bánh răng. Vì vậy thực chất của việc đi xác định các thông số chính là quá trình ta đi tính toán kích thước của bánh răng. Bảng 7 cho phép ta tính toán các thông số về kích thước của cặp bánh răng thân khai ngoại tiếp.

4. Vẽ bánh răng :

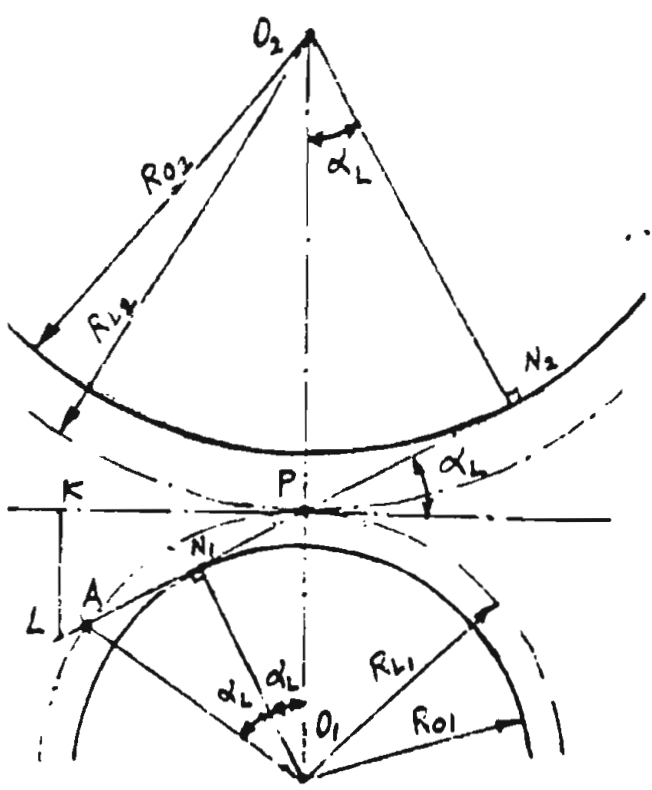
Sau khi đã tính kích thước của bánh răng theo các công thức ở bảng 7. Đầu tiên ta chọn tỷ xích chiều dài μ_L sao cho chiều cao của răng trên bản vẽ không nhỏ hơn 50mm. Sau đó ta tiến hành vẽ theo trình tự sau :

a) Chọn một điểm p làm tâm ăn khớp, ta đặt các bán kính R_{L1} và R_{L2} và vẽ hai vòng tròn.

b) Vẽ các vòng tròn cơ sở R_{O1}, R_{O2} sau đó vẽ đường tiếp tuyến chung N_1, N_2 thông thường kích thước các bánh răng rất lớn nên tâm O_1 và O_2 sẽ nằm ngoài bản vẽ việc vẽ sẽ gặp khó khăn để cho dễ vẽ có thể dùng hai cách sau :

Cách thứ nhất : (hình 8-5).

Vẽ một cung tròn tâm P bán kính $PA = 2R_L \sin\alpha_L$ cho cắt R_L tại A rõ ràng đường thẳng

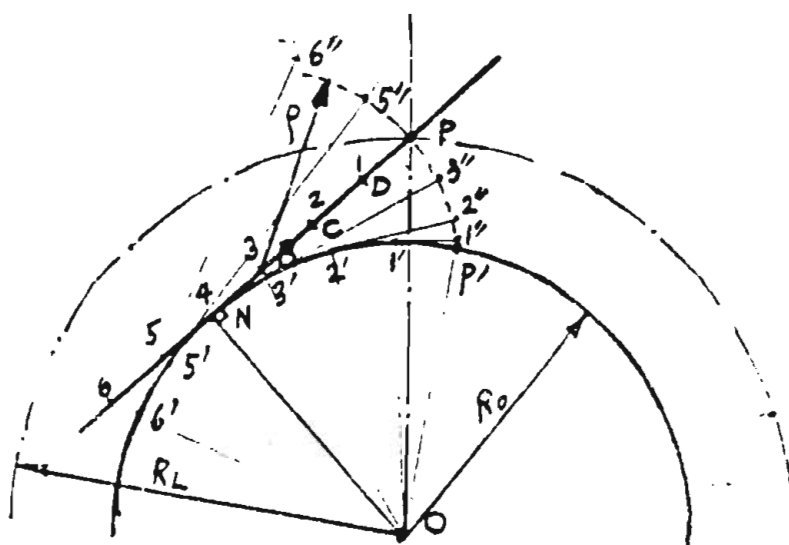


Hình 8-5

qua AP sẽ làm với tiếp tuyến KP một góc α_L , nối trung điểm N_1 với O_1 ta được bán kính O_1N_1 của vòng tròn cơ sở bánh 1. Với bánh 2 bánh lớn ta chỉ cần từ P đặt đoạn $PN_2 = R_L \sin \alpha_L$ và sẽ xác định được R_{O_2} .

Cách thứ hai : Đặt một đoạn $PK = 100-200\text{mm}$ tính đoạn $KL = PK \tan \alpha_L$ vuông góc với PK nối LP ta sẽ có $\alpha = \widehat{KPL}$. Sau đó ta tính đoạn $PN_1 = R_L \sin \alpha_L$ và $PN_2 = R_{L_2} \sin \alpha_L$ nối O_1N_1 ; O_2N_2 ta có R_{O_1} & R_{O_2} .

c. Vẽ các đường thân khai (biên dạng răng).



Hình 8-6

Để vẽ đường thân khai thứ nhất, ta đặt trên vòng tròn cơ sở bánh 1 từ điểm N_1 một cung N_1P' có chiều dài bằng chiều dài đoạn N_1P nhờ một phương pháp quen thuộc trình bày trên hình 5-6. Chia N_1P làm 4 phần bằng nhau $N_1B = BC = CD = DP$ từ B vẽ cung tròn bán kính $\rho = BP$ cho cắt vòng tròn cơ sở tại P' lúc này $N_1P' = N_1P$. Sau đó lại chia đoạn PN_1 thành 1 số phần tùy ý bằng nhau $P_1 = 12 = 23 = \dots$ (nên chia theo số chẵn cho dễ, cung N_1P' cũng được chia thành ngần ấy cung bằng nhau $P'1' = 1'2' = 2'3'$). Trên đường thẳng PN_1 về phía ngoài điểm N_1 ta đặt tiếp các đoạn $45 = 56 = \dots$ bằng $P1$ và trên vòng tròn cơ sở đặt các cung tương ứng $4'5' = 5'6' = \dots$ bằng cung $P'1'$.

Qua các điểm 1', 2', 3', 4', 5' ta kẻ những đường thẳng góc với các bán kính $0,1'$; $0,2'$; $0,3'$... và trên các đường thẳng góc này (các đường này tiếp xúc với vòng tròn cơ sở) ta đặt những đoạn $1'1''$ $2'2''$, $3'3''$... bằng đoạn $1P$, $2P$, $3P$... sau đó ta nối các điểm $P'1''2''3''$... thành đường cong ta sẽ được đường thân khai và là biên dạng răng của bánh răng thứ nhất b_1 cũng bằng cách tương tự ta vẽ được biên dạng răng của bánh răng thứ 2.

- f. Vẽ vòng tròn đỉnh răng của hai bánh răng R_{e1} , R_{e2} giao điểm của các vòng tròn này với đường thân khai xác định điểm tận cùng của đỉnh răng.
- e. Vẽ vòng tròn chân răng cần chú ý rằng bán kính vòng tròn chân răng R_{i1} và R_{i2} có thể lớn hơn hoặc nhỏ hơn bán kính vòng tròn cơ sở R_{o1} và R_{o2} . Song dù thế nào thì dạng chân răng cũng gồm hai phần là phần thân khai và phần chuyển tiếp. Trong đó phần chuyển tiếp là phần nối phần thân khai với vòng tròn chân răng. Đó là một cung lượn được hình thành trong quá trình chế tạo bánh răng. Ở đây trên bản vẽ ta tiến hành như sau :

Từ P' trên vòng tròn cơ sở ta kẻ đường nối với tâm O của bánh răng. Sau đó giữa đường thẳng hướng tâm này với vòng tròn cơ sở được nối chuyển tiếp bằng một cung tròn có bán kính $\rho = 0,2m$ ta được đoạn chuyển tiếp chân răng. Tất nhiên khi khoảng cách giữa vòng tròn cơ sở và vòng chân nhỏ hơn ρ thì sẽ không còn đoạn thẳng hướng tâm.

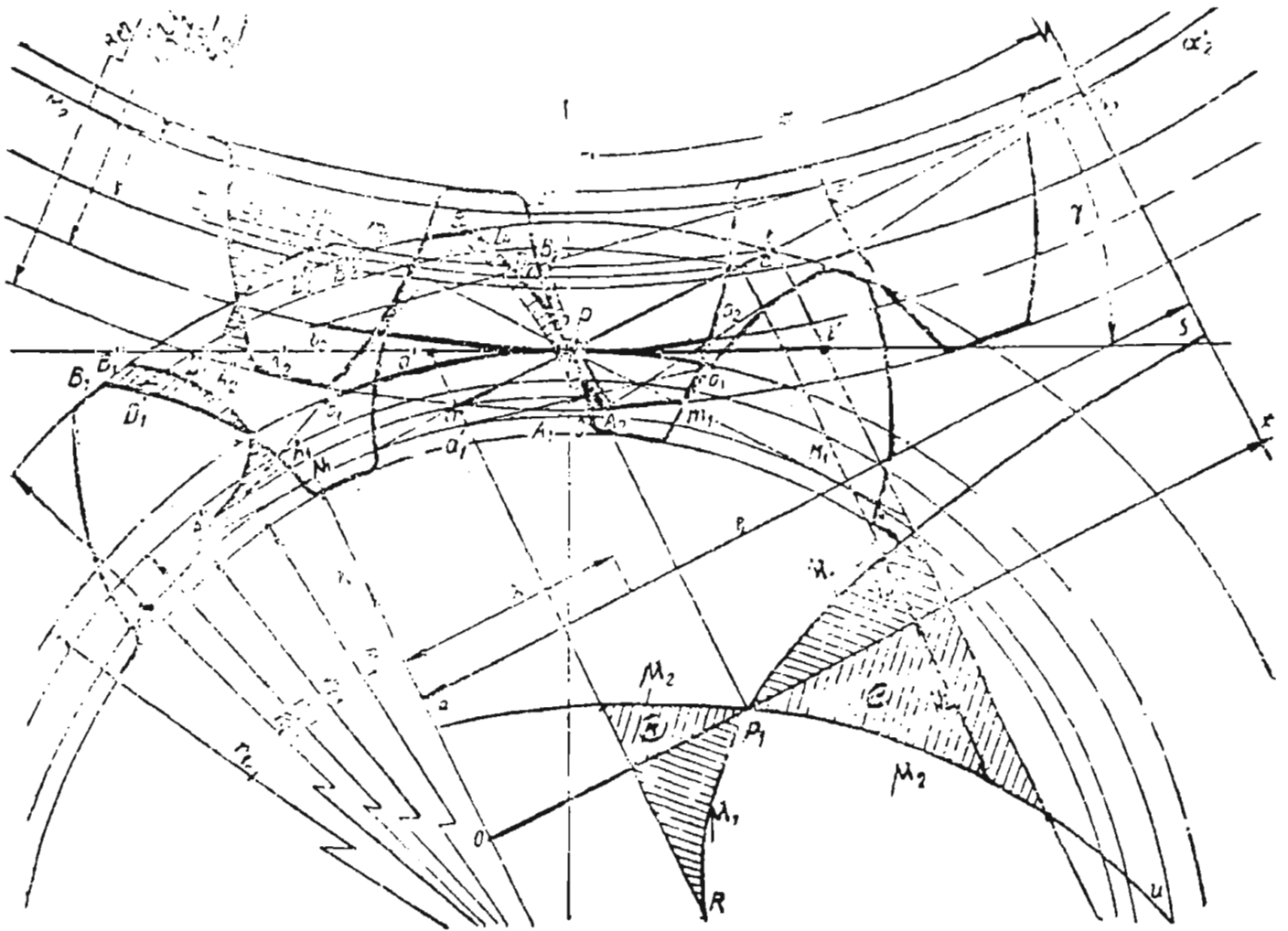
Sau khi có được đường cong chuyển tiếp chân răng ta có được biên dạng răng. Nó được căn thành một hình mẫu. Dựa vào các thông số về chiều dây răng trên vòng lăn, bước răng trên vòng tròn lăn ta sẽ vẽ hoàn chỉnh các răng của bánh răng. Khi vẽ răng của các bánh răng vì dạng răng của bánh răng như nhau nên mỗi bánh răng ta chỉ vẽ ba răng là đủ.

- g. Vẽ vòng tròn chia R_1 và R_2 .
- h. Vẽ đoạn ăn khớp thực, cung ăn khớp và cung làm việc.

Dựa vào chiều quay và bánh chủ động ta xác định đoạn ăn khớp lý thuyết N_1N_2 và đoạn ăn khớp thực ab (giao điểm của đường khớp với vòng đỉnh của hai bánh răng). Còn cung ăn khớp là cung trên vòng lăn của hai bánh răng lăn không trượt với nhau trong thời gian ăn khớp của một đôi răng. Tất nhiên chiều dài hai cung này bằng nhau $a_1b_1 = a_2b_2$ (hình 8-7).

Để vẽ cung ăn khớp trước hết ta xác định phần làm việc của cạnh răng. Phần làm việc của cạnh răng là phần cạnh răng tiếp xúc với nhau trong quá trình ăn khớp. Trên bản vẽ hình 8-7 đó là các cung A_1B_1 và A_2B_2 có đường viền và gạch

tam. Cung này kéo dài từ đỉnh răng $B_1 A_1$ tới điểm $A_1 B_1$. Trong đó A_1 và B_1 là điểm đo, tiếp (điểm ăn khớp với $A_2 B_2$ chung ăn khớp tiếp xúc nhau) trên đoạn ăn khớp thực. Vì vậy để xác định $A_1 B_1$ từ điểm vào khớp và ra khớp a, b ta quay các cung tròn bán kính $o_1 a$ và $o_1 b$ các cung tròn này cắt biên dạng răng của bánh 1 và bánh 2 đó chính là điểm A_1 và B_1 .



Hình 8-7

Sau khi có phần làm việc của cạnh răng (đôi khi còn gọi là cung làm việc) ta kẻ các đường thẳng đi qua A_1 và B_1 tiếp xúc với vòng tròn cơ sở của bánh 1 các đường thẳng này cắt vòng tròn lân bánh 1 tại b_1 và a_1 cung $b_1 a_1$ chính là cung ăn khớp trên bánh 1 tương tự ta cũng xác định được cung $a_2 b_2$. Chiều dài cung ăn khớp là :

$$k = \frac{L}{\cos \alpha} \quad \text{Trong đó : } L \text{ là chiều dài đoạn ăn khớp thực } ab$$

5. Xác định chỉ tiêu chất lượng ăn khớp :

Chất lượng ăn khớp được xác định bằng các chỉ tiêu : hệ số trùng khớp ε , hệ số trượt μ và hệ số áp lực riêng γ .

a. Hệ số trùng khớp :

$$\varepsilon = \frac{k}{t_L} = \frac{L}{t_L \cos \alpha_L} = \frac{L}{t_o} = \frac{L}{t_N} = \frac{L}{t \cos \alpha} \quad (8-8)$$

Trong đó : t_o là bước trên vòng tròn cơ sở cũng bằng bước pháp tuyến t_N trong công thức trên ta có thể tính chiều dài đoạn ăn khớp thực theo công thức sau:

$$L = \sqrt{R_{e1}^2 - R_{O1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{O2}^2} \quad A \sin \alpha_L$$

Hệ số trùng khớp ε cho ta biết số cặp răng cùng ăn khớp một lúc.

Ví dụ : $\varepsilon = 1,3$ nghĩa là ở từng thời gian có 1 hay hai đôi đôi răng ăn khớp. Tất nhiên hệ số trùng khớp không được nhỏ hơn 1. Khi thiết kế bánh răng không được lấy $\varepsilon < 1,1$

b. Hệ số trượt μ :

Vì phần lăn việc của các cạnh răng lăn và trượt với nhau sự trượt tương đối dẫn đến mài mòn cạnh răng . Để đặc trưng sự trượt người ta dùng hệ số trượt μ .

Cụ thể μ được tính theo công thức :

$$\mu_1 = 1 - i_{21} \frac{N_2 K}{N_1 K}; \mu_2 = 1 - i_{12} \frac{N_1 K}{N_2 K} \quad (8-9)$$

$$\text{Trong đó : } i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1}; i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

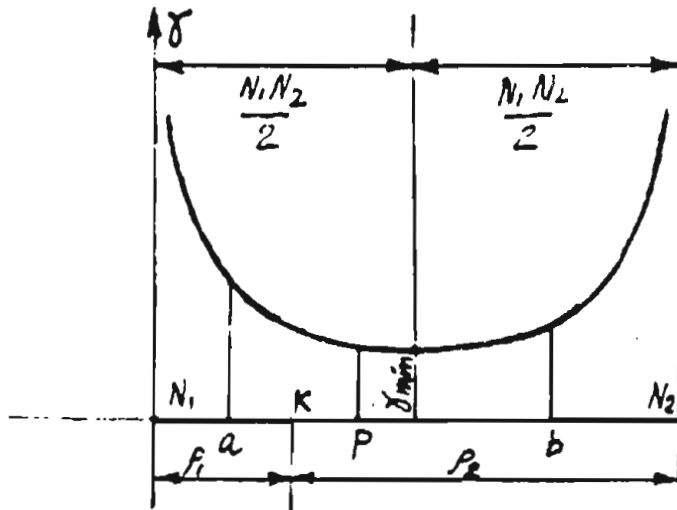
$N_1 K$ là khoảng cách từ tiếp điểm N_1 đến điểm ăn khớp $N_2 K$ tới điểm ăn khớp dựa vào công thức tính hệ số trượt μ ta vẽ được đường cong biểu diễn hệ số trượt μ của từng bánh răng theo điểm ăn khớp K trên đường ăn khớp đường cong này là đường cong trượt. Ta cũng có thể vẽ đường cong trượt ngay trên cạnh răng (biểu đồ cong) như trên hình 8-7

c. Hệ số áp lực riêng :

Hệ số này có ý nghĩa trong khi tính sức bền của răng nó được xác định theo công thức :

$$\gamma = \frac{m}{\rho} \text{ trong đó } \rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

ρ là bán kính cong của cạnh răng tại điểm ăn khớp K. (hình 8-8)



Hình 8-8

$$\text{Vậy } \gamma = \frac{m(\rho_1 + \rho_2)}{\rho_1 \cdot \rho_2} = \frac{m \cdot N_1 N_2}{\rho_1 (N_1 N_2 - \rho_1)} \quad (8-10)$$

Ứng với điểm ăn khớp K khác nhau ta có γ khác nhau. Hệ số γ có giá trị cực tiểu tại trung điểm của đường ăn khớp lý thuyết $N_1 N_2$. Còn tại tâm ăn khớp P ta có :

$$\gamma_p = \frac{m \cdot N_1 N_2}{N_1 P \cdot N_2 P} = \frac{2Z_c}{Z_1 \cdot Z_2 \cos \alpha \tan \alpha_L}$$

§ 8-4. Thiết kế cặp bánh răng thẳng nội tiếp

Cặp bánh răng thẳng nội tiếp trong thực tế không được dùng rộng rãi như cặp bánh răng ngoại tiếp. Trong phạm vi của tài liệu này ta chỉ đi nghiên cứu trường hợp tổng hợp hình học cặp bánh răng nội tiếp không dịch chỉnh $\xi_1 = \xi_2 = 0$

Ở loại truyền động này tâm của các bánh răng ở về cùng một phía đối với tâm ăn khớp P. Vì thế khác với truyền động ngoại tiếp ở đây hai bánh răng quay

cùng chiều. Bánh răng lớn có răng ở phía trong vành răng (bánh răng răng trong) biên dạng răng tuy là thân khai nhưng theo hướng lõm vào (hình 8-9) do tam cong $N_1; N_2$ ở cùng 1 phía so với tâm ăn khớp. Vì vậy cạnh răng lồi của bánh nhỏ tiếp xúc với cạnh răng lõm của bánh lớn.

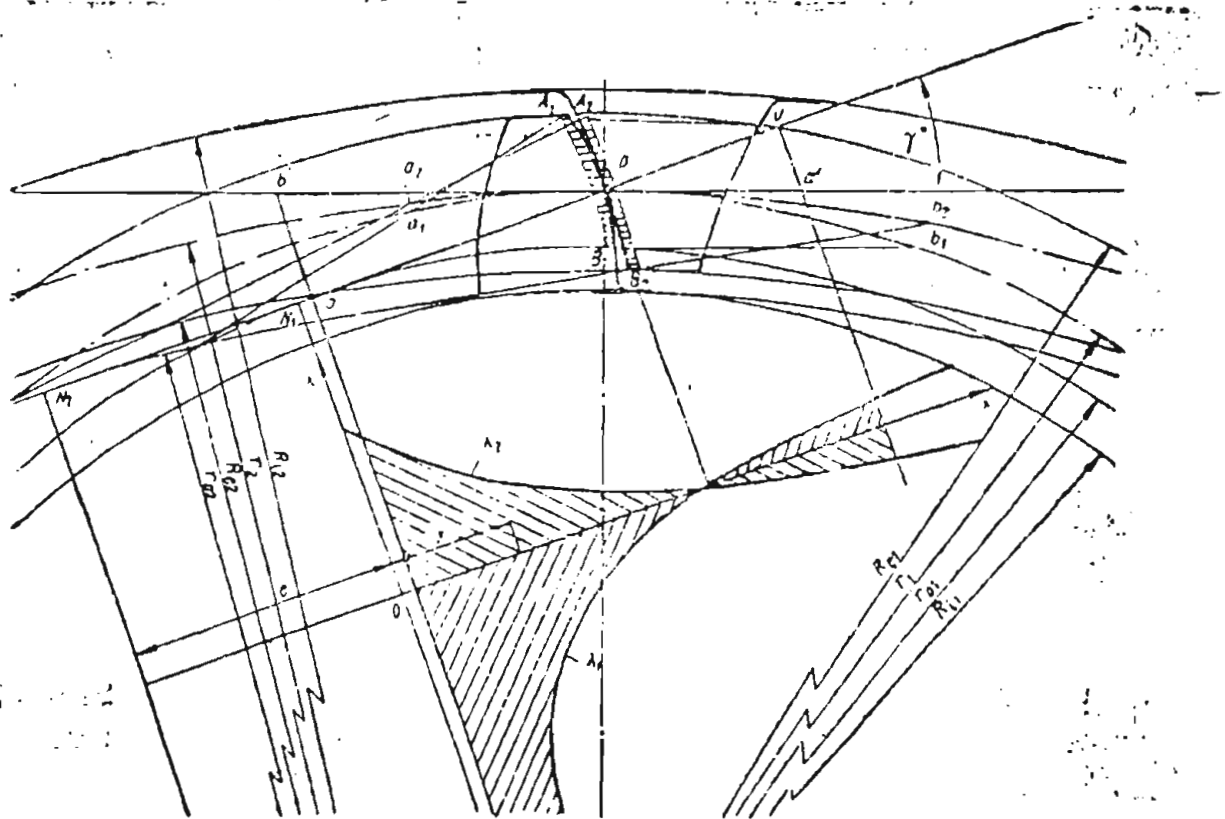
Tất cả các thông số kích thước của cặp bánh răng này đều được xác định như cặp bánh răng ngoại tiếp không dịch chỉnh. Trừ bán kính vòng chân R_{e2} và bán kính vòng đỉnh R_{a2} và khoảng cách trục A được tính theo công thức riêng.

$$R_{a2} = R_2 + m f'' \quad (8-11)$$

Với $f'' = 1,25$

$$R_{e2} = R_2 - m f' = R_{a2} - h \quad (8-12)$$

$$A = \frac{m(Z_2 - Z_1)}{2} \quad (8-13)$$



Hình 8-9

Việc vẽ dạng răng, đoạn ăn khớp thực cung ăn khớp và phần làm việc trên cạnh răng cũng tương tự như cặp bánh răng ngoại tiếp.

Hệ số trùng khớp được xác định theo công thức sau :

$$\varepsilon = \frac{L}{t_o} = \frac{L}{t_N} = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{O1}^2} - \sqrt{R_{e2}^2 - R_{O2}^2} + A \sin \alpha}{\pi m \cos \alpha} \quad (8-14)$$

Hệ số trượt μ được tính theo công thức sau :

$$\mu_1 = 1 - i_{21} - \frac{N_1 N_2}{N_1 K} i_{21} = 1 - i_{21} \frac{N_2 K}{N_1 K}$$

$$\mu_2 = 1 - i_{12} + \frac{N_1 N_2}{N_1 N_2 + N_1 K} i_{12} = 1 - i_{12} \frac{N_1 K}{N_2 K} \quad (8-15)$$

Trong đó $N_1 K$ là khoảng cách từ điểm N_1 đến điểm ăn khớp K ; $N_2 K$ là khoảng cách từ điểm N_2 tới điểm ăn khớp K . Khi tính hệ số trượt ta lưu ý điểm ăn khớp K có thể dịch chuyển từ N_1 qua P đến ∞ như vậy đường cong μ_1 và μ_2 sẽ tiệm cận với các đường thẳng có trị số μ là $1 - i_{12}$ và $1 - i_{21}$. Khi tính μ_1 và μ_2 ta chỉ cần cho điểm ăn khớp K vượt quá điểm a (giới hạn của đoạn văng khớp thực) từ $10 \div 30$ mm là được .

Cách vẽ đường cong trượt tương tự như cặp bánh răng ngoại tiếp. Việc tổng hợp hình học cặp bánh răng nội tiếp sẽ gồm các trình tự sau :

Tính toán các thông số kích thước theo các công thức đã cho.

- Xác định hệ số trùng khớp ε theo công thức .
- Vẽ cặp bánh răng (như phần đã hướng dẫn).
- Xác định đoạn ăn khớp thực cung ăn khớp , cung làm việc .
- Xác định hệ số trượt , vẽ đường cong trượt , vẽ đồ thị γ

Chương 9

TRÌNH TỰ THIẾT KẾ ĐỒ ÁN NGUYÊN LÝ MÁY

§ 9-1. Trình tự thiết kế

Đồ án nguyên lý máy là bản đồ án đầu tiên đối với sinh viên ngành kỹ thuật nói chung cũng như sinh viên ngành cơ khí nói riêng. Nội dung của bản thiết kế đồ án môn học này gồm có 3 bản vẽ thiết kế khổ A_0 (đôi khi 2 bản khổ A_0 và 1 bản khổ A_1). Trong đồ án ta phải thiết kế cơ cấu chính của máy cũng như một vài cơ cấu có trong máy như cơ cấu cam và cơ cấu bánh răng. Phối hợp chuyển động các cơ cấu tùy theo mức độ khác nhau có thể đưa vào hoặc không đưa vào.

Các bản vẽ có thể bố trí như sau : bản vẽ thứ nhất vẽ họa đồ vị trí, họa đồ vận tốc và họa đồ gia tốc, đồ thị động học của cơ cấu chính. Trong đó ta để khoảng gần nửa phía bên phải tiến hành xác định áp lực khớp động và tính mômen cân bằng trên khâu dẫn (bài toán động tĩnh học cơ cấu chính). Bản vẽ A_0 thứ hai cũng được phân làm hai phần. Phần bên trái để làm bài toán động lực học cơ cấu chính (xác định chuyển động thực của máy và tính toán mômen quán tính bánh đà). Nửa phía bên phải ta thiết kế cơ cấu cam.

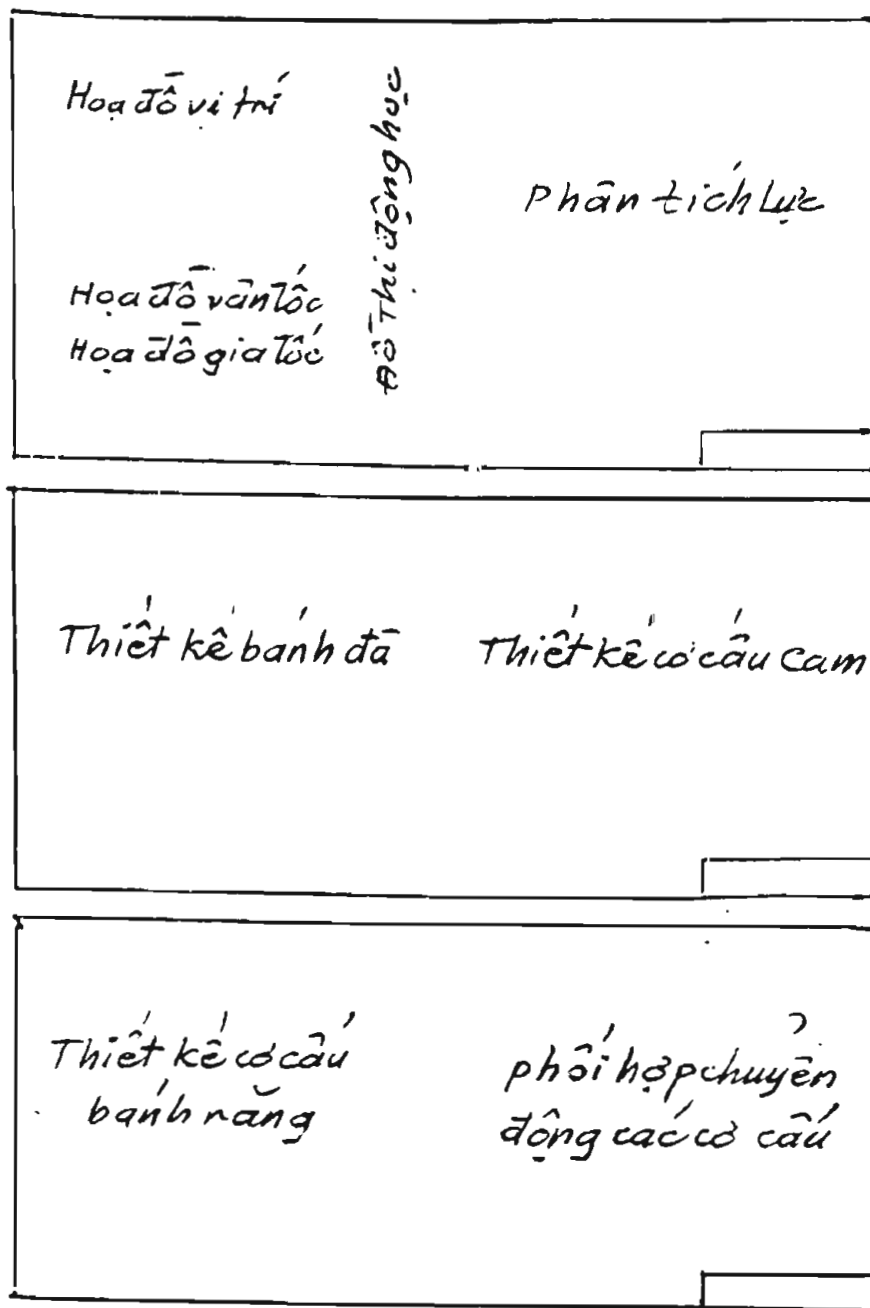
Bản vẽ thứ ba : là phần thiết kế cơ cấu bánh răng và phối hợp chuyển động các cơ cấu. Nếu có cả hai phần thì ta vẽ trên khổ A_0 , còn nếu chỉ thiết kế cơ cấu bánh răng ta sẽ vẽ trên khổ giấy A_1 .

Cách bố trí các bản vẽ được thể hiện trên hình 9-1.

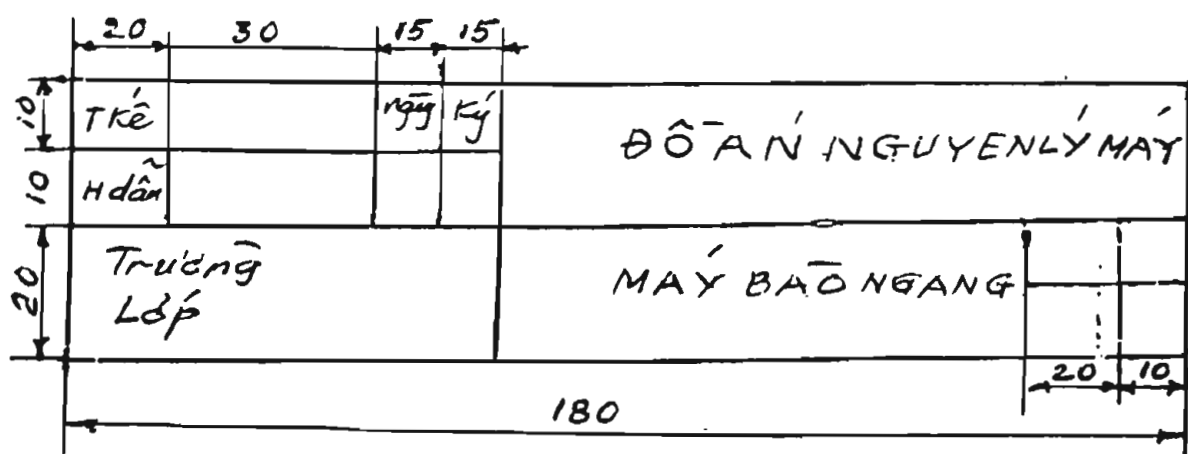
Khi vẽ bản vẽ yêu cầu tuân thủ theo vẽ kỹ thuật. Tại từng phần có ghi rõ nội dung của phần đó, ghi rõ các tỷ lệ xích của họa đồ, giữa các phần không cần có đường kẻ ranh giới và bản vẽ chỉ cần một khung tên. Khung tên bản vẽ quy ước thống nhất như sau : (hình 9-2)

Bản thuyết minh : bản thuyết minh được viết bằng mực trên một mặt của khổ giấy bình thường. Các trang phải được đánh số và để một lề rộng 40mm

đồng thời được kẻ khung như khung bản vẽ. Bia thuyết minh ghi rõ tên trường tên bản thiết kế tên người thiết kế, giáo viên hướng dẫn. (hình 9-3).



Hình 9-1



Hình 9-2

Trong bản thuyết minh cần trình bày rõ gọn gàng, nếu cần thiết có thể minh hoạ thêm bằng hình vẽ. Khi xác định các đại lượng cần tính trước hết viết công thức rồi đến các giá trị bằng số của các đại lượng trong công thức, có ghi rõ thứ nguyên. Sau đó thay các giá trị bằng số vào công thức và được kết quả cuối cùng. (có ghi rõ thứ nguyên) Nếu một phép tính toán được lặp lại nhiều

lần đối với nhiều vị trí của cơ cấu hoặc nhiều giá trị của thông số thì phải lập 1 bảng các giá trị của các đại lượng đó và các kết quả cuối cùng. Tất nhiên ta phải ghi rõ công thức và tính cụ thể cho 1 vị trí.

Khi thuyết minh cách dựng hình cần có lược đồ vẽ kèm theo.

Nội dung của bản thuyết minh gồm có các phần chính như sau :

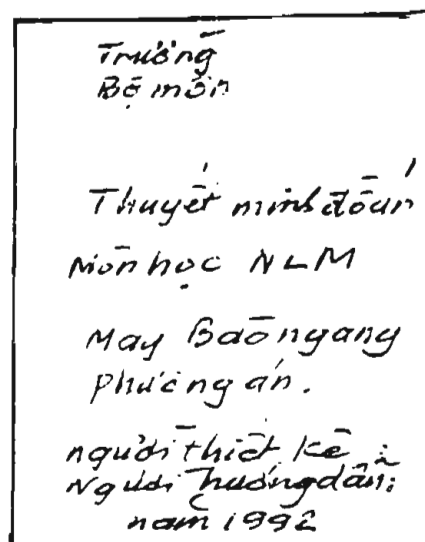
①. Lời nói đầu

②. Đầu đề thiết kế.

③. Phân tích cấu trúc cơ cấu chính: giải thích công dụng của máy, nguyên tác làm việc , đặc điểm chuyển động các khâu, tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu

④. Tổng hợp cơ cấu chính : dựa vào các số liệu đã cho ta trình bày cách tổng hợp cơ cấu chính và cách vẽ hoạ đồ chuyển vị. Khi vẽ hoạ đồ vị trí , góc quay của khâu dẫn thường được chia đều (8 phần , hoặc 12 phần) khi chia ta nên lưu ý điểm xuất phát thường được ký hiệu là số 1 (hoặc 0) là thời điểm cơ cấu bắt đầu hành trình làm việc (vị trí biên hay vị trí chết). Trong hoạ đồ vị trí ngoài các điểm chia trên , ta phải vẽ thêm cả vị trí đặc biệt , các vị trí biên vị trí bắt đầu có lực cản hoặc không có lực cản. Để hoạ đồ vị trí thoáng dễ nhìn ta chỉ tô đậm 1 hoặc 2 vị trí đã được chỉ định.

⑤. Trình bày cách vẽ hoạ đồ vận tốc lần lượt lập các phương trình véc tơ vận tốc , chọn tỷ xích và nêu cách dựng hoạ đồ vận tốc , xác định vận tốc góc và gia tốc góc các khâu. Với nhiều vị trí khác nhau ta chỉ lập công thức và tính toán cụ thể cho 1 vị trí sau đó ta lập bảng các thông số ở các vị trí khác. Cần lưu ý là trong các điểm cần xác định vận tốc có cả các trọng tâm của các khâu.



Hình 9-3

⑥. Trình bày cách vẽ hoạ đồ gia tốc : ta lần lượt lập các phương trình véc tơ gia tốc . chọn tỷ xích và nêu cách dựng hoạ đồ gia tốc tại các vị trí đã cho. Sau đó ta đi xác định gia tốc các điểm trên các khâu (có cả trọng tâm) và gia tốc góc của các khâu. Để vẽ hoạ đồ gia tốc ta cần phải thuyết minh cách dựng gia tốc pháp tuyến và gia tốc cô ri ô lít.

⑦. Trình bày cách vẽ đồ thị động học đầu tiên là cách lập đồ thị chuyển vị $S = S(\varphi)$ hoặc $S = S(t)$ sau đó ta xác định đồ thị vận tốc. Để lập đồ thị vận tốc ta có thể dựa vào các hoạ đồ vận tốc , song cũng có thể vi phân đồ thị chuyển vị. Khi vi phân đồ thị chuyển vị ta phải trình bày cách vi phân đồ thị này. Sau đó so sánh trị số vận tốc của điểm đó trên hoạ đồ vận tốc.

Ta tiếp tục vi phân đồ thị vận tốc sẽ được đồ thị gia tốc. Sau đó cũng phải so sánh gia tốc của điểm tương ứng trên hoạ đồ gia tốc.

⑧. Trình bày cách giải bài toán xác định áp lực khớp động và tính mômen cân bằng trên khâu dẫn.

Để giải bài toán phân tích lực bằng phương pháp động tĩnh học: ta phải tiến hành cho từng vị trí và theo từng nhóm A_{xua} Trong thuyết minh ta phải nói rõ cách xác định các lực, lập các phương trình cân bằng lực để tìm ra các áp lực khớp động . Để vẽ nhóm A_{xua} và hoạ đồ lực ta phải thuyết minh cách đặt lực, chọn tỷ lệ xích và vẽ hoạ đồ lực Khi giải bài toán xác định áp lực khớp động , các vị trí , các nhóm nên chọn đồng nhất 1 tỷ xích Khi xác định mômen cân bằng ta phải tiến hành bằng cả hai phương pháp : phương pháp động tĩnh học và phương pháp đôn ducôpski sau đó ta so sánh sai số giữa hai phương pháp trên.

⑨. Tính mô men quán tính bánh đà và xác định chuyển động thực của máy

Vẽ biểu đồ mô men thay thế (thu gọn) của các lực đã cho trong chu kỳ chuyển động ổn định của máy. Để vẽ biểu đồ này ta phải lập công thức xác định mômen thay thế , thuyết minh rõ các đại lượng trong công thức cách xác định chúng. Trình bày cách xác định mômen thay thế bằng phương pháp xoay hoạ đồ vận tốc, sau đó tính cụ thể trị số của mômen thay thế tại vị trí này. Các vị trí khác sẽ được lập thành bảng. Chọn tỷ xích μ_M và ta vẽ được đồ thị $M = M(\varphi)$ tích phân đồ thị mômen thay thế ta được đồ thị công (biểu đồ công) cần lưu ý biểu đồ mômen thu gọn (thay thế) có thể là mômen cản hoặc mômen động. Nếu là máy công tác (máy bào, xọc , sàng ...) thì ta xác định được lực cản kỹ thuật và biểu đồ đó là biểu đồ mômen cản thay thế. Nếu máy thiết kế là máy động lực như động cơ đốt trong thì ta lại xác định được lực phát động và biểu đồ đó sẽ là biểu đồ mômen động thay thế. Vậy tương ứng với biểu đồ mômen cản

thay thế thì đồ thị tích phân là đồ thị mômen động thay thế ta được công động. Nối điểm đầu và cuối của đồ thị công cản hoặc công động (trong 1 chu kỳ lực) bằng 1 đường thẳng đó sẽ là đồ thị công động hoặc công cản (vì trong 1 chu kỳ máy làm việc ổn định tổng công động bằng công cản ta giả thiết mômen động hoặc mômen cản là hằng số). Khi đã có đồ thị công động và công cản bằng phương pháp cộng đồ thị ta được đồ thị $\Delta E(\varphi)$.

Sau khi có đồ thị biến thiên động năng $\Delta E(\varphi)$ ta lập công thức tính mômen quán tính thay thế (thu gọn) J_{tt} . Sau đó dựa vào họa đồ vận tốc tính ra trị số của mômen quán tính thay thế vì có nhiều vị trí khác nhau ta chỉ cần tính cụ thể cho 1 vị trí sau đó các vị trí khác liệt kê trong 1 bảng. Khi đã có trị số của mômen quán tính thay thế ở các vị trí ta vẽ được đồ thị biến thiên của mômen quán tính thay thế theo góc quay φ . $J_{tt} = J(\varphi)$ khử thông số φ trong đồ thị $\Delta E = \Delta E(\varphi)$ và $J_{tt} = J(\varphi)$ ta sẽ được đồ thị $\Delta E - J_{tt}$. Trong giai đoạn máy chuyển động bình ổn đồ thị này là một đường cong kín và được gọi là đường cong Vít ten bao . Dựa vào đường cong Vít ten bao và hệ số không đều cho phép của máy $[\delta]$ ta sẽ tính ra mômen quán tính bánh đà và thiết kế ra bánh đà. Trong bản thuyết minh ta phải trình bày cụ thể quá trình tính toán mômen quán tính của bánh đà , cách xác định kích thước và khối lượng của bánh đà.

⊙. Trình bày quá trình thiết kế cơ cấu cam : thường các đề ra yêu cầu thiết kế cơ cấu cam cần lắc đáy con lăn hoặc cơ cấu cam cần đẩy đáy bằng. Đây là các cơ cấu cam điển hình và thông dụng . Khi ta đã thiết kế được các cơ cấu cam này thì các cơ cấu khác có thể thiết kế một cách dễ dàng.

a. Với cơ cấu cam cần lắc đáy con lăn ta phải tiến hành các bước sau:

- Lập quy luật chuyển động của cần dưới dạng biểu đồ động học.

Trong đầu đề thiết kế sẽ cho trước đồ thị $\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}(\varphi)$. Tích phân đồ thị

$\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}(\varphi)$ thường gọi là đồ thị gia tốc góc giả ta được đồ thị $\frac{d\psi}{d\varphi}(\varphi)$. Tiếp tục tích

phân đồ thị $\frac{d\psi}{d\varphi}(\varphi)$ ta được đồ thị chuyển vị của cần $\psi = \psi(\varphi)$. Khi lập các biểu

đồ động học ta chú ý cách chọn cực tích phân và cách tính tỷ xích.

- Xác định tâm quay của cam.

Dựa vào phương pháp đổi giá (quay ngược giá vẽ biên dạng cam lý thuyết).

- Cuối cùng ta chọn bán kính con lăn và vẽ biên dạng thực của cam. Khi vẽ đậm cơ cấu cam ta nên vẽ cần ở vị trí bắt đầu giai đoạn đi xa.

b. Với cơ cấu cam cần đẩy đáy bằng trình tự thiết kế gồm các bước sau :

- Lập quy luật chuyển động của cần dưới dạng biểu đồ động học.

Trong đầu đề thiết kế sẽ cho trước đồ thị $\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}(\varphi)$. Tích phân đồ thị

$\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}(\varphi)$ ta được đồ thị $\frac{d\psi}{d\varphi}(\varphi)$ tiếp tục tích phân đồ thị $\frac{d\psi}{d\varphi}(\varphi)$ ta được đồ thị chuyển vị $S = S(\varphi)$.

Xác định bán kính nhỏ nhất của cam (R_{min}) Có thể xác định bằng hai phương pháp : khử thông số φ trong hai đồ thị $\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}(\varphi)$ và $S(\varphi)$ hoặc cộng hai đồ

thị $\frac{d^2\psi}{d\varphi^2}(\varphi)$ và $S(\varphi)$ Tuy nhiên dù với phương pháp nào cũng cần phải đảm bảo

$$\mu \frac{d^2s}{d\varphi^2} = \mu_s.$$

Dựa vào phương pháp đổi giá (quay ngược giá) ta tiến hành vẽ biên dạng cam. Khi vẽ cơ cấu cam cần đẩy đáy bằng ta cũng nên vẽ tại vị trí cần bắt đầu giai đoạn đi xa.

⑪. Trình bày quá trình thiết kế và cách vẽ cơ cấu bánh răng: Trong phần này ta phải nêu rõ cách tính toán các thông số và xác định hệ số dịch dao của hai bánh răng thuyết minh cách dựng hình , cách vẽ biên dạng răng , đoạn ăn khớp thực cũng làm việc và cung ăn khớp cũng như cách lập đường cong trượt. Trong bản vẽ bánh răng phải lập bảng các thông số của cặp bánh răng.

⑫ Lập biểu đồ chu trình và thuyết minh cách phối hợp chuyển động các cơ cấu .

⑬. Bảng kê các tài liệu tham khảo .

⑭. Cuối cùng của bản thuyết minh là phần mục lục của các chương mục.

§9.2 Hướng dẫn (diễn giải) các đầu đề

Trong các đầu đề giới thiệu ở phụ lục ta dùng các ký hiệu quy ước sau đây:

L_{AB} , L_{CD} , AB , CD ... chiều dài thực của các khâu tương ứng và đoạn biểu diễn của chúng.

H hành trình làm việc của khâu tịnh tiến (con trượt).

K hệ số năng suất (hệ số biến thiên vận tốc).

c độ lệch tâm giữa phương chuyển động của con trượt với trục quay của tay quay.

λ tỷ số giữa chiều dài thanh truyền với chiều dài tay quay..

m_i khối lượng của khâu thứ i .

J_{Si} mômen quán tính đối với trọng tâm của khâu thứ i .

J_{oi} mômen quán tính đối với trục quay của khâu thứ i .

n_i số vòng quay trong một phút của khâu thứ i .

δ hệ số chuyển động không đều của máy.

m_i mô đun của bánh răng thứ i .

Z_i số răng của bánh răng thứ i .

h hành trình làm việc của cam

e_i độ lệch tâm giữa cần i đối với trục quay của cam.

β_{max} góc lắc (biên độ lắc) của cần lắc của cơ cấu cam.

γ_{min} góc truyền động cực tiểu .

$\gamma_{min} = 90^\circ - \alpha_{max}$ trong đó α_{max} là góc áp lực lớn nhất.

φ_d , φ_x , φ_v , φ_g các góc quay của cam (góc định kỳ).

$\frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$: $\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}(\varphi)$ quy luật gia tốc của chuyển động của cần trong cơ cấu cam

ε tỷ số giữa độ lệch tâm với chiều dài tay quay.

V vận tốc của điểm đặt lực cần .

P_c lực cần.

q trọng lượng riêng trên một đơn vị độ dài của khâu.

Đầu đề 1 : Động cơ đốt trong

$$\mu_p = 0,5 \div 15 \text{bar/mm}$$

$$n_{oA} = 500 \div 2500 \text{v/ph}$$

$$\text{Độ mở sớm Xupap xả } 25^\circ \div 50^\circ$$

Đầu đề 2 : Động cơ đốt trong chữ V, khi tổng hợp cơ cấu chính cần xác định

r_{oA} , L_{AB} theo hành trình $H = 2r$ của pítstông B và $\lambda = AB/OA$.

Nên lấy $\mu_p = 0,8 \div 1,5 \text{bar/mm}$; $n_2 = 500 \div 10000 \text{v/ph}$.

Đầu đề 3 : Động cơ máy hơi nước. Chiều dài tay quay R_{oA} và thanh truyền L_{AB} xác định tương tự như trên. $n_{oA} = 150 \div 400 \text{v/ph}$; $\mu_p = 0,5 \div 1 \text{bar/mm}$.

Đầu đề 4 : Động cơ nén khí. Chiều dài tay quay R_{oA} và thanh truyền L_{AB} tính như trên.

$$n_{oA} = 800 \div 1200 \text{v/ph}$$

$$\mu_p = 0,8 \div 1,2 \text{bar/mm}; \mu'_p = 2 \div 3 \text{bar/mm}$$

Đầu đề 5 : Khâu 3, chiều dài của khâu phía có con trượt A lấy bằng $2e + R$.

Khối lượng (trọng lượng) các khâu tính theo khối lượng riêng trên một đơn vị chiều dài.

Đầu đề 6: máy bào ngang $n_1 = 1000 \div 1500 \text{v/ph}$; $n_{o_2A} = 60 \div 150 \text{v/ph}$; $\mu_p = 50 \div 200 \text{N/mm}$.

Đầu đề 7: Máy bào ngang cần xác định R_{o_2A} ; n_1 ; n_{o_2A} ; μ_p như đề 6.

Đầu đề 8: Máy xọc.

Các kích thước R_{o_2A} , L_{o_3B} , L_{AB} xác định tương tự như tổng hợp cơ cấu culits, còn các trị số n_1 , n_{o_2A} , μ_p cũng như đề 6.

Đầu đề 9: Máy nghiền đá.

L_{o_2B} và L_{AB} xác định bằng cách chọn các chiều dài sao cho bảo đảm độ lớn góc lác β_{\max} của khâu 2 và $\beta' = \varphi_{4\max} - \varphi_{4\min}$ của khâu 4

Vị trí tâm quay o của cam xác định bằng tổng hợp động lực học cơ cấu cam.

$$n = 100 \div 1500 \text{v/ph}, \mu_p = 50 \div 150 \text{N/mm}; n = 100 \div 150 \text{v/ph}$$

Đầu đề 10: cơ cấu dẫn động bằng tải lác (sàng lác).

Cần xác định L_{AB} , L_{o_2B} , L_{BC} . Chiều dài L_{AB} và L_{o_2B} xác định theo giá trị cực tiểu của vận tốc góc ω_{\min} của khâu o_2B , còn chiều dài L_{BC} xác định từ tỉ số

$$\lambda = \frac{L_{BC}}{L_{o_2B}}; n = 100 \div 1500 \text{v/ph}; P = 1000 \div 2000 \text{N}$$

Đầu đề 11: Cơ cấu dẫn động bằng tải lác :

Đầu tiên xác định chiều dài L_{o_2C} theo H của con trượt và góc lác β của khâu O_2B , ($\beta_{\max} = \varphi_2 - \varphi_1$) chiều dài L_{o_2B} và L_{RD} xác định từ tỷ số $\frac{o_2B}{o_2C}$ & $\frac{CD}{o_2C}$;
 $n = 100 \div 1500 \text{v/ph}$; $P = 1000 \div 2000 \text{N}$.

Đầu đề 12: Động cơ đốt trong đối xứng dựa vào hành trình làm việc của động cơ để tính ra góc φ_x của cam.

Đầu đề 13: Động cơ đốt trong song hành: tương tự đầu đề số 12.

Đầu đề 14: Máy sàng rung. a là độ lệch tâm. Độ dài phân nối động với con trượt của khâu 3 là $L = L_{o_1o_2} + 1,5 L_{o_1A}$

Đầu đề 15: Máy bào ngang: $L_{o_2B} = L_{o_2B \max} + 1/2 L_{o_1A}$

§9.3- Ví dụ 1 - Thiết kế máy bào ngang

Đầu đề:

- + Hành trình đầu bào (con trượt) $H = 400 \text{mm}$.
- + Hệ số nâng suất (hệ số tăng tốc) $k = 1,5$
- + Chiều dài giá: $L_{o_2o_3} = a = 350 \text{mm}$.
- + $\lambda = c/b = 0,34$ trong đó b là chiều dài cuits, c chiều dài thanh truyền BF.
- + Khoảng cách từ trọng tâm S_3 tới tâm quay O_3 bằng $1/2b$.
- + S_4 nằm giữa khâu 4.
- + X_5 trọng tâm đầu bào = 180mm .
- + $m_3 = 12,23 \text{kg}$
- + $m_4 = 3,06 \text{kg}$
- + $m_5 = 46,9 \text{kg}$
- + $J_{S_3} = 0,442 \text{kgm}^2$
- + $J_{S_5} = 0,011 \text{kgm}^2$
- + $J_{o_1} = 0,2$
- + $P_{ci} = 1500 \text{N}$
- + $Y_p = 185 \text{mm}$
- + $|\delta| = 1/30$
- + Số vòng quay bánh răng dẫn 1 của bộ phận dẫn động $n_1 = 1440 \text{v/ph}$.
- + Số vòng quay của tay quay o_2A ; $n_{o_2A} = 72 \text{v/ph}$.
- + Mô đun bộ truyền bánh răng $m = 10 \text{mm}$; $Z_4 = 11$; $Z_2 = 30$.

+ Góc lắc của cần lắc cơ cấu ăn dao ngang (của bàn máy) $\beta_{\max} = 15^\circ$, chiều dài cần lắc O_4C là $L = 120\text{mm}$.

+ Góc truyền động nhỏ nhất $\gamma_{\min} = \alpha_{\max} = 60^\circ$

+ Góc định kỳ : $\varphi_d = 60^\circ$; $\varphi_x = 20^\circ$; $\varphi_v = 50^\circ$

+ Quy luật gia tốc của cần lắc là quy luật cosin.

1. Phân tích cấu trúc cơ cấu chính:

Cơ cấu chính của máy bào ta thiết kế là cơ cấu được tổ hợp từ cơ cấu culits, gồm có 6 khâu Công dụng của máy bào là biến chuyển động quay của bộ phận dẫn động (thường là động cơ điện) thành chuyển động tịnh tiến thẳng của bộ phận công tác (đầu bào). Trên đầu bào ta lắp dao bào để bào các dạng chi tiết khác nhau.

Đặc điểm chuyển động của các khâu khâu dẫn o_2A ta phải giả thiết quay đều với vận tốc góc ω_1 truyền chuyển động cho con trượt 2 (khâu này chuyển động song phẳng). Con trượt 2 truyền động cho culits 3 (culits 3 có chuyển động quay không toàn vòng) lắc qua lại truyền chuyển động cho thanh truyền 4 và truyền chuyển động cho đầu bào 5. Chuyển động của thanh truyền 4 là chuyển động song phẳng, còn đầu bào có chuyển động là tịnh tiến thẳng.

Để tính bậc tự do ta áp dụng công thức :

$$W = 3n - (2t + c) + R - S$$

Ở đây n là số khâu động ta có $n = 5$; t là số khớp thấp $t = 7$ còn $e = 0$; $R = 0$; $S = 0$.

Vậy thay vào ta tính được bậc tự do của cơ cấu chính là $W = 1$ và khâu o_2A là khâu dẫn. Ta có thể tách cơ cấu thành 2 nhóm Axua là : nhóm 4-5 gồm đầu bào và thanh truyền 4 và nhóm 2-3 gồm culits 3 và con trượt 2. Cả hai nhóm này đều thuộc loại 2 vậy cơ cấu là cơ cấu loại 2.

2. Tổng hợp cơ cấu chính và vẽ họa đồ vị trí :

Từ các số liệu của đầu đề ta xác định góc lắc :

$$\psi = 180^\circ \frac{k-1}{k+1} = 180^\circ \frac{1,5-1}{1,5+1} = 36^\circ$$

Vì trục đối xứng O_3E của góc culits thẳng góc với phương chuyển động xx của con trượt F cho lên chiều dài dây cong B_1B_2 bằng hành trình của con trượt. Từ tam giác O_3DB_1 và $O_3A_1O_2$ xác định chiều dài b của culits 3 chiều dài R của tay quay O_2A .

$$L_{O_1B} = b = \frac{H}{2 \sin \psi} = \frac{0,4m}{2 \sin 18^\circ} = \frac{0,4}{2 \cdot 0,309} = 0,65m$$

$$L_{O_2A} = R = L_{O_2O_3} \sin \frac{\psi}{2} = 0,35 \cdot 0,309 = 0,108m$$

Chiều dài c của thanh truyền BF là $e = L_{BF} = \lambda \cdot b = 0,34 \cdot 0,65 = 0,22m$ chú ý rằng đường chuyển động của con trượt (đầu báo) là xx đặt ở giữa đoạn biểu thị độ võng DE của cung B_1B_2 có bán kính b làm như vậy giá trượt sẽ có áp lực nhỏ nhất . Còn chiều quay của khâu dẫn ta chọn sao cho thanh truyền tự kéo khi có lực cản và hệ số năng suất $k > 1$ ở đầu hành trình và cuối hành trình làm việc của dao đều có khoảng chừa trước và khoảng chừa sau. Ở đây khoảng chừa trước khoảng chừa ở sau bằng nhau và bằng $0,05H$ Từ đây ta xác định được góc tay quay tương ứng là θ_1 ứng với khoảng chừa trước $\theta_1 = 30^\circ$ còn $\theta_2 = 25^\circ$ ứng với khoảng chừa sau.

Để vẽ hoạ đồ vị trí ta chọn một tỷ xích chiều dài $\mu_L = 0,005m/mm$ chia góc của tay quay o_2A làm 12 phần đều nhau xuất phát từ vị trí o là vị trí bắt đầu hành trình làm việc . Như vậy ta có 12 vị trí chia đều và 3 vị trí đặc biệt đó là vị trí biên bên phải (vị trí điểm chết) và hai vị trí ứng với $0,05H$.

Hoạ đồ vị trí của máy bào được vẽ trên hình 9-4.

3. Hoạ đồ vận tốc :

Ta lần lượt vẽ hoạ đồ vận tốc cho 15 vị trí , với tỷ xích $\mu_v = \omega_1 \cdot \mu_L$.

$$\mu_{a_1} = \frac{\pi n}{30} \cdot \mu_L = \frac{\pi \cdot 72 \cdot 0,005}{30} = 0,0377m / \text{sinmm}$$

$V_{A_1} = V_{A_2} \cdot \omega_1 \cdot L_{o_2A} = \omega_1 \cdot o_2A \cdot \mu_L = 0,815m/s$ vì khâu 1 nối với khâu 2 bằng khớp quay nên vận tốc bằng nhau.

Gọi đoạn biểu diễn vận tốc V_{A_1} là pa_1 vậy $pa_1 = V_{A_1} \cdot \omega_1 \cdot o_2A \cdot \mu_L$ ta suy ra $pa_1 = pa_2 \cdot o_2A$.

$\vec{V}_{A_3} = \vec{V}_{A_2} + \vec{V}_{A_3/A_2}$ trong đó \vec{V}_{A_3} có phương vuông góc với o_3A còn \vec{V}_{A_3/A_2} có phương song song phương trượt o_3A .

Vậy ta vẽ được họa đồ vận tốc với điểm p là gốc họa đồ.

Biết vận tốc điểm A₃ dùng định lý đồng dạng ta tìm ra vận tốc của điểm B₃ và $V_{B_3} = V_{B_4}$.

$$\vec{V}_{F_2} = \vec{V}_{B_4} + \vec{V}_{F_4B_2}$$

Trong đó $\vec{V}_{F_2} = \vec{V}_{F_5}$ có phương xx còn $V_{F_4B_2}$ có phương vuông góc BF vậy ta lại vẽ được họa đồ véc tơ để xác định vận tốc của điểm F.

Vận tốc trọng tâm S₃, S₄ xác định theo định lý đồng dạng.

Họa đồ vận tốc của 15 vị trí được vẽ trong bản vẽ của hình 9-5.

Trị số các đoạn biểu diễn vận tốc của điểm tại các vị trí được trình bày trong bảng 9-1.

Bảng 9-1: Trị số các đoạn biểu diễn vận tốc các điểm trên các khâu với tỉ xích μ_v

Vị trí	0	1	2	3	4	5	6	6'	7	7'	8	9	10	11
O ₃ B (mm)	66,5	130												
O ₃ A (mm)	0	77,5	86	91,3	91,5	87,5	79,5	76,5	69,5	66,5	58	50,5	49,5	56,5
p _{a1} (mm)	0	10	17,2	21	21,8	18,5	14	13	2,1	0	9,8	19,5	20,5	12,2
p _b (mm)	0	16,5	26	30	31	27	19,5	19	4	0	22	50	54	28
p _{S₁} (mm)	0	8,3	13	15	15,5	13,5	9,7	9,5	2	0	11	25	27	14
b _f (mm)	0	5	5	2	1,3	4	5	5	1	0	6	6,6	5	7
b _{S₄} (mm)	0	2,5	2,5	1	0,65	2	2,5	2,5	0,5	0	3	3,3	2,5	3,5
ω_3	0	0,956	1,51	1,74	1,795	1,56	1,13	1,1	0,232	0	-1,276	-2,9	-3,13	-1,62

Sau khi nối p với s₄ ta được véc tơ vận tốc tuyệt đối của điểm S₄

Vận tốc góc của culits 3 được xác định theo công thức : $\omega_3 = \frac{V_B}{L_{O_3B}}$

Bảng 9-2 : Trị số vận tốc các điểm

Vị trí	0 12	1	2	3	4	5	6	6'	7	7'	8	9	10	11
V_1 (m/s)	0	0,377	0,650	0,792	0,824	0,697	0,52	0,40	0,079	0	0,370	0,735	0,772	0,460
V_2 (m/s)	0	0,311	0,490	0,565	0,584	0,508	0,367	0,15	0,075	0	0,414	0,942	1,017	0,527
V_H (m/s)	0	0,622	0,980	1,130	1,168	1,017	0,735	0,075	0,151	0	0,829	1,885	2,035	1,054
V_{A_1} (m/s)	0	0,603	0,980	1,130	1,168	0,998	0,716	0,0377	0,151	0	0,810	1,885	2,035	1,054
V_1 (m/s)	0	0,603	0,961	1,130	1,160	0,998	0,716	0,019	0,151	0	0,792	1,885	2,025	0,991

4. Hoạ đồ gia tốc :

Ta vẽ hoạ đồ gia tốc vị trí số 5 và số 7.

a) Hoạ đồ gia tốc vị trí số 5:

Chọn tỷ xích $\mu_a = \omega_1^2 \cdot \mu_l = 0,284 \text{ m/s}^2 \text{ mm}$

$$a_{A_1} = a_{A_2} = \omega_1^2 \cdot O_2A \cdot \mu_l$$

Mặt khác theo tỷ xích ta có :

$$a_{A_1} = a_{A_2} = \pi a_1 \cdot \mu_a = \pi a_2' \cdot \mu_a = \pi a_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \mu_L = \pi a_2 \cdot \omega_1^2 \mu_L$$

Vậy $\pi a_1' = \pi a_2' = O_2A$ đoạn biểu diễn gia tốc a_{A_2} bằng đoạn biểu diễn tay quay.

$$\bar{a}_{A_3} = \bar{a}_{A_2} + \bar{a}_{A_3/A_2}^k + \bar{a}_{A_3/A_2}^R$$

Phương trình trên \bar{a}_{A_2} đã biết \bar{a}_{A_3/A_2}^k là gia tốc côriôlit ta xác định được $\bar{a}_{A_3/A_2} = 2\bar{\omega}_2 \wedge \bar{V}_{A_3/A_2}$ về trị số $a_{A_3/A_2} = 2\omega_2 \cdot V_{A_3/A_2}$ còn chiều chính là chiều của \bar{V}_{A_3/A_2} xoay đi 90° theo chiều ω_2 . \bar{a}_{A_3/A_2}^R ta biết phương (song song với phương trượt tương đối).

Mặt khác ta biết $\bar{a}_{\Lambda_3} = \bar{a}_{\Lambda_3}^n + \bar{a}_{n_1}^r$ mà $a_{\Lambda_3}^n = \omega_3^2 \cdot L_{O_3\Lambda}$ ta hoàn toàn có thể xác định được còn $\bar{a}_{\Lambda_3}^r$ có phương vuông góc với $a_{\Lambda_3}^n$ vậy phương trình véc tơ trên viết dưới dạng véc tơ biểu diễn như sau :

$$\overline{\pi a_3} = \overline{\pi n_1} + \overline{n_1 a_3} + \overline{\pi a_{1,2}} + \overline{a_{1,2}^k} + \overline{ka_3}$$

Trong phương trình này $\overline{\pi a_{1,2}}$ biểu diễn $a_{\Lambda_1,2}$ có độ dài bằng $O_2\Lambda$.

$\overline{a_{1,2}^k}$ biểu diễn $a_{\Lambda_1/\Lambda_2}^k$ được xác định như sau :

$$\begin{aligned} a_{\Lambda_1/\Lambda_2}^k &= a\omega_2 \cdot V_{\Lambda_1/\Lambda_2} = 2 \frac{V_{\Lambda_3}}{L_{O_3\Lambda}} V_{\Lambda_1/\Lambda_2} \\ &= 2 \frac{pa_3 \cdot \mu_v}{O_3\Lambda \cdot \mu_l} \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \mu_v \\ &= 2 \frac{pa_3 \cdot a_3 a_2}{O_3\Lambda} \cdot \frac{\mu_v^2}{\mu_l} \\ &= a_{1,2}^k \cdot \mu_n \text{ vì } \mu_n = \frac{\mu_v^2}{\mu_l} \text{ nên } a_{1,2}^k = 2 \frac{pa_3 \cdot a_3 a_2}{O_3\Lambda} \text{ vậy ta dựng} \end{aligned}$$

đoạn $a_{1,2}^k$ theo đoạn tỷ lệ (hình 9-6)

$\overline{\pi n_{\Lambda_3}}$ biểu diễn $\bar{a}_{\Lambda_3}^n$ được xác định như sau :

$$a_{\Lambda_3}^n = \omega_3^2 \cdot L_{O_3\Lambda} = \frac{V_{\Lambda_3}^2}{L_{O_3\Lambda}} = \frac{pa_3^2 \cdot \mu_v^2}{O_3\Lambda \cdot \mu_l}$$

Vậy $a_{\Lambda_3}^n = \pi n_1 \cdot \mu_n = \frac{pa_3^2}{O_3\Lambda} \cdot \frac{\mu_v^2}{\mu_l}$ hay $\pi n_1 = \frac{pa_3^2}{O_3\Lambda}$ cách xác định πn_1 theo pa_3

và $O_3\Lambda$ minh họa trên hình 9-6.

Cách dựng họa đồ gia tốc : chọn π làm gốc dựng $\overline{\pi a_{1,2}^r}$ từ nút $a_{1,2}$ dựng $\overline{a_{1,2}^k}$ từ nút k kẻ phương $\overline{a_{\Lambda_3/\Lambda_2}^R}$ Từ gốc π dựng $\overline{\pi n_1}$ từ nút n_{Λ_3} kẻ phương $\overline{a_{\Lambda_3}^r}$ 2 phương này cắt nhau ta được a_3^r (hình 9-6).

Sau khi xác định được gia tốc của điểm Λ_3 gia tốc của điểm B_3 ta xác định theo định lý đồng dạng : $a_{B_3} = a_{B_4}$.

$$\vec{a}_{F_4} = \vec{a}_{B_4} + \vec{a}_{F_4B_4}^n + \vec{a}_{F_4B_4}^t$$

Trong đó $\vec{a}_{F_4} = \vec{a}_{F_5}$ có phương trùng với phương chuyển động của con trượt 5' (phương xx) $a_{F_4B_4}^n$ hướng từ F về B có trị số bằng $\omega_4^2 \cdot L_{BF}$. Đoạn biểu diễn của $a_{F_4B_4}^n$ là $b'_{3,4}$ được xác định như cách dựng hình trên hình 9-6. Còn $a_{F_4B_4}^t$ biết phương vuông góc với $a_{F_4B_4}^n$.

Cách dựng như sau :

Từ $b_{3,4}$ ta dựng véc tơ $b'_{3,4}$ biểu diễn $a_{F_4B_4}^n$ từ mút n kẻ phương $a_{F_4B_4}^n$ từ góc π kẻ phương $a_{F_4B_4}^t$ điểm $F = S'_5$ được biểu thị trên hình vẽ. Véc tơ $\overline{\pi F}$ biểu diễn gia tốc của điểm F và của trọng tâm S_5 còn S'_3 nằm giữa đoạn $\pi b'$; S'_4 nằm giữa đoạn $b'F$. (Hình 9-4).

Để vẽ hoạ đồ gia tốc vị trí số 11 ta cũng tiến hành với các bước như trên (hoạ đồ gia tốc vị trí số 11 được minh hoạ trên hình 9-6).

Bây giờ ta tiến hành xác định gia tốc góc các khâu :

Gia tốc góc của culits 3 được xác định theo công thức :

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{A_1}^t}{L_{O_3A}} = \varepsilon_2$$

Gia tốc góc của thanh truyền 4 ta xác định theo công thức :

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{F_4B_4}^t}{L_{BF}}$$

Bảng 9-3 . Đoạn biểu diễn gia tốc các điểm trên các khâu tại hai vị trí số 5 và số 11.

Vị trí	$\pi a_{1,2}$	$a_{1,2}k$	πa_3	$\pi b_{3,4}$	$b'n$	πF	$\pi S'_3$	$\pi S'_4$
5	21,6	5	8	12	1	10,5	6	11
11	(mm)	9	26	72	1,5	74	36	73

Khi đã biết đoạn biểu diễn để tính trị số thực của gia tốc ta lấy đoạn biểu diễn nhân với μ_a . Bảng 9-4 biểu thị trị số thực của gia tốc các điểm và gia tốc các khâu.

Bảng 9- 4

Vị trí	$a_{A_{1,2}}$	a_{A_3/A_2}^k	a_{A_3}	$a_{B_{3,4}}$	a_{F_4/B_4}^n	$a_{F_4,5}$	a_{S_3}	a_{S_4}	ϵ_3	ϵ_4
5	6,1	1,42	2,27	3,4	0,284	2,98	1,7	3,124	-4,22	5,3
11		2,556	7,38	20,4	0,426	21	10,2	20,7	27,3	-10

5. Biểu đồ chuyển động của đầu bào : (đồ thị động học)

Sau khi dựng hoạ đồ vị trí của máy ta đánh dấu hành trình của con trượt F ứng với các góc quay của tay quay (hoặc thời gian chuyển động) ta lập hệ trục tọa độ vuông góc mà trục tung biểu thị chuyển vị của con trượt F còn trục hoành biểu thị góc quay φ hoặc thời gian t, đặt các khoảng cách $F_0F_1 ; F_0F_2 ; F_0F_3 \dots$ của con trượt kể từ vị trí biên trái theo tung độ của các điểm mút $F_1, F_2, F_3 \dots$ nối bằng 1 đường cong trơn ta được biểu đồ chuyển vị của đầu bào. Tỷ xích μ_s nên lấy bằng μ_L . Ở đây ta lấy $\mu_s = \mu_L = 0,005 \text{ m/mm}$.

Trục hoành biểu thị thời gian t với tỷ xích $\mu_t = t/x$

$$t \text{ là thời gian khâu dẫn quay 1 vòng } t = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{60}{n}$$

x là đoạn biểu diễn ta lấy $x = 145 \text{ mm}$

$$\text{Vậy } \mu_t = \frac{60}{72.145} = 0,0057s / \text{mm} \text{ bằng phương pháp vi phân đồ thị từ đồ thị}$$

$S_F(t)$ ta được đồ thị $v_F(t)$ ở đây ta chủ động lấy tỷ xích $\mu'_v = \mu_v$ để tiện việc so sánh v_F tại hoạ đồ vận tốc .

$$\mu'_v = \mu_v = \omega_1 \cdot \mu_L$$

$$\text{Vậy } H_1 = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot \mu'_v} \text{ thay vào ta được } H_1 = 23\text{mm.}$$

Cách vi phân đồ thị μ_s để được đồ thị vận tốc được minh hoạ trên hình 9-7.

Vi phân tiếp đồ thị vận tốc $v_F = v_F(t)$ ta được đồ thị gia tốc $a_F = a_F(t)$.

Ở đây ta chọn $H_2 = 15\text{mm}$ và tính ra :

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_2} = \frac{0,0377}{0,0057.15} = 0,44 \text{ m/s}^2 \text{ mm}$$

Cách vẽ phân đồ thị vận tốc để được đồ thị gia tốc của đầu bào được minh họa trên hình 9-7. Sau đó ta so sánh gia tốc của đầu bào tại hai vị trí số 5 và số 11 với hai cách : vẽ phân đồ thị và vẽ đồ thị gia tốc.

6. Phân tích động tĩnh học .

Nội dung của bài toán phân tích động tĩnh học cơ cấu chính là đi xác định áp lực tại các khớp động và tính mômen cân bằng trên khâu dẫn. Cơ sở để giải là nguyên lý Đa lăm be. Khi ta thêm vào các lực quán tính ta sẽ lập được phương trình cân bằng lực của các khâu, các cơ cấu, và của máy. Dựa vào các phương trình cân bằng lực này , bằng phương pháp vẽ đa giác lực ta giải ra các lực chưa biết đó là áp lực tại các khớp động . Cuối cùng còn lại khâu dẫn ta sẽ tính được mômen cân bằng.

Phân tích lực tại vị trí số 5 :

- a. Đặt lực : Lực cân kỹ thuật (lực cân có ích) đặt tại khâu 5 . Trọng lượng các khâu G_1, G_4, G_5 đặt tại trọng tâm. Lực quán tính : lực quán tính của culits 3 có trị số $P_{q3} = m_3 \cdot a_{S_3}$ đặt tại tâm và đập k (k xác định trên hình 9-8) từ trọng tâm S_3 kẻ đường vuông góc S_3N với O_3B trên đường này đặt đoạn biểu diễn bán kính quán tính ρ_{S_3} . $S_3N = \frac{\rho_{S_3}}{\mu_L}$ với N với tâm O_3 từ N dựng NK vuông góc với O_3 ta được tâm va đập K.

$$\rho_{S_3} = \sqrt{\frac{J_{S_3}}{m_3}} = 0,19m$$

Còn P_{q4} là lực quán tính của thanh truyền 4 (khâu chuyển động song phẳng) P_{q4} có trị số là $P_{q4} = m_4 \cdot a_{S_4}$ và đặt tại T là giao điểm giữa đường thẳng kẻ qua k và song song với véc tơ $\overline{b'f'}$ trên hoạ đồ gia tốc và đường thẳng kẻ qua S_4 song song với véc tơ $\pi f'$. Cách xác định tâm va đập K giống như với khâu 3 (cách xác định K, T được minh họa trên hình 9-8). Còn lực quán tính của khâu chuyển động tịnh tiến 5 đặt tại S_5 và có trị số là $m_5 a_F$.

- b. Xác định áp lực khớp động :

Ta tách nhóm Axua 4-5 , đặt các lực $P_C, G_5, P_{q5}, G_4, P_{q4}$, kẻ phương R_{o5} áp lực khớp động R_{34} tại B được phân ra làm hai thành phần R_{34}^n và R_{34}^t . Để tính R_{34}^t ta tách riêng khâu 4 và lấy mômen với điểm F.

$$R_{34}^i = \frac{G_4 h_{q4} - P_{q4} \cdot h_a}{BE} = 13,5(N)$$

Vậy phương trình lực của nhóm 4-5 là :

$$\bar{R}_{05} - \bar{P}_c + \bar{G}_5 + \bar{P}_{q5} + \bar{G}_4 + \bar{P}_{q4} + \bar{R}_{34}^i + \bar{R}_{34}^n = 0$$

Vẽ hoa đồ lực và ta xác định được \bar{R}_{05} & R_{34}^n .

Họa đồ lực được minh họa trên hình 9-8 với tỷ xích $\mu_p = 25N/mm$. Trị số của các lực được ghi trong bảng 9-5. Để xác định \bar{R}_{54} ta dựa vào phương trình cân bằng lực của riêng khâu 4.

$$\bar{R}_{54} + \bar{G}_4 + \bar{P}_{q4} + \bar{R}_{34} = 0$$

Và ta xác định được $R_{54} = -R_{45} = 1490(N)$ tiếp tục tách nhóm A xua 2-3: tại B có $\bar{R}_{43} = -\bar{R}_{34}$ đặt các lực \bar{G}_3, \bar{P}_{q3} Tại A có \bar{R}_{12} và tại O_3 có \bar{R}_{03} và phương trình cân bằng lực của nhóm 2-3 là :

$$\bar{R}_{03} + \bar{G}_3 + \bar{P}_{q3} + \bar{R}_{43} + \bar{R}_{12} = 0$$

\bar{R}_{03} & \bar{R}_{12} chưa biết cả trị số và phương nên phương trình lực còn 4 ẩn. Ta phải khử ẩn số bằng cách tách con trượt 2 ra, con trượt 2 chịu tác dụng của hai lực R_{12} đi qua A và R_{32} vuông góc với culits 3 (bỏ qua G_2/P_{q2}) vậy $\bar{R}_{12} = -\bar{R}_{32}$ lấy mômen các lực với điểm A ta có :

$$R_{12} = \frac{R_{43} \cdot h_R + P_{q3} \cdot h_q + G_3 h_G}{88} = 2480(N)$$

Vậy phương trình cân bằng lực của nhóm A xua 2-3 chỉ còn \bar{R}_{03} là chưa biết nên ta xác định được bằng cách vẽ đa giác lực ($\mu_p = 25N/mm$) (hình 9-8).

Trị số R_{03} là : 650(N)

Cuối cùng còn lại khâu dẫn O_2A chịu tác dụng của lực $R_{21} = -R_{12}$ đặt tại A và một mômen cân bằng. Lấy mômen với điểm O_2 ta có :

$$M_{CB} = R_{21} \cdot h \cdot \mu_L = 177(Nm)$$

Phân tích lực tại vị trí số 11 :

Ta cũng tiến hành theo trình tự như vị trí số 5. Tại vị trí 11 máy chạy không nên không có P_c . Hoạ đồ lực tại vị trí 11 được minh hoạ trên hình 9-8 . Trị số các lực được liệt kê trong bảng 9-5.

Bảng 9-5 : Trị số các lực và mômen cân bằng trên khâu dẫn

Vị trí	P	G ₅	P ₄₅	G ₄	P ₄₄	R ₃₄ ¹	R ₃₄	R ₀₅	R ₄₅	G ₃	P _{q3}	R ₁₂	R ₀₃	M _{CB}
5	1500	460	140	30	10	13,5	1400	450	1490	120	21	2022	650	368
11	0	466	985	30	63,5	18,2	1100	530	1000	120	125	2550	1390	-166

Tính mômen cân bằng trên khâu dẫn bằng phương pháp đòn Dukôpski :

$$\begin{aligned}
 M_{CB} &= -\frac{1}{\omega_1} \sum_k (\bar{P}_k \cdot \bar{V}_k + \bar{M}_k \cdot \bar{\omega}_k) \\
 &= -\frac{1}{\omega_1} [\bar{P}_c \cdot \bar{V}_F + \bar{P}_{q5} \cdot \bar{V}_F + \bar{G}_5 \cdot \bar{V}_F + \bar{G}_4 \cdot \bar{V}_{34} + \bar{P}_{q4} \cdot \bar{V}_T + \bar{G}_3 \cdot \bar{V}_{S3} + \bar{P}_{q3} \cdot \bar{V}_k] \\
 &= -\frac{1}{\omega_1} \mu_v [\bar{P}_c \cdot \bar{P}\bar{f} + \bar{P}_{q5} \cdot \bar{P}\bar{f} + \bar{G}_5 \cdot \bar{P}\bar{f} + \bar{G}_4 \cdot \bar{P}\bar{S}_4 + \bar{P}_{q4} \cdot \bar{P}\bar{t} + \bar{G}_3 \cdot \bar{P}\bar{S}_3 + \bar{P}_{q3} \cdot \bar{P}\bar{k}]
 \end{aligned}$$

Cách làm : xoay hoạ đồ vận tốc đi 90° đặt các lực vào các điểm tương ứng trên hoạ đồ vận tốc và lấy mômen với gốc P. Những lực nào chống lại chiều xoay hoạ đồ vận tốc sẽ mang dấu dương. Sau đó được nhân với $-\frac{1}{\omega_1} \cdot \mu_v$ ta được mômen cân bằng. (hình 9-8).

7. Chuyển động thực của máy , xác định mômen quán tính bánh đà :

Có nhiều phương pháp xác định chuyển động thực của máy ở đây ta dùng phương pháp đồ thị đường cong vít ten bao.

a. Vẽ biểu đồ mômen cân thay thế (cũng có thể gọi là mômen cân thu gọn)

Mômen cân thay thế tại các vị trí được xác định theo công thức :

$$\begin{aligned}
 M_{ctt} &= \sum_k (\bar{P}_k \cdot \bar{V}_k + \bar{M}_k \cdot \bar{\omega}_k) \frac{1}{\omega_1} \\
 &= (\bar{P}_{c1} \cdot \bar{P}\bar{f} + \bar{G}_5 \cdot \bar{P}\bar{f} + \bar{G}_4 \cdot \bar{P}\bar{S}_4 + \bar{G}_3 \cdot \bar{P}\bar{S}_3) \mu_L
 \end{aligned}$$

Cách làm : xoay hoạ đồ vận tốc đi 90° đặt các lực vào các điểm tương ứng và lấy mômen với góc hoạ đồ theo phương pháp đòn Dukôpski. Tại hai vị trí số 1 và 6' ta tính M_{cII} cho 2 trường hợp có lực cản và không có lực cản. Các vị trí từ số 1 đến 6' mới có lực cản còn các vị trí khác không có lực cản.

Bảng 9-6 : Trị số mômen cản thay thế

Vị trí	0 12	1	2	3	4	5	6	6'	7	7'	8	9	10	11
Pf	0	14	25	29,5	31	26	20	17	5	0	20	49	52	27
h_{G_3}	0	2,9	3	1,5	1,2	2,1	3	3,5	1	0	3,2	3,5	3	-3,5
h_{G_4}	0	3	2,1	1,2	1	2,2	3	2,6	0,7	0	2,8	3,2	2,5	3,2
		107						125						
M_{cII}	0	2,1	189	220	232	193	147	-2,5	-0,7	0	2	2,5	-2,1	-2,5

Biểu đồ mômen cản thay thế được vẽ (hình 9-9) Lập hệ trục vuông góc Trục tung biểu thị M_{cII} với tỷ lệ xích $\mu_M = 5,5$ (Nm/mm) Trục hoành biểu thị góc quay với tỷ lệ xích $\mu_\varphi = 0,0628$ (1/mm).

Tích phân đồ thị mômen cản ta được đồ thị công cản $A_c = A_c(\varphi)$ Ta chọn cực tích phân với $H = 50\text{mm}$ vậy $\mu_A = \mu_M \cdot H \cdot \mu_\varphi = 17$ (Nm/mm). Vì sau một chu kỳ công thì công động bằng công cản (giai đoạn máy chuyển động bình ổn) ta lại giả thiết M_d không đổi như vậy ta xác định ngay được công động là đường bậc nhất như hình vẽ.

Bằng cách vi phân ngược lại ta xác định được M_d (hình 9-9) Cộng hai đồ thị A_d và A_c ta được đồ thị $\Delta E(\varphi)$.

b. Vẽ biểu đồ mômen quán tính thay thế.

Mômen quán tính thay thế xác định theo công thức sau :

$$\begin{aligned}
 J_{tt} &= \sum_k \left[m_k \left(\frac{V_{sk}}{\omega_1} \right)^2 + J_{sk} \left(\frac{\omega_k}{\omega_1} \right)^2 + J_{01} \right] \\
 &= J_{01} + \left[m_5 V_F^2 + m_4 V_{S4}^2 + m_3 V_{S3}^2 + J_{S4} \omega_4^2 + J_{S3} \omega_3^2 \right] \\
 &= J_{01} + \left[m_5 p f^2 + m_4 p s_4^2 + m_3 p s_3^2 + J_{S4} \frac{b f^2}{L_{BF}^2} + J_{S3} \frac{p b_3^2}{L_{O_3B}^2} \right] \mu_L^2
 \end{aligned}$$

Sau khi thay số ta tính ra mômen quán tính thay thế tại các vị trí.

Bảng 9-7 Mômen quán tính thay thế

Vị trí	0 12	1	2	3	4	5	6	6'	7	7'	8	9	10	11
Pf	0	14	25	29,5	31	26	20	17	5	0	20	49	52	27
PS ₁	0	15	24	29	31,5	27	20	17	5	0	22	48,5	51	28,5
PS ₂	0	8	11,5	14	16	14	10	8,5	2,5	0	12	24	25	15
Pb ₁	0	16	23	28	32	28	20	17	5	0	24	48	50	30
bf	0	5,5	5	2,5	2	4	6	6	1,5	0	6,5	7	5,5	6,5
J _{ii}	0	0,425	1,01	1,35	1,45	1,1	0,7	0,59	0,23	0	0,76	3,43	3,8	1,2

Sau khi có trị số mômen quán tính thay thế ta tiến hành vẽ đồ thị $J_{ii} = J_{ii}(\varphi)$.

Lập hệ trục tọa độ với các tỷ lệ xích $\mu_J = 0,085$ (kgm²/mm) ; $\mu_\varphi = 0,0628$ (1/mm) (hình 9-9) Từ đồ thị $\Delta E(\varphi)$ và $J_{ii}(\varphi)$ khử thông số φ ta được đồ thị $\Delta E(J)$ trong giai đoạn máy làm việc bình ổn nó là 1 đường cong kín như hình 9-9.

c. Xác định mômen quán tính bánh đà :

Từ $[\delta] = 1/30$ ta tính ra vận tốc góc cho phép lớn nhất và nhỏ nhất của khâu 1.

$$[\omega_{1\max}] = \omega_1 \left[1 + \frac{[\delta]}{2} \right]$$

$$[\omega_{1\min}] = \omega_1 \left[1 - \frac{[\delta]}{2} \right]$$

Từ đây ta tính ra góc nghiêng ψ_{\max} , ψ_{\min} .

$$\begin{aligned} \psi_{\max} &= \arctg \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_1^2 (1 + [\delta]) \\ &= \arctg 0,1467 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \psi_{\min} &= \arctg \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_1^2 (1 - [\delta]) \\ &= \arctg 0,1375 \end{aligned}$$

Tra ra $\psi_{\max} = 8^\circ 21'$; $\psi_{\min} = 7^\circ 50'$

Trên đồ thị đường cong $\Delta E(J)$ (đường cong vít ten bao ta dựng các góc ψ_{\max} và ψ_{\min} (hình 9-9) và xác định được đoạn $ab = 19\text{mm}$.

$$J_d = \frac{ab \cdot \mu_j}{\text{tg}\psi_{\max} - \text{tg}\psi_{\min}}$$

Thay vào tính được $J_d = 179\text{kgm}^2$ nếu ta lắp bánh đà tại khâu dẫn và chọn đường kính bánh đà $D = 0,7\text{m}$ ta tính được khối lượng bánh đà là :

$$M = \frac{4J_d}{D^2} = \frac{4 \cdot 179}{0,49} = 1460\text{kg}$$

8. Thiết kế cơ cấu cam :

a. Vẽ biểu đồ chuyển động : Tổng hợp cơ cấu cam bắt đầu từ việc vẽ đồ thị chuyển động của cần (bị dẫn) O_4C , xuất phát từ đồ thị đã cho :

$$\frac{d^2\beta}{d\varphi^2} = \frac{d^2\beta}{d\varphi^2}(\varphi)$$

Hàm số biến thiên theo hình cosin , cho nên ta vẽ hình cosin với hệ tọa độ $\frac{d^2\beta}{d\varphi^2} - (\varphi)$ (cách dựng hình cosin như hình 9-10). Trị số biên độ của hình cosin

trên đoạn biểu diễn φ_d lấy bằng $h' = 15\text{mm}$; h'' ứng φ_v sẽ là $h'' = h' \frac{\varphi_d^2}{\varphi_v^2} = 15 \cdot \frac{60^2}{50^2} = 21,6\text{mm}$. Tích phân đồ thị $\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}(\varphi)$ ta được đồ thị $\frac{d\beta}{d\varphi}(\varphi)$ ở đây

ta lấy $H_1 = 8$ ta tiếp tục tích phân đồ thị $\frac{d\beta}{d\varphi}(\varphi)$ với $H_2 = 15\text{mm}$ ta được đồ thị

$\beta = \beta(\varphi)$. Sau đó ta tính tỷ xích :

$$\mu_\beta = \frac{\beta_{\max}}{X} = \frac{\pi}{180} \cdot \frac{15^\circ}{21} = 0,0125(1/\text{mm})$$

Tỷ xích μ_φ ta tính như sau :

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_{IV}}{65} = \frac{\frac{\pi}{180}(\varphi_d + \varphi_x + \varphi_v)}{65} = \frac{\frac{\pi}{180} \cdot 130}{65} = 0,0349(1/\text{mm})$$

$$\frac{\mu_{d\beta}}{d\varphi} = \frac{\mu_\beta}{H_2 \cdot \mu_\varphi} = \frac{0,0125}{16 \cdot 0,0349} = 0,0223(1/\text{mm})$$

$$\frac{\mu_{d\beta}}{d\varphi^2} = \frac{\mu \frac{d\beta}{d\varphi}}{11,1 \cdot \mu_{\varphi}} = \frac{0,0223}{8,0,0349} = 0,0798(1/\text{mm})$$

b. Xác định tâm cam :

$$\text{Chọn điểm } O_4 \text{ vẽ cung có bán kính bằng } O_4C = \frac{L}{\mu_L} = \frac{0,12}{0,0025} = 48\text{mm}$$

đựng góc $\beta_{\max} = 15^\circ$ và chia góc làm 8 phần ứng với các đoạn biểu diễn β_i trên đồ thị $\beta = \beta(\varphi)$ các điểm trên cung tương ứng là $C_0, C_1, C_2, C_3, C_4 \dots C_8$
 $C_9 \equiv C_8 ; C_{10} \equiv C_7 ; C_{11} \equiv C_6 \dots C_{17} \equiv C_0$ vẽ các điểm X_i theo công thức :

$$X_i C_i = \left(\frac{d\beta}{d\varphi} \right)_i OC$$

Tại 1 số vị trí đặc biệt ta kẻ các đường thẳng Δ làm với các tia xuất phát từ O_4 góc γ_{\min} ta xác định được miền đặt tâm cam.

Ta chọn điểm O_2 làm tâm cam vậy ta xác định được bán kính R_{\min} của cam là :

$$\frac{R_{\min}}{\mu_L} = O_2 C_0 = 75\text{mm}$$

c. Vẽ biên dạng cam :

Đầu tiên ta vẽ biên dạng lý thuyết của cam theo phương pháp đổi giá theo các bước :

- Dựng vòng tròn tâm O_2 bán kính $O_2 O_4$.

Tính theo ngược chiều quay của ω_1 ta lần lượt dựng các góc $\varphi_d, \varphi_x, \varphi_v$ và chia $\varphi_d - \varphi_v$ thành 8 phần bằng nhau tương ứng với điểm chia trên đồ thị động học .

- Cũng theo ngược chiều với ω_1 ta lần lượt đánh số vị trí $O_4^1, O_4^2, \dots, O_4^{17}$

- Tại các vị trí điểm chia ta lần lượt vẽ vị trí của cần $O_4^i C_i$.

- Lần lượt nối các điểm C_i bằng một đường cong trơn ta được biên dạng lý thuyết của cam.

- Sau khi có biên dạng lý thuyết ta xác định được ρ_{\min} và chọn được bán kính con lăn.

Vẽ liên tiếp các con lăn sau đó ta vẽ được biên dạng thực của cam (hình 9-10).

9. Thiết kế bánh răng :

Số liệu đã cho : $Z_1 = 11$, $Z_2 = 30$, $m = 10$ bộ truyền bánh răng , không có yêu cầu gì về khoảng cách trục nên ta sẽ chọn cặp bánh răng dịch chỉnh dương là cặp bánh răng có nhiều ưu điểm. Đầu tiên ta tra bảng và chọn được hệ số dịch dao.

$$\xi_1 = 0,66, \xi_2 = 0,501, \gamma = 0,16 \text{ vậy } \xi_c = \xi_1 + \xi_2 = 0,66 + 0,50 = 1,161.$$

$$Z_c = Z_1 + Z_2 = 11 + 30 = 41.$$

$$+ \lambda = \xi_c \gamma = 1,161 \cdot 0,16 = 1,001$$

+ Góc ăn khớp dựa vào phương trình ăn khớp .

$$\operatorname{inv}\alpha_L = \frac{2\xi_c \operatorname{tg}20^\circ}{Z_c} + \operatorname{inv}20^\circ$$

$$\text{Ta tính và tra ra } \alpha_L = 26^\circ 22'$$

+ Bán kính vòng chia :

$$R_1 = \frac{mZ_1}{2} = \frac{10 \cdot 11}{2} = 55 \text{mm}$$

$$R_2 = \frac{mZ_2}{2} = \frac{10 \cdot 30}{2} = 150 \text{mm}$$

+ Bán kính vòng cơ sở :

$$R_{O_1} = R_1 \cos\alpha = 55 \cos 20^\circ = 55 \cdot 0,939 = 51,6 \text{mm}$$

$$R_{O_2} = R_2 \cos\alpha = 150 \cdot 0,939 = 140,8 \text{mm}$$

+ Bán kính vòng lăn :

$$R_{l,1} = R_1 \left(1 + \frac{2\lambda}{Z_c} \right) = 55 \left(1 + \frac{2 \cdot 1,001}{41} \right) = 57,7 \text{mm}$$

$$R_{l,2} = R_2 \left(1 + \frac{2\lambda}{Z_c} \right) = 157,3 \text{mm}$$

+ Khoảng cách tâm :

$$A = m \left(\frac{Z_c}{2} + \lambda \right) = 10 \left(\frac{41}{2} + 1,001 \right) = 215 \text{mm}$$

+ Bán kính vòng chân :

$$R_{i_1} = R_1 - m(\operatorname{inv}\alpha - \xi_1) = 55 - 10(1,25 - 0,66) = 55 - 5,9 = 49,1 \text{mm}$$

$$R_{i_2} = R_2 - m(\Gamma'' - \xi_2) = 142,5$$

+ Chiều cao răng :

$$h = m(\Gamma + \Gamma'' - \gamma) = 20,9\text{mm}$$

+ Bán kính vòng đỉnh :

$$R_{e_1} = R_{r_1} + h = 49,1 + 20,9 = 70\text{mm}$$

$$R_{e_2} = R_{i_2} + h = 142,5 + 20,9 = 163,4\text{mm}$$

+ Bước răng :

$$t = \pi m = 3,14 \cdot 10 = 31,4\text{mm}$$

+ Chiều dày răng trên vòng chia :

$$S_1 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2\xi_1 \operatorname{tg} \alpha \right)$$

$$= 10 \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,50 \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 20,5\text{mm}$$

$$S_2 = 10 \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,50 \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 19,3\text{mm}$$

+ Ta có thể tính hệ số trùng khớp theo công thức sau :

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{e_2}^2 - R_{O_2}^2} + \sqrt{R_{e_1}^2 - R_{O_1}^2} - A \sin \alpha_1}{t \cos \alpha}$$

$$= \frac{1}{31,4 \cos 20^\circ} \cdot \left(\sqrt{163,4^2 - 140,8^2} + \sqrt{70^2 - 51,6^2} - 215 \sin 26^\circ 22' \right)$$

$$= 1,18$$

Sau khi đã xác định xong các thông số ta tiến hành vẽ bánh răng.

- Chọn tỷ xích $\mu_1 =$

Chọn tâm ăn khớp P vẽ hai vòng tròn lăn R_{L1} R_{L2} , vòng tròn cơ sở R_{O1} , R_{O2} .

- Kẻ pháp tuyến chung N_1 , N_2 .

Vẽ biên dạng răng theo cách vẽ đã giới thiệu.

Vẽ vòng tròn đỉnh răng, chân răng, vẽ hoàn chỉnh răng kể cả phần chuyển tiếp chân răng gồm đoạn thẳng hướng tâm và cung lượn $R = 0,2m$ mỗi bánh răng vẽ 3 răng.

Vẽ vòng tròn chia R_1 , R_2 .

Vẽ đoạn ăn khớp thực, cung ăn khớp, góc ăn khớp, cung làm việc trên cạnh răng.

Vẽ đường cong trượt.
 Cơ cấu bánh răng được vẽ trên hình 9-11.

§ 9-4 Ví dụ 2 - Thiết kế động cơ đốt trong

Đầu đề :

- + Hành trình pitstông (con trượt) $H = 200\text{mm}$.
- + Đường kính pitstông (xy lanh) $D = 180\text{mm}$
- + Độ lệch tâm của trục xy lanh với đường tâm trục khuỷu : $e = 40\text{mm}$
- + Hệ số năng suất (hệ số tăng tốc) $K = 1,035$.
- + Khoảng cách trọng tâm $L_{AS} = 0,38L_{AB}$.
- + Khối lượng pits tông $m_3 = 19,4\text{kg}$
- + Khối lượng tay biên $m_2 = 11,72\text{kg}$
- + Khối lượng phần không cân bằng của tay quay $m_1 = 14,3\text{kg}$
- + Trọng tâm tay quay $L_{OS_1} = R_{OA}$.
- + Bán kính quán tính thanh truyền (tay biên) đối với trục qua $S_2 = \rho_S^2 = 0,17L_{AB}^2$
- + Mômen quán tính trục khuỷu đối với trục quay $J_{O1} = 0,1\text{kgm}^2$
- + Số vòng quay trục 1 : $n_{OA} = 650\text{v/ph}$
- + Hệ số không đều của động cơ $[\delta] = 1/100$.
- + Độ vông của cân xupáp đối với trục quay của cam $h = 10\text{mm}$
- + Cam nạp (chính tâm) $e_1 = 0$
- + Các góc định kỳ $\varphi_d = \varphi_v = 50^\circ$
- + Độ mở sớm của cam nạp 10°
- + Quy luật gia tốc của cân : đường thẳng nghiêng
- + Mô đun bánh răng $m = 8$
- + Tỷ số truyền bộ truyền bánh răng $i = 2$.
- + Khoảng cách trục $A = 170\text{ mm}$.

1. Phân tích cấu trúc cơ cấu :

Cơ cấu chính của động cơ đốt trong 4 kỳ là cơ cấu tay quay con trượt . Dùng cơ cấu này trong động cơ để biến chuyển động tịnh tiến qua lại của pitstông thành chuyển động quay tròn của trục khuỷu (khâu dẫn) và chuyển động quay này để dẫn động các máy công tác.

Vậy ta thấy trong động cơ đốt trong khâu dẫn (trục khuỷu) có chuyển động là chuyển động quay mà ta giả thiết là quay đều với số vòng quay đã cho. Còn con trượt 3 (pitstông) có chuyển động là tịnh tiến thẳng , thanh truyền 2 chuyển động song phẳng . Ta cũng cần lưu ý là trong động cơ đốt trong pitstông là khâu phát động . nó truyền chuyển động cho thanh truyền 2 và truyền tiếp chuyển động cho trục khuỷu quay.

2. Tổng hợp cơ cấu chính và vẽ hoạ đồ vị trí :

Từ hệ số nâng suất $k = 1,035$ ta tính được :

$$\theta = 180^\circ \frac{k - 1}{k + 1} = 180^\circ \frac{1,035 - 1}{1,035 + 1} = 3^\circ 06'$$

Theo các dụng của bài toán tổng hợp cơ cấu 4 khâu ta chọn đường xx và đặt đoạn $B_1B_{II} = H = 200\text{mm}$ kẻ đường x_1x_1 song song với xx và cách xx một đoạn $e = 40\text{mm}$. Vậy tâm quay O của tay quay phải nằm trên x_1x_1 ; đồng thời lại nằm trên đường tròn quỹ tích của đỉnh góc nội tiếp θ và đi qua B_1B_{II} (hình 9-12)

$$OB_1 = L_{AB} - R$$

$$OB_{II} = L_{AB} + R$$

$$\text{Hay } R = \frac{OB_{II} - OB_1}{2}$$

Ứng với $B_1B_{II} = 200\text{mm}$; $\theta = 3^\circ 06'$

Từ đó $OB_1 = 298\text{mm}$

$OB_{II} = 497\text{mm}$

$$\text{Vậy } R = \frac{497 - 298}{2} = 99,5\text{mm}$$

$$L_{AB} = 397,5 \text{ mm} = 0,3975(\text{m})$$

Để dựng hoạ đồ vị trí ta chọn tỷ xích chiều dài μ_L :

$$\begin{aligned} \mu_L &= \frac{L_{OA}}{OA} = \frac{0,0995\text{m}}{40\text{mm}} = 0,00249 \text{ m/mm} \\ &\approx 0,0025\text{m/mm} \end{aligned}$$

Vậy các đoạn biểu diễn khác là :

$$AB = 159 \text{ mm}; \frac{II}{\mu_L} = 80 \text{ mm}; e/\mu_L = 16 \text{ mm}$$

Dựng một đường xx thẳng và lấy một đoạn 80mm để biểu thị hành trình của pítstông .

- Dựng đường x_1x_2 song song với xx cách xx 16mm
- Biết OA và OB nên ta xác định được điểm O trên X_1X_2
- Lấy O làm tâm dựng đường tròn tâm O bán kính OA = 40 mm
- Chia vòng tròn 12 phần bằng nhau với góc AO là điểm ứng với điểm trên cùng của pítstông (AO nằm trên đường thẳng OB_0) sau đó ta đánh số theo chiều quay của khâu dẫn OA ta chỉ vẽ tâm cho cơ cấu ở vị trí số 1.

Hoạ đồ vị trí bao gồm 12 vị trí chia và thêm một vị trí ứng với điểm chết dưới của vị trí pítstông

3. Hoạ đồ vận tốc :

Ta lần lượt vẽ hoạ đồ vận tốc cho 13 vị trí :

Các phương trình vận tốc như sau

$$V_{A1} = V_{A2} = \omega_1; R = \omega_1 \cdot OA \cdot \mu_L$$

$$\vec{V}_{B_2} = \vec{V}_{A_2} + \vec{V}_{B_2A_2}$$

Trong đó $\vec{V}_{B_2} = \vec{V}_{B_3}$ có phương thẳng đứng. $V_{B_2A_2}$ có phương vuông góc với AB. chọn điểm p làm gốc hoạ đồ vận tốc dựng véc tơ $\vec{pa}_{1,2}$ biểu diễn vận tốc $\vec{V}_{A_{1,2}}$

$$V_{A_{1,2}} = pa_{1,2} \cdot \mu_v = \omega_1 \cdot OA \cdot \mu_L \text{ ta chọn } \mu_v = \omega_1 \cdot \mu_L \text{ Vậy } \mu_v = 68 \cdot \mu_L$$

$$= 68 \cdot 0,0025 = 0,17 \text{ m/smm}$$

$$pa_{1,2} = OA.$$

Từ mút $a_{1,2}$ ta hợp phương của $V_{B_2A_2}$ từ gốc p ta dựng phương $V_{B_{2,3}}$ (hình 9 - 14).

Trọng tâm S_1 , trùng với A Vậy $a_{1,2} = s_1; s_2$ xác định theo định theo định lý đồng dạng $s_3 \equiv b$. Vận tốc góc khâu 2 ta xác định công thức $\omega_2 = \frac{V_{B_2A_2}}{L_{AB}}$

Bảng 9 - 8 vận tốc các điểm và ω_2

Vị trí		1	2	3	4	5	6	7	8	9	9	10	11
$\rho_{A_{1,2}}$	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40	40
$V_{A_{1,2}}$	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8	6,8
$\rho_{B_{2,3}}$	0	25	40	41	30,5	14	0	≈ 0	17	30	40	39	24
$V_{B_{2,3}}$	0	4,25	6,88	7,02	5,18	2,4	0	0,09	2,91	5,18	6,8	6,63	4,08
ρ_{S_2}	25	30	38,4	40,4	29,5	28,4	24,7	24,7	28,4	35	40	38,7	30,7
V_{S_2}	4,21	5,1	6,54	6,88	5,03	4,84	4,21	4,21	4,84	5,95	6,8	6,58	5,23
ω_2	17	15,8	9,8	1,3	7,7	14	17	16,71	15,4	9,8	1,5	7,3	14

4. Hoạ đồ gia tốc

Ta xác định gia tốc tại vị trí số 1

$$a_{A_1} = a_{A_2} = a_A^n = \omega_1^2 R = \omega_1^2 \cdot OA \mu_{1,2}$$

$$\vec{a}_{B_2} = \vec{a}_{A_2} + \vec{a}_{B_2 A_2}^n + \vec{a}_{B_2 A_2}^t$$

$\vec{a}_{B_2} = \vec{a}_{B_3}$ có phương thẳng đứng. $\vec{a}_{B_2 A_2}^n$ ta xác định được trị số còn chiều đi từ B về A; $\vec{a}_{B_2 A_2}^t$ có phương vuông góc với $\vec{a}_{B_2 A_2}^n$. Vậy ta dựng được hoạ đồ gia tốc với tỷ xích $\mu_a = \omega_1^2 \mu_{1,2} = 68^2 \cdot 0,0025 = 11,59 \text{m/s}^2 \text{mm}$ (lấy $\mu_a = 11,6 \text{m/s}^2 \text{mm}$) đoạn biểu diễn là $V_{A_{1,2}}$ là $\pi a_{1,2}' = \frac{a_{A_{1,2}}}{\mu_a} = OA$ còn đoạn

biểu diễn $a_{B_2 A_2}^n$ là a^n được xác định theo phương pháp vẽ hình 9- 15

$$V_i = \omega_2^2 L_{AB} = \frac{V_{B_2 A_2}^2}{L_{AB}}$$

$$a_{B_2 A_2}^n = a^n \cdot \mu_a = \frac{ab^2}{AB} \cdot \frac{\mu_{v,2}}{\mu_{1,2}} \text{ hay } a^n = \frac{ab^2}{AB}$$

Ta chọn π làm gốc hoạ đồ gia tốc dựng $\pi \vec{a}_{1,2}'$ biểu diễn $a_{A_{1,2}}$ từ $a_{1,2}'$ dựng vectơ a^n biểu thị $\vec{a}_{B_2 A_2}^n$ kẻ phương $\vec{a}_{B_2 A_2}^t$ và $\vec{a}_{B_2,3}$ ta xác định được điểm $b'_{2,3}$ $S'_1 \equiv a'_{1,2}$; $S'_3 \equiv b'_3$ còn S'_2 xác định theo định lý đồng dạng.

Gia tốc các điểm tại vị trí 1 như sau :

$$a_{A_1,2} = 40.11 = 464 \text{ m/s}^2 = a_{S_1} = 464 \text{ m/s}^2$$

$$a_{B_2,3} = \pi b'_{2,3} \mu_a = 40,9.11,6 = 475 \text{ m/s}^2$$

$$= 475 \text{ m/s}^2 = a_{S_3}$$

$$a_{S_2} = \pi S'_2 \mu_a = 459 \text{ m/s}^2$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a'_{B_2, \Lambda_2}}{l_{AB}} = \frac{15,5.11,6}{0,3975} = 452 \text{ } ^\circ/\text{s}^2$$

Hoạ đồ gia tốc minh hoạ trên hình 9-15

5. Đồ thị động học :

Ta lập biểu đồ chuyển vị $S_B = S_B(t)$ của con trượt : lập hệ trục vuông góc mà trục tung biểu thị chuyển vị S_B còn trục hoành biểu thị thời gian t với

$$\mu_S = \frac{H}{S_{\max}} = \frac{0,200}{40}; \mu_S = 0,005.$$

$$\mu_t = \frac{60}{n_{\alpha} \mu_1} = \frac{60}{650.120} = 0,00077 \text{ s/mm}$$

Tại vị trí tương ứng trên hoạ đồ vị trí ta xác định được chuyển vị của con trượt B. sau đó thông qua tỷ xích μ_S ta được đoạn biểu biến của nó và đặt nên tung độ các điểm tương ứng trên đồ thị $S_B(t)$ nối trơn bằng 1 đường cong ta được biểu đồ chuyển vị của piston B.

Biểu đồ vận tốc $v_B = \frac{ds}{dt} = v_B(t)$ được vẽ bằng phương pháp vị phân đồ thị

$S_B = S_B(t)$ cực tích phân được chọn sao cho μ_v của hoạ đồ vận tốc và μ_v trên biểu đồ động học là bội số của nhau để tiện việc so sánh.

$$\mu_v = \frac{\mu_S}{H_1 \mu_t} \rightarrow H_1 = \frac{\mu_S}{\mu_v \mu_t}$$

Tiếp tục vị phân đồ thị $v_B = v_B(t)$ ta được đồ thị gia tốc :

$$a_B = \frac{dv}{dt} = a_B(t)$$

$$\text{Cực tích phân } H_2 = \frac{\mu_v}{\mu_a \mu_t}$$

Từ đồ thị gia tốc ta cũng so sánh được gia tốc tại vị trí số 1 của hai phương pháp trên.

Biểu đồ động học được minh họa trên hình 9-16.

6. Phân tích lực cơ cấu chính :

Các lực tác động lên cơ cấu :

Lực động tác động lên pítstông : Để xác định lực tác động lên pítstông ta phải dựa vào biểu đồ công (biểu đồ lực) và quá trình làm việc của động cơ. Ta biết rằng sau 2 vòng quay của trục khuỷu (tay quay) động cơ hoàn thành một chu kỳ sinh công. Vậy khi pítstông đi từ điểm chết trên B_0 đến điểm chết dưới B_6 , là hành trình hút (ứng với đường hút) từ B_6 đến B_{12} ứng với hành trình nén tiếp vòng thứ hai từ B_{12} đến B_{18} là hành trình nổ và từ B_{18} đến B_{24} là hành trình xả (chính vì động cơ có bốn hành trình như trên nên ta thường gọi là động cơ 4 kỳ). Như vậy ứng với vị trí số 1 đang là hành trình hút đường hút ở phía dưới đường áp suất khí quyển ứng với tỷ xích $\mu_p = 0,5$ ba r/mm ta đo được đoạn biểu diễn $p_i = 0,44$ mm vậy áp suất sẽ là $p_i = p_i \cdot \mu'_p = 0,44 \cdot 0,5 = 0,22 \text{ bar} = 2,2 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$ lực tác động lên pítstông là :

$$\begin{aligned} P_3 &= p_i \cdot F = p_i \cdot \frac{\pi D^2}{4} \\ &= p_i \frac{3,14}{4} \cdot 18 = p_i \cdot 254,34 \end{aligned}$$

Thay số vào ta có $p = -559$ (N) dấu - vì áp suất ngược với chiều chuyển động của pítstông.

Lực quán tính:

$P_{q2} = m_2 \cdot a_{S_2}$ đặt tại điểm T trong đó T được xác định với khâu chuẩn động song phẳng (Cách xác định như trên hình 9 -15);

$$P_{q2} = 5379 \text{ N}$$

$$P_{q3} = m_3 \cdot a_B = 9.200 \text{ N}$$

Trọng lượng các khâu :

$$G_2 = m_2 g = 11,72.9,81 = 115N$$

$$G_3 = m_3 g = 19,4.9,81 = 190N$$

Tách nhóm Axua 2-3 đặt các lực ta có phương trình cân bằng lực :

$$\vec{R}_{12} = \vec{G}_2 + \vec{P}_{q_2} + \vec{P}_{q_3} + \vec{G}_3 + \vec{P} + \vec{R}_{o_3} = 0$$

Phương trình này còn ba ẩn số là trị số của \vec{R}_{o_3} , trị số và phương của \vec{R}_{12} .
Ta tiến hành khử ẩn số bằng cách tách khâu 2, phân \vec{R}_{12} thành hai thành phần \vec{R}_{12}^n dọc theo khâu ΔB và \vec{R}_{12}^t vuông góc với ΔB và lấy mô men với điểm B ta có :

$$\sum M_B = R_{12}^t \cdot AB - P_{q_2} h_1 + G_2 h_2 = 0$$

$$R_{12}^t = \frac{P_{q_2} h_1 - G_2 h_2}{AB} = 1865(N)$$

Thay số vào ta có :

$$R_{12}^t = \frac{P_{12.21} - G_2 .57}{AB} = 1865N$$

Tại vị trí I trị số các lực như sau :

$$P_3 = -559 (N) ; P_{q_3} = 9200(N)$$

$$P_{q_2} = 5379(N) ; G_2 = 115(N) ; G_3 = 190(N)$$

$$R_{12}^t = 1865(N)$$

Ta chọn tỷ xích $\mu_p = 184(N/mm)$ và dựng được đa giác lực của nhóm Axua như hình 9-15 và xác định được trị số lực \vec{R}_{12} và \vec{R}_{o_3} như sau : $R_{12} = 14812 (N)$;
 $R_{o_3} = 2300 (N)$ áp lực \vec{R}_{23} được xác định dựa vào sự cân bằng của khâu 3 :

$$\vec{R}_{23} + \vec{R}_{q_3} + \vec{P} + R_{o_3} = 0$$

$$R_{23} = R_{12} = 14812(N)$$

Sau khi tách nhóm còn lại khâu dẫn và ta tính được mô men cân bằng trên khâu dẫn dựa vào lực \vec{R}_{21} ta tính ra :

$$M_{cB} = (R_{21} \cdot h_1 - G_1 \cdot h_2) \mu_L$$

$$= 281 \text{ Nm}$$

Ta cũng xác định được mô men cân bằng, bằng phương pháp đòn Dụcpki xoay hoặ đồ vận tốc di 90° đặt các lực và lấy mô men với gốc p.

$$\begin{aligned} \mu_{cb} &= -\frac{\mu_v}{\cos 1} \left[GP_{q3} + P_3 \right] P^b - G_2 h_{g2} + P_{q2} h_{q1} - G_1 h_{G1} \\ &= -\mu_L \left[(P_{q3} + P_3 - G_3) 24,5 - G_2 \cdot 20 + P_{q2} \cdot 10 - G_1 \cdot 18 \right] \end{aligned}$$

$$\mu_{cB} = 284 (\text{Nm})$$

So sánh hai cách tính mô men cân bằng ta có hai số là :

$$\frac{284 - 281}{284} \rightarrow 1,1\%$$

7- Chuyển động thực của máy và cách xác định mô men quá tính bánh đà :

a) Vẽ đồ thị mô men động thay thế :

$$\begin{aligned} M_{dt} &= \sum_k \left(\dot{p}_k \cdot \bar{V}_k \right) \frac{1}{\omega_1} \\ &= \left(\bar{P} \cdot \bar{V}_B + \bar{G}_3 \cdot \bar{V}_B + \bar{G}_2 \cdot \bar{V}_{\gamma_2} + \bar{G}_1 \cdot \bar{V}_\Lambda \right) \frac{1}{\omega_1} \\ &= \frac{1}{\omega_1} \left(\pm P \cdot P^b \pm G_3 \cdot h_3 \pm G_2 \pm G_1 \cdot h_1 \right) \mu_v \end{aligned}$$

Cách làm : Xoay hoặ đồ vận tốc di 90° ta đặt các lực vào nút các vectơ vận tốc các điểm đặt lực và lấy mô men theo phương pháp đòn ta được trị số theo mô men động thay thế tại các vị trí.

Chú ý : P là lực tác động nên pítstông ứng với các vị trí trị số của P được xác định bằng áp suất trong xy lanh nhân với diện tích tiết diện ngang của xy lanh (cách tính như phần xác định áp lực khớp động)

Bảng 9-9 : Trị số của lực phát động P

Vị trí	2 ^o 4	1	2	3	4	5	6'	6	7	8	9	10	11
p _i (bar)	0	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,25	1	3	8,5
p (N)	-559	-559	-559	-559	-559	-559	-559	-559	559	-635	-2540	-7620	-21620
	Hút							Nén					

Vị trí	12	13	14	15	16	17	18	18	19	20	21	22	23	
p _i	28	28	14,5	6,5	3	1,5	0,5	0,5	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	
P	71200	71200	36900	16550	7620	3810	1270	-1270	-559	-559	-559	-559	-559	
	Nén						Nở			Xả				

Bảng 9-10 Trị số mô men động thay thế

Vị trí	2 ⁴	1	2	3	4	5	6	6	7	8	9	1
p _b (mm)	0	-25	-40	-41	-30,5	-14	0	0	-17	-30	-40	-3
h ₁ (mm)	0	25	40	41	30,5	14	0	0	-17	-30	-40	-3
h ₂ (mm)	-1	21,6	35,5	40,5	34	19	3	2	-17	-32	-40	-3
h ₁ (mm)	-2	17,5	33,5	40	36	22	5	3,5	-17	-33,5	-40	-36
M _{đm} (Nm)	-1	-10	-14	-11,2	-13	06	2,6	1,8	-23	-83	-299	-7

Vị trí	12	13	14	15	16	17	18	18	19	20	21	22	23
p _b (mm)	0	25	40	41	30,5	14	0	0	-17	-30	-40	-39	-24
h ₃ (mm)	0	25	40	41	30,5	14	0	0	-17	-30	-40	-39	-24
h ₂ (mm)	-1	21	35,5	40,5	34	19	3	2	-17	-32	40	-38	-23
h ₁ (mm)	-2	17,5	35,5	40	36	22	5	3,5	-17	33,5	-40	-36,5	-22
M _{đm} (Nm)	-1	4474	3724	1737	618	153	26	1,8	-4,3	-78	-101	-97	-1323

Sau khi có giá trị M_{đm} tại 24 vị trí ta vẽ được biểu đồ mômen động thay thế trên hệ trục vuông góc với $\mu_M = 56 \text{ Nm/mm}$; $\mu_v = \frac{4\pi}{240} = 0,0523 (1/\text{mm})$

Tích phân đồ thị M_{đm} = M_d(φ) ta được đồ thị cộng đồng A_d = A_d(φ) tỷ xích $\mu_A = H \cdot \mu_M \cdot \mu_\varphi = 20 \cdot 56 \cdot 0,0523 = 58,576 \text{ (Nm/mm)}$ (hình 9-17)

Để xác định công suất cần ta giả thiết mômen cần là hằng số, vậy công cần là đường bậc nhất. Mặt khác sau một chu kỳ công (trong giai đoạn máy làm việc bình ổn thì công động bằng công cần. Vậy nên ta nối một đường thẳng từ gốc O đến điểm cuối của đồ thị công động. Đường thẳng này chính là biểu đồ công cần, vì phân trở lại ta được đường biểu diễn mômen cần (hình 9-17). Lẽ đương nhiên $\mu_E = \mu_A$ và đường cong biểu thị $\Delta E = \Delta E(\varphi)$ chính là đường cong có được khi ta cộng hai biểu đồ công động và công cần. Bước tiếp theo ta xác định mômen quán tính thay thế.

$$\begin{aligned}
J_u &= \sum_k \left[m_k \left(\frac{V_{SK}}{\omega_1} \right)^2 + J_{SK} \left(\frac{\omega_k}{\omega_1} \right)^2 \right] \\
&= J_{o1} + m_2 \left(\frac{V_{S2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{V_B}{\omega_1} \right)^2 \\
&= J_{o1} + m_2 r_{o\Lambda}^2 \left(\frac{ps_2}{pa} \right)^2 + J_{S2} \left(\frac{r_{o\Lambda}}{L_{\Lambda B}} \frac{ab}{pa} \right)^2 + m_3 r_{o\Lambda}^2 \left(\frac{pb}{pa} \right)^2
\end{aligned}$$

Trong đó : $J_{o1} = 0,1 \text{ kgm}^2$.

$$J_{S2} = m_2 \rho_{S2}^2 = 0,315 \text{ kgm}^2$$

Từ biểu thức tính mômen quán tính thay thế ta thay các giá trị tương ứng vào các đại lượng trong biểu thức và tính giá trị J_u các vị trí kết quả được ghi trong bảng .

Bảng 9-11 : Mômen quán tính thay thế

Vị trí	pa (mm)	ps ₂ (mm)	ab(mm)	pb(mm)	$J_{o1} \text{ kgm}^2$	I	II	III	$J_u \text{ kgm}^2$
0	40	12	32	0	0,1	0,045	0,02	0	0,165
1	40	17,5	22	20	0,1	0,065	0,017	0,07	0,256
2	40	23	18	32	0,1	0,107	0,007	0,2	0,412
3	40	24	2,4	33	0,1	0,119	0,0002	0,2	0,423
4	40	20,4	15	24,1	0,1	0,092	0,004	0,11	0,318
5	40	17	27	11	0,1	0,06	0,015	0,03	0,206
6	40	12	32	0	0,1	0,045	0,02	0	0,165
6	40	12	32	0	0,1	0,045	0,02	0,0004	0,166
7	40	17	28	13,5	0,1	0,059	0,016	0,04	0,212
8	40	20	18	2,4	0,1	0,089	0,007	0,12	0,31
9	40	23,6	2,4	3,2	0,1	0,116	0,0001	0,2	0,41
10	40	17,5	13,5	31	0,1	0,107	0,004	0,18	0,33
11	40	17,5	26,4	17	0,1	0,07	0,014	0,07	0,25

$$I = m_2 r_{o\Lambda}^2 \left(\frac{pS_2}{pa} \right)^2 ; I = J_{S_2} \left(\frac{r_{o\Lambda}}{L_{AB}} \frac{ab}{pa} \right)^2 ; III = m_3 r_{o\Lambda}^2 \left(\frac{pb}{pa} \right)^2$$

Để vẽ biểu đồ mômen quán tính thay thế ta lấy tỷ lệ xích $\mu_J = 0,007 \text{kgm}^2/\text{mm}$. Biểu đồ mômen quán tính thay thế được vẽ trên hình 9-17.

Từ đồ thị $\Delta E = \Delta E(\varphi)$ và đồ thị $J_{ii} = J_{ii}(\varphi)$ ta khử thông số φ ta có đồ thị $\Delta E(J)$ đây là một đường cong kín (đường cong vít ten bao).

Từ đường cong vít ten bao và hệ số không đều cho phép $|\delta| = 1/100$ ta xác định được mômen quán tính bánh đà.

$$\psi_{\max} = \arctg \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_1^2 (1 + [\delta]) = 15^\circ 38'$$

$$\psi_{\min} = \arctg \frac{\mu_J}{2\mu_E} \omega_1^2 (1 - [\delta]) = 15^\circ 20'$$

Khi đã xác định được các góc ψ_{\max} và ψ_{\min} ta tiến hành vẽ các tiếp tuyến trên với đường cong vít ten bao. Hai tiếp tuyến này cắt trục tung ΔE tại a và b (hình 9-17).

Mômen quán tính bánh đà sẽ là:

$$J_d = \frac{ab \cdot \mu_J}{\lg \psi_{\max} - \lg \psi_{\min}} = \frac{44.0007}{0,2798 - 0,2742} = 55 \text{kgm}^2$$

Ta chọn đường kính bánh đà là $D = 0,7\text{m}$ và lắp tại khâu 1, vậy khối lượng bánh đà sẽ là:

$$M = 1,3 \cdot \frac{4J_d}{D^2} = 1,3 \cdot 4 \cdot \frac{55}{0,49} = 584 \text{kg}$$

8. Thiết kế cơ cấu cam :

Số liệu đã cho : $h = 10\text{mm}$, $e_1 = 0$, $\varphi_d = 50^\circ$, $\varphi_v = 50^\circ$ quy luật gia tốc theo đường thẳng nghiêng ; cơ cấu cam cần đẩy đáy bằng .

- a. Trước tiên ta phải dựa vào quá trình làm việc của động cơ và nhiệm vụ của cơ cấu cam để xác định góc φ_x của cam. Muốn xác định góc φ_x của cam ta phải vẽ biểu đồ phối hợp chuyển động giữa cơ cấu chính và cơ cấu cam (biểu đồ chu trình). Ta biết rằng cơ cấu nạp dùng để đóng mở xupáp nạp nhiên liệu. Quá trình nạp nhiên liệu ứng với hành trình hút của cam (từ vị trí 0 đến vị trí 6) tuy nhiên

người ta thấy rằng để tăng hiệu suất làm việc của động cơ thì xupáp nạp phải được mở sớm trước khi hành trình hút bắt đầu (góc mở sớm) góc mở sớm ta lấy 10° . Vậy góc trên trục khuỷu ứng với thời kỳ xupáp nạp mở là $180^\circ + 10^\circ - 0 = 187^\circ$ ($\theta = 3^\circ 06'$) . Vì trong thực tế còn có góc đóng muện cho nên ta lấy góc làm việc $\varphi = 220^\circ$

2.2.3. Tỷ số truyền giữa trục khuỷu và trục cam

Tỷ số truyền giữa trục khuỷu và trục cam là 2 vậy : $\varphi_d + \varphi_x + \varphi_v = \frac{\varphi}{2} = 110^\circ$

Tỷ số truyền là 2 vì ứng với 1 chu kỳ làm việc của máy gồm 4 kỳ là 2 vòng quay của trục khuỷu . Tương ứng với 1 vòng của trục cam.

Góc trên trục cam là 110° đó chính là góc làm việc của cam

$$\varphi_d + \varphi_x + \varphi_v = 110^\circ$$

$$\text{Vậy } \varphi_x = 110^\circ - (\varphi_d + \varphi_v) = 10^\circ$$

b. Sau khi xác định được các góc định kỳ φ_d , φ_x , φ_v ta vẽ biểu đồ chuyển động của cần.

Ta lập đồ thị $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$ vì $\varphi_d = \varphi_v$ cho nên $h'' = h' = 54\text{mm}$.

Tích phân đồ thị $\frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$ ta được đồ thị $\frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$.

Để tích phân ta chia cả φ_d và φ_v làm 8 phần đều nhau cực tích phân ứng

$$H_1 = H_2 = \frac{l}{\mu_\varphi} \quad \text{Vậy } H_1 = \frac{l}{0,0174} = 57\text{mm} \text{ khi ta đã chọn } H_1 \text{ và } H_2 \text{ như trên thì}$$

$$\frac{\mu d^2 S}{d\varphi^2} = \mu_s. \text{ Ta lại tích phân tiếp đồ thị } \frac{dS}{d\varphi}(S) \text{ ta được đồ thị } S = S(\varphi).$$

Tỷ xích được xác định như sau :

$$\mu_\varphi = \frac{\frac{2\pi}{360} \cdot 110}{X} = \frac{0,28 \cdot 110}{360 \cdot 110} = 0,0174$$

$$\mu_s = \frac{h}{S_{\max}} = \frac{0,01}{9} = 0,0011 \text{ m/mm}$$

c. Sau khi có đồ thị chuyển động của cam ta đi xác định bán kính nhỏ nhất của cam

R_{\min} bằng cách cộng hai đồ thị $\frac{d^2 S}{d\varphi^2}(\varphi)$ và $S(\varphi)$ ta chọn được bán kính R_{\min} là

$$R_{\min} = 44,5\mu_s + 10\text{mm} = 0,049\text{m} + 0,01\text{m} = 0,059\text{m}$$

d. Vẽ biên dạng cam :

Chọn một điểm A tùy ý vẽ vòng tròn bán kính $\frac{R_{\min}}{\mu_L}$ ta lấy $\mu_L = 0,002$

(m/mm) .

Theo hướng ngược chiều quay của cam ta lần lượt đặt các góc φ_d , φ_x , φ_v và chia φ_d , φ_v làm 8 phần đều nhau, đánh số theo thứ tự .

- Từ tâm cam vẽ các tia chạy qua các điểm chia sau đó đặt trên đó (từ A) các khoảng cách tương ứng với $R_{\min} + S_i$.

Từ mút các đoạn vừa đặt ta dựng đáy cân (các đoạn thẳng vuông góc)

Vẽ hình bao các đường thẳng góc trên đường cong đó chính là biên dạng cam.

- Sau đó ta vẽ cam và cần tại vị trí bắt đầu làm việc như hình 9-19.

9. Thiết kế cặp bánh răng .

Số liệu đã cho : $m = 8$, $i = 2$, $\Lambda = 170\text{mm}$.

+ Chọn chế độ ăn khớp và hệ số dịch dao : gọi số răng bánh 1 là Z_1 vậy $Z_2 = 2Z_1$, vì $\Lambda_o = \frac{mZ_c}{2} = \frac{m}{2}(Z_1 + Z_2)$ thay vào ta có $\Lambda_o = \frac{8}{2} \cdot 3Z_1 = 12Z_1$ $Z_1 =$

$$\frac{\Lambda_o}{12} = \frac{170}{12} = 14,5 \text{ vậy ta lấy } Z_1 = 14, Z_2 = 2Z_1 = 28$$

Tính lại ta có $\Lambda_o = \frac{mZ_c}{2} = \frac{8 \cdot 42}{2} = 168\text{mm}$, $\Lambda = 170\text{mm}$ như vậy ta phải chọn chế độ ăn khớp là cặp bánh răng dịch chỉnh dương.

Hệ số phân ly λ xác định theo :

$$\Lambda = m \left(\frac{Z_c}{2} + \lambda \right) \rightarrow \lambda = \frac{1}{m} \left(\Lambda - \frac{mZ_c}{2} \right)$$

$$\lambda = \frac{1}{8} (170 - 168) = \frac{1}{4} = 0,25$$

Góc ăn khớp :

$$\alpha_L \text{ xác định theo : } R_L \cos \alpha_L = R \cos \alpha$$

$$\cos \alpha_L = \frac{R \cos \alpha}{R_L} = \frac{\Lambda_o \cos \alpha}{\Lambda} = 0,9284$$

$$\alpha_L = 21^\circ 50'$$

Hệ số dịch dao

Dựa phương trình :

$$\text{inv} \alpha_L = \frac{2\xi_c \text{tg} \alpha}{Z_c} + \text{inv} \alpha$$

$$\text{Vậy } \xi_c = \xi_1 + \xi_2 = \frac{Z_c}{2 \text{tg} \alpha} (\text{inv} \alpha_L - \text{inv} \alpha)$$

$$\xi_c = \frac{42}{2 \cdot \text{tg} 20^\circ} (\text{inv} 21^\circ 50' - \text{inv} 20^\circ)$$

$$\xi_c = \frac{21}{0,364} (0,01958 - 0,0149) = 0,27$$

Vì số răng của bánh răng 1 là 14 nhỏ hơn 17 cho nên bắt buộc ξ_1 ta phải tính để tránh cắt chân răng.

$$\xi_{1\min} = \frac{17 - Z}{17} = \frac{17 - 14 - 3}{17} = \frac{3}{17} = 0,176$$

Vậy ta lấy $\xi_1 = 0,22$

$$\xi_2 = \xi_c - \xi_1 = 0,27 - 0,22 = 0,05$$

+ Sau khi đã chọn chế độ ăn khớp và hệ số dịch dao, ta tiến hành tính toán các thông số của bánh răng :

- Bước răng $t = \pi.m = 25,12\text{mm}$

Bán kính vòng chia :

$$R_1 = \frac{mZ_1}{2} = \frac{8.14}{2} = 56\text{mm}$$

$$R_2 = \frac{mZ_2}{2} = \frac{8.28}{2} = 112\text{mm}$$

Bán kính vòng tròn cơ sở :

$$R_{o_1} = R_1 \cos 20^\circ = 56.0,9397 = 52,6\text{mm}$$

$$R_{o_2} = R_2 \cos 20^\circ = 112.0,9397 = 105,2\text{mm}$$

Bán kính vòng chân :

$$\begin{aligned} R_{i_1} &= R - (\Gamma'' - \xi_1)m = 56 - (1,25 - 0,22)8 \\ &= 56 - 8,24 = 47,76\text{mm} \end{aligned}$$

$$R_{i_2} = R_2 - (\Gamma'' - \xi_2)m = 112 - (1,25 - 0,05)8 = 102,4\text{mm}$$

- Hệ số giảm đỉnh răng γ :

$$\gamma = \xi_c - \lambda = 0,27 - 0,25 = 0,02 .$$

- Chiều cao răng : $h = (\Gamma + \Gamma'' - \gamma)m$

$$h = (1 + 1,25 - 0,02)8 = 17,84.$$

Bán kính vòng đỉnh :

$$R_{e_1} = R_{i_1} + h = 47,76 + 17,84 = 65,6\text{mm}$$

$$R_{e_2} = R_{i_2} + h = 102,4 + 17,84 = 120,24\text{mm}$$

- Chiều dây răng trên vòng chia

$$S = m \left(\frac{\pi}{2} + 23 \operatorname{tg} \alpha \right)$$

$$S_1 = 8 \left(\frac{4,14}{2} + 2,0,22 \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 13,84 \text{ mm}$$

$$S_2 = 8 \left(\frac{3,14}{2} + 2,0,05 \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 12,72 \text{ mm}$$

- Góc ăn khớp $\alpha_L = 21^\circ 50'$

Khoảng cách trục $A = 170 \text{ mm}$

- Bán kính vòng lăn :

$$R_L = R \left(1 + \frac{2\lambda}{Z_c} \right)$$

$$R_{L,1} = R_1 \left(1 + \frac{2\lambda}{42} \right) = 56 \left(1 + \frac{2,0,25}{42} \right) = 56,666 \text{ mm}$$

$$R_{L,2} = R_2 \left(1 + \frac{2\lambda}{42} \right) = A - R_{L,1} = 113,333 \text{ mm}$$

- Chiều dày răng trên vòng lăn

$$S_L = 2R_L \left(\frac{S}{2R} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_L \right) =$$

$$S_{L,1} = 2R_{L,1} \left(\frac{S_1}{2R_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_L \right)$$

$$= 2 \cdot 56,666 \left(\frac{13,84}{2 \cdot 56} + 0,0149 - 0,01958 \right)$$

$$= 13,474 \text{ mm}$$

$$S_{L,2} = 2R_{L,2} \left(\frac{S_2}{2R_2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_L \right)$$

$$= 2 \cdot 113,33 \left(\frac{12,72}{2 \cdot 112} + 0,0149 - 0,01958 \right)$$

$$= 11,812 \text{ mm}$$

- Bước bánh răng trên vòng lăn :

$$l_l = l \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_l} = \pi m \frac{\cos 20^\circ}{\cos 21^\circ 50'}$$

$$l_l = 3,14.8 \cdot \frac{0,9397}{0,9283} = l \cdot \frac{0,9397}{0,9283} = 25,121,01228 = 25,43 \text{ mm}$$

- Hệ số trùng khớp tính toán :

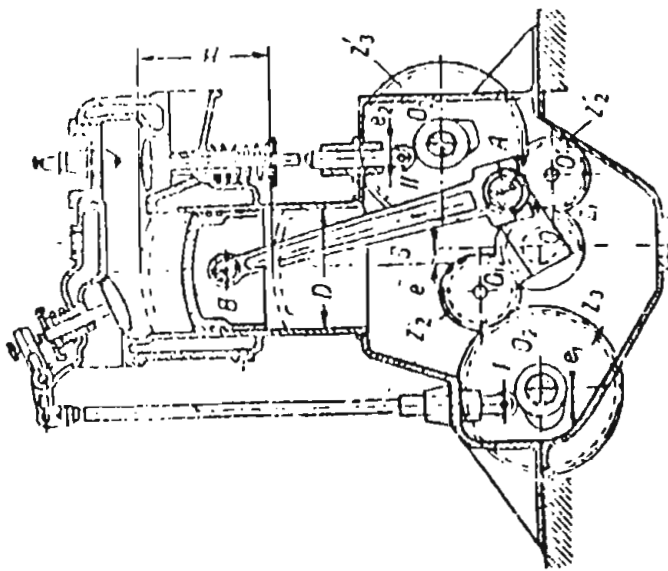
$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\sqrt{R_{c1}^2 - R_{o1}^2} + \sqrt{R_{c2}^2 - R_{o2}^2} - \Lambda \sin \alpha_l}{l \cos \alpha} \\ &= \frac{\sqrt{65,6^2 - 47,76^2} + \sqrt{120,24^2 - 102,4^2} - 170 \sin 21^\circ 50'}{3,14.8 \cdot \cos 20^\circ} \\ &= \frac{44,767}{23,605} = 1,897 = 1,9 \end{aligned}$$

Sau khi tính toán các thông số ta tiến hành vẽ bánh răng và vẽ đường cong trượt.

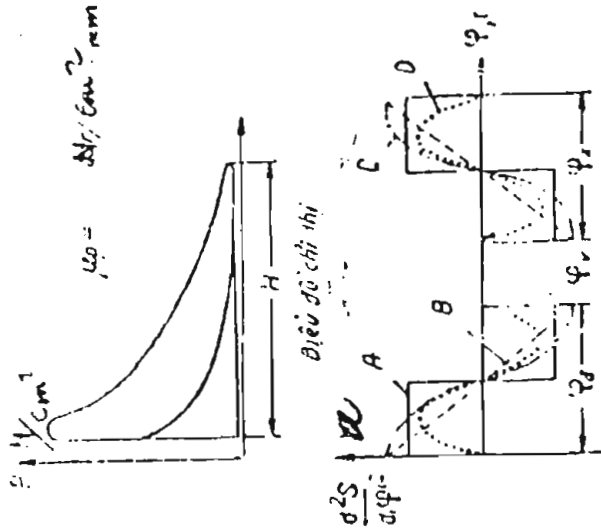
11. Phối hợp các cơ cấu :

Phần cuối cùng của đồ án là bản vẽ phối hợp các cơ cấu chính và cơ cấu cam (cam nạp).

Để phối hợp cơ cấu cam và cơ cấu tay quay con trượt của động cơ ta dựa vào biểu đồ chu trình. Cam bắt đầu làm việc (cần đi xa) ứng với khi tay quay bắt đầu tới vị trí góc mở sớm. Ta vẽ cơ cấu tại vị trí tay quay cách điểm trên 1 góc 10° vẽ phía ngược chiều quay ω_1 . Như vậy khi bắt đầu tới góc mở sớm của hành trình hút xupáp nạp bắt đầu mở để nạp hỗn hợp khí và nhiên liệu (phối hợp các cơ cấu được minh hoạ trên bản vẽ , hình 9-19).



Độ mở sớm
Van xả...
Van nạp...



Đồ thị gia tốc của cần

§ 9-5. Phụ lục
Gồm 15 đầu đề đồ án môn học

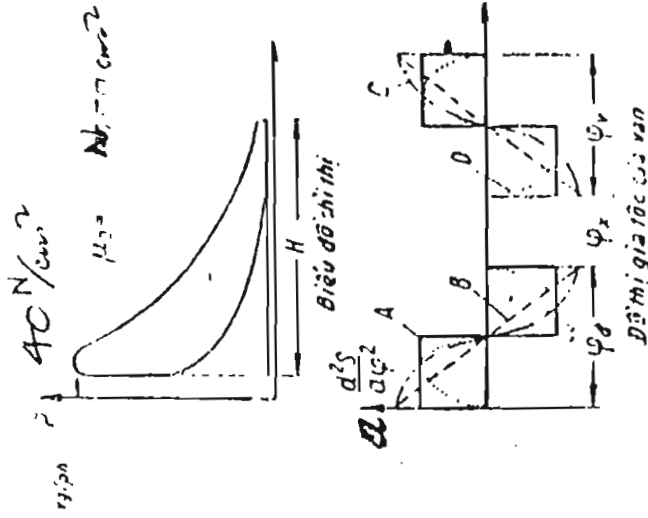
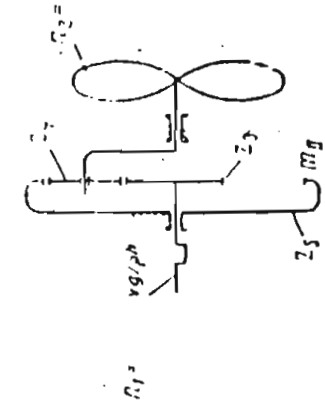
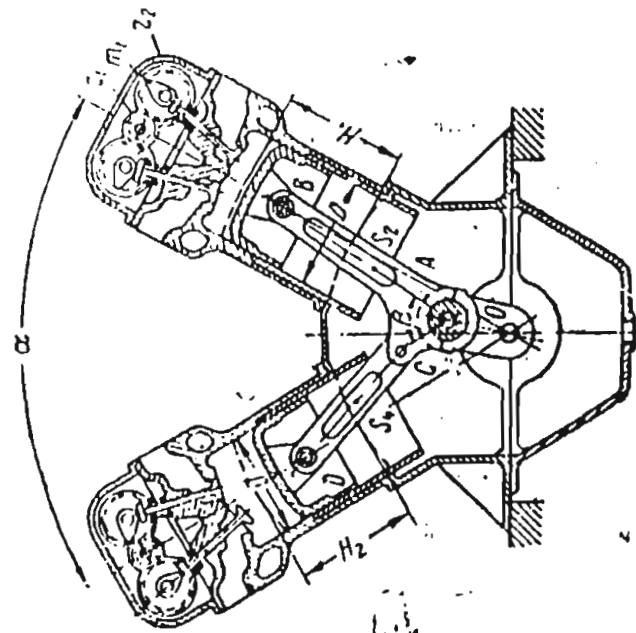
Phương án	k	H, mm	D, mm	e, mm	m, kg	J ₀₁ , kgm ²	l _{as}	l _{ab}	P ₀	P ₀	l ₁ , mm	l ₂ , mm	Cam I		Cam II		φ ₁ độ	φ ₂ độ	φ ₃ độ	φ ₄ độ	mm	z ₁	z ₂	z ₃	V _{tr} (m/s)	V _{tr} (m/s)	
													l ₁ , mm	l ₂ , mm	l ₁ , mm	l ₂ , mm											
I	1,04	215	170	45	15	0,11	0,25	0,16	0,16	55	8	10	0	60	55	0	60	55	0	60	55	3	29	14	40	14	40
II	1,05	270	220	60	17	0,12	0,36	0,165	0,165	55	10	8	5	55	55	5	55	50	5	50	3,5	24	15	45	15	45	
III	1,06	320	250	70	19	0,15	0,38	0,17	0,17	55	9	9	5	55	55	5	55	60	0	60	4	22	11	44	11	44	
IV	1,07	185	150	55	12	0,1	0,4	0,18	0,18	60	6	7	0	60	60	0	60	60	5	55	3	18	13	30	13	30	
V	1,08	210	160	65	14	0,1	0,35	0,15	0,15	55	7	6	0	50	50	0	50	55	0	55	2,5	19	15	58	15	58	

TÊN TRƯỜNG

ĐẦU BÊ 2
ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG KIỂU CHỮ V

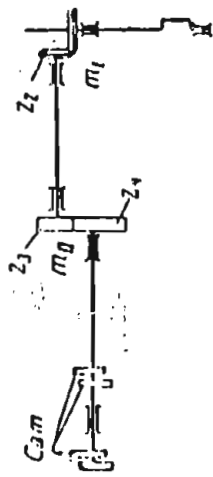
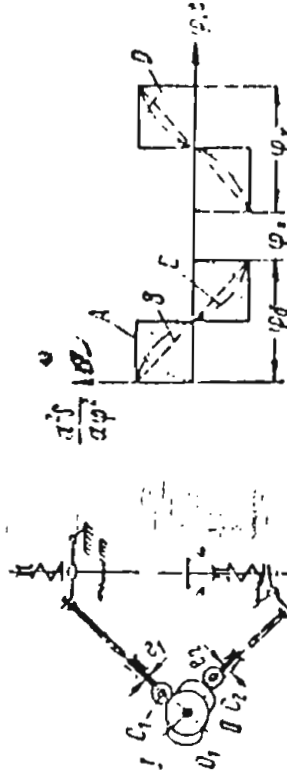
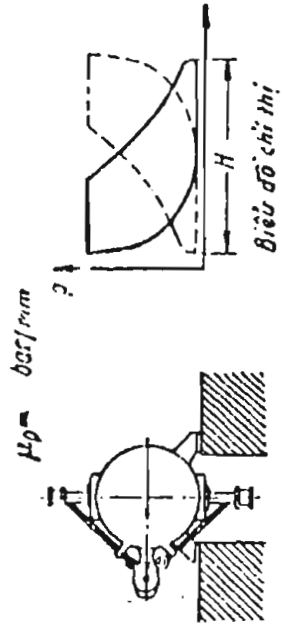
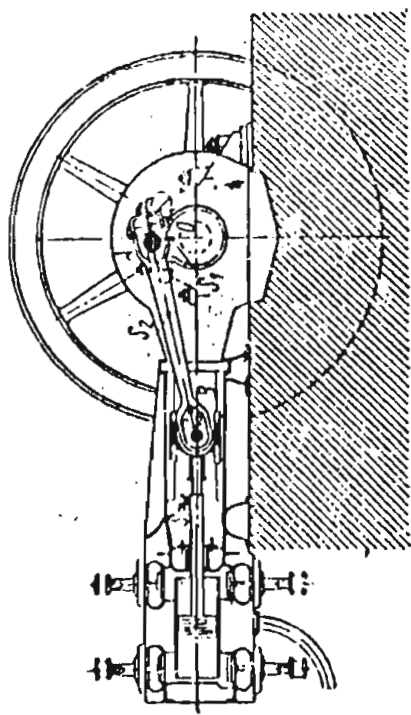
NGƯỜI THIẾT KẾ NGƯỜI HƯỚNG DẪN
THU NHẬN

NGUYÊN LÝ MÁY



Chú thích: $\pi \cdot n_{os} = \pi z_1$
 $2 \delta = \frac{1}{80} \cdot \frac{1}{100}$

Phương án	m_1 , mm	z_1	z_2	Mức độ ăn khớp	m_1 , mm	λ	$\frac{l_{AB}}{l_{AC}}$	β , độ	l_{CD} , mm	$\frac{l_{AS_1}}{l_{AN}}$	$\frac{l_{AS_2}}{l_{AN}}$	m_1 , kg	l_{S_2} , kgm ²	m_2 , kg	l_{S_1} , kgm ²	m_3 , kg	l_{S_3} , kgm ²	m_4 , kg	l_{S_4} , kgm ²	m_5 , kg	l_{S_5} , kgm ²	γ , độ	h , mm	δ , độ	δ , độ	δ , độ	δ , độ	
I	2	14	28	2500	3	3	3	60	180	0,3	0,4	4,5	0,04	7	2,5	0,015	7	6	0,05	90	3	55	5	55	5	55	5	55
II	2,5	12	24	2500	4	3,5	3,2	55	245	0,32	0,45	6	0,1	9	3,5	0,03	9	7	0,08	85	4	60	0	60	0	60	0	60
III	3	13	26	2500	4,5	3	3	60	270	0,35	0,4	7	0,13	10,5	3	0,04	10,5	8	0,09	75	5	55	0	55	0	55	0	55
IV	3,5	11	22	2500	5	2,5	3,5	55	350	0,3	0,45	9	0,3	13,5	4	0,08	13,5	9	0,10	80	5	60	5	60	5	60	5	60
V	3	15	30	2500	6	4	4	50	480	0,32	0,4	12	0,75	18	5	0,2	18	12	0,11	75	4	65	4	65	4	65	4	65



Lược đồ dẫn động từ trục phân phối

Lược đồ cơ cấu cam

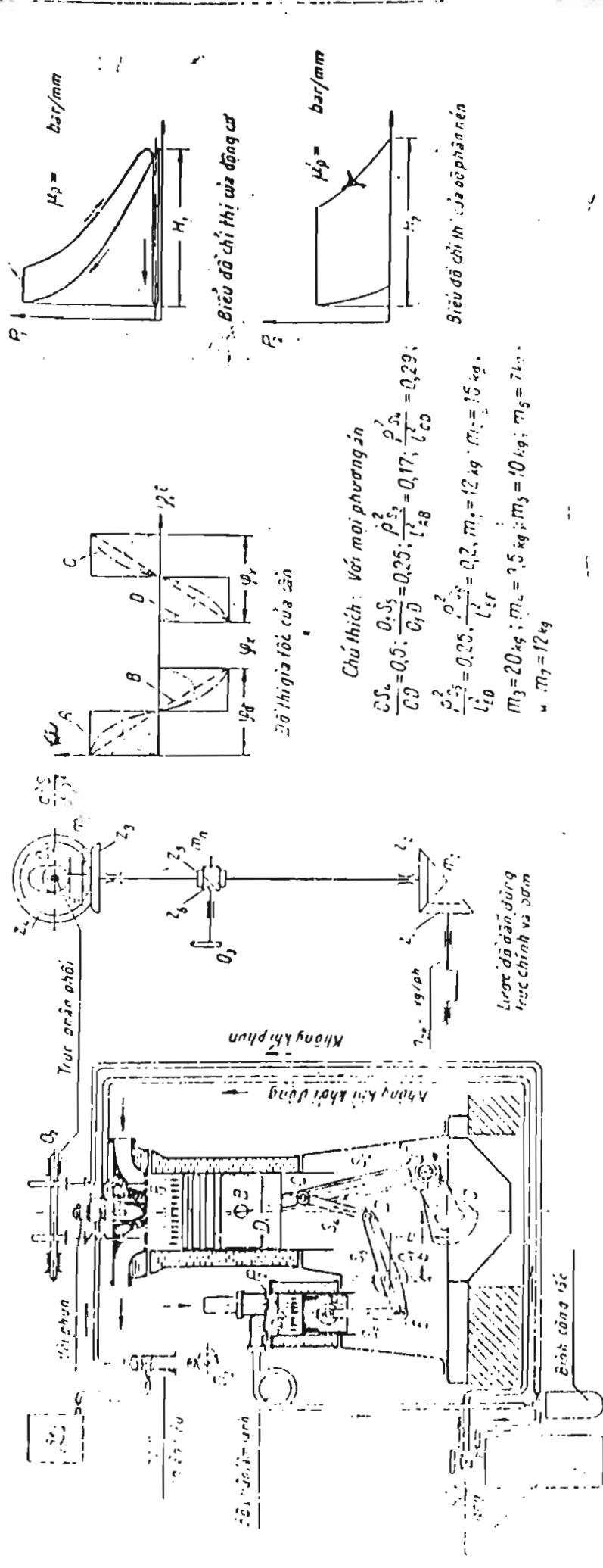
Đồ thị quá tốc

Phương án	m ₁ , mm	m ₁₂ , mm	z ₁	z ₂	z ₃	z ₄	m _g	z ₂	z ₁	Án khớp	D, mm	H, mm	λ	l _{OA}	l _{AB}	l _{AS₂}	l _{AS₃}	m ₁ , kg	m ₂ , kg	m ₃ , kg	m ₄ , kg	m ₅ , kg	m ₆ , kg	m ₇ , kg	m ₈ , kg	m ₉ , kg	m ₁₀ , kg	m ₁₁ , kg	m ₁₂ , kg	Cam I		Cam II			
																														h ₁ , mm	φ ₁ , mm	h ₂ , mm	φ ₂ , mm	h ₃ , mm	φ ₃ , mm
I	4	4	20	12	15	25					280	350	6	0,85	0,38	175	12	24	170	0,1	0,17	1/100	8	15	0	30	20	30	00	8	0	35	50	35	50
II	4,5	5	22	13	13	22					320	400	5,5	0,9	0,36	180	14	20	250	0,15	0,17	1/90		16	0	30	20	35	58	10	0	40	40	40	60
III	5	4,5	26	14	21	39					380	450	5	0,95	0,35	210	16	40	400	0,2	0,17	1/100		18	0	25	40	25	56	12	5	45	45	40	58
IV	5,5	5	28	16	12	21					400	500	4,5	1	0,35	250	18	50	480	0,3	0,17	1/90		22	5	35	20	35	55	14	8	40	45	40	60
V	6	6	30	15	14	28					500	600	4	1	0,35	300	20	80	775	0,4	0,17	1,80		25	10	35	20	30	50	15	10	40	50	35	50

TÊN MÁY

ĐẦU DÈ 4
DỘNG CƠ NÉN KHÍ

NGƯỜI THIẾT KẾ
NGƯỜI HƯỚNG DẪN
THU NHẬN



Chú thích: Với mọi phương án

$$\frac{C_{S_2}}{C_{D_2}} = 0,5; \frac{0,5 S_2}{C_{D_2}} = 0,25; \frac{\rho_2^2}{L_{2B}^2} = 0,17; \frac{\rho_2^2}{L_{C_2}^2} = 0,22;$$

$$\frac{\rho_2^2}{L_{2B}^2} = 0,25; \frac{\rho_2^2}{L_{2F}^2} = 0,2; m_2 = 12 \text{ kg}; m_3 = 10 \text{ kg}; m_5 = 7 \text{ kg};$$

$$m_7 = 20 \text{ kg}; m_8 = 2,5 \text{ kg}; m_9 = 10 \text{ kg}; m_{10} = 15 \text{ kg};$$

$$m_{11} = 12 \text{ kg}$$

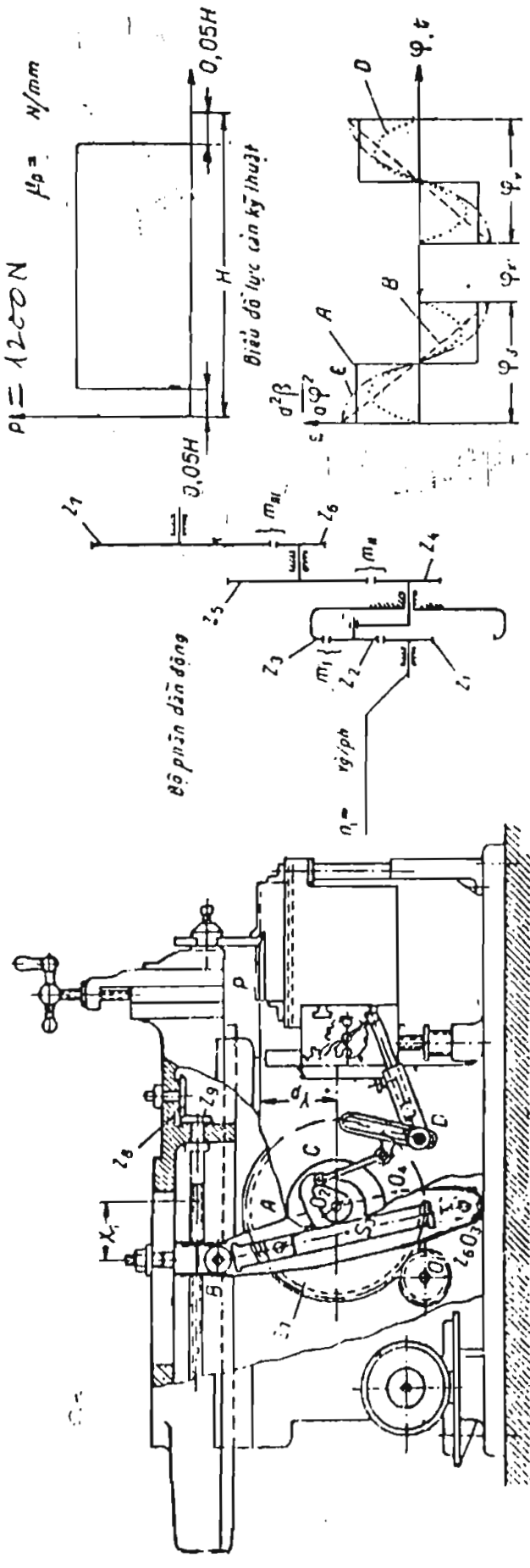
	θ	$\gamma, \text{ độ}$	$\phi, \text{ độ}$	$\phi', \text{ độ}$	$\phi'', \text{ độ}$	$\phi''', \text{ độ}$	$r, \text{ mm}$	$h, \text{ mm}$	$l_{01}, \text{ kgm}^2$	l_{1F}	l_{S_2}	l_{A_2}	l_{S_1}	l_{D_1}	l_{C_1}	l_{D_2}	l_{C_2}	l_{D_3}	l_{C_3}	l_{D_4}	l_{C_4}	l_{D_5}	l_{C_5}	l_{D_6}	l_{C_6}	l_{D_7}	l_{C_7}	l_{D_8}	l_{C_8}	l_{D_9}	l_{C_9}	$l_{D_{10}}$	$l_{C_{10}}$	$l_{D_{11}}$	$l_{C_{11}}$	$l_{D_{12}}$	$l_{C_{12}}$	$l_{D_{13}}$	$l_{C_{13}}$	$l_{D_{14}}$	$l_{C_{14}}$	$l_{D_{15}}$	$l_{C_{15}}$	$l_{D_{16}}$	$l_{C_{16}}$	$l_{D_{17}}$	$l_{C_{17}}$	$l_{D_{18}}$	$l_{C_{18}}$	$l_{D_{19}}$	$l_{C_{19}}$	$l_{D_{20}}$	$l_{C_{20}}$	$l_{D_{21}}$	$l_{C_{21}}$	$l_{D_{22}}$	$l_{C_{22}}$	$l_{D_{23}}$	$l_{C_{23}}$	$l_{D_{24}}$	$l_{C_{24}}$	$l_{D_{25}}$	$l_{C_{25}}$	$l_{D_{26}}$	$l_{C_{26}}$	$l_{D_{27}}$	$l_{C_{27}}$	$l_{D_{28}}$	$l_{C_{28}}$	$l_{D_{29}}$	$l_{C_{29}}$	$l_{D_{30}}$	$l_{C_{30}}$	$l_{D_{31}}$	$l_{C_{31}}$	$l_{D_{32}}$	$l_{C_{32}}$	$l_{D_{33}}$	$l_{C_{33}}$	$l_{D_{34}}$	$l_{C_{34}}$	$l_{D_{35}}$	$l_{C_{35}}$	$l_{D_{36}}$	$l_{C_{36}}$	$l_{D_{37}}$	$l_{C_{37}}$	$l_{D_{38}}$	$l_{C_{38}}$	$l_{D_{39}}$	$l_{C_{39}}$	$l_{D_{40}}$	$l_{C_{40}}$	$l_{D_{41}}$	$l_{C_{41}}$	$l_{D_{42}}$	$l_{C_{42}}$	$l_{D_{43}}$	$l_{C_{43}}$	$l_{D_{44}}$	$l_{C_{44}}$	$l_{D_{45}}$	$l_{C_{45}}$	$l_{D_{46}}$	$l_{C_{46}}$	$l_{D_{47}}$	$l_{C_{47}}$	$l_{D_{48}}$	$l_{C_{48}}$	$l_{D_{49}}$	$l_{C_{49}}$	$l_{D_{50}}$	$l_{C_{50}}$
I	3	3	2,5	18	24	24	24	30	420	350	180	4	0,68	510	210	160	2	0,9	3	0,8	0,35	0,45	0,05	4	0	45	20	45	30	1,80																																																																																			
II	4	3,5	2,5	16	22	22	32	470	380	200	4,5	0,67	335	235	170	2,1	1	3	0,85	0,36	0,42	0,08	5	0	40	30	40	90	1,75																																																																																				
III	4,5	3,5	3	20	30	15	20	530	420	220	5	9,7	400	265	200	2,05	1,1	3,5	0,9	0,35	0,4	3,01	5,5	0	50	10	50	90	1,85																																																																																				
IV	3	3	3	12	14	21	36	580	470	230	4,5	0,66	435	290	220	2	0,9	3,75	0,95	0,38	0,4	0,16	6	5	50	15	45	85	1/100																																																																																				
V	3	3	3	18	27	18	21	625	500	250	1	1,05	460	310	230	2,1	0,9	4	1	0,36	0,38	0,2	7	10	50	20	45	80	1,90																																																																																				

TÊN TRƯỞNG

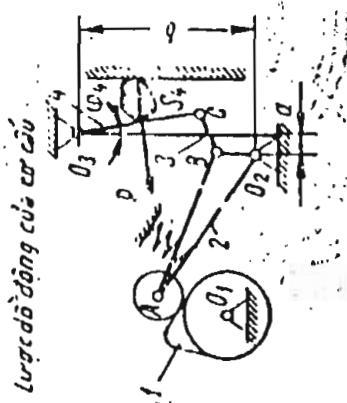
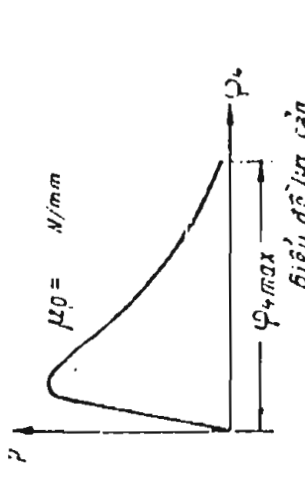
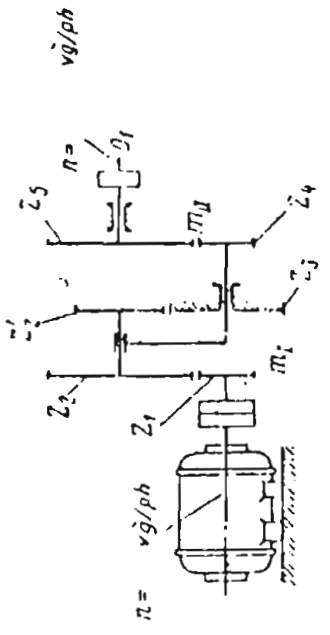
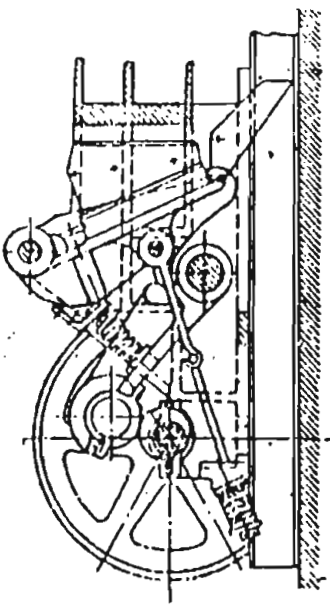
NGUYÊN LÝ MÁY

ĐỒ BỀ 7
MÁY BẢO NGANG

NGƯỜI THIẾT KẾ NGƯỜI HƯỚNG DẪN
THU NHẬN

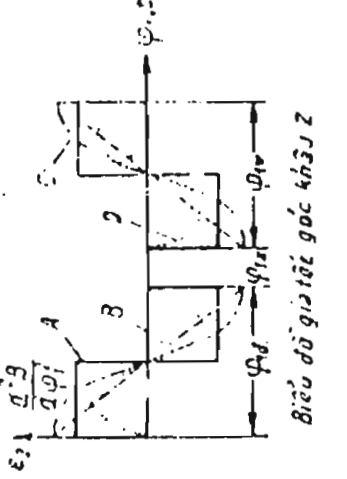


Phương án	m_1 wt	m_2 wt	m_3 wt	m_4 wt	m_5 wt	m_6 wt	m_7 wt	m_8 wt	m_9 wt	m_{10} wt	m_{11} wt	m_{12} wt	m_{13} wt	m_{14} wt	m_{15} wt	m_{16} wt	m_{17} wt	m_{18} wt	m_{19} wt	m_{20} wt	m_{21} wt	m_{22} wt	m_{23} wt	m_{24} wt	m_{25} wt	m_{26} wt	m_{27} wt	m_{28} wt	m_{29} wt	m_{30} wt	m_{31} wt	m_{32} wt	m_{33} wt	m_{34} wt	m_{35} wt	m_{36} wt	m_{37} wt	m_{38} wt	m_{39} wt	m_{40} wt	m_{41} wt	m_{42} wt	m_{43} wt	m_{44} wt	m_{45} wt	m_{46} wt	m_{47} wt	m_{48} wt	m_{49} wt	m_{50} wt			
I	2	2,5	3	4	5	6	7	8	9	10	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50							
II	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50				
III	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50			
IV	3,5	4	4,5	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50				
V	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14	14,5	15	15,5	16	16,5	17	17,5	18	18,5	19	19,5	20	20,5	21	21,5	22	22,5	23	23,5	24	24,5	25	25,5	26	26,5	27	27,5	28	28,5	29	29,5	30



Số phần động

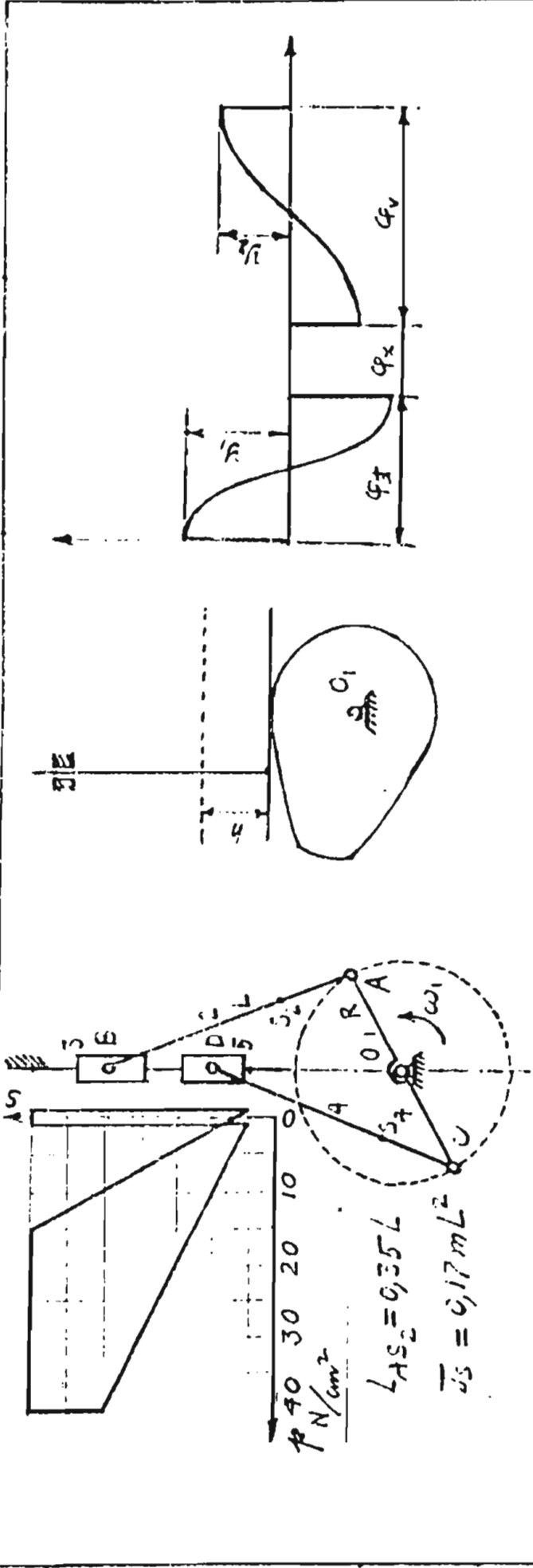
Chú thích: 1- Trang lăm khâu Z nằm ở giao điểm của các trục tại điểm A và B.
2- Trang tâm khâu nằm ở giữa khâu.



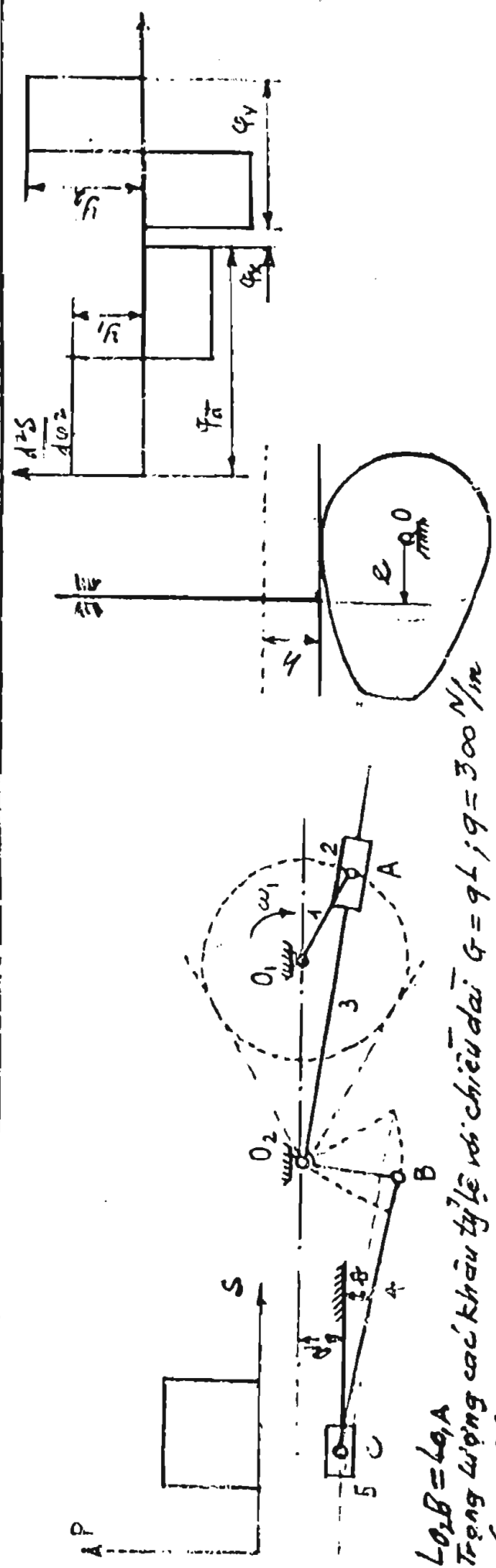
Phông	m_1 , mm	m_2 , mm	m_3 , mm	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	l_{c1} , mm	m_2 , kg	l_{s3} , kgm ²	u , mm	h , mm	l_{c3} , mm	l_{c4} , mm	m_1 , kg	l_{s1} , kgm ²	δ	ϕ_{max} , độ	ϕ_{min} , độ
I	2	4	15	48	14	170	10	170	45	42	3,5	65	750	470	294	58	3,2	1,20	19	10
II	2,5	5	14	45	15	170	0	170	50	44,5	4,15	70	750	505	302	59,5	3,5	1/25	22	12
III	3	6	13	42	16	180	0	180	55	47	4,95	70	765	515	310	62	3,8	1/20	12	15
IV	3,5	7	12	40	15	200	10	140	45	48	5,24	30	810	528	330	64	4,1	1/25	26	10
V	4	8	11	36	14	220	0	140	30	6	0,011	85	825	532	325	65	4,3	1/20	19	10

NGUYÊN LÝ MÁY	ĐẦU ĐỀ 12 ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG ĐỐI XỨNG		NGƯỜI THIẾT KẾ	NGƯỜI HƯỚNG DẪN								
n	$H = 2R$	$\lambda = \frac{R}{L}$	D	$\alpha_2 = \alpha_4; \alpha_3 = \alpha_5$	α	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6	α_7
n	(mm)	(mm)	(mm)	(N)	(N)	(N)	(N)	(N)	(N)	(N)	(N)	(N)
1	68	1/3,5	68,5	20	18	1/150	30	42	60	50	15	30
2	78	1/3,85	78	25	20	1/150	20	51	60	55	16	32
3	78	1/4,25	78	27	21	1/140	0	57	55	60	17	34
4	80	1/4	69,8	22	19	1/120	30	62	55	65	18	36
5	69	1/4,5	62	23	20	1/130	0	45	50	60	13	38

NGUYÊN LÝ MÁY
 HỆ CƠ ĐỐT TRONG SƠ HẠNH

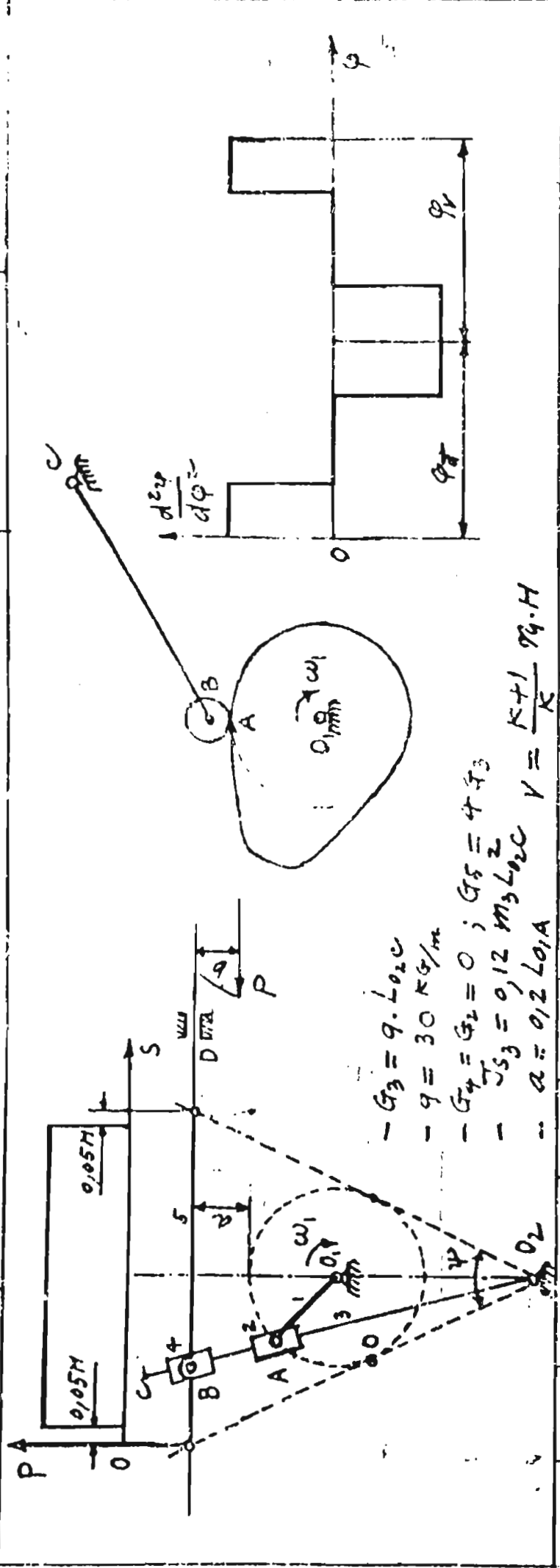


Biến số	N (V/ph)	$S=2R$ (mm)	$\lambda = \frac{R}{L}$	D (mm)	$G_2 = G_4$ (N)	$G_3 = G_5$ (N)	[δ]	(e) (mm)	h (mm)	G_A (kg)	G_B (kg)	Z_1	Z_2	M
1	5400	75	1/4,2	67	12	14	1/120	0	41	55	55	22	44	7,6
2	7000	88	1/4,1	56	11	12	1/150	20	46	60	60	19	38	8,8
3	7200	92	1/4	63	10	11	1/150	40	52	60	60	17	34	8,8
4	3600	100	1/3,9	82	16	19	1/12,5	0	58	50	55	15	30	8,8
5	2800	110	1/3,8	98	20	--	1/110	30	45	55	55	18	36	8,8



- $L_{02B} = 60, A$
- Trọng lượng các khâu tỷ lệ với chiều dài $G = qL; q = 300 \text{ N/m}$
- $G_I = 2GA$
- Trọng tâm S nằm giữa khâu
- $J_S = 1/12 \text{ mL}^2$

Đường	K	L_{01O_2} mm	L_{02B} a	θ_{max} (độ)	η_4 (V/ph)	F (N)	e (mm)	h (mm)	φ_T (độ)	φ_x (độ)	φ_y (độ)	N (V/ph)	Z ₁	Z ₂	m
1	1,6	600	2	10	300	1000	20	40	96	20	100	500	15	45	10
2	1,7	580	2,1	12	290	1200	30	44	100	30	110	550	16	46	9
3	1,8	560	2,2	14	280	1100	22	48	105	25	90	400	17	52	8
4	1,9	540	2,1	14	270	1200	20	52	110	20	105	420	20	54	7
5	2	520	2,2	12	260	1000	25	56	115	30	90	520	22	50	6



Phi công	ϕ	H (mm)	V (m/s)	b (mm)	P (N)	[E]	β (độ)	L _{OC} (mm)	$\phi_{\text{đ}}$ (độ)	ϕ_x (độ)	ϕ_v (độ)	γ_{mm} (độ)	\bar{z}_1	\bar{z}_2	M
1	60	440	53	80	2300	1/30	25	120	100	0	100	48	12	34	9
2	55	430	59	75	2500	1/35	20	130	110	0	110	45	13	34	8
3	50	420	66	70	2000	1/40	18	140	120	0	120	42	14	39	7
+	45	410	72	65	1800	1/45	22	110	130	0	130	44	15	45	6
5	40	400	70	60	1500	1/25	24	120	105	0	105	46	16	46	5

MỤC LỤC

	Trang
Lời nói đầu	1
CHƯƠNG 1 : PHÂN TÍCH CẤU TRÚC , XẾP LOẠI CƠ CẤU PHẪNG	3
§ 1. Tìm hiểu sự làm việc của máy.	3
§ 2. Lực đồ cơ cấu , phân tích cấu trúc cơ cấu .	3
CHƯƠNG 2 : TỔNG HỢP CƠ CẤU PHẪNG TOÀN KHỚP THẤP	5
§ 1. Tổng hợp cơ cấu bốn khâu bản lề	5
§ 2. Tổng hợp cơ cấu tay quay con trượt.	7
§ 3. Tổng hợp cơ cấu culits	9
§ 4. Tổng hợp cơ cấu 6 khâu	10
CHƯƠNG 3 : PHÂN TÍCH ĐỘNG HỌC CƠ CẤU PHẪNG	13
§ 1. Nhiệm vụ của bài toán	13
§ 2. Vẽ hoạ đồ vị trí	13
§ 3. Phương trình véc tơ vận tốc , gia tốc	16
§ 4. Vẽ hoạ đồ vận tốc , gia tốc	17
§ 5. Xác định vận tốc góc , gia tốc góc.	21
§ 6. Vẽ hoạ đồ vận tốc , gia tốc cơ cấu có khớp cao	23
§ 7. Xác định tâm vận tốc , tâm gia tốc tức thời	24
§ 8. Đồ thị động học	25
Chương 4 : Tính toán lực các cơ cấu	29
§ 1. Các lực tác động lên cơ cấu	29
§ 2. Lực quán tính của các khâu chuyển động	29
§ 3. Điều kiện tĩnh định của chuỗi động phẳng	31
§ 4. Động tĩnh học của khâu dẫn	31
§ 5. Ví dụ tính toán lực cơ cấu toàn khớp thấp .	32
CHƯƠNG 5 : CÂN BẰNG MÁY	39
§ 1. Cân bằng vật quay	39
§ 2. Cân bằng máy trên máy	39
§ 3. Cân bằng động cơ nhiều xy lanh	43
CHƯƠNG 6 : TÍNH MÔMEN QUÁN TÍNH BÁNH ĐÀ	46
§ 1. Đặt vấn đề	46
§ 2. Xác định mômen quán tính bánh đà	50
§ 3. Tích phân đồ thị	56

§ 4. Xác định hệ số không đều , vận tốc góc thực	59
CHƯƠNG 7 : CƠ CẤU CAM	64
§ 1. Các khái niệm và định nghĩa	64
§ 2. Phương pháp đối gá	65
§ 3. Phân tích động học cơ cấu cam	66
§ 4. Các quy luật chuyển động của cần	67
§ 5. Góc áp lực và góc truyền động	75
§ 6. Thiết kế cơ cấu cam	77
CHƯƠNG 8 : CƠ CẤU BÁNH RĂNG	88
§ 1. Động học hệ bánh răng thường	88
§ 2. Động học hệ vi sai	88
§ 3. Thiết kế cặp bánh răng ngoài tiếp	91
§ 4. Thiết kế cặp bánh răng nội tiếp	107
CHƯƠNG 9 : TRÌNH TỰ THIẾT KẾ ĐỒ ÁN MÔN HỌC	110
§ 1. Trình tự thiết kế	110
§ 2: Hướng dẫn , diễn giải các đầu đề	116
§ 3. Ví dụ 1	118
§ 4. Ví dụ 2	135
§ 5. Phụ lục	152
Mục lục	167

TH
DH

0
7
1
08