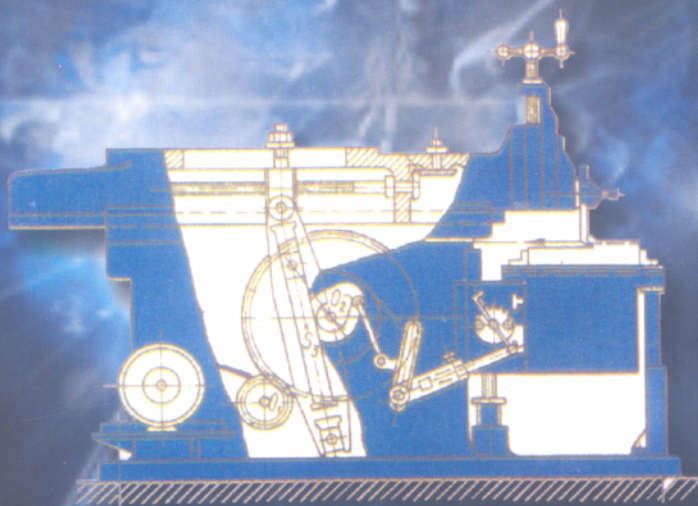


TẠ NGỌC HẢI

BÀI TẬP NGUYÊN LÝ MÁY



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

TẠ NGỌC HẢI

BÀI TẬP NGUYÊN LÝ MÁY

(In lần thứ 9 có bổ sung và sửa chữa)



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
HÀ NỘI - 2009

MỤC LỤC

	Trang
Lời nói đầu	5
Chương 1. CẤU TRÚC VÀ XẾP LOẠI CƠ CẤU	7
1.1. Xếp loại khớp động	7
Vấn đề cần chú ý	7
Bài tập giải sẵn	7
Bài tập cho đáp số	9
1.2. Vẽ lược đồ động và tính bậc tự do của cơ cấu phẳng	11
Vấn đề cần chú ý	11
Bài tập giải sẵn	11
Bài tập cho đáp số	15
1.3. Xếp loại cơ cấu phẳng	18
Vấn đề cần chú ý	18
Bài tập giải sẵn	19
Bài tập cho đáp số	22
Chương 2. PHÂN TÍCH ĐỘNG HỌC CƠ CẤU PHẪNG	26
2.1. Xác định vị trí và vẽ quỹ đạo các điểm trên cơ cấu phẳng	26
Vấn đề cần chú ý	26
Bài tập giải sẵn	26
Bài tập cho đáp số	29
2.2. Xác định vận tốc và gia tốc của cơ cấu loại hai bằng họa đồ vectơ	30
Vấn đề cần chú ý	30
Bài tập giải sẵn	31
Bài tập cho đáp số	40
2.3. Xác định vận tốc và gia tốc của cơ cấu loại hai bằng phương pháp hình học	43
Vấn đề cần chú ý	43
Bài tập giải sẵn	43
Bài tập cho đáp số	45
2.4. Xác định vận tốc và gia tốc của cơ cấu loại ba	47
Vấn đề cần chú ý	47
Bài tập giải sẵn	48
Bài tập cho đáp số	58
2.5. Xác định vận tốc và gia tốc của cơ cấu bằng phương pháp tâm vận tốc tức thời	60
Vấn đề cần chú ý	60
Bài tập giải sẵn	60
Bài tập cho đáp số	68
Chương 3. PHÂN TÍCH LỰC TRÊN CƠ CẤU PHẪNG	71
3.1. Tính lực quán tính trên cơ cấu	71
Vấn đề cần chú ý	71
Bài tập giải sẵn	71
Bài tập cho đáp số	75
3.2. Tính áp lực khớp động của cơ cấu và mômen cân bằng trên khâu dẫn	76
Vấn đề cần chú ý	76
Bài tập giải sẵn	76
Bài tập cho đáp số	76
3.3. Tính áp lực khớp động của cơ cấu bằng phân lực trực tiếp	89

Vấn đề cần chú ý	89
Bài tập giải sẵn	90
Bài tập cho đáp số	95
Chương 4. CHUYỂN ĐỘNG THỰC	
VÀ LÀM ĐỀU CHUYỂN ĐỘNG THỰC CỦA MÁY	96
Vấn đề cần chú ý	96
Bài tập giải sẵn	98
Bài tập cho đáp số	108
Chương 5. MA SÁT VÀ HIỆU SUẤT	114
Vấn đề cần chú ý	114
Bài tập giải sẵn	115
Bài tập cho đáp số	123
Chương 6. CÂN BẰNG MÁY	126
Vấn đề cần chú ý	126
Bài tập giải sẵn	126
Bài tập cho đáp số	132
Chương 7. CƠ CẤU BỐN KHÂU PHẪNG	135
Bài tập giải sẵn	135
Bài tập cho đáp số	140
Chương 8. CƠ CẤU BÁNH RĂNG PHẪNG	143
Vấn đề cần chú ý	143
Bài tập giải sẵn	143
Bài tập cho đáp số	148
Chương 9. CƠ CẤU BÁNH RĂNG KHÔNG GIAN	158
Vấn đề cần chú ý	158
Bài tập giải sẵn	158
Bài tập cho đáp số	162
Chương 10. HỆ BÁNH RĂNG	163
Vấn đề cần chú ý	163
Bài tập giải sẵn	163
Bài tập cho đáp số	174
Chương 11. CƠ CẤU CAM	179
Vấn đề cần chú ý	179
Bài tập giải sẵn	179
Bài tập cho đáp số	189
Chương 12. CƠ CẤU TÂM TÍCH	191
Vấn đề cần chú ý	191
Bài tập giải sẵn	191
Bài tập cho đáp số	198
Chương 13. MỘT SỐ BÀI TẬP ÔN TẬP TỔNG HỢP	199
Vấn đề cần chú ý	199
Bài tập giải sẵn	199
Bài tập cho đáp số	213
Đề thi “Olympic Nguyên lý máy toàn quốc”	217
Phản đáp số các bài tập	226
Phần phụ lục	250
Tài liệu tham khảo	258

LỜI NÓI ĐẦU

Cuốn "**Bài tập nguyên lý máy**" này là tài liệu học tập dùng cho ngành cơ khí: chế tạo máy, máy chính xác, rèn dập, ô tô, máy kéo, động cơ đốt trong, máy xây dựng, máy mỏ, máy hoá chất... biên soạn theo giáo trình "**Nguyên lý máy**" do Nhà xuất bản Đại học và Trung học chuyên nghiệp xuất bản năm 1970.

Toàn bộ cuốn sách gồm 12 chương, trong đó có 11 chương là những bài tập cần thiết có trong giáo trình và một chương ôn tập tổng hợp, trình bày dưới dạng 86 bài tập có lời giải sẵn và 170 bài tập chỉ cho đáp số.

Các bài tập đã được cố gắng chọn lọc sao cho vừa sát với nội dung giáo trình, vừa là những mô hình cơ cấu máy, những thí dụ sát với thực tế kỹ thuật. Một số bài tập có thể hợp lại thành một bài tập lớn và một số khác đã tranh thủ kết hợp ôn tập lý thuyết, mà không chỉ đơn thuần rèn luyện kỹ năng tính toán thiết kế.

"**Bài tập nguyên lý máy**" còn có thể dùng cho học sinh các ngành không học giáo trình nguyên lý máy- mà học các giáo trình "**Cơ học ứng dụng**", "**Cơ học máy**", "**Cơ kỹ thuật**". Ngoài ra còn có thể dùng làm tài liệu tham khảo cho các cán bộ nghiên cứu môn nguyên lý máy, cơ ứng dụng và cán bộ kỹ thuật nói chung.

Tuy đã cố gắng rút kinh nghiệm trong giảng dạy và biên soạn, nhưng chắc chắn còn có những sai sót. Tác giả mong nhận được sự góp ý của bạn đọc.

Tác giả chân thành cảm ơn các bạn đồng nghiệp trong các Bộ môn Nguyên lý máy, Cơ ứng dụng Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, đặc biệt là Gs. Nguyễn Xuân Lạc đã nhiệt tình góp những ý kiến rất xác đáng trong quá trình biên soạn.

Tác giả

Lời nói đầu nhân lần tái bản thứ 4

Lần tái bản này tác giả bổ sung thêm một số dạng bài tập tương đối tổng hợp vào chương 12 có thể dùng để kiểm tra hoặc thi sau khi học xong phần lý thuyết.

Một lần nữa xin cảm ơn các bạn đồng nghiệp và Nhà xuất bản Giáo dục.

Hà nội, năm 1994

Tác giả

Lời nói đầu nhân lần tái bản thứ 5

Lần tái bản này được thực hiện sau khi các giáo trình "Ứng dụng tin học trong thiết kế nguyên lý máy" (1994) và "Nguyên lý máy" (1999) đã xuất bản. Cùng các bạn đồng nghiệp - tác giả đã kiểm tra lại một số bài tập điển hình qua việc mô phỏng nguyên lý cấu tạo - động học - lực học cơ cấu trên máy tính và nghiệm lại kết quả ở những vị trí cần thiết của phương pháp truyền thống hiện hãy còn được dùng phổ biến.

Cùng với việc sửa - hoàn chỉnh cuốn sách, tác giả còn bổ sung thêm một số đề thi OLYMPIC Cơ học toàn quốc năm 1999 và 2000, hy vọng có thể rộng đường tham khảo với bạn đọc quan tâm nhiều tới môn học Nguyên lý máy.

Đặc biệt tác giả tỏ lòng cảm ơn sự giúp đỡ của các bạn đồng nghiệp và Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật trong lần tái bản này.

Hà nội, năm 2000

Tác giả

Lời nói đầu nhân lần tái bản thứ 6

Sơ với sách tái bản lần thứ 5, tác giả thêm mục 2.5 "Xác định vận tốc và gia tốc của cơ cấu bằng phương pháp tâm vận tốc tức thời" vào chương 2. Đây là một phương pháp tương đối dễ hiểu, ngắn gọn, hệ thống và hiệu quả không chỉ trong vấn đề phân tích động học cơ cấu (trên cơ sở tham khảo [3], [6], [7], [8], [13], chủ yếu là các công trình khoa học của các nhà khoa học trong nước). Ngoài ra, còn một số bổ sung vào chương 3, 6 và 12, tác giả hy vọng sẽ làm cho cuốn sách phong phú và sâu sắc hơn.

Một lần nữa xin cảm ơn các bạn đồng nghiệp đã giúp đỡ và khuyến khích tác giả chuyển hoá nội dung nghiên cứu vào giảng dạy, cảm ơn Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật trong lần xuất bản này.

Hà nội, năm 2002

Tác giả

Lời nói đầu nhân lần tái bản thứ 7

Lần tái bản này tác giả thêm mục 3.3 "Tính áp lực khớp động bằng phương pháp phân lực trực tiếp" và cũng bổ sung nội dung ấy vào chương 12, với mong muốn cung cấp thêm những phương pháp nghiên cứu về lực cho tương xứng với phương pháp phân tích động học cơ cấu.

Xin chân thành cảm ơn Nhà giáo Nhân dân GS. TS Nguyễn Xuân Lạc đã động viên góp ý, cảm ơn Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.

Hà nội, năm 2005

Tác giả

Lời nói đầu nhân lần tái bản thứ 9

Ngoài việc sửa hình vẽ cho thống nhất toàn sách (mục 3.3 và một vài hình ở chương 12 trong lần xuất bản thứ 7 và 8), tác giả thêm chương 12: "Cơ cấu tâm tích" vào trước chương 13: "Một số bài tập ôn tập tổng hợp" để hy vọng có thể rộng đường tham khảo hơn với bạn đọc và sinh viên quan tâm. Một số cơ cấu tâm tích này đã được Nhà giáo nhân dân - Giáo sư Nguyễn Xuân Lạc thể hiện qua các phẩm mềm: Solid Words 2007, Working Modern 2005 và Geogebra.

Xin trân trọng cảm ơn Giáo sư và Nhà Xuất bản Khoa học và Kỹ thuật trong lần tái bản này.

Hà Nội tháng 11 năm 2008

Tác giả

NIHÀ GIÁO ƯU TÚ PGS. TẠ NGỌC HẢI

Chương 1

CẤU TRÚC VÀ XẾP LOẠI CƠ CẤU

1.1. XẾP LOẠI KHỚP ĐỘNG

Vấn đề cần chú ý

1. Khớp động là chỗ nối động giữa hai khâu, nhờ đặc điểm tiếp xúc hình học tại chỗ nối (thành phần khớp động) trên mỗi khâu mà khớp động có tác dụng hạn chế bớt bậc tự do tương đối độc lập giữa hai khâu này.

2. Căn cứ vào đặc điểm tiếp xúc hình học của khớp động, có thể phân loại khớp động như sau:

- Khớp cao: tiếp xúc điểm hoặc đường.
- Khớp thấp: tiếp xúc mặt.

3. Căn cứ vào tác dụng của khớp động, tức là bậc tự do tương đối độc lập giữa hai khâu bị hạn chế, có :

- Khớp loại 5: hạn chế 5 bậc tự do tương đối độc lập giữa hai khâu;
- Khớp loại 4: hạn chế 4 bậc tự do tương đối độc lập giữa hai khâu;
- ...

4. Vì thế, muốn xếp loại khớp động, thường đặt hệ tọa độ (Đề các hoặc độc cực) vào chỗ tiếp xúc (hoặc tâm khớp động, hoặc trên trục mỗi khâu,...) mà xét bậc tự do tương đối độc lập bị hạn chế của khâu nó đối với khâu kia.

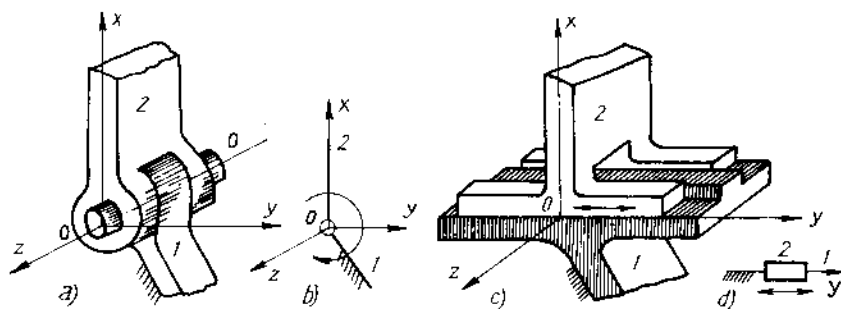
Bài tập giải sẵn

1. Xếp loại và vẽ lược đồ khớp động (hình 1.1a), sau đó xét trường hợp biến thể: khi tâm O của khớp ở xa vô cùng.

Giải.

Hai khâu tiếp xúc với nhau bằng một mặt trụ (hình 1.1a) tạo thành một khớp thấp. Đặt hệ trục tọa độ Oxyz tại tâm khớp và gắn với khâu 1, xét bậc tự do tương đối độc lập của khâu 2 đối với khâu 1. Do đặc điểm tiếp xúc hình học của khớp, chỉ có một khả năng: khâu 2 quay quanh trục z: Q_z không bị hạn chế, còn 5 khả năng: khâu 2 tịnh tiến theo ba trục: T_x , T_y , T_z và quay quanh hai trục: Q_x , Q_y đều bị hạn chế. Nên đây là khớp loại 5, còn gọi là khớp quay, hay bản lề, với lược đồ khớp động như ở hình 1.1b.

Nếu tâm quay O của khớp ở xa vô cùng thì mặt tiếp xúc trụ trở thành mặt tiếp xúc phẳng (hình 1.1c) nên cũng là khớp thấp; khả năng Q , trở thành khả năng T_y và cũng là khớp loại 5, còn gọi là khớp tịnh tiến với lược đồ khớp động như ở hình 1.1d.



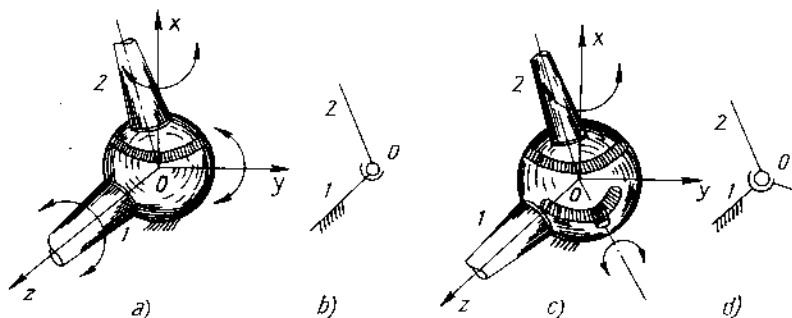
Hình 1.1

Hai loại khớp thấp này được dùng phổ biến nhất trong cơ cấu phẳng và trong thực tế kỹ thuật.

2. Xếp loại và vẽ lược đồ khớp động (hình 1.2a). Xét trường hợp biến thể (hình 1.2c) nếu gắn chốt vào khâu 2, xẻ rãnh trên khâu 1.

Giải.

Hai khâu tiếp xúc với nhau bằng một mặt cầu (hình 1.2a) tạo thành một khớp thấp. Đặt hệ trục tọa độ $Oxyz$ vào tâm mặt cầu và gắn với khâu 1, khâu 2 chỉ có ba khả năng chuyển động quay tương đối độc lập với khâu 1: Q_x, Q_y, Q_z ; ba khả năng chuyển động tịnh tiến T_x, T_y, T_z đều bị hạn chế do mặt cầu ngoài của khâu 1. Vậy đây là khớp loại 3, còn gọi là khớp cầu với lược đồ khớp động như ở hình 1.2b.



Hình 1.2

Nếu gắn chốt vào khâu 1 và xẻ rãnh trên khâu 2 (hình 1.2c) thì thêm một trong hai khả năng chuyển động quay Q_y hoặc Q_z bị hạn chế, chỉ còn hai khả năng chuyển động quay Q_x

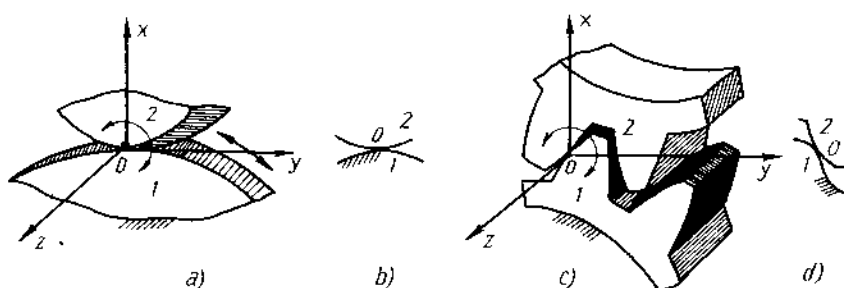
và Q_z (Q_y) hoặc Q_y (Q_z), vì Q_y và Q_z không phải là hai khả năng chuyển động độc lập đối với nhau nên khớp cầu chốt là khớp thấp, loại 4 với lược đồ khớp động như hình 1.2d.

Hai loại này thường dùng trong cơ cấu không gian hoặc trong cơ cấu phẳng cho phép một độ hờ nhất định

3. Xếp loại và vẽ lược đồ khớp động (hình 1.3a). Xét trường hợp biến thể (hình 1.3c) nếu mặt tiếp xúc của hai khâu lại là mặt răng thân khai của cặp bánh răng thẳng ăn khớp khít.

Giải.

Hai mặt trụ tiếp xúc ngoài theo một đường tạo thành một khớp cao. Đặt một hệ trục tọa độ đường tiếp xúc và giới hạn việc xếp loại khớp trong mặt phẳng xOy (hình 1.3a), vì thế có ba khả năng chuyển động: T_x , Q_x , Q_y bị hạn chế sẵn. Ngoài ra do phải đảm bảo luôn tiếp xúc theo đường song song với trục z nên khâu 2 chỉ có hai khả năng chuyển động: lăn trên khâu 1 tức là quay quanh trục z : Q_z và trượt trên khâu 1 tức là tịnh tiến theo mặt trụ của khâu 1: T_y (T_x) hay T_z (T_y), vì T_x và T_y phụ thuộc vào nhau qua liên hệ của phương trình mặt trụ. Vì tiếp xúc đường và có bốn hạn chế nên là khớp cao, loại 4, với lược đồ khớp động như ở hình 1.3b. Khớp động của các cơ cấu cam và bánh răng trụ thẳng thuộc loại này.

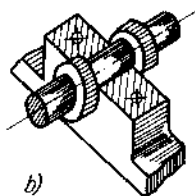
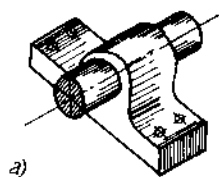


Hình 1.3

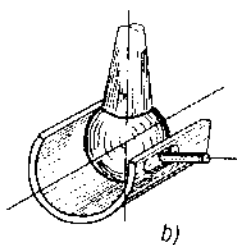
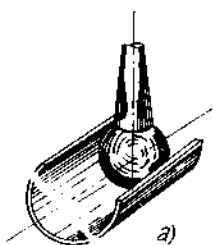
Khi thay hai mặt trụ tròn bằng hai mặt trụ thân khai (hình 1.3c) ta cũng sẽ được một khớp loại 4 vì khâu 2 có hai khả năng chuyển động tương đối độc lập đối với khâu 1: quay tức thời quanh đường tiếp xúc giữa hai răng và trượt trên mặt răng 1.

Bài tập cho đáp số

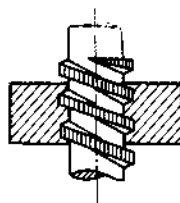
4. Xếp loại và vẽ lược đồ khớp động giữa ổ trượt và trục trơn (hình 1.4a) rồi suy ra trường hợp trục có gờ (hình 1.4b).
5. Xếp loại và so sánh các khớp động giữa hình cầu tiếp xúc với máng trụ và hình cầu chốt (hình 1.5a) tiếp xúc với máng trụ xẻ rãnh (hình 1.5b).
6. Xếp loại và vẽ lược đồ khớp vít (hình 1.6).
7. Xếp loại khớp động tại rãnh trượt chữ V (hình 1.7a) so sánh với mặt phẳng (hình 1.7b).
8. Xếp loại khớp động giữa hai hình xuyến tròn lồng khít với nhau (hình 1.8).



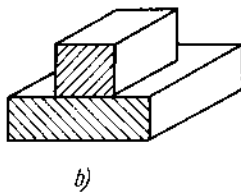
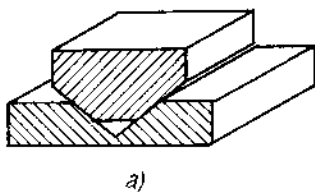
Hình 1.4



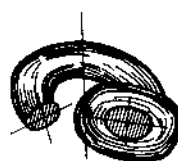
Hình 1.5



Hình 1.6



Hình 1.7



Hình 1.8

9. Hãy biểu thị khớp động (hình 1.1a) thành khớp động loại 6 và khớp động (hình 1.5a) thành khớp động loại 1, rồi loại 0. Có thể có khớp động loại 6 và khớp động loại 0 được không? Tại sao?

1.2. VẼ LƯỢC ĐỒ ĐỘNG VÀ TÍNH BẬC TỰ DO CỦA CƠ CẤU PHẪNG⁽¹⁾

Vấn đề cần chú ý

1. Muốn vẽ lược đồ động phải căn cứ vào những kích thước động (khoảng cách giữa các khớp động ảnh hưởng đến tính chất động học và động lực học của cơ cấu); số khâu động, số khớp động và loại khớp động (ảnh hưởng đến khả năng chuyển động của cơ cấu). So với hình vẽ cấu tạo thực của cơ cấu, những yếu tố nêu trên không thay đổi, nhưng việc nghiên cứu về nguyên lý máy đơn giản hơn.

2. Hầu hết các cơ cấu phẳng, có thể sử dụng công thức sau đây để tính bậc tự do:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 + R_1 - W_1.$$

trong đó:

n - số khâu động,

p_5 - số khớp 5 thấp,

p_4 - số khớp 4 cao,

R_1 - số ràng buộc thừa (ràng buộc đưa vào trong cơ cấu qua những khâu và khớp không ảnh hưởng đến khả năng chuyển động mà chỉ tăng cường độ bền, độ chính xác của cơ cấu) thường nhận biết qua những cấu tạo kích thước đặc biệt (bằng nhau, song song đôi một...),

W_1 - bậc tự do thừa, thường là chuyển động của những con lăn tròn (để biến ma sát trượt thành ma sát lăn cho cơ cấu đỡ mòn, chuyển động nhẹ nhàng hơn; nhưng cũng không ảnh hưởng đến khả năng chuyển động của cơ cấu).

Tất nhiên phải xác định các yếu tố trên mới tính ra bậc tự do của cơ cấu phẳng theo công thức đã nêu; trừ hai trường hợp:

- Cơ cấu chêm phẳng toàn khớp tịnh tiến,
- Cơ cấu tâm tích, cơ cấu bánh răng phẳng ăn khớp khít (không thuộc phạm vi giáo trình⁽²⁾), phải dùng công thức:

$$W = 2n - p_2.$$

Bài tập giải sẵn

10. Vẽ lược đồ tính bậc tự do của cơ cấu trên hình 1.9a (động cơ đốt trong) và so sánh nguyên lý cấu tạo với cơ cấu trên hình 1.9c (máy đập lệch tâm).

Giải.

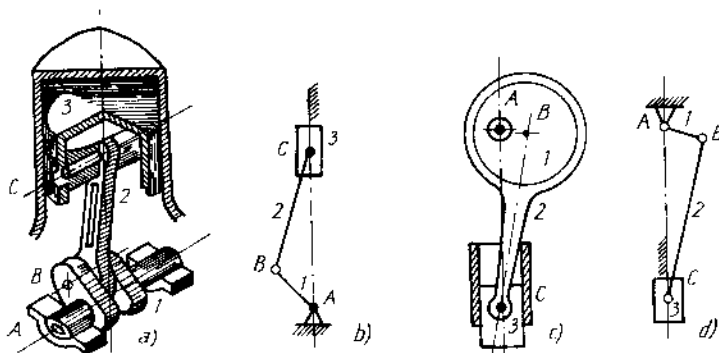
Trong cấu tạo thực của động cơ ta thấy: áp lực khí đốt đẩy pittông (con trượt 3) đi xuống, qua tay biên (thanh truyền 2) khiến trục khuỷu (tay quay 1) quay. Cơ cấu có ba khâu động, $n = 3$ với các kích thước động là CB, AB, AC và 4 khớp: 3 khớp quay: A (giữa 1 và

⁽¹⁾ Để tính số bậc tự do của cơ cấu không gian một cách tổng quát, bạn đọc có thể tham khảo [1], [2], [3], [10], [11].

⁽²⁾ Bạn đọc có thể xem [1].

giá), B (giữa 1 và 2), C (giữa 2 và 3); 1 khớp tịnh tiến C (giữa 3 và giá) đều là khớp thấp loại 5. Đồng thời các khâu trong cơ cấu đều chuyển động trong cùng một mặt phẳng nên có lược đồ như ở hình 1.9b. Đó là cơ cấu tay quay con trượt, với bậc tự do:

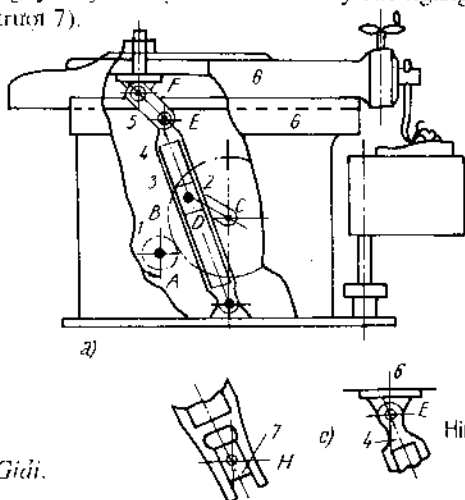
$$W = 3n - 2p_l - p_h = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$$



Hình 1.9

Hoàn toàn phân tích tương tự, ta thấy về mặt nguyên lý cấu tạo (lược đồ động, bậc tự do) của cơ cấu máy đập lệch tâm (hình 1.9c và hình 1.9d) không khác cơ cấu động cơ đối trọng (hình 1.9a và hình 1.9b).

11. Vẽ lược đồ động, tính bậc tự do của cơ cấu máy bào ngang (hình 1.10a) và so sánh nguyên lý cấu tạo với cơ cấu máy bào ngang trên hình 1.10c (bỏ thanh truyền 5 và thêm con trượt 7).



Hình 1.10

Giải.

Trên cấu tạo thực của máy bào ngang (hình 1.10a) ta thấy: chuyển động từ động cơ truyền đến bánh răng 1 nối với giá bằng khớp quay A rồi qua khớp loại cao B của hai bánh răng 1 và 2, bánh răng 2 nối với giá bằng khớp quay C. Trên bánh răng 2 lắp con trượt 3 bằng khớp quay D, trượt trong culit 4 nhờ khớp trượt D giữa 3 và 4; culit kéo thanh truyền 5 làm đầu bào tịnh tiến trên giá nhờ các khớp quay E (giữa 4 và 5), F (giữa 5 và 6) và khớp trượt G (giữa 6 và giá). Ngoài ra, ở phía dưới culit nối với giá bằng khớp quay H. Vậy cơ cấu có số khâu động $n = 6$, số khớp loại thấp $p_5 = 8$, số khớp loại cao $p_4 = 1$. Qua các kích

thước động AB, BC, CD, DE, DH, EF, GC, CH ta biểu diễn lược đồ cơ cấu máy bào ngang ở hình 1.10a như trên hình 1.10b, và tính được bậc tự do của cơ cấu:

$$W = 3n - 2p_5 - p_2 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 8 - 1 = 1.$$

So sánh với cơ cấu máy bào ngang ở hình 1.10c: bỏ thanh truyền 5, thêm con trượt 7, tổng số khâu động không đổi; bớt khớp quay F, thêm khớp trượt II (giữa 4 và 7) đều là loại 5 nên tổng số khớp và loại khớp cũng không đổi, do đó bậc tự do không đổi, chỉ có lược đồ thay đổi như ở hình 1.10d.

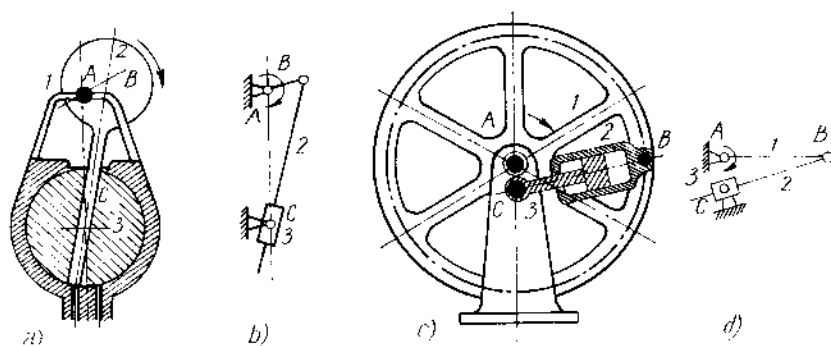
12. Vẽ lược đồ động, tính bậc tự do của cơ cấu bơm mỡ (hình 1.11a) và so sánh với cơ cấu bơm hình 1.11c.

Giải.

Trên cấu tạo thực của cơ cấu bơm mỡ (hình 1.11a): tay quay 1 nối với thanh truyền 2 (có tác dụng như một pittông) bằng khớp quay B; thanh truyền 2 vừa quay theo, vừa trượt trong khâu 3 (có tác dụng như một xylanh) nhờ khớp trượt C; giá (là thân bơm) nối với 1 và 3 bằng những khớp quay: A và C. Tất cả đều là khớp thấp. Vậy số khâu động $n = 3$, số khớp thấp $p_5 = 4$. Qua các kích thước động AB, BC và AC, lược đồ động của cơ cấu bơm mỡ được biểu diễn như ở hình 1.11b. Bậc tự do của cơ cấu:

$$W = 3n - 2p_5 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1$$

Cũng phân tích tương tự cơ cấu bơm hình 1.11c với thanh truyền 2 là một xylanh và con trượt 3 là một pittông, ta thấy lược đồ động và bậc tự do không đổi (hình 1.11d).



Hình 1.11

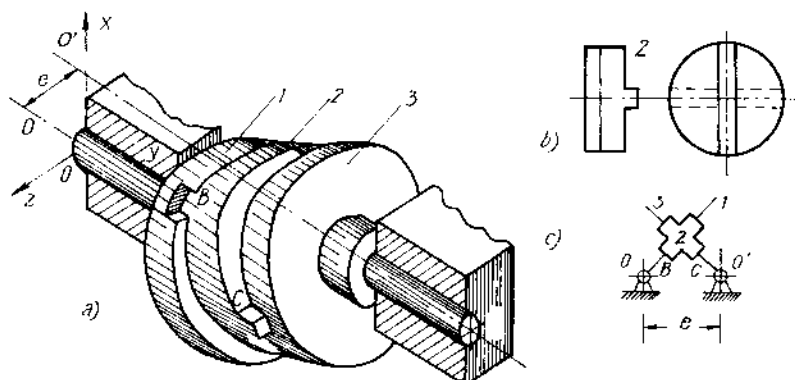
13. Vẽ lược đồ động và tính bậc tự do cơ cấu nối trục ngang (hình 1.12a).

Giải.

Trên cấu tạo thực của cơ cấu nối trục ngang (hình 1.12a) để truyền chuyển động giữa hai trục song song cách nhau một khoảng $OO' = e$, ta thấy trục O gắn chặt với đĩa 1, đĩa này có rãnh trượt để gờ trượt của đĩa 2 chạy trong đó, tạo thành khớp trượt B. Cấu tạo của đĩa 2 với hai gờ thẳng góc được vẽ trên hình 1.12b. Tương tự, giữa 2 và 3 có khớp trượt C; còn giá nối với hai trục O và O' bằng hai khớp quay O và O'. Vậy số khâu động $n = 3$, số khớp loại

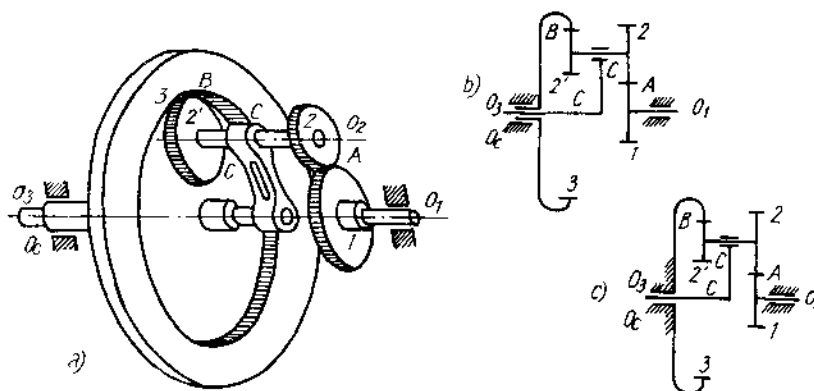
thấp $p_3 = 4$. Qua kích thước động OO' , lược đồ của cơ cấu nối trục ondam được vẽ trên hình 1.12c. Bậc tự do của cơ cấu:

$$W = 3n - 2p_3 - p_3 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$



Hình 1.12

14. Vẽ lược đồ động và tính bậc tự do của cơ cấu bánh răng vì sai hình 1.13a. Xét thêm trường hợp khi bánh răng 3 cố định.



Hình 1.13

Giải.

Trên cấu tạo thực của cơ cấu bánh răng vì sai: những đường tâm O_1 và O_3 của hai bánh răng trung tâm 1 và 3 cũng nằm trên một đường thẳng và cố định, còn đường tâm của hai bánh răng vệ tinh 2 và 2' - hai bánh răng này nối cứng với trục của chúng - quay theo cần C quanh O_1 và O_3 . Số khâu động $n = 4$; số khớp loại thấp (đều là những khớp quay) $p_3 = 4$ (tại O_1 có hai khớp theo định nghĩa của khớp động - là chỗ nối động giữa hai khâu). Như đã nêu trong bài tập 3, số khớp loại cao $p_2 = 2$. Kích thước động là khoảng cách trục và bán kính vòng lăn của các bánh răng^(*). Lược đồ động trường hợp này vẽ trên hình 1.13b và cơ cấu bánh răng vì sai có bậc tự do là:

(*) Về cấu tạo và các thông số của cơ cấu bánh răng, hãy xem [1].

$$W = 3n - 2p_3 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2.$$

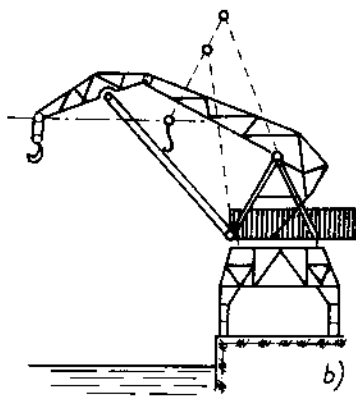
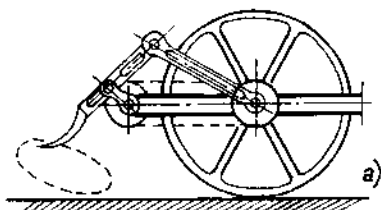
Khi cố định bánh răng 3 (một trong hai bánh răng trung tâm) ta có cơ cấu bánh răng hành tinh. Số khâu động giảm 1, số khớp quay giảm 1 (tại O_3). Lực đồ động được vẽ trên hình 1.13c và bậc tự do của cơ cấu bánh răng hành tinh là:

$$W = 3n - 2p_3 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1.$$

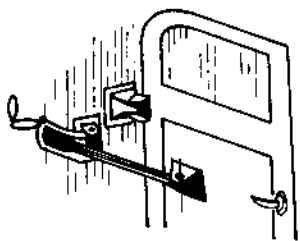
Bài tập cho đáp số

15. Vẽ lực đồ động, tính bậc tự do cơ cấu máy bừa rơm (hình 1.14a) và so sánh với cơ cấu cần trục cẩu (hình 1.14b).

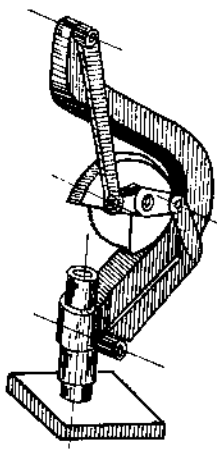
16. Vẽ lực đồ động, tính bậc tự do cơ cấu mở cửa ô tô buýt (hình 1.15).



Hình 1.14



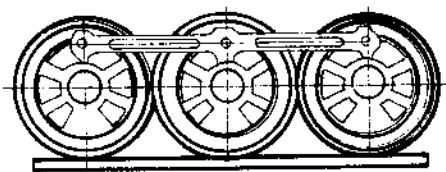
Hình 1.15



Hình 1.16

17. Vẽ lược đồ động, tính bậc tự do cơ cấu máy cửa đĩa đi động (hình 1.16).

18. Vẽ lược đồ động, tính bậc tự do cơ cấu bánh xe đầu máy xe lửa (hình 1.17).

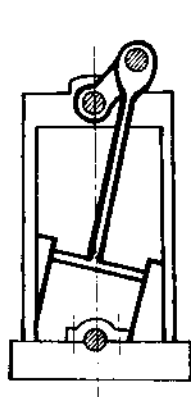


Hình 1.17

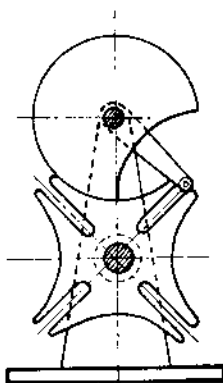
19. Vẽ lược đồ động, tính bậc tự do cơ cấu máy hơi nước (hình 1.18).

20. Vẽ lược đồ động, tính bậc tự do cơ cấu mantơ (hình 1.19).

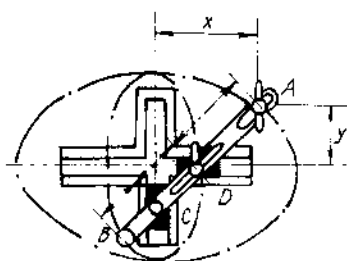
21. Vẽ lược đồ động, tính bậc tự do cơ cấu vẽ elip (hình 1.20).



Hình 1.18

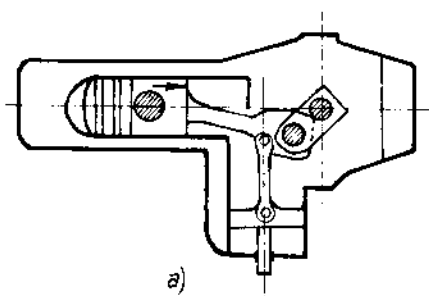


Hình 1.19

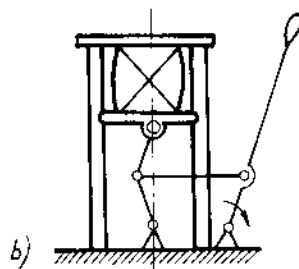


Hình 1.20

22. Vẽ lược đồ động, tính bậc tự do của hai cơ cấu máy nén hình 1.21a và hình 1.21b). Hãy phân tích xem mỗi máy hợp bởi những cơ cấu đơn giản nào?. Từ đó suy ra phải thêm hoặc bớt một nhóm như thế nào thì bậc tự do của cơ cấu không đổi.



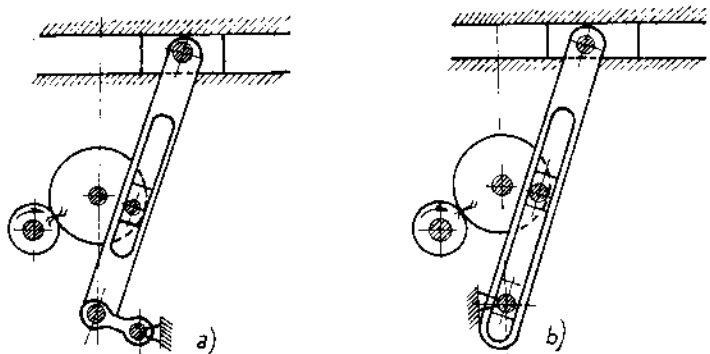
a)



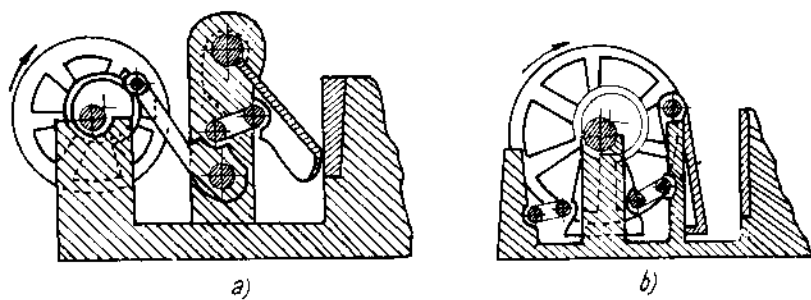
b)

Hình 1.21

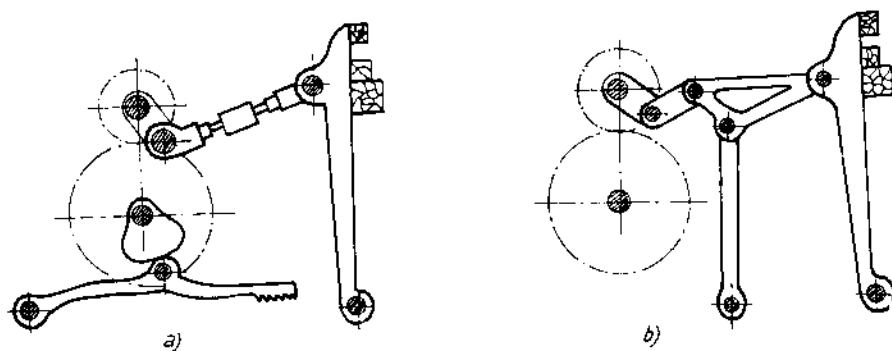
23. Vẽ lược đồ động, tính bậc tự do của hai cơ cấu máy bào (hình 1.22a và hình 1.22b). Có nhận xét gì về nguyên lý cấu tạo của hai cơ cấu đó.



Hình 1.22

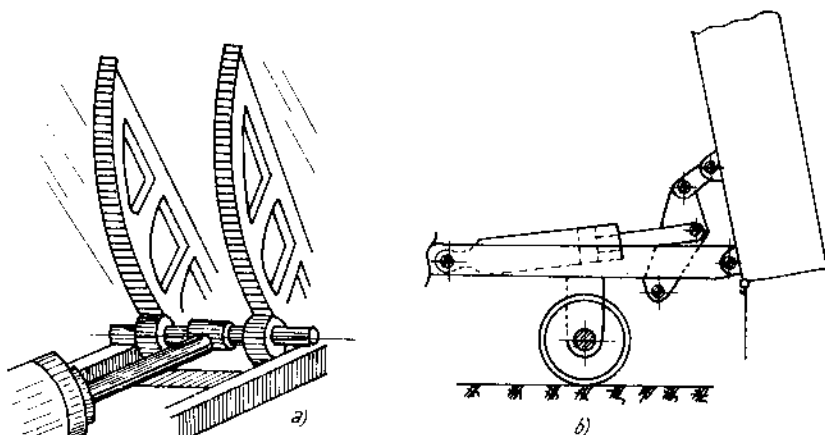


Hình 1.23



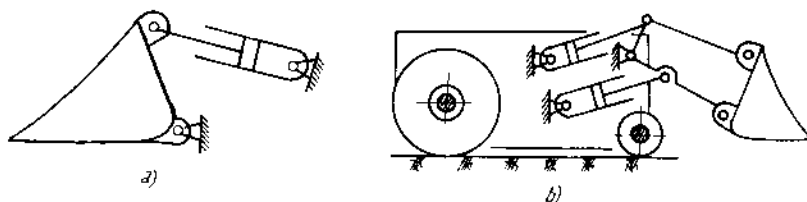
Hình 1.24

24. So sánh lược đồ động và bậc tự do của hai cơ cấu máy nghiền ở hình 1.23a và hình 1.23b.
25. Vẽ lược đồ động, tính bậc tự do của hai loại cơ cấu máy dẹt ở hình 1.24a (bao gồm cả cơ cấu cam, bánh răng và batăng) và ở hình 1.24b (chỉ có cơ cấu bánh răng và batăng).
26. So sánh lược đồ động, bậc tự do của hai cơ cấu đồ ben ôtô hình 1.25a và hình 1.25b.



Hình 1.25

27. So sánh lược đồ động và bậc tự do của hai cơ cấu máy xúc trên hình 1.26a và hình 1.26b.



Hình 1.26

1.3. XẾP LOẠI CƠ CẤU PHẪNG

Vấn đề cần chú ý

1. Mục đích của việc xếp loại cơ cấu là để hệ thống hoá việc nghiên cứu, ứng với từng loại có thể sử dụng những phương pháp nghiên cứu động học và động lực học thích hợp.

2. Dựa vào đặc điểm cấu tạo (số lượng, cách sắp xếp các khâu, khớp trong lược đồ cơ cấu) của những nhóm tĩnh định (là những nhóm có bậc tự do bằng không - còn gọi là nhóm Axua) để xếp loại cơ cấu.

Loại của nhóm là số cạnh đa giác nhiều nhất tạo nên bởi cách nối những khớp của một khâu, hoặc hợp bởi nhiều khâu liên tiếp, mỗi khâu là một cạnh.

Bậc của nhóm là số khớp chờ trong nhóm.

3. Loại cơ cấu là loại của nhóm tĩnh định có loại cao nhất tách ra từ cơ cấu đó (theo nguyên lý hình thành cơ cấu: gồm những nhóm tĩnh định nối với nhau, với khâu dẫn và giá).

4. Muốn xếp loại phải tách cơ cấu thành từng nhóm tĩnh định (nên tách từ nhóm xa khâu dẫn trước, nhóm đơn giản trước). Mỗi lần tách xong một nhóm, phần còn lại vẫn là một cơ cấu, nhưng đơn giản hơn, cuối cùng chỉ còn lại khâu dẫn nối với giá (tức là còn lại cơ cấu loại 1).

5. Nếu có khớp cao trong cơ cấu, phải thay thế một khớp loại cao bằng một khâu và hai khớp loại thấp; nếu có bậc tự do thừa hoặc ràng buộc thừa cũng phải bỏ đi trước khi tách.

Bài tập giải sẵn

28. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu động cơ đốt trong xylanh quay (hình 1.27a). Hãy vẽ lược đồ riêng của một trong ba nhánh và so sánh nguyên lý cấu tạo với cơ cấu động cơ đốt trong ở hình 1.9b.

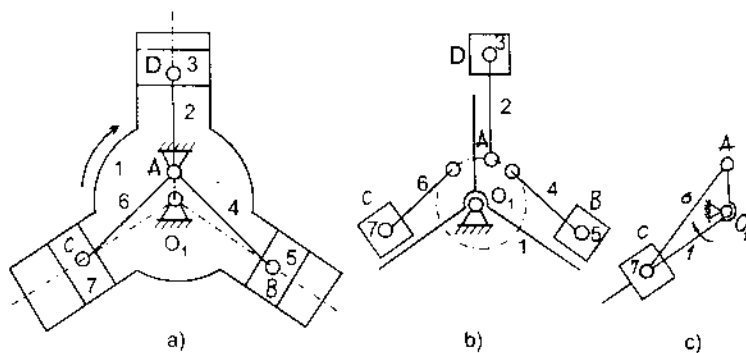
Giải.

Xylanh 1 quay quanh tâm O_1 , mang ba pittông 3, 5, 7 nối với nó bằng những khớp tịnh tiến vừa trượt vừa quay, ba pittông này nối với ba thanh truyền 2, 4, 6 bằng những khớp quay A, B, C; đầu kia của ba thanh truyền nối với giá bằng ba khớp quay tại O_2 . Vì thế cơ cấu gồm 7 khâu động, 10 khớp thấp (3 khớp tịnh tiến và 7 khớp quay).

Bậc tự do của cơ cấu là:

$$W = 3n - 2p_5 - p_2 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1.$$

Để xếp loại, ta có thể tách cơ cấu thành ba nhóm loại 2: (7, 6); (5, 4); (3, 2) và khâu dẫn 1 (hình 1.27b). Cơ cấu thuộc loại 2.



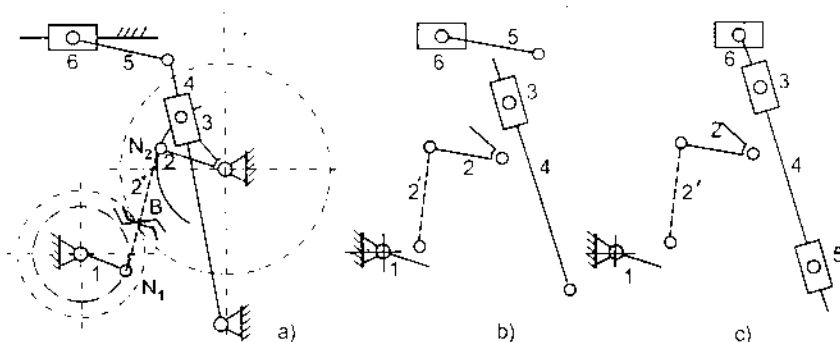
Hình 1.27

Nếu tách riêng một trong ba nhánh, thí dụ như ba khâu 1, 7, 6 ta có lược đồ như ở hình 1.27c là một dạng của cơ cấu culit: culit 1 đồng thời là tay quay, con trượt 7, thanh truyền 6. So sánh với cơ cấu động cơ đốt trong ở hình 1.9b - là một dạng của cơ cấu tay quay con trượt: trục khuỷu (tay quay 1) quay, thông qua tay biên (thanh truyền 2) khiến pittông (con trượt 3) tịnh tiến lên xuống - thì cơ cấu ở hình 1.27c cũng là cơ cấu như ở hình 1.9b nhưng tay quay là 1 (khâu BAC). Trong trường hợp này việc đổi giá không làm thay đổi loại cơ cấu.

29. Xếp loại cơ cấu máy bào ở hình 1.10b và hình 1.10d. Nếu đổi khâu dẫn của cơ cấu máy bào ở hình 1.10d (khâu 6 dẫn động) thì loại cơ cấu có thay đổi không?

Giải.

Ở đây khâu dẫn là bánh răng 1, truyền qua bánh răng 2 bằng khớp loại cao B. Hãy thay thế khớp này bằng một khâu và hai khớp loại thấp: tại thời điểm tiếp xúc, tìm hai tâm cong của cạnh răng (nếu cạnh răng thân khai, tâm cong nằm trên vòng cơ sở: N_1 và N_2) và đặt thêm vào đó hai khớp quay N_1 , N_2 ; còn khâu thêm vào là khâu nối hai khớp đó (hình 1.28). Từ đó, được cơ cấu toàn khớp thấp để tách nhóm và xếp loại.



hình 1.28

Tách cơ cấu trên hình 1.10b thành ba nhóm loại 2: (6, 5); (4, 3); (2, 2') và khâu dẫn 1. Cơ cấu thuộc loại 2 (hình 1.28b).

Tách cơ cấu ở hình 1.10d thành hai nhóm: loại 3 (6, 5, 4, 3); loại 2 (2, 2') và khâu dẫn 1. Cơ cấu thuộc loại 3 (hình 1.28c).

Từ cơ cấu ở hình 1.10d, nếu đổi khâu 6 thành khâu dẫn thì có thể tách cơ cấu thành ba nhóm loại 2: (1, 2'); (2, 3); (4, 5) và khâu dẫn 6. Cơ cấu thuộc loại 2 (hạn đọc tự vẽ lấy lược đồ tách nhóm). Việc đổi khâu dẫn trong trường hợp này đã làm thay đổi loại cơ cấu - cụ thể giảm từ loại 3 xuống loại 2.

30. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu máy dệt lụa ở hình 1.29a.

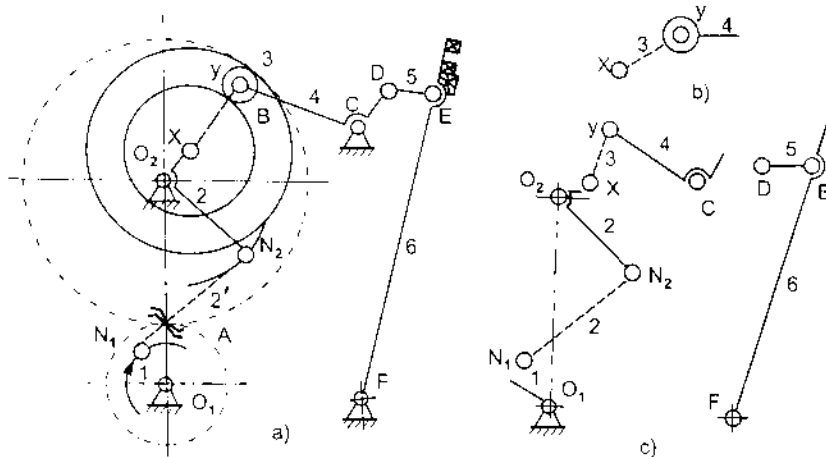
Giải.

Đây là một tập hợp của ba cơ cấu: cơ cấu bánh răng gồm: hai khâu 1, 2; hai khớp thấp O_1 , O_2 và một khớp cao A; cơ cấu cam 2 (cùng với bánh răng 2 là một khâu) nối với con lăn 3 bằng khớp cao B (tuy con lăn tiếp xúc với hai thành rãnh, nhưng chỉ kể là 1 khớp vì một trong hai thành chỉ cốt để giữ cho con lăn luôn tiếp xúc với thành kia) và cần 4 nối với con

lăn 3 bằng khớp quay Y; cần 4, thanh truyền 5 và batăng 6 là cơ cấu bốn khâu bản lề. Toàn bộ cơ cấu máy dệt lụa gồm 6 khâu động, 7 khớp thấp, 2 khớp cao và một bậc tự do thừa là chuyển động quay quanh trục bản thân (khớp quay Y) của con lăn 3.

Bậc tự do của cơ cấu là:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 - W_1 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 7 - 1 \cdot 2 - 1 = 1.$$



Hình 1.29

Để xếp loại phải bỏ bậc tự do thừa bằng cách nối cứng con lăn 3 vào cần 4, rồi thay thế khớp cao:

- khớp A thay thế tương tự như bài 29.
- khớp B thay thế bằng một khâu 3 và hai khớp thấp X, Y đặt tại tâm cong X của biên dạng cam tại thời điểm tiếp xúc và tâm Y của con lăn 3 (hình 1.29b).
- tách cơ cấu thành ba nhóm loại 2: (6, 5); (4, 3); (2, 2') và khâu dẫn 1. Cơ cấu thuộc loại 2 (hình 1.29c).

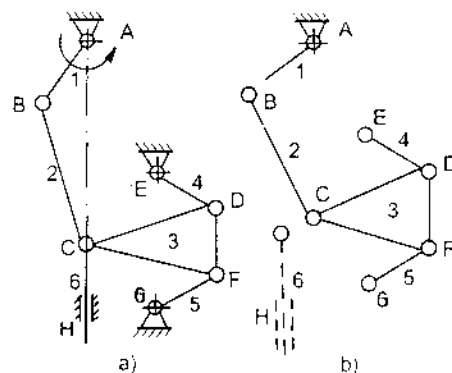
31. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu vẽ đường thẳng (còn gọi là cơ cấu định hướng Rôbéc như ở hình 1.30a (ED = FG = FD; CD = CF = 1,96 ED = EG) CH.

Giải.

Cơ cấu trên hình 1.30a gồm 6 khâu động, 9 khớp thấp. Bậc tự do tính ra là:

$$\begin{aligned} W &= 3n - 2p_5 - p_4 \\ &= 3 \cdot 6 - 2 \cdot 9 = 0. \end{aligned}$$

Nhờ việc chọn những kích thước cấu tạo đặc biệt (như đề bài), điểm C vẫn chuyển động trên đường thẳng ACH nếu bỏ bớt một ràng buộc gồm một khâu 6 và



Hình 1.30

hai khớp thấp H và C (nối 6 với 2 hoặc với 3). Vì thế cơ cấu có một ràng buộc thừa mà khi tính bậc tự do phải thêm vào.

Bậc tự do của cơ cấu là:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 + R_1 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 9 + 1 = 1.$$

Số ràng buộc thừa $R_1 = 1$ thêm vào cốt để cơ cấu làm việc chắc chắn, chính xác hơn. Tất nhiên, nếu nhận biết ràng buộc thừa ấy ngay từ đầu, có thể bỏ trước rồi hãy tính bậc tự do:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 - W_1 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

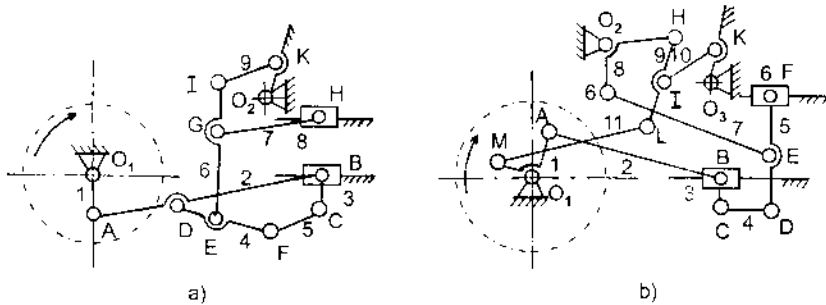
Để xếp loại, phải bỏ ràng buộc thừa (khâu 6 và hai khớp H và C) rồi tách nhóm; cơ cấu gồm một nhóm loại 3, (5, 4, 3, 2) và khâu dẫn 1 (hình 1.30b). Cơ cấu thuộc nhóm loại 3.

Nếu đổi khâu dẫn, cơ cấu sẽ giảm hạng, bạn đọc thử nghiệm lại.

Bài tập cho đáp số

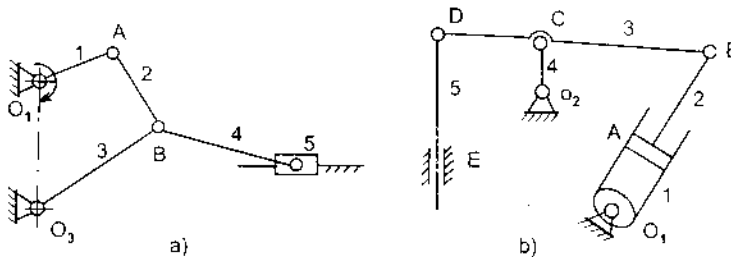
Xếp loại các cơ cấu đã vẽ lược đồ từ bài 18 đến bài 27 (xem tên các cơ cấu trong phần đáp số tương ứng để vẽ lược đồ).

32. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu phối hơi đầu máy xe lửa trên hình 1.31a và hình 1.31b (coi bánh xe là khâu dẫn).



Hình 1.31

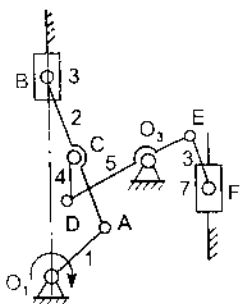
33. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu máy đập cơ khí (hình 1.32a) và máy ép thủy động (hình 1.32b).



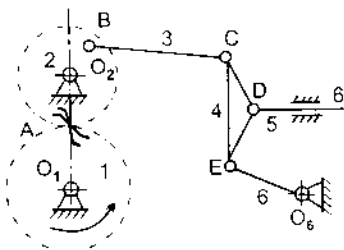
Hình 1.32

34. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu động cơ điênzen (hình 1.33).

35. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu bơm oxy (hình 1.34).



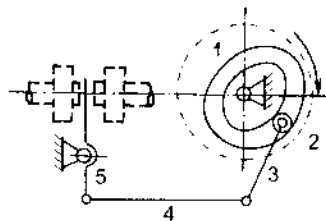
Hình 1.33



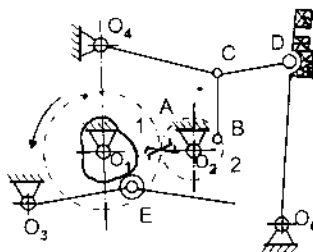
Hình 1.34

36. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu điều khiển nổi trực (hình 1.35).

37. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu máy dệt vải dây, đập khổ dờ (hình 1.36).



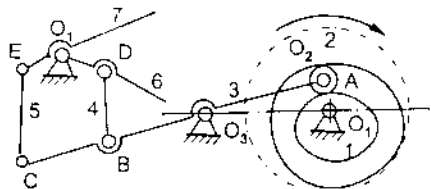
Hình 1.35



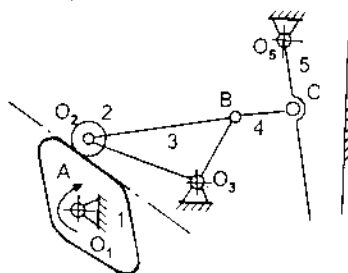
Hình 1.36

38. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu cắt kéo tự động (hình 1.37).

39. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu máy nghiêng (hình 1.38).



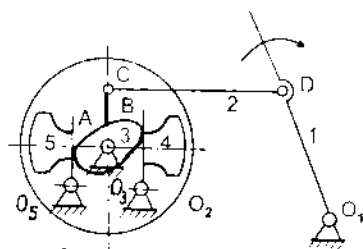
Hình 1.37



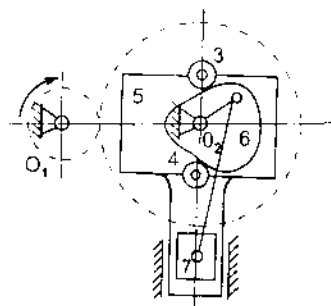
Hình 1.38

40. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu phanh má (hình 1.39).

41. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu máy dập kép (hình 1.40).



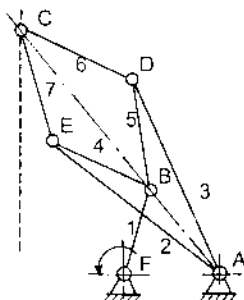
Hình 1.39



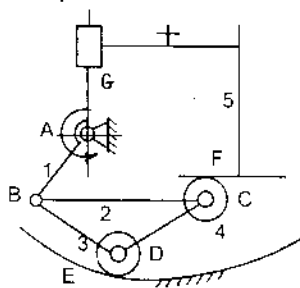
Hình 1.40

42. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu vẽ đường thẳng của Lipkin với các chiều dài: $AD = AE$; $BD = DC = CE = EB$; $AF = FB$ (hình 1.41).

43. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu chuyển động theo quỹ đạo cho trước (hình 1.42).

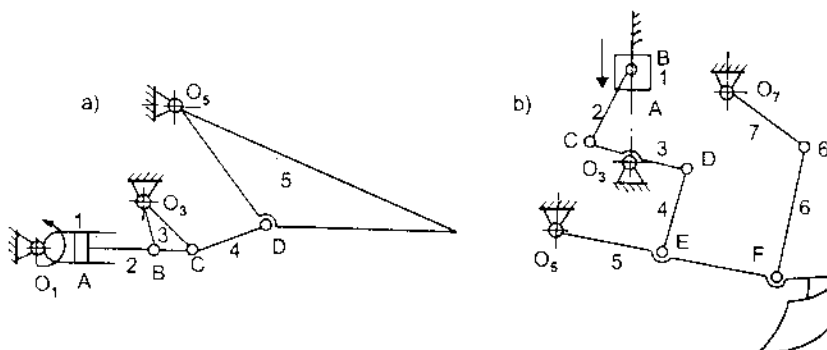


Hình 1.41



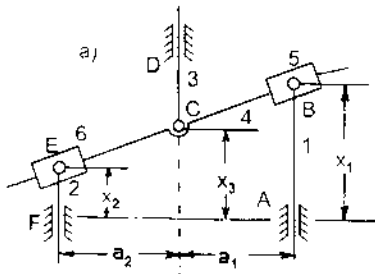
Hình 1.42

44. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu nâng thùng hạt giống (hình 1.43a) và cơ cấu nhấc lưỡi cày của máy nông nghiệp (hình 1.43b).



Hình 1.43

45. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu trong máy tính: cộng (hình 1.44a) và nhân (hình 1.44b).

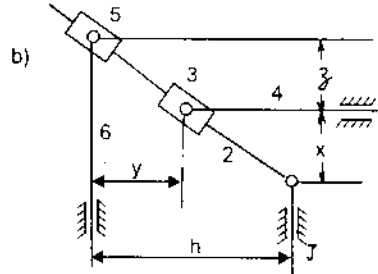


Hình 1.44a

$$x_3 = \frac{x_1 a_2 + x_2 a_1}{a_1 + a_2}$$

khi $a_1 = a_2$

$$x_3 = \frac{x_1 + x_2}{2}$$



Hình 1.44b

$$z = \frac{xy}{h - y}$$

khi 2 cố định: $\frac{y}{h - y} = t = \text{const}$

$$z = tx$$

Chương 2

PHÂN TÍCH ĐỘNG HỌC CƠ CẤU PHẪNG

2.1. XÁC ĐỊNH VỊ TRÍ VÀ VẼ QUỸ ĐẠO CÁC ĐIỂM TRÊN CƠ CẤU PHẪNG

Vấn đề cần chú ý

1. Ngoài yêu cầu về công nghệ, cấu tạo hợp lý; việc xác định vị trí và vẽ quỹ đạo các điểm trên cơ cấu còn là bài toán đầu tiên không thể thiếu được, để trên cơ sở đó, xác định chuyển vị, vận tốc, gia tốc, ... của cơ cấu.

2. Muốn xác định vị trí, vẽ quỹ đạo các điểm trên cơ cấu, phải xuất phát từ vị trí của khâu dẫn, kích thước động các khâu; qua phương pháp quỹ tích tương giao (đơn giản nhất là cách cắt cung) hoặc đồ mẫu (với những cơ cấu phức tạp hoặc kích thước tương đối lớn) mà lần lượt xác định vị trí, quỹ đạo các điểm trên khâu bị dẫn (lần lượt từng nhóm, kể từ nhóm gần khâu dẫn nhất).

Bài tập giải sẵn

46. Vẽ quỹ đạo của trung điểm C của thanh truyền AB trên cơ cấu tay quay con trượt chính tâm, biết $l_{OA} = 0,0225 \text{ m}$, $l_{AB} = 0,068 \text{ m}$. Nếu nối thêm vào điểm C, một nhóm thanh truyền 4 và con trượt 5 với kích thước $l_{CD} = 0,050 \text{ m}$; góc giữa hai phương trượt là $\beta = 30^\circ$. Hãy xác định vị trí biên của con trượt D.

Giải.

Biết quỹ đạo của A là vòng tròn tâm O bán kính OA, quỹ đạo của B là đoạn B'B'' trên phương trượt của con trượt B được xác định bằng cách cắt cung như sau:

Để vẽ cơ cấu đủ rõ, ta chọn $\overline{OA} = 22,5 \text{ mm}$, sẽ có tỷ lệ xích chiều dài:

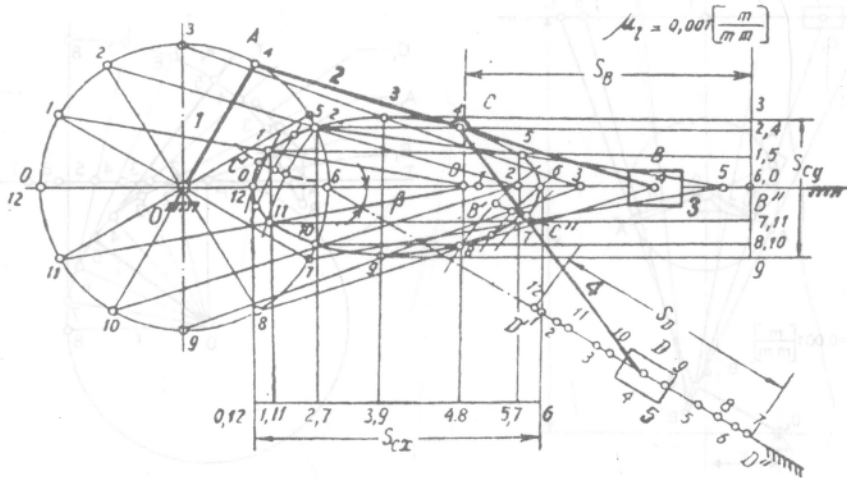
$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{\overline{OA}} = \frac{0,0225 \text{ m}}{22,5 \text{ mm}} = 0,001 \text{ [m/mm]}.$$

Ứng với tỷ lệ xích ấy, các đoạn vẽ các thanh truyền là:

$$\overline{AB} = \frac{l_{AB}}{\mu_l} = \frac{0,068 \text{ m}}{0,001 \text{ m/mm}} = 68 \text{ mm},$$

$$\overline{CD} = \frac{l_{CD}}{\mu_l} = \frac{0,05 \text{ m}}{0,001 \text{ m/mm}} = 50 \text{ mm}.$$

Chia vòng quỹ đạo A thành 12 phần bằng nhau (cũng là các góc quay bằng nhau của tay quay 1) ứng với các điểm 1, 2, 3, ..., 12 (0); tại các điểm đó, lần lượt lấy A_i làm tâm cắt phương trượt B bằng các cung bán kính $A_i B_i$ tại các điểm B_i . Hai vị trí biên của quỹ đạo B_i ứng với các điểm 12 (0) và 6 là B' và B'' . Nối các điểm C_i tương ứng sẽ được quỹ đạo trung điểm C của thanh truyền AB gọi là đường cong thanh truyền (hình 2.1) với hành trình theo trục x: S_{Cx} và trục y: S_{Cy} của điểm C.



Hình 2.1

Khi nối thêm vào C một nhóm: thanh truyền 4 và con trượt 5 (là nhóm tĩnh định loại 2: 2 khâu, 3 khớp thấp) ta được một cơ cấu mới phức tạp hơn.

Để tìm hai vị trí biên D' và D'' của con trượt 5, trước hết vẽ quỹ đạo D_i ứng với từng vị trí của C_i ; rồi tại lân cận vị trí biên của quỹ đạo điểm D_i vẽ những cung tâm D_i bán kính $CD = 50 \text{ mm}$ lần lượt cắt đường cong thanh truyền tại hai điểm. Nối những trung điểm của những cung này sẽ được hai quỹ đạo điểm C'_i và C''_i cắt đường cong thanh truyền C_i ở hai điểm C' và C'' (đây là phương pháp quỹ tích tương giao). Có thể dùng cách dò mẫu nhanh hơn: xê dịch đoạn CD tỷ trên hai quỹ đạo điểm C_i và D_i lân cận vị trí biên của con trượt D, sẽ tìm được hai điểm C' và C'' xa nhất hoặc gần nhất quỹ đạo D_i . Từ C' và C'' dùng cách cắt cung (lấy C làm tâm, bán kính CD vẽ cung cắt quỹ đạo D_i) sẽ tìm được hai vị trí biên D' và D'' của con trượt D. Tất nhiên, như đã thấy, những vị trí biên của hai con trượt không xảy ra đồng thời (hình 2.1).

47. Xác định vị trí biên của cơ cấu máy bào loại 3 trên hình 2.2, biết $l_{OA} = 0,015 \text{ m}$; $l_{OB} = 0,020 \text{ m}$; $l_{CB} = 0,78 \text{ m}$; $x = 0,015 \text{ m}$; $y = 0,083 \text{ m}$. Hãy suy ra bài tính xác định vị trí bất kỳ.

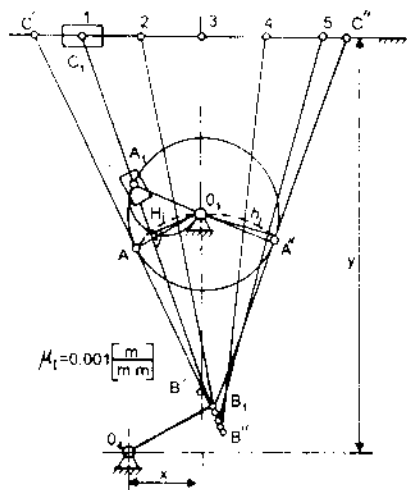
Giải.

Đây là cơ cấu loại 3, một bậc tự do. Hãy lấy đầu bào làm khâu dẫn, vẽ quỹ đạo các điểm C, B trên cơ cấu tay quay con trượt CBO₄ ứng với vị trí 1, 2, ..., 5 sẽ tìm được quỹ đạo h_i (nét đứt trên hình 2.2) chân đường thẳng góc hạ từ tâm quay O_1 xuống thanh truyền CB.

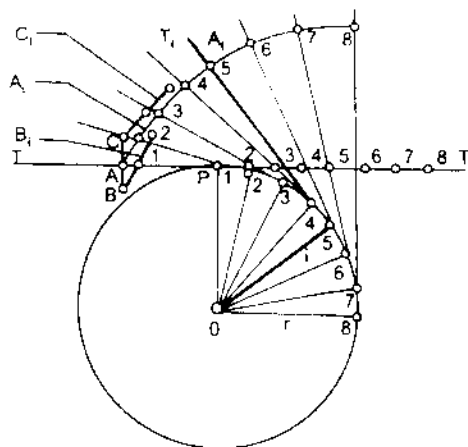
Quỹ đạo này cắt quỹ đạo điểm A (vòng tròn tâm O_1 , bán kính $OA = \frac{l_{OA}}{\mu_1} = 15 \text{ mm}$ với

$\mu_1 = 0,001 [m/mm]$) tại hai điểm A' và A'' ứng với hai vị trí biên của $C'B'$ và $C''B''$ của culit

máy bào. Để xác định vị trí của cơ cấu theo vị trí của tay quay đã chọn bất kỳ (thí dụ A_1) chỉ cần vẽ nửa vòng tròn đường kính A_1O_1 tại những vị trí đã chọn (thường chọn cách đều nhau) cho các quỹ đạo h_i tại H_i (tương ứng với A_i là H_i); nối A_iH_i - chính là vị trí culit tương ứng. Từ đó xác định tiếp vị trí các điểm còn lại của cơ cấu. (Bài toán biên do V.V. Đobrovónski giải, sau đó bài toán vị trí bất kỳ do Nguyễn Xuân Lạc giải).



Hình 2.2



Hình 2.3

48. Xác định quỹ đạo của ba điểm A, B và C (hình 2.3) trên đường thẳng gần thẳng góc với đường thẳng TT lăn không trượt trên vòng tròn cố định tâm O bán kính $r = 0,025 \text{ m}$, chiều dài $l_{PA} = 0,015 \text{ m}$; $l_{AB} = l_{AC} = 0,005 \text{ m}$ (giả sử chiều lăn là cùng chiều kim đồng hồ).

Giải.

Theo chiều lăn, chia vòng tròn và đường thẳng thành những cung và những đoạn thẳng có chiều dài bằng nhau và bằng $i - i + 1$ (vì lăn không trượt). Lăn lượt tại các tia O_i kẻ các tiếp tuyến T_i . Trên các tiếp tuyến đó, về phía ngược chiều lăn lấy đoạn:

$$iA_i = AP + 1i.$$

Tập hợp các điểm A_i chính là quỹ đạo của điểm A khi đường lăn TT lăn không trượt trên vòng O (trong cấu tạo của bánh răng thân khai, đó là biên dạng răng) mang tên đường thân khai. Tương tự, quỹ đạo B_i là đường thân khai tóp; quỹ đạo C_i là đường thân khai nông.

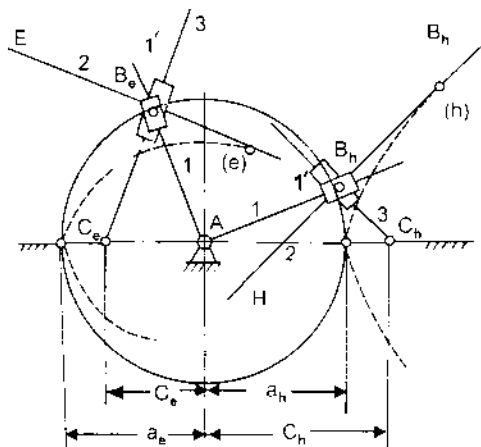
49. Cho cơ cấu vẽ đường hypecbôn AB_hC_h (hình 2.4) với kích thước $l_{AB_h} = a_h < l_{AC_h} = c_h$ và $B_hH \perp B_hC_h$. Hãy tìm xem bao hình của họ đường thẳng nào trong cơ cấu tạo thành đường hypecbôn chú ý rằng khâu 1' đưa vào chỉ cốt để thay đổi hình dạng của hypecbôn tùy theo trị số $l_{AB_h} = a_h$ yêu cầu). Sau đó giải bài toán cơ cấu vẽ đường elip với $l_{AB_e} = a_e > l_{AC_e} = c_e$ và $B_eE \perp B_eC_e$.

Giải.

Giả sử yêu cầu $l_{AB_h} = a_h$ như hình vẽ (hình 2.4), bằng cách cố định tương đối giữa 1 và 1'. Cho 1 quay những góc nhỏ bằng nhau, quỹ đạo B_h là cung tròn tâm A bán kính a_h , sẽ xác

định được từng vị trí tương ứng của B_hH . Bao hình h (đường nét đứt) của họ đường thẳng B_hH tạo thành đường hypebôn (trên hình mới chỉ vẽ nhánh phải, bạn đọc tự vẽ nhánh trái).

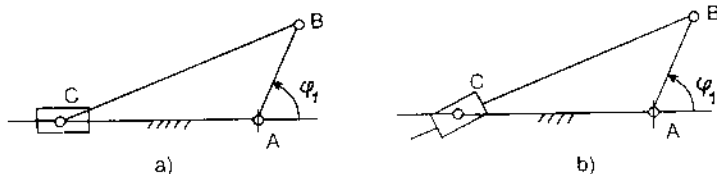
Tương tự, giải bài toán về đường elip (hình 2.4) bằng cách thay đổi khoảng cách $a_h < c_h$ thành $a_h > c_h$ (thay đổi vị trí tương đối của C trên giá) do đó trong thực tế chỉ cần một cơ cấu.



Hình 2.4

Bài tập cho đáp số

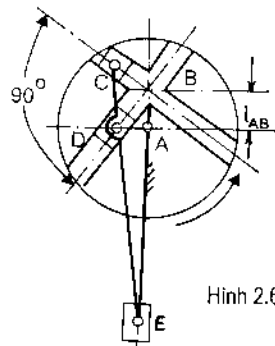
50. Xác định vị trí của tay quay AB qua góc φ_1 trong cơ cấu tay quay con trượt (hình 2.5a) khi tay quay và thanh truyền BC thẳng góc. Biết các kích thước $l_{AB} = 0,040 \text{ m}$; $l_{BC} = 0,2 \text{ m}$ giải bài toán trên. Tương tự với cơ cấu xylanh quay (hình 2.5b) có các kích thước $l_{AB} = 0,050 \text{ m}$; $l_{AC} = 0,20 \text{ m}$.



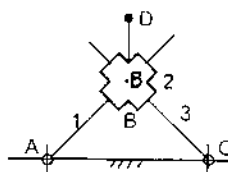
Hình 2.5

51. Xác định vị trí của cơ cấu máy khâu (hình 2.6) sau khi đĩa AB đã quay đi một góc 60° so với vị trí ban đầu (AB thẳng đứng) nếu: $l_{AH} = 0,009 \text{ m}$; $l_{CD} = 0,02 \text{ m}$; $l_{DE} = 0,07 \text{ m}$ và đường kính đĩa $r = 0,05 \text{ m}$.

52. Vẽ quỹ đạo điểm E trên thanh truyền BC của cơ cấu bản lề 4 khâu của Tchebusep; (xem hình Đ.2 phần đáp số) với các kích thước: $l_{AB} = 0,015 \text{ m}$; $l_{AD} = 0,045 \text{ m}$; $l_{BC} = l_{CD} = l_{CE} = 0,06 \text{ m}$. Liên hệ xem trong thực tế kỹ thuật có thể dùng loại cơ cấu này để làm gì.



Hình 2.6



Hình 2.7

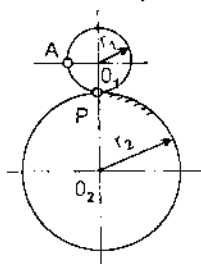
53. Vẽ quỹ đạo của những điểm B và D (hình 2.7) trên cơ cấu nối trục chữ thập (khớp ổ dăm) để truyền chuyển động giữa hai trục song song cách nhau một khoảng nhỏ là $l_{AC} = 0,04 \text{ m}$; còn $l_{BD} = 0,02 \text{ m}$. Hãy xác định chu kỳ vị trí của điểm D và nhận xét.

54. Xác định quỹ đạo của điểm A (hình 2.8) trên vòng trong O_1 bán kính $r_1 = 0,03 \text{ m}$ lăn ngoài, không trượt trên vòng tròn cố định O_2 , bán kính $r_2 = 0,06 \text{ m}$.

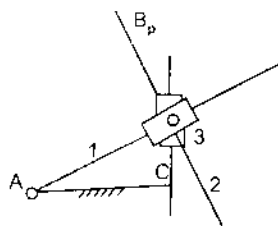
Giải bài toán tương tự, trong hai trường hợp:

- Nếu lăn trong.
- Nếu tâm O_2 ở vô cùng.

55. Cho cơ cấu vẽ đường parabol ABC (hình 2.9). Hãy tìm xem bao hình của họ đường thẳng nào trong cơ cấu vẽ nên đường parabol.



Hình 2.8



Hình 2.9

2.2. XÁC ĐỊNH VẬN TỐC VÀ GIA TỐC CỦA CƠ CẤU LOẠI HAI

Vấn đề cần chú ý

1. Vận tốc, gia tốc là những yếu tố biểu thị tính chất động học của cơ cấu phụ thuộc vào cấu trúc cơ cấu, cho nên mỗi loại cơ cấu có những phương pháp xác định vận tốc, gia tốc thích hợp. Vì thế trước khi xác định vận tốc, gia tốc phải xếp loại cơ cấu như phần 1.3.

2. Vận tốc, gia tốc là những đại lượng vectơ nên phương pháp thường dùng trong kỹ thuật là phương pháp hoạ đồ vectơ. Dựa vào điểm đã biết vận tốc, gia tốc (thường là một điểm trên khâu dẫn - hoặc giá - hoặc điểm đã xác định vận tốc, gia tốc, ở bước trước) mà viết phương trình vectơ vận tốc, gia tốc của điểm cần tìm, phân tích từng yếu tố của các vectơ trong phương trình đó, rồi giải bằng phương pháp vẽ hoạ đồ vectơ.

3. Vì giải bằng phương pháp vẽ, nên cần chú ý tới việc chọn tỷ lệ xích sao cho phù hợp bản vẽ hoặc có thể tận dụng phương pháp vẽ trong khi xác định trị số của các vectơ.

4. Sau khi giải bằng phương pháp hoạ đồ vectơ có thể nghiệm lại kết quả bằng cách vẽ phân đồ thị hoặc bằng phương pháp tâm vận tốc tức thời (xem 2.5) hoặc bằng phương pháp giải tích... để khẳng định kết quả tính toán và phân tích mức độ chính xác.

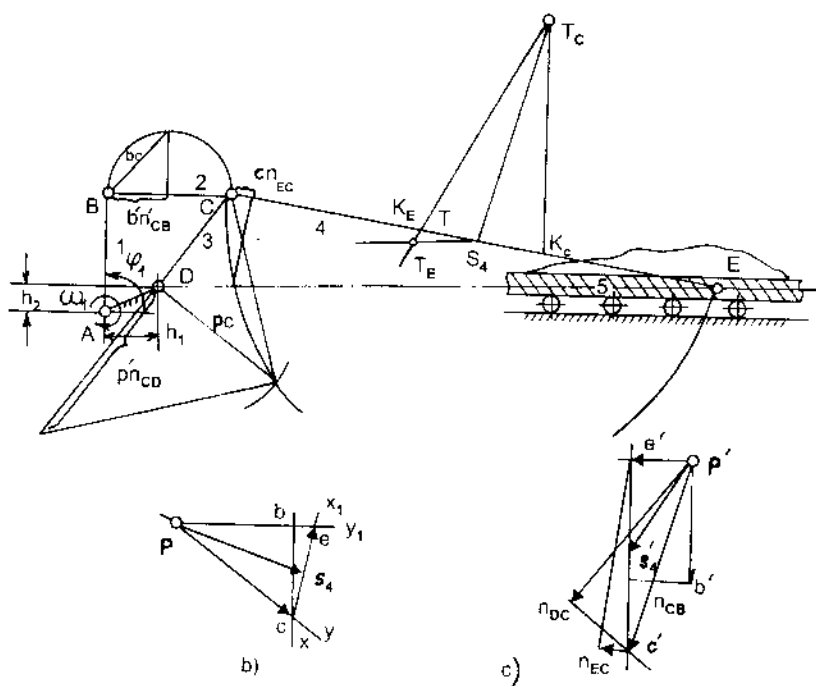
Bài tập giải sẵn

56. Xác định vận tốc, gia tốc của mặt sàng E (hình 2.10), của trọng tâm S_4 giữa thanh truyền CE trong cơ cấu sàng tải lắc, nếu biết:

- Các kích thước $l_{AB} = l_{BC} = l_{CD} = 0,1 \text{ m}$; $l_{TC} = 0,4 \text{ m}$; $h_1 = 0,04 \text{ m}$; $h_2 = 0,02 \text{ m}$.

- Tay quay AB quay đều theo chiều kim đồng hồ với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$ tại vị trí $\varphi_1 = 90^\circ$.

Nghiệm lại xem: nếu tay quay AB quay ngược chiều kim đồng hồ thì những kết quả trên có gì thay đổi. Từ đó có thể rút ra kết luận gì.



Hình 2.10

- Hoạ đồ cơ cấu $\mu_f = 0,005 \text{ [m/mm]}$ và cách xác định trị số các gia tốc pháp tuyến;
- Hoạ đồ vận tốc $\mu_v = 0,05 \text{ [m/mm.s]}$;
- Hoạ đồ gia tốc $\mu_a = 0,5 \text{ [m/mm.s}^2\text{]}$.

Giải.

1. Đây là một tổ hợp của hai cơ cấu: bản lề 4 khâu ABCD và tay quay con trượt DCE, một bậc tự do, loại 2. Khi khâu dẫn là tay quay AB quay, mặt sàng E chuyển động tịnh tiến

qua lại: vừa sàng (vật liệu nhỏ lọt qua mặt sàng) vừa lắng (vật liệu lớn nháy dần từ trái qua phải).

Để phù hợp với bản vẽ, biểu diễn kích thước của khâu lớn nhất CE bằng 80 mm, sẽ có tỷ lệ xích về chiều dài là:

$$\mu_l = \frac{l_{CE}}{CE} = \frac{0,4 \text{ m}}{80} = 0,005 \text{ [m/mm]},$$

suy ra các chiều dài khác trên bản vẽ:

$$AB = BC = CE = \frac{0,1}{0,005} = 20 \text{ mm},$$

$$h_1 = \frac{0,04}{0,005} = 8 \text{ mm}; \quad h_2 = \frac{0,02}{0,005} = 4 \text{ mm}.$$

Từ đó vẽ cơ cấu ở vị trí cho trước (hình 2.10a).

2. Muốn tìm vận tốc của điểm E, phải tìm vận tốc của điểm C dựa vào vận tốc của điểm B trên khâu dẫn.

Phương trình vectơ vận tốc của điểm C :

$$\mathbf{v}_C = \mathbf{v}_B + \mathbf{v}_{CB} \quad (\text{C và B trên cùng khâu 2}).$$

$$\mathbf{v}_C = \mathbf{v}_D + \mathbf{v}_{CD} \quad (\text{C và D trên cùng khâu 3, D là giá: } \mathbf{v}_D = 0)$$

hay:

$$\begin{array}{ccccc} \mathbf{v}_{CD} & = & \mathbf{v}_B & + & \mathbf{v}_{CB} \\ \perp CD & & \perp AB & & \perp CB \\ & & \text{theo chiều } \omega_1 & & \\ (1) & & (2) & & (1) \end{array}$$

Các số (1), (2) viết dưới phương trình vectơ vận tốc và gia tốc chỉ rõ (1): mới chỉ biết phương; (2): biết cả phương chiều và trị số của vectơ trong phương trình.

Tương ứng trên hoạ đồ vận tốc: $\overline{pc} = \overline{pb} + \overline{bc}$.

Giải phương trình vectơ vận tốc của điểm C bằng cách vẽ hoạ đồ vận tốc với tỷ lệ xích tay quay (xem [2]).

$$\mu_v = \omega_1 \mu_l = 10 \cdot 0,005 = 0,05 \text{ [m/mm.s]}$$

khi đó $pb = AB = 20 \text{ mm}$, (thật vậy, $v_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = \omega_1 \cdot \mu_l \cdot AB = \mu_v \cdot pb$).

Chọn p làm tâm vận tốc, vẽ $\overline{pb}$; rồi phương bx và py. Giao điểm c của hai phương xác định đoạn $\overline{pc}$ biểu diễn vận tốc của điểm C trên hoạ đồ vận tốc (hình 2.10b).

Tương tự, xác định vận tốc của điểm E:

$$\begin{array}{ccccc} \mathbf{v}_E & = & \mathbf{v}_C & + & \mathbf{v}_{EC} \\ \overline{pe} & = & \overline{pc} & + & \overline{ce} \\ (1) // \text{phương} & & (2) \text{ đã xác} & & (1) \perp CE \\ & & \text{định} & & \end{array}$$

Tiếp tục vẽ vào hình 2.10b phương py_1 song song với phương trượt và ex_1 vuông góc với CE; giao điểm e của hai phương xác định đoạn $\overline{pe}$ biểu diễn vận tốc của điểm E (hình 2.10b)).

Biết vận tốc của các điểm C và E, có thể tìm vận tốc trọng tâm S_4 trên cùng khâu 4 bằng phương pháp đồng dạng thuận theo tỷ lệ:

$$\frac{\overline{S_4C}}{\overline{S_4E}} = \frac{\overline{s_4c}}{\overline{s_4e}} = \frac{1}{2},$$

tức là trên họa đồ vận tốc s_4 ở giữa đoạn ce, nối ps_4 ta được đoạn biểu diễn vận tốc điểm S_4 trên họa đồ vận tốc (hình 2.10b).

Đo $\overline{pe} = 23 \text{ mm}$ và $\overline{ps_4} = 23 \text{ mm}$, nên:

$$v_E = \overline{pe} \cdot \mu_v = 23 \cdot 0,05 = 1,15 \text{ m/s},$$

$$v_{S_4} = \overline{ps_4} \cdot \mu_v = 23 \cdot 0,05 = 1,15 \text{ m/s}.$$

3. Tương tự, khi giải bài toán gia tốc, ta lần lượt viết các phương trình: xác định gia tốc điểm C:

$$\mathbf{a}_C = \mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{CB}^n + \mathbf{a}_{CB}^t$$

$$\mathbf{a}_C = \mathbf{a}_D + \mathbf{a}_{CD}^n + \mathbf{a}_{CD}^t$$

$$\mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{CB}^n + \mathbf{a}_{CB}^t = \mathbf{a}_{CD}^n + \mathbf{a}_{CD}^t$$

$$\overline{p'b'} + \overline{b'n_{CB}} + \overline{n_{CB}c'} = \overline{p'n_{CD}} + \overline{n_{CD}c'}$$

$$(2) \quad (2) \quad (1) \quad (2) \quad (1)$$

Xác định gia tốc điểm E:

$$\mathbf{a}_E = \mathbf{a}_C + \mathbf{a}_{EC}^n + \mathbf{a}_{EC}^t$$

$$\overline{p'e'} = \overline{p'c'} + \overline{c'n_{EC}} + \overline{n_{EC}e'}$$

$$(1) \quad (2) \quad (2) \quad (1)$$

Giải các phương trình gia tốc trên bằng cách vẽ họa đồ gia tốc (hình 2.10c) với tỷ lệ xích tay quay:

$$\mu_a = \omega_1^2 \mu_l = 10^4 \cdot 0,005 = 0,5 \left[\text{m} / \text{mm} \cdot \text{s}^2 \right]$$

khi đó: $\overline{p'b'} = AB = 20 \text{ mm}$.

Và các đoạn biểu diễn gia tốc pháp tuyến được xác định bằng hệ thức lượng trong tam giác vuông (hình 2.10a):

$$\overline{b'n_{CB}} = \frac{\overline{bc}^2}{\overline{BC}}; \quad \overline{p'n_{CD}} = \frac{\overline{pc}^2}{\overline{CD}}; \quad \overline{c'n_{CE}} = \frac{\overline{ce}^2}{\overline{CE}}$$

trong đó các đoạn bc, pc, ce lấy trên họa đồ vận tốc và các đoạn tương ứng $\overline{B'C'}$, $\overline{CD}$, $\overline{CE}$ lấy trên họa đồ cơ cấu.

Sau khi vẽ hai phương trình gia tốc, xác định được các điểm c' , e' và các đoạn $p'c'$, $p'e'$ biểu diễn gia tốc các điểm C và E trên khâu 4; gia tốc điểm S_4 trên cùng khâu cũng được xác định bằng phương pháp đồng dạng thuận theo tỷ lệ:

$$\frac{S_4C}{S_4E} = \frac{\overline{s'_4c'}}{\overline{s'_4e'}} = \frac{1}{2}.$$

Nói $\overline{p's'_4}$ được đoạn biểu diễn gia tốc của trọng tâm S_4 .

Do $\overline{p'e'} = 9 \text{ mm}$, $\overline{p's'_4} = 18 \text{ mm}$, nên:

$$a_E = \overline{p'e'} \cdot \mu_a = 9 \cdot 0,5 = 4,5 \text{ m/s}^2,$$

$$a_{S_4} = \overline{p's'_4} \cdot \mu_a = 18 \cdot 0,5 = 9 \text{ m/s}^2.$$

4. Khi tay quay AB quay ngược chiều kim đồng hồ:

a) Trị số các vận tốc không đổi (vì vẫn tính như cũ) nhưng chiều ngược lại (*).

b) Trị số các gia tốc không đổi và chiều cũng không đổi (vì vẫn tính như cũ).

57. Tính vận tốc và gia tốc của điểm E trên cơ cấu xylanh quay (hình 2.11) tại vị trí $\varphi_1 = 45^\circ$, nếu biết: $l_{AB} = 0,030 \text{ m}$, $l_{AC} = 0,1 \text{ m}$, $l_{BD} = 0,05 \text{ m}$, $l_{ED} = 0,04 \text{ m}$. Tay quay AB quay đều ngược chiều kim đồng hồ với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$.

Tiếp theo xác định bán kính cong của quỹ đạo điểm E.

Giải.

1. Từ khuôn khổ giấy nếu biểu diễn l_{AC} bằng một đoạn 100 mm thì tỷ lệ xích chiều dài để vẽ cơ cấu (hình 2.11a) là:

$$\mu_l = \frac{l_{AC}}{\overline{AC}} = \frac{0,1}{100} = 0,001 \text{ [m/mm]}.$$

2. E là một điểm trên khâu 2, trên khâu này đã biết vận tốc điểm B (cũng là một điểm trên khâu dẫn) nên có thể tìm vận tốc điểm C_2 theo điểm B (cùng khâu) và theo điểm C_3 (khác khâu); từ đó suy ra vận tốc điểm E bằng phương pháp đồng dạng thuận.

Vận tốc điểm C_2 xác định theo phương trình:

$$\mathbf{v}_{C_2} = \mathbf{v}_B + \mathbf{v}_{C_2B}$$

$$\mathbf{v}_{C_2} = \mathbf{v}_{C_3} + \mathbf{v}_{C_2C_3}$$

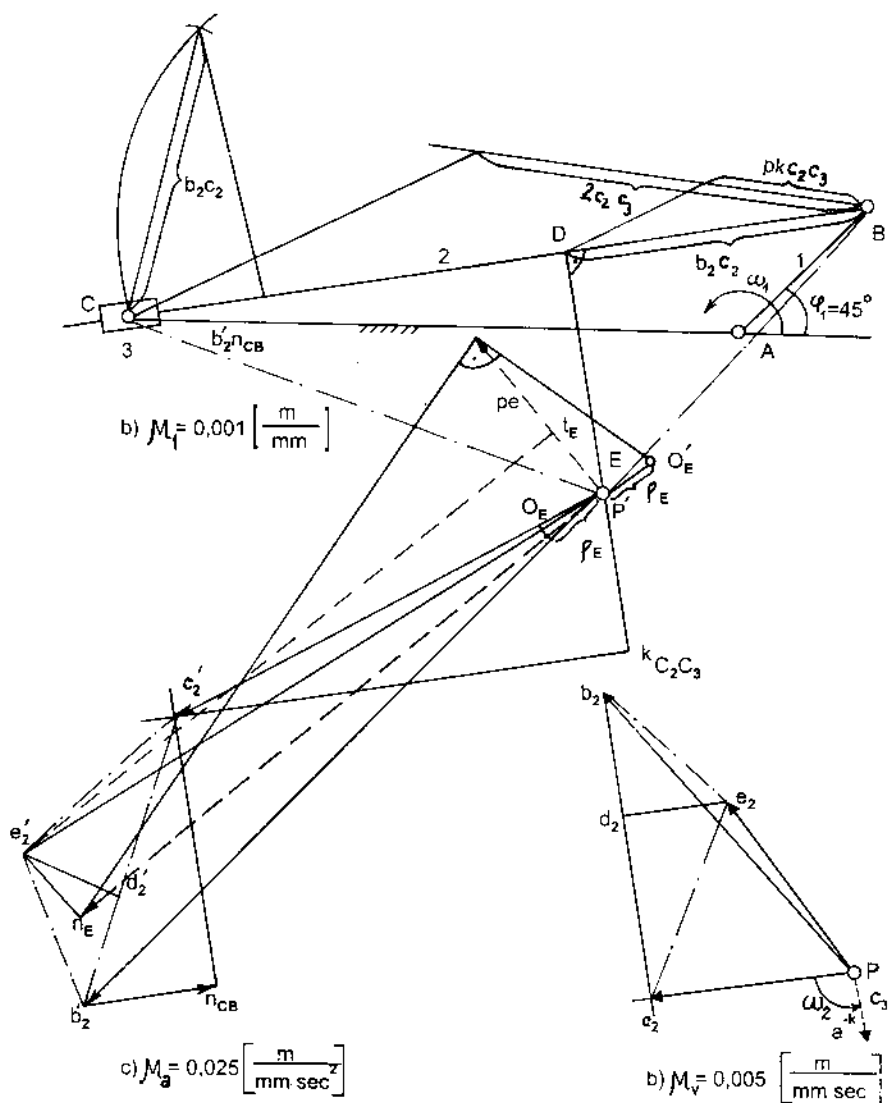
suy ra: $\mathbf{v}_B + \mathbf{v}_{C_2B} = \mathbf{v}_{C_3} + \mathbf{v}_{C_2C_3}$, ($\mathbf{v}_{C_3} = 0$)

$$\overline{pb} + \overline{bc_2} = \overline{pc_3} + \overline{c_3c_2} \quad (p \equiv c_3)$$

$$(2) \quad (1) \quad (1)$$

$$\perp AB \quad \perp BC \quad //BC$$

(*) Lý luận tổng quát, có thể tham khảo [1], [3].



Hình 2.11

Giải phương trình vectơ trên bằng phương pháp họa đồ với tỷ lệ xích tay quay:

$$\mu_v = \frac{\omega_1}{k} \mu_l = \frac{10}{2} \cdot 0,001 = 0,005 \left[\frac{m}{mm \cdot s} \right],$$

khi đó: $\overline{pb} = k \cdot AB = 2 \cdot 30 = 60 \text{ mm}.$

Việc giải cụ thể vận tốc điểm C_2 nêu trên hình 2.11b. Để tìm vận tốc điểm E, vẽ tam giác bc_2e_2 trên họa đồ vận tốc (hình 2.11b) đồng dạng với tam giác BC_2E trên họa đồ cơ cấu

(hình 2.11a): từ b vẽ phương vuông góc với BE và từ c_2 vẽ phương vuông góc với C_2E ; giao điểm e_2 của hai phương xác định $\overline{pe_2}$, biểu diễn vận tốc điểm E. Đo $\overline{pe_2} = 35 \text{ mm}$ và tính ra:

$$V_E = \overline{pe_2} \cdot \mu_a = 35 \cdot 0,005 = 0,175 \text{ m/s.}$$

3. Tương tự, viết phương trình gia tốc của điểm C_2 :

$$\mathbf{a}_{C_2} = \mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{C_2B}^n + \mathbf{a}_{C_2B}^t \quad (C \text{ và } B \text{ trên cùng khâu})$$

$$\mathbf{a}_{C_2} = \mathbf{a}_{C_3} + \mathbf{a}_{C_2C_3}^k + \mathbf{a}_{C_2C_3}^r \quad (C_2 \text{ và } C_3 \text{ khác khâu})$$

(vừa quay theo nhau với vận tốc góc ω_2 , vừa trượt tương đối nhau với vận tốc trượt $\mathbf{v}_{C_2C_3}$, C_3 cố định).

Suy ra:

$$\mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{C_2B}^n + \mathbf{a}_{C_2B}^t = \mathbf{a}_{C_2C_3}^k + \mathbf{a}_{C_2C_3}^r$$

$$\overline{p'b'_2} + \overline{p'_2 n_{C_2B}} + \overline{n_{C_2B} c'_2} = \overline{p'k_{C_2C_3}} + \overline{p_{C_2C_3} c'_2}$$

$$(1) \quad (2) \quad (3) \quad (4) \quad (5)$$

Giải phương trình vector gia tốc trên bằng cách vẽ họa đồ gia tốc với tỷ lệ xích tay quay:

$$\mu_a = \left(\frac{\omega_1}{k} \right)^2 \cdot \mu_l = \left(\frac{10}{2} \right)^2 \cdot 0,001 = 0,025 [m/mm.s^2],$$

khí đó: $\overline{p'b'} = k^2 AB = 2^2 \cdot 30 \text{ mm} = 120 \text{ mm}$ và các đoạn biểu diễn các vector gia tốc Coriôlit và pháp tuyến xác định theo cách vẽ tỷ lệ hoặc tam giác lượng:

$$\overline{p'k_{C_2C_3}} = 2 \cdot \frac{\overline{bc_2}}{\overline{BC}} \cdot \overline{c_2 c'_3}; \quad \overline{b' n_{C_2B}} = \frac{\overline{bc_2}^2}{\overline{BC}}$$

trong đó các đoạn bc_2 , $c_2 c'_3$ lấy trên họa đồ vận tốc và đoạn Bc lấy trên họa đồ cơ cấu. Cách xác định cụ thể xem hình 2.11a.

Họa đồ gia tốc vẽ trên hình 2.11c cho ta điểm c'_2 .

Nối $c'_2 b'_2$ rồi vẽ tam giác $c'_2 b'_2 e'_2$ trên họa đồ gia tốc (hình 2.11c) đồng dạng thuận với tam giác $C_2 BE$ trên họa đồ cơ cấu (hình 2.11a) bằng cách: đo các góc $\angle C$, $\angle B$ trên cơ cấu rồi vẽ các góc tương ứng $\angle c'_2 = \angle C$, $\angle b'_2 = \angle B$ trên họa đồ gia tốc (về phía trái $b'_2 c'_2$ để đảm bảo đồng dạng thuận). Giao điểm e'_2 của hai cạnh hai góc đó xác định vector biểu thị gia tốc điểm E_2 . Đo $\overline{b'e'_2} = 112 \text{ mm}$ và tính ra:

$$a_{E_2} = \overline{b'e'_2} \cdot \mu_a = 112 \cdot 0,025 = 2,8 [m/s^2].$$

4. Bán kính cong ρ_E của quỹ đạo điểm E được xác định từ biểu thức:

$$a_E^n = \frac{v_E^2}{\rho_E}$$

$$\text{hay: } \overline{p'n_E} \cdot \mu_a = \frac{\overline{pe}^2}{\overline{\rho_E}} \cdot \frac{\mu_v}{\mu_1}$$

$\overline{\rho_C}$ là đoạn biểu diễn bán kính cong ρ_E trên họa đồ cơ cấu.

Nhưng do chọn tỷ lệ xích tay quay:

$$\overline{p'n_E} = \frac{\overline{pe}^2}{\overline{\rho_E}} \quad \text{hay} \quad \overline{\rho_E} = \frac{\overline{pe}^2}{\overline{p'n_E}},$$

trong đó $\overline{pe}$ lấy trên họa đồ vận tốc, $\overline{p'n_E}$ là hình chiếu của $\overline{p'e'_2}$ trên phương pháp tuyến quỹ đạo của điểm E ($\perp \overline{pe}$).

ρ_E được xác định bằng tam giác lượng (hình 2.11a): vẽ $\overline{pe}$ vào điểm E, chiếu $\overline{p'e'_2}$ xuống phương thẳng góc với $\overline{pe}$, nối en_E , tại e kẻ phương vuông góc với en_E , phương này cắt phương pháp tuyến En_E tại O'_E . Đo $\overline{EO'_E} = \overline{\rho_E} = 11 \text{ mm}$.

$$\rho_E = \overline{\rho_E} \cdot \mu_1 = 11 \cdot 0,001 = 0,011 \text{ m}.$$

Tâm cong của quỹ đạo điểm E là O'_E đối xứng với O_E đối với E.

58. Tìm vận tốc và gia tốc của lưỡi dao bào trong máy bào ngang tại vị trí $\varphi_1 = 90^\circ$ (kể từ vị trí biên trái của culit theo chiều ω_1), nếu biết kích thước của các khâu là:

$$l_{AB} = 0,15 \text{ m}; l_{AC} = 0,4 \text{ m}; l_{CD} = 2l_{AC}; l_{ED} = 0,3l_{CD}$$

tay quay AB quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$.

Hãy giải bài toán khi $\omega_1 = 1 \text{ s}^{-1}$. Từ đó rút ra kết luận gì ?.

Giải.

1. Nếu chọn đoạn biểu diễn chiều cao của máy trên hình vẽ cơ cấu (hình 2.12a) là 156 mm thì tỷ lệ xích kích thước dài của cơ cấu là:

$$\mu_l = \frac{0,78}{156} = 0,005 \text{ [m/mm]}.$$

Do đó, kích thước các khâu trên hình vẽ là:

$$AB = 30 \text{ mm}, CD = 160 \text{ mm}, AC = 80 \text{ mm}, ED = 48 \text{ mm}.$$

Vị trí biên trái được vẽ bằng nét đứt để xác định vị trí của tay quay ứng với $\varphi_1 = 90^\circ$.

2. Dao bào chuyển động tịnh tiến cùng với đầu bào, nên vận tốc của dao cũng đồng thời là vận tốc của điểm E và được xác định qua điểm D. Vì thế phải tìm vận tốc điểm B_3 dựa vào điểm B_2 đồng thời là B_1 trên khâu dẫn đã biết vận tốc.

$$\begin{array}{ccccc} \mathbf{v}_{B_3} & = & \mathbf{v}_{B_2} & + & \mathbf{v}_{B_3/B_2} \\ (1) & & (2) & & (1) \\ \overline{pb_3} & = & \overline{pb_2} & + & \overline{b_2b_3} \end{array}$$

Nếu vẽ họa đồ vận tốc với tỷ lệ xích tay quay:

$$\mu_v = \frac{\omega_1}{k} \cdot \mu_l = \frac{10}{2} \cdot 0,005 = 0,025 \left[m/mm.s \right],$$

thì $\overline{pb}_2 = k \cdot AB = 2 \cdot 30 = 60 \text{ mm}$.

Việc vẽ cụ thể tiến hành trên hình 2.12b, sẽ xác định được pb_3 biểu thị vận tốc v_{B_3} .

Vận tốc điểm D trên cùng khâu 3 được xác định theo tỷ lệ:

$$\frac{\overline{pb}_3}{\overline{pd}_3} = \frac{CB}{CD}, \text{ (hình 2.12a).}$$

Sau đó xác định vận tốc điểm E theo phương trình:

$$\mathbf{v}_E = \mathbf{v}_D + \mathbf{v}_{ED}$$

$$(1) \quad (2) \quad (3)$$

$$\overline{pe} = \overline{pd} + \overline{de}$$

Vẽ tiếp vào họa đồ vận tốc, rồi đo $\overline{pe} = 87 \text{ mm}$.

Vậy :

$$v_E = \mu_v \cdot \overline{pe} = 0,025 \cdot 87 = 2,175 \left[m/s \right].$$

3. Tương tự, xác định gia tốc của dao bào:

$$\mathbf{a}_{B_3C}^n + \mathbf{a}_{B_3C}^t = \mathbf{a}_{B_2} + \mathbf{a}_{B_3B_2}^k + \mathbf{a}_{B_3B_2}^t \quad (1)$$

$$(2) \quad (1) \quad (2) \quad (2) \quad (1)$$

$$\overline{p'n}_{B_3C} + \overline{n_{B_3C}b'_3} = \overline{p'b'_2} + \overline{b'_2k_{B_3B_2}} + \overline{k_{B_3B_2}b'_3}$$

(xem hình 2.12c).

Giải phương trình trên bằng cách vẽ họa đồ gia tốc với tỷ lệ xích tay quay:

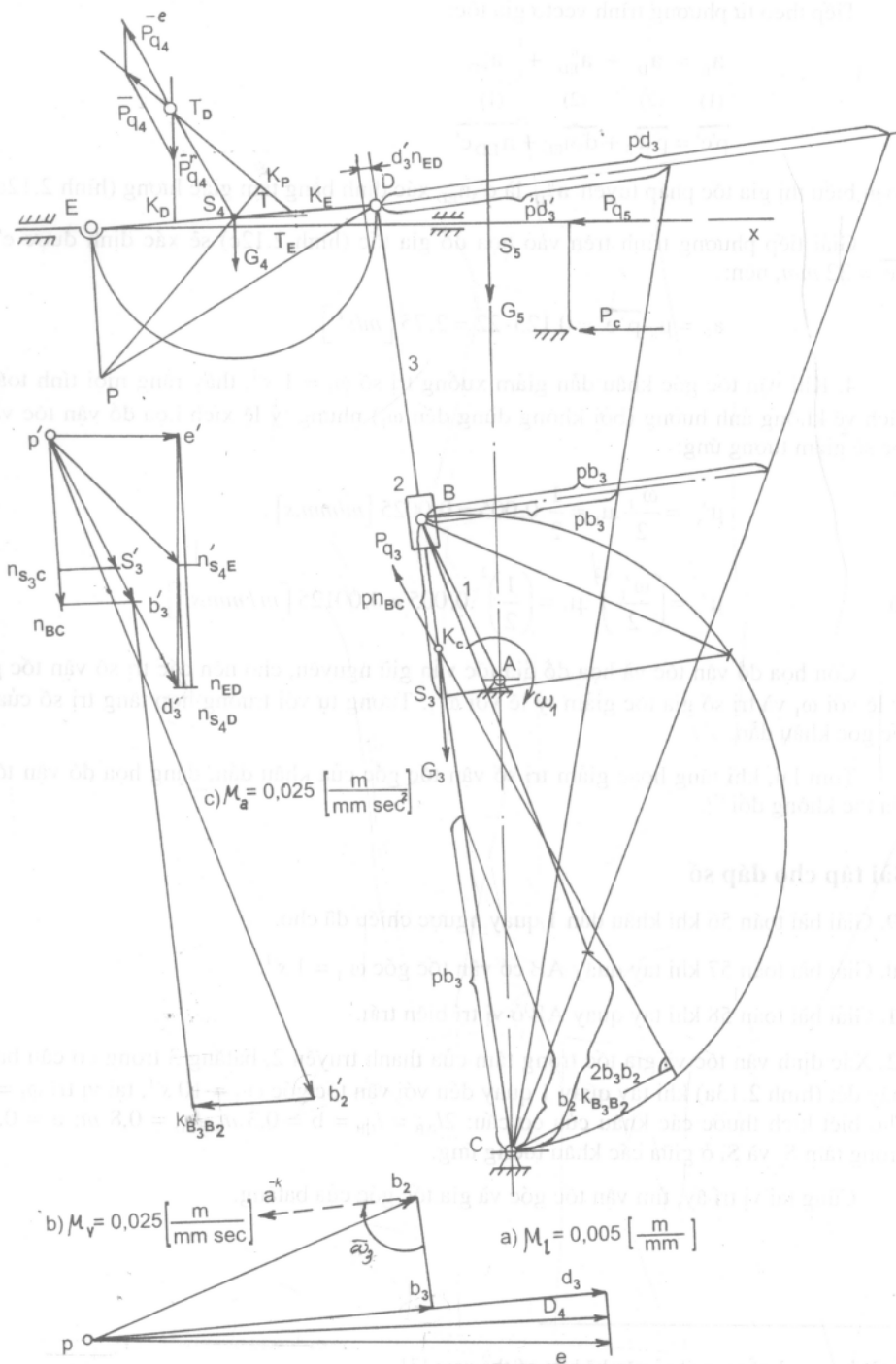
$$\mu_a = \left(\frac{\omega_1}{k} \right)^2 \cdot \mu_l = \left(\frac{10}{2} \right)^2 \cdot 0,005 = 0,125 \left[m/mm.s^2 \right]$$

thì $\overline{pb'_2} = k^2 AB = 2^2 \cdot 30 = 120 \text{ mm}$ và các đoạn biểu thị gia tốc Côriôlit $\overline{b'_2k_{B_3B_2}}$ và gia tốc pháp tuyến $\overline{p'n_{B_3C}}$ xác định theo phương pháp tỷ lệ và tam giác lượng (hình 2.12c) tương tự như bài 57.

Sau khi xác định được điểm b'_3 trên họa đồ gia tốc (hình 2.12c) bằng tỷ lệ:

$$\frac{\overline{p'b'_3}}{\overline{p'd'_3}} = \frac{BC}{DC}$$

sẽ được d'_3 (trị số $p'd'_3$ xác định trên hình 2.12a).



Hình 2.12

Tiếp theo từ phương trình vectơ gia tốc:

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_E &= \mathbf{a}_D + \mathbf{a}_{ED}^n + \mathbf{a}_{ED}^t \\ (1) \quad (2) \quad (2) \quad (1) \\ \overline{p'e'} &= \overline{p'd'} + \overline{d'n_{ED}} + \overline{n_{ED}e'} \end{aligned}$$

đoạn biểu thị gia tốc pháp tuyến $\mathbf{a}_{ED}^n$ là $d'n_{ED}$ xác định bằng tam giác lượng (hình 2.12a).

Giải tiếp phương trình trên vào họa đồ gia tốc (hình 2.12c) sẽ xác định được e' . Do $\overline{p'e'} = 22 \text{ mm}$, nên:

$$a_E = \mu_a \cdot \overline{p'e'} = 0,125 \cdot 22 = 2,75 \left[m/s^2 \right].$$

4. Khi vận tốc góc khâu dẫn giảm xuống trị số $\omega_1 = 1 \text{ s}^{-1}$, thấy rằng mọi tính toán và cách vẽ không ảnh hưởng (bởi không dùng đến ω_1) nhưng tỷ lệ xích họa đồ vận tốc và gia tốc sẽ giảm tương ứng:

$$\mu'_{v_1} = \frac{\omega'_1}{2} \cdot \mu_l = \frac{1}{2} \cdot 0,005 = 0,0025 \left[m/mm.s \right],$$

và
$$\mu'_{a_1} = \left(\frac{\omega'_1}{2} \right)^2 \cdot \mu_l = \left(\frac{1}{2} \right)^2 \cdot 0,005 = 0,00125 \left[m/mm.s^2 \right].$$

Còn họa đồ vận tốc và họa đồ gia tốc vẫn giữ nguyên, cho nên các trị số vận tốc giảm tỷ lệ với ω_1 và trị số gia tốc giảm tỷ lệ với ω_1^2 . Tương tự với trường hợp tăng trị số của vận tốc góc khâu dẫn.

Tóm lại, khi tăng hoặc giảm trị số vận tốc góc của khâu dẫn, dạng họa đồ vận tốc và gia tốc không đổi (*).

Bài tập cho đáp số

59. Giải bài toán 56 khi khâu dẫn 1 quay ngược chiều đã cho.

60. Giải bài toán 57 khi tay quay AB có vận tốc góc $\omega_1 = 1 \text{ s}^{-1}$.

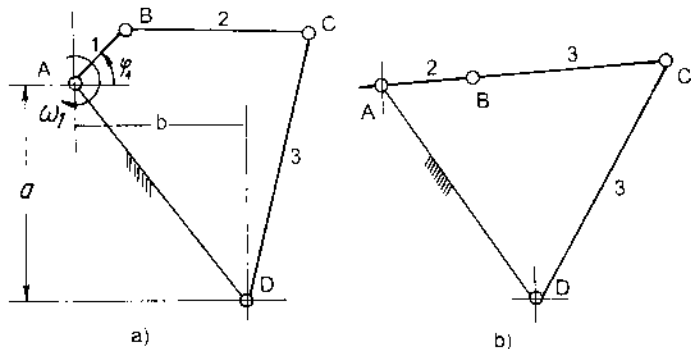
61. Giải bài toán 58 khi tay quay AB ở vị trí biên trái.

62. Xác định vận tốc và gia tốc trọng tâm của thanh truyền 2, batăng 3 trong cơ cấu batăng máy dệt (hình 2.13a) khi tay quay 1 quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$, tại vị trí $\varphi_1 = 45^\circ$. Cho biết kích thước các khâu của cơ cấu: $2l_{AB} = l_{CB} = b \approx 0,3 \text{ m}$, $l_{CD} = 0,8 \text{ m}$; $a = 0,7 \text{ m}$. Trọng tâm S_2 và S_3 ở giữa các khâu tương ứng.

Cũng tại vị trí ấy, tìm vận tốc góc và gia tốc góc của batăng.

(*) Chứng minh tổng quát và cặn kẽ hơn có thể xem [3]

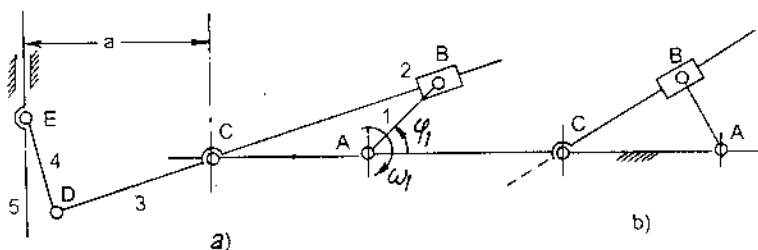
Bằng cách phân tích các thành phần vận tốc và gia tốc trên họa đồ vận tốc và họa đồ gia tốc ở vị trí đã vẽ ($\varphi_1 = 45^\circ$), hãy vẽ họa đồ vận tốc và họa đồ gia tốc của cơ cấu tại vị trí tay quay và thanh truyền thẳng hàng (hình 2.13b).



Hình 2.13

63. Xác định vận tốc và gia tốc của dao bào E trong máy bào xọc (hình 2.14a) khi tay quay 1 quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$ tại vị trí $\varphi_1 = 45^\circ$. Cho biết kích thước các khâu của cơ cấu: $l_{AB} = l_{BD} = 0,2 \text{ m}$; $l_{AC} = l_{CD} = 0,3 \text{ m}$; $a = 0,35 \text{ m}$.

Giải bài toán khi tay quay và culit thẳng góc (hình 2.14b).



Hình 2.14

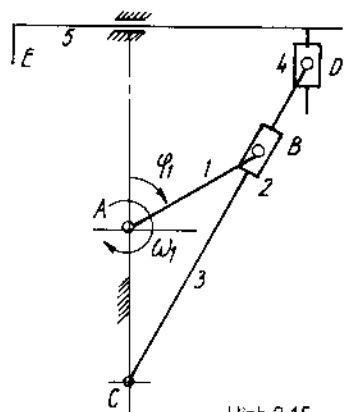
64. Tìm vận tốc và gia tốc của dao bào E trong máy bào ngang (hình 2.15) ở vị trí $\varphi_1 = 60^\circ$ nếu $l_{AB} = l_{AC} = 0,05 \text{ m}$; $l_{CD} = 0,12 \text{ m}$. Tay quay AB quay đều với vận tốc $n_1 = 120 \text{ vg/ph}$.

Có nhận xét gì về quan hệ động học và cấu tạo của cơ cấu culit ABC.

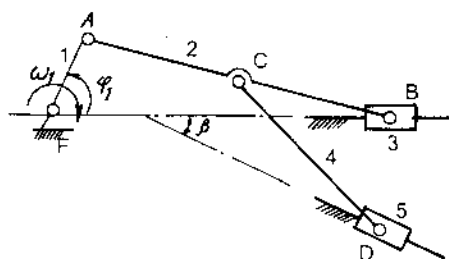
65. Xác định vận tốc và gia tốc của pittông D trong cơ cấu động cơ đốt trong (hình 2.16) tại vị trí $\varphi_1 = 60^\circ$. Tay quay OA quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 100 \text{ s}^{-1}$. Kích thước các khâu cho trong bài 46 (hình 2.1).

66. Tính vận tốc và gia tốc điểm D_2 ($\angle DBC = 120^\circ$) trên con trượt 2 của cơ cấu culit tại vị trí $\varphi_1 = 90^\circ$. Tay quay AB quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 20 \text{ s}^{-1}$. Cho biết kích thước các khâu của cơ cấu (hình 2.17):

$$l_{AB} = l_{BD} = 0,5 \text{ m}; l_{BC} = 0,2 \text{ m}.$$

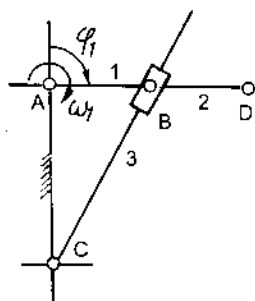


Hình 2.15

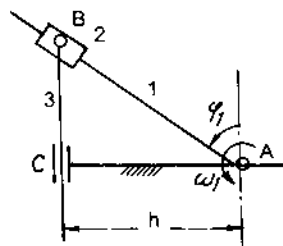


Hình 2.16

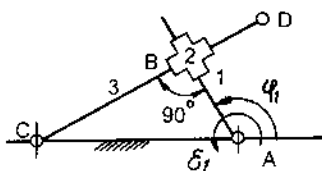
67. Tính vận tốc và gia tốc khâu 3 của cơ cấu tính tang một góc, nếu tay quay AB quay với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$, tại vị trí $\varphi_1 = 60^\circ$. Cho trước $h = 0,05 \text{ m}$ (hình 2.18).



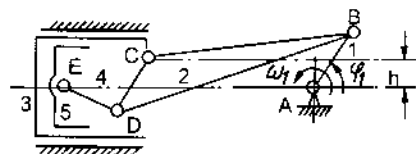
Hình 2.17



Hình 2.18



Hình 2.19



Hình 2.20

68. Tính gia tốc của điểm D, trên cơ cấu nối trục chữ thập (hình 2.19) tại vị trí $\varphi_1 = 120^\circ$; vận tốc góc khâu AB: $\omega_1 = 0$ nhưng gia tốc góc $\varepsilon_1 = 25 \text{ s}^{-2}$. Cho trước các kích thước: $l_{CD} = 0,18 \text{ m}$; $l_{AC} = 0,14 \text{ m}$.

69. Tính vận tốc tương đối của điểm E đối với điểm C của cơ cấu động cơ hơi nước (hình 2.20), nếu tay quay AB quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 15 \text{ s}^{-1}$, ở vị trí $\varphi_1 = 45^\circ$. Cho trước các kích thước của cơ cấu là: $l_{AB} = 0,18 \text{ m}$; $l_{BC} = 0,76 \text{ m}$; $l_{BD} = 0,95 \text{ m}$; $l_{CD} = 0,25 \text{ m}$; $l_{DE} = 0,24 \text{ m}$; $h = 0,08 \text{ m}$.

2.3. XÁC ĐỊNH VẬN TỐC VÀ GIA TỐC CỦA CƠ CẤU LOẠI HAI BẰNG PHƯƠNG PHÁP HÌNH HỌC

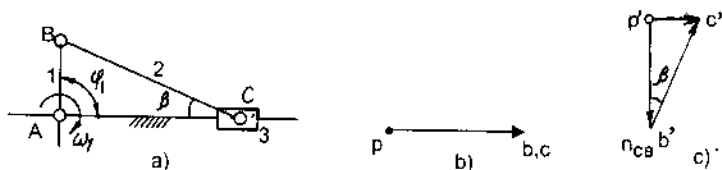
Vấn đề cần chú ý

Thường dùng phương pháp này cho những cơ cấu loại 2 có những kích thước và vị trí đặc biệt, khi đó họa đồ cơ cấu, họa đồ vận tốc và gia tốc là những hình có những cạnh liên hệ với nhau bằng những quan hệ hình học quen thuộc. Vì thế có thể tìm vận tốc, gia tốc của các điểm khác theo vận tốc, gia tốc của một điểm trên khâu dẫn đã biết qua những quan hệ hình học quen thuộc mà không phải vẽ cẩn thận, không dùng tới tỷ lệ xích nhưng kết quả vẫn chính xác.

Bài tập giải sẵn

70. Tìm vận tốc và gia tốc của điểm C trong cơ cấu tay quay con trượt (hình 2.21), nếu tay quay quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 40 \text{ s}^{-1}$, ở vị trí $\varphi_1 = 90^\circ$.

Cho trước kích thước các khâu: $l_{AB} = 0,5 \text{ m}$; $l_{BC} = 0,1 \text{ m}$.



Hình 2.21

Giải.

Chỉ cần đúng vị trí, không để ý tới tỷ lệ xích; vẽ họa đồ cơ cấu, họa đồ vận tốc và gia tốc (*) như ở hình 2.21, thấy rằng:

Vận tốc quay tương đối giữa điểm C và điểm B triệt tiêu: (thanh truyền BC tức thời chuyển động tịnh tiến) b và c trùng nhau (hình 2.21b); do đó gia tốc pháp tuyến $a_{CB}^n = 0$; b'

(*) Về cách vẽ họa đồ cơ cấu, vận tốc và gia tốc coi như đã biết.

và n_{CB} cũng trùng nhau; các góc $\angle ACB = \angle p'h'c' = \beta = 30^\circ$ (góc có cạnh thẳng góc, vì $\varphi_1 = 90^\circ$, $AB = 0,5BC$). Từ những nhận xét ấy:

$$v_C = v_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = 40 \cdot 0,1 = 4 \text{ [m/s]},$$

$$a_C = a_B \operatorname{tg} \beta = \omega_1^2 \cdot l_{AB} \operatorname{tg} 30^\circ = 40^2 \cdot 0,1 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ = 92,8 \text{ [m/s}^2\text{]}.$$

71. Tính vận tốc và gia tốc khâu 3 trong cơ cấu tính sin (hình 2.22) tại vị trí φ_1 bất kỳ từ đó suy ra kết quả cho những vị trí $\varphi_1 = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$. Cho trước: $l_{AB} = 0,1 \text{ m}$; tay quay AB quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$.

Giải.

Không dùng tới tỷ lệ xích, vẽ họa đồ cơ cấu, họa đồ vận tốc và gia tốc ở vị trí φ nào đó, sẽ có:

$$v_{B_3} = v_{B_1} \cdot \sin \varphi_1 = \omega_1 \cdot l_{AB} \cdot \sin \varphi_1 = 10 \cdot 0,1 \cdot \sin \varphi_1$$

$$a_{B_3} = a_{B_1} \cdot \cos \varphi_1 = \omega_1^2 \cdot l_{AB} \cdot \cos \varphi_1 = 10^2 \cdot 0,1 \cdot \cos \varphi_1$$

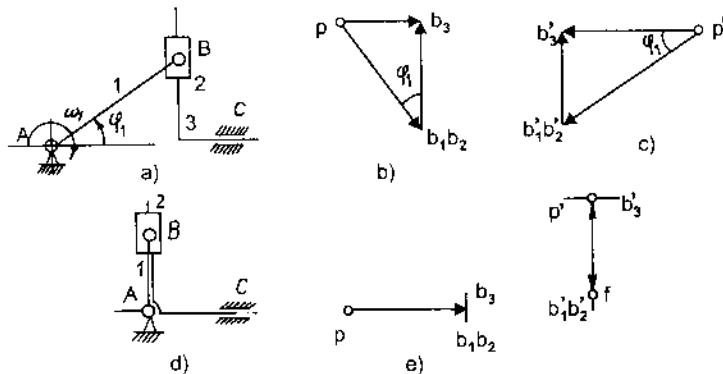
Khi:

a) $\varphi_1 = 0^\circ \quad v_{B_3} = 0 \text{ m.s}^{-1} \quad a_{B_3} = 10 \text{ m.s}^{-2}$

b) $\varphi_1 = 45^\circ \quad v_{B_3} = \frac{\sqrt{2}}{2} \text{ m.s}^{-1} \quad a_{B_3} = 5\sqrt{2} \text{ m.s}^{-2}$

c) $\varphi_1 = 90^\circ \quad v_{B_3} = 1 \text{ m.s}^{-1} \quad a_{B_3} = 0 \text{ m.s}^{-2}$

Bạn đọc có thể vẽ họa đồ vận tốc, gia tốc để nghiệm lại kết quả. Thí dụ với trường hợp $\varphi_1 = 90^\circ$, xem hình 2.22d, e, f.



Hình 2.22

72. Tìm vận tốc góc và gia tốc góc của culit 3 trong cơ cấu culit tại vị trí φ_1 bất kỳ, nếu tay quay AB quay đều với số vòng quay n . Cho trước kính thước các khâu: $l_{AB} = l_{AC}$ (hình 2.23).

Giải.

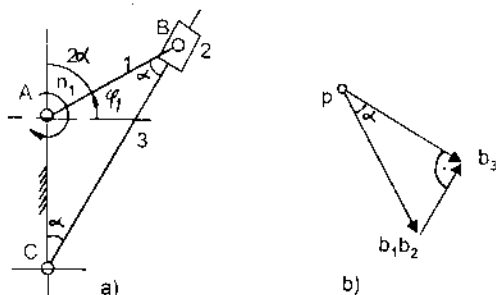
Chú ý tới kích thước đặc biệt: chiều dài tay quay bằng khoảng cách tâm ($l_{AB} = l_{AC}$) nên tam giác ABC luôn cân. Nếu đặt $2\alpha = 90^\circ - \varphi$, thì $\angle ABC = \angle ACB = \alpha$ và $l_{BC} = 2l_{AB} \cos \alpha$. Không dùng tỷ lệ xích vẽ họa đồ cơ cấu, vận tốc tại vị trí bất kỳ (hình 2.23a và b).

$$v_{B_2} = v_{B_1} \cos \alpha,$$

$$\omega_3 l_{BC} = \omega_1 l_{AB} \cos \alpha$$

$$\omega_3 2l_{AB} \cos \alpha = \omega_1 l_{AB} \cos \alpha.$$

$$2\omega_3 = \omega_1 = \text{const.}$$



Hình 2.23

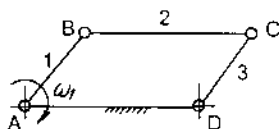
Chúng ta vận tốc góc của khâu 3 cũng không đổi và bằng nửa vận tốc góc khâu 1: $\omega_3 = 0,5\omega_1 = \text{const}$; còn gia tốc góc khâu 3 bằng 0, ($\varepsilon_3 = 0$).

Với một vài biến đổi, bạn đọc có thể vẽ họa đồ gia tốc một cách chính xác và nghiệm lại kết quả $\varepsilon_3 = 0$.

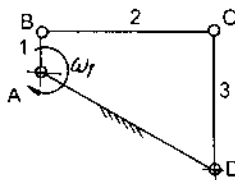
Bài tập cho đáp số

73. Tính vận tốc và gia tốc điểm C (hình 2.24) trên cơ cấu bản lề 4 khâu ở vị trí bất kỳ, nếu tay quay AB quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$. Cho trước kích thước các khâu: $l_{AB} \neq l_{CD} = 0,1 \text{ m}$; $l_{BC} = l_{AD} = 0,2 \text{ m}$.

74. Tính vận tốc và gia tốc điểm C (hình 2.25), vận tốc góc và gia tốc góc của các khâu 2 và 3 trong cơ cấu bản lề 4 khâu tại vị trí: các góc $\angle ABC = \angle BCD = 90^\circ$, nếu tay quay AB quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 20 \text{ s}^{-1}$. Cho trước kích thước của các khâu $4l_{AB} = l_{BC} = l_{CD} = 0,4 \text{ m}$.



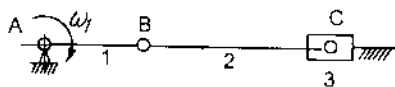
Hình 2.24



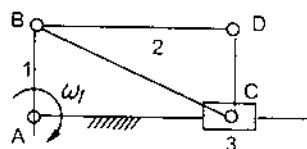
Hình 2.25

75. Tính vận tốc, gia tốc điểm C và vận tốc góc, gia tốc góc của thanh truyền 2 trong cơ cấu tay quay con trượt (hình 2.26) khi tay quay và thanh truyền thẳng hàng. Biết tay quay AB quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 20 \text{ s}^{-1}$ và kích thước các khâu $2l_{AB} = l_{BC} = 0,2 \text{ m}$.

76. Tính vận tốc và gia tốc điểm D trên khâu 2 cơ cấu tay quay con trượt (hình 2.27) tại vị trí các góc $\angle CAB = \angle CDB = 90^\circ$. Biết tay quay AB quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 20 \text{ s}^{-1}$ và kích thước các khâu $l_{AB} = l_{CD} = 0,5 \text{ m}$, $l_{BC} = 0,1 \text{ m}$.



Hình 2.26

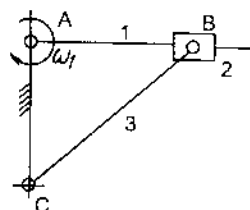


Hình 2.27

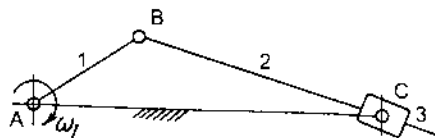
77. Tính vận tốc góc và gia tốc góc của các khâu trong cơ cấu culit (hình 2.28) ở vị trí góc $\angle BAC = 90^\circ$, nếu tay quay AB quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$ và kích thước các khâu là $l_{AB} = l_{AC} = 0,2 \text{ m}$.

78. Tìm vận tốc góc lớn nhất của culit 2 (hình 2.29) qua vận tốc góc ω_1 của tay quay 1 cho trước, ứng với ba trường hợp:

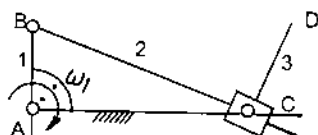
- a) $l_{AB} = 0,075 \text{ m}$; $l_{AC} = 0,3 \text{ m}$.
- b) $l_{AB} = 0,075 \text{ m}$; $l_{AC} = 0,225 \text{ m}$.
- c) $l_{AB} = 0,075 \text{ m}$; $l_{AC} = 0,150 \text{ m}$.



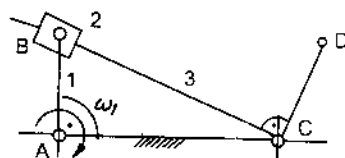
Hình 2.28



Hình 2.29



a)



b)

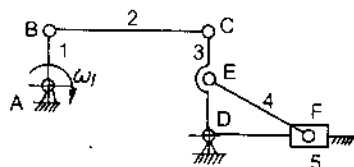
Hình 2.30

79. Tính vận tốc điểm D trên khâu 3 của cơ cấu xylanh quay (hình 2.30) tại vị trí các góc $\angle BAC = \angle BCD = 90^\circ$, nếu tay quay quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 20 \text{ s}^{-1}$ và kích thước các khâu là: $l_{AB} = l_{CD} = 0,1 \text{ m}$; $l_{AC} = 0,173 \text{ m}$.

Giải bài toán trên dưới hai dạng lược đồ động của cơ cấu (hình 2.30a và hình 2.30b).

80. Tính vận tốc và gia tốc của điểm F trên cơ cấu sàng tải lắc (hình 2.31) nếu tay quay AB quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 20 \text{ s}^{-1}$ tại vị trí AB và CE thẳng đứng, BC nằm ngang. Cho trước kích thước các khâu:

$$l_{AB} = l_{CE} = l_{DE} = l_{BC}/3 = 0,5l_{DF} = 0,1 \text{ m}.$$



Hình 2.31

2.4. XÁC ĐỊNH VẬN TỐC VÀ GIA TỐC CỦA CƠ CẤU LOẠI BA

Vấn đề cần chú ý

1. Như đã biết, cơ cấu loại 3 là cơ cấu trong đó có nhóm loại cao nhất là loại 3. Trong nhóm này có một hoặc nhiều khâu cơ sở, nối với các khâu khác gọi là tay. Các khớp trong nhóm là khớp quay hoặc tịnh tiến.

Việc phân tích động học và động lực học những cơ cấu loại 3 (hoặc cao hơn nhưng ít gặp) có thể dùng nhiều phương pháp khác nhau.

2. Một phương pháp tổng quát dùng cho loại cao là phương pháp tăng bậc tự do⁽¹⁾ bằng cách thêm hoặc bớt khâu sẽ được một cơ cấu giả loại 2 nhiều bậc tự do, rồi dùng nguyên lý độc lập tác dụng để phân tích động học. Tuy vậy bài toán khá phức tạp, trong phạm vi giáo trình ta chỉ phân tích động học cơ cấu loại 3 bằng phương pháp điểm Axua, rồi nghiệm lại bằng các phương pháp: ảnh giả, đổi khâu dẫn và đổi giá⁽²⁾.

3. Phương pháp điểm Axua có thể dùng cho mọi trường hợp của cơ cấu loại 3. Nhờ việc chọn điểm Axua và tính vận tốc, gia tốc cho điểm này, cũng bằng họa đồ vectơ ta sẽ tính được vận tốc, gia tốc cho mọi điểm khác trên cơ cấu.

Điểm Axua phải là điểm của khâu cơ sở, tức thời trùng với:

- Giao điểm của hai tay kéo dài, nếu hai tay tham gia vào nhóm toàn khớp quay.
- Giao điểm của một tay kéo dài và phương (kẻ qua khớp quay của khâu cơ sở hoặc tay) thẳng góc với phương tịnh tiến, nếu trong nhóm có khớp tịnh tiến.

Trong phương trình vectơ vận tốc, gia tốc của điểm Axua bao giờ cũng tổng hợp được hai vectơ cùng phương để giảm ẩn số của phương trình. Vì vậy, sau khi chọn được điểm Axua thì việc tính toán giống như đối với cơ cấu loại 2 (cho nên, tác dụng của phương pháp

⁽¹⁾ Lý luận tổng quát, tham khảo [3].

⁽²⁾ Có thể dùng phương pháp khác: tìm vận tốc tức thời (xem 2.5), đồ thị động học ...

này là làm giảm loại cơ cấu). Chỉ cần chú ý rằng: tiếp theo việc tính toán vận tốc, gia tốc của điểm Axua, phải tính đến vận tốc, gia tốc của khớp động nối khâu cơ sở với tay chưa dùng đến khi xác định điểm Axua. Cuối cùng, các điểm còn lại tính bằng phương pháp đồng dạng hoặc tỷ lệ.

4. Phương pháp ảnh giả (hay vị trí giả, tham khảo [3]) dựa trên hai định lý cơ bản của hình học xạ ảnh⁽¹⁾ dùng cho những vận tốc và gia tốc tương đối của các điểm trên khâu cơ sở của nhóm loại 3.

Định lý dùng cho vận tốc: Khi một tam giác biến thiên song song, nếu hai đỉnh di động trên hai đường thẳng nào đó, đỉnh thứ ba sẽ di động trên đường thẳng đồng quy với hai đường thẳng trên.

Định lý dùng cho gia tốc: Một tam giác biến thiên đồng dạng với một tam giác cho trước có hai đỉnh di động trên hai đường thẳng và hình chiếu của các cạnh trên các cạnh tương ứng của tam giác cho trước không đổi thì đỉnh thứ ba cũng di động trên một đường thẳng.

Trong quá trình tính vận tốc và gia tốc:

- Tam giác chính là lược đồ động của khâu cơ sở trong họa đồ cơ cấu.
- Tam giác biến thiên song song (hoặc đồng dạng) là tam giác hợp bởi các mút vectơ vận tốc giả (hoặc gia tốc giả) tuyệt đối của các điểm tương ứng trên khâu cơ sở.
- Các hình chiếu không đổi là các gia tốc pháp tuyến hoặc Còriôlit đã xác định của các điểm trên khâu cơ sở.
- Còn các đường thẳng để các đỉnh di động trên đó, chính là các phương của các gia tốc trượt tương đối và các gia tốc tiếp tuyến.

Từ các vận tốc và gia tốc giả, vận dụng hai định lý trên, ta suy ra vận tốc và gia tốc của các điểm cần thiết.

5. Phương pháp điểm Axua và phương pháp ảnh giả có thể dùng để phân tích động học cho mọi cơ cấu loại 3, nhưng có những cơ cấu loại 3, khi chọn một khâu khác làm khâu dẫn giả thì cơ cấu giảm xuống loại 2. Ở những cơ cấu này vẽ họa đồ vận tốc giả, họa đồ gia tốc giả ứng với khâu dẫn giả (đã chọn để giảm loại cơ cấu), rồi suy ra vận tốc và gia tốc của các điểm cần thiết. Đó là phương pháp đổi khâu dẫn⁽²⁾.

6. Tương tự như trên, có những cơ cấu loại 3 có thể dùng phương pháp đổi giá⁽³⁾ để giảm loại cơ cấu, rồi phân tích động học như với cơ cấu loại 2.

Bài tập giải sẵn

81. Tính vận tốc và gia tốc dao bào của cơ cấu máy bào ngang (hình 2.32) ở vị trí $\varphi_1 = 45^\circ$ nếu khâu dẫn AB quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 5 \text{ s}^{-1}$, các kích thước của các khâu: $h = 1 \text{ m}$; $h_1 = 0,45 \text{ m}$; $h_2 = 0,15 \text{ m}$; $l_{AB} = 0,25 \text{ m}$; $l_{CD} = 1,25 \text{ m}$; $l_{DE} = 0,2 \text{ m}$.

⁽¹⁾ Chứng minh hai định lý này, tham khảo [3].

⁽²⁾ Cơ sở lý luận tham khảo [3].

⁽³⁾ Cơ sở lý luận tham khảo [3].

Hãy giải bài toán bằng phương pháp điểm Axua, rồi nghiệm kết quả bằng các phương pháp: ảnh giá, đối khâu dẫn và đối giá.

Giải.

Đây là cơ cấu loại 3, gồm một nhóm loại 3 (2, 3, 4, 5 - trong đó 3 là khâu cơ sở) và khâu dẫn 1; muốn giải phải dùng phương pháp phân tích động học của cơ cấu loại 3.

Cơ cấu được vẽ với tỷ lệ xích $\mu_l = 0,01 \text{ m/mm}$ trên hình 2.32a.

1. Phương pháp điểm Axua

Hãy chọn điểm Axua là điểm S_{24} (giao điểm của tay 4 kéo dài và phương thẳng góc với phương tịnh tiến của khâu 2 đi qua khớp quay của 2) trên khâu cơ sở 3 và gọi tắt là S.

Phương trình vận tốc của điểm Axua S là:

$$\mathbf{v}_S = \mathbf{v}_{B_1} + \mathbf{v}_{SB_1} = \mathbf{v}_{B_2} + \mathbf{v}_{B_3B_2} + \mathbf{v}_{SB_3}$$

và

$$\mathbf{v}_S = \mathbf{v}_D + \mathbf{v}_{SD} = \mathbf{v}_{DE} + \mathbf{v}_{SD}$$

Hai vector cùng phương được viết dưới cùng một gạch để giảm ẩn số trong phương trình vận tốc. Chú ý rằng hai vector ấy có thể cùng chiều hoặc ngược chiều.

Như vậy:

$$\mathbf{v}_{B_2} + \mathbf{v}_{B_3B_2} + \mathbf{v}_{SB_3} = \mathbf{v}_{DE} + \mathbf{v}_{SD}$$

Việc giải bài toán tiếp tục bằng phương pháp họa đồ vector giống như cơ cấu loại 2 (hình 2.32b).

Họa đồ vận tốc được vẽ với tỷ lệ xích tay quay:

$$\mu_v = \frac{\omega_l}{k} \cdot \mu_l = \frac{5}{1} \cdot 0,01 = 0,05 \left[\frac{m}{mm \cdot s^2} \right]$$

(để tiện dụng phương pháp vẽ đã biết) sẽ xác định được $\mathbf{v}_{S_1}$.

Tiếp theo, ta xác định vận tốc của điểm C bằng phương trình:

$$\mathbf{v}_C = \mathbf{v}_{S_1} + \mathbf{v}_{CS_1}$$

Muốn tìm vận tốc những điểm khác trên khâu 3, thí dụ B_3 , ta có thể dùng phương pháp đồng dạng.

Tương tự, xác định gia tốc và vẽ họa đồ gia tốc qua hai phương trình sau:

- với điểm S_1 :

$$\mathbf{a}_{S_1} = \mathbf{a}_{B_1} + \mathbf{a}_{S_1B_1}^n + \mathbf{a}_{S_1B_1}^t = \mathbf{a}_{B_2} + \mathbf{a}_{B_3B_2}^k + \mathbf{a}_{S_1B_3}^n + \mathbf{a}_{S_1B_3}^t + \mathbf{a}_{B_3B_1}^r$$

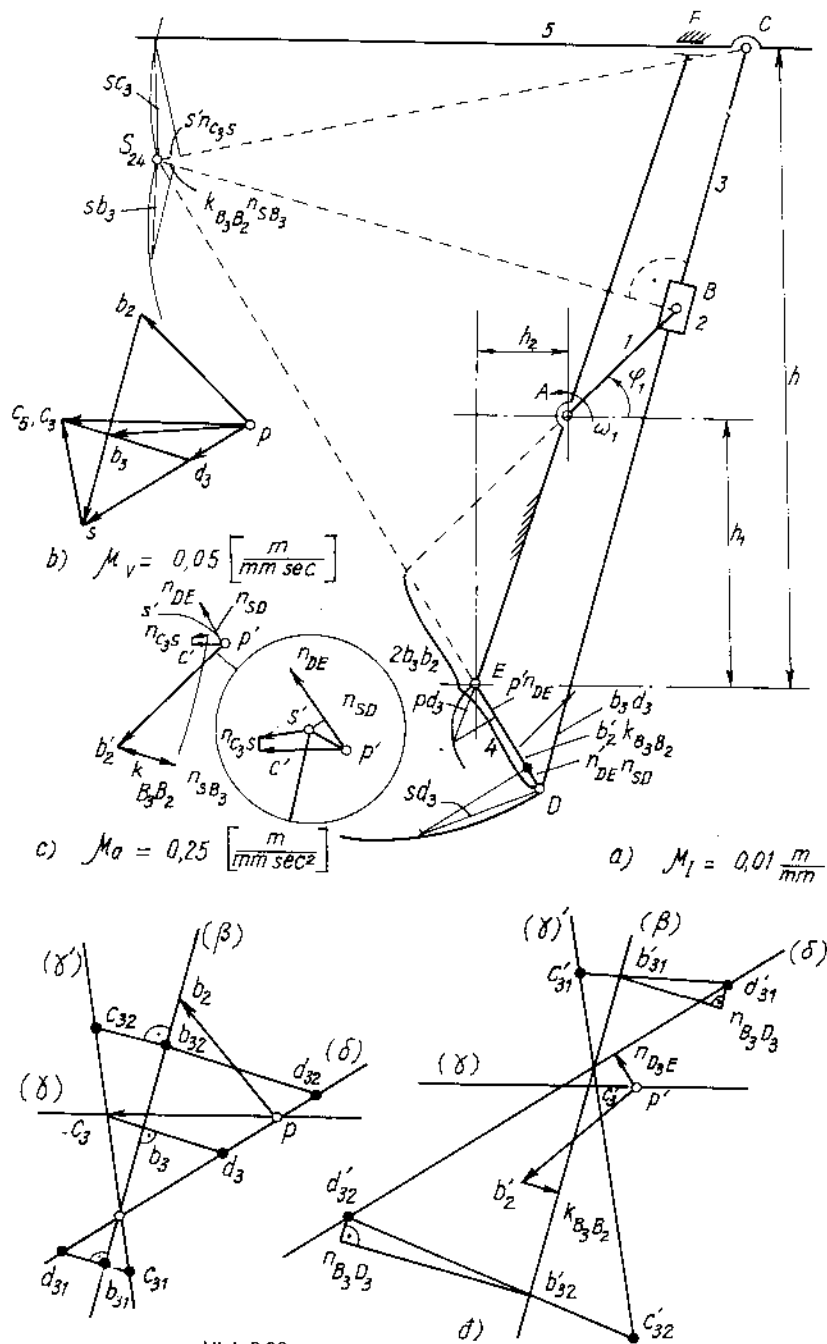
$$\mathbf{a}_{S_1} = \mathbf{a}_D + \mathbf{a}_{S_1D}^n + \mathbf{a}_{S_1D}^t = \mathbf{a}_{DE}^n + \mathbf{a}_{S_1D}^n + \mathbf{a}_{DE}^t + \mathbf{a}_{S_1D}^t$$

hay:

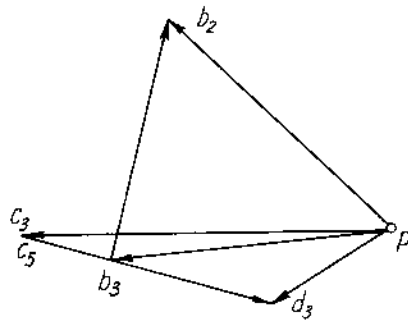
$$\mathbf{a}_{B_2} + \mathbf{a}_{B_3B_2}^k + \mathbf{a}_{S_1B_3}^n + \mathbf{a}_{S_1B_3}^t + \mathbf{a}_{B_3B_1}^r = \mathbf{a}_{DE}^n + \mathbf{a}_{S_1D}^n + \mathbf{a}_{DE}^t + \mathbf{a}_{S_1D}^t$$

- với điểm C:

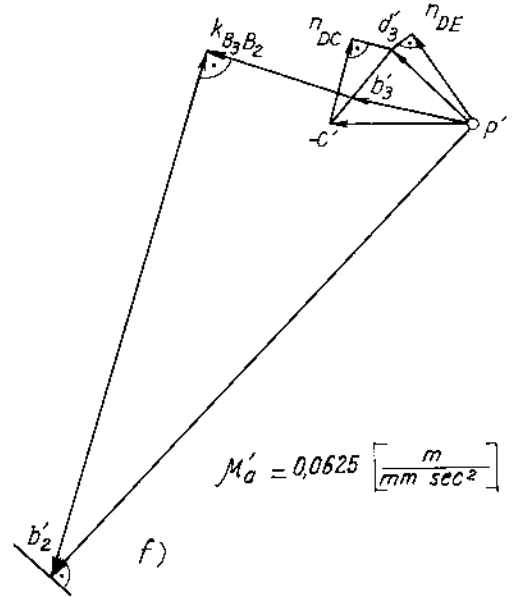
$$\mathbf{a}_C = \mathbf{a}_{S_1} + \mathbf{a}_{CS_1}^n + \mathbf{a}_{CS_1}^t$$



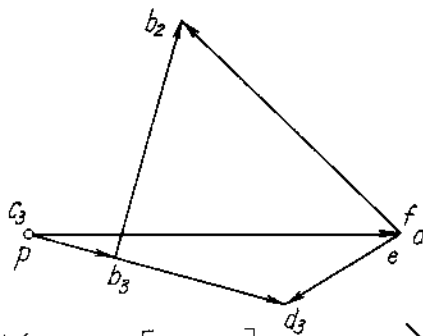
Hình 2.32



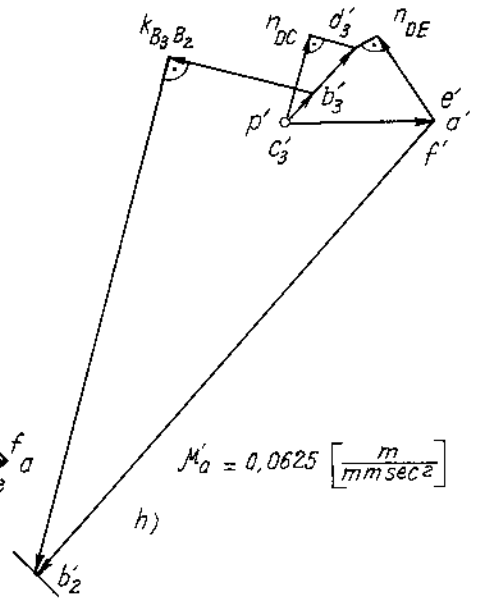
e) $\mathcal{M}'_V = 0,025 \left[\frac{m}{mm \cdot sec} \right]$



$\mathcal{M}'_a = 0,0625 \left[\frac{m}{mm \cdot sec^2} \right]$



g) $\mathcal{M}'_V = 0,025 \left[\frac{m}{mm \cdot sec} \right]$



$\mathcal{M}'_a = 0,0625 \left[\frac{m}{mm \cdot sec^2} \right]$

Hình 2.32 (tiếp)

Để tận dụng phương pháp vẽ (xác định các gia tốc pháp tuyến và Côriôlit), việc giải tỉ mỉ được thể hiện trên họa đồ gia tốc ở hình 2.32c với tỷ lệ xích tay quay:

$$\mu_a = \left(\frac{\omega_1}{k} \right)^2 \cdot \mu_v = \left(\frac{5}{1} \right)^2 \cdot 0,01 = 0,25 \left[\frac{m}{mm \cdot s^2} \right].$$

Cuối cùng đo trên họa đồ vận tốc (hình 2.32b) $\overline{pc} = 31 \text{ mm}$ và trên họa đồ gia tốc (hình 2.32c) $\overline{pc'} = 6 \text{ mm}$. Vậy vận tốc và gia tốc của dao bào là:

$$v_c = \overline{pc} \cdot \mu_v = 31 \cdot 0,05 = 1,55 \text{ m/s},$$

$$a_c = \overline{pc'} \cdot \mu_a = 6 \cdot 0,25 = 1,5 \text{ m/s}^2.$$

Ta sẽ nghiệm lại kết quả bằng các phương pháp sau đây.

2. Phương pháp ảnh giả

Trước hết ta xác định quỹ đạo của các mút vectơ vận tốc tuyệt đối của các điểm B_3 , C_3 , D_3 trên khâu cơ sở 3.

Từ phương trình vận tốc:

$$\mathbf{v}_{B_3} = \mathbf{v}_{B_2} + \mathbf{v}_{B_3B_2}$$

trong đó $\mathbf{v}_{B_2}$ biểu thị bằng $\overline{pb_2}$ trên hình 2.32d nếu chọn $\mu_v = 0,05 \text{ [m/mm.s]}$ như phương pháp điểm Axua, điểm b_2 mút vectơ vận tốc tuyệt đối $\mathbf{v}_{B_2}$ di động trên phương (β) song song với DC đi qua b_2 . Tương tự, điểm c_3 di động trên phương (γ) song song với xx (là phương trượt của đầu bào) đi qua p, còn điểm d_3 di động trên phương (δ) vuông góc với DE đi qua p.

Lấy ảnh giả thứ nhất d_{31} bất kỳ của d_3 trên (δ) thì b_{31} được xác định từ phương trình:

$$\mathbf{v}_{B_3} = \mathbf{v}_{D_3} + \mathbf{v}_{B_3D_3}$$

Từ d_{31} kẻ vuông góc với BD (phương vectơ vận tốc tương đối $\mathbf{v}_{B_3D_3}$) cắt (β) tại b_{31} ; nhờ tỷ lệ $\frac{\overline{b_{31}c_{31}}}{\overline{b_{31}d_{31}}} = \frac{BC}{BD}$ xác định được c_{31} (hình 2.32d) - ảnh giả thứ nhất của c_3 . Tương tự, tìm ảnh giả thứ hai c_{32} .

Theo định lý xạ ảnh dùng cho vận tốc: nếu b_3 di động trên (β) và d_3 di động trên (δ) thì c_3 cũng phải di động trên đường thẳng $c_{31}c_{32}$ ký hiệu là (γ') .

Giao điểm của (γ) và (γ') chính là c_3 cần tìm. Đo $\overline{pc_3} = 31 \text{ mm}$, sẽ tính được vận tốc của dao bào:

$$v_c = \overline{pc_3} \cdot \mu_v = 31 \cdot 0,05 = 1,55 \text{ m/s}.$$

Đối với gia tốc, từ những phương trình:

$$\mathbf{a}_{B_3} = \mathbf{a}_{B_2} + \mathbf{a}_{B_3B_2}^l + \mathbf{a}_{B_3B_2}^r$$

$$\mathbf{a}_{D_3} = \mathbf{a}_{D_3E}^n + \mathbf{a}_{D_3E}^t$$

trong đó các gia tốc $\mathbf{a}_{B_2}$, $\mathbf{a}_{H,B_2}^k$, $\mathbf{a}_{D_2,E}^n$ biểu thị tương ứng bằng $\overline{p'b'_2}$, $\overline{b'_2 k_{H,B_2}}$, $\overline{p'n_{D_2,E}}$ tương tự như khi vẽ họa đồ gia tốc (hình 2.32d) nếu chọn tỷ lệ xích $\mu_a = 0,25 \text{ m/mm.s}^2$ điểm b'_3 - mút của vectơ gia tốc tuyệt đối $\mathbf{a}_{B_3}$ di động trên phương (β) song song với DC đi qua k_{B_3,B_2} . Tương tự, điểm d'_3 di động trên phương (δ) vuông góc với DE kẻ qua p' .

Lấy ảnh giả thứ nhất d'_{31} bất kỳ của d'_3 trên (δ) thì b'_{31} được xác định từ phương trình:

$$\mathbf{a}_{B_3} = \mathbf{a}_{D_3} + \mathbf{a}_{B_3,D_3}^n + \mathbf{a}_{B_3,D_3}^t$$

trong đó $\mathbf{a}_{B_3,D_3}^n$ xác định và biểu thị bằng $d'_{31} n_{B_3,D_3}$ luôn không đổi và là hình chiếu của $\mathbf{a}_{B_3,D_3}^t$ trên phương BD; tại n kẻ phương vuông góc với BD cắt (β) tại b'_{31} ; bằng tỷ lệ:

$$\frac{\overline{b'_{31} d'_{31}}}{\overline{b'_{31} c'_{31}}} = \frac{BD}{BC}$$

sẽ xác định được c'_{31} .

Tương tự, xác định ảnh giả thứ hai c'_{32} .

Theo định lý xạ ảnh dùng cho gia tốc: nếu b'_3 di động trên (β) ; d'_3 di động trên (δ) và hình chiếu của $\overline{b'_3 d'_3}$ trên phương BD (chính là $\overline{d'_{31} n_{B_3,D_3}}$) không đổi thì c'_3 cũng phải di động trên $c'_{31} c'_{32}$ ký hiệu là (γ) .

Giao của (γ) và (γ') là ảnh thật c'_3 , đo $\overline{p'c'_3} = 6 \text{ mm}$ sẽ tính được gia tốc dao bào:

$$a_c = \overline{p'c'_3} \cdot \mu_a = 6 \cdot 0,25 = 1,5 \text{ m/s}^2.$$

3. Phương pháp đổi khâu dẫn

Nếu chọn đầu bào 5 làm khâu dẫn giả, cơ cấu bao gồm hai nhóm loại hai (3, 4), (2, 1) và khâu dẫn 5; hạng cơ cấu sẽ giảm xuống loại 2. Do đó, có thể đưa về bài toán quen thuộc.

Giả thử khâu dẫn giả có vận tốc giả $v'_c = 1,55 \text{ m/s}$ (như kết quả của các phương pháp trên). Lần lượt xác định vận tốc và gia tốc giả của điểm D_3 , B_3 và B_2 . Họa đồ vận tốc và gia tốc giả được vẽ với tỷ lệ xích:

$$\mu'_v = 0,025 \{ \text{m/mm.s} \} \quad \text{và} \quad \mu'_a = 0,0625 \{ \text{m/mm.s}^2 \}$$

(cũng là tỷ lệ xích tay quay, nhưng $k = 2$ để hình vẽ rõ hơn).

Sau khi vẽ họa đồ vận tốc, gia tốc giả (hình 2.32e, và f), dùng quan hệ vận tốc, gia tốc giả và thật, sẽ tính được vận tốc, gia tốc thật của dao bào:

$$\frac{v_c}{v'_c} = \frac{\omega_l}{\omega'_l} \Rightarrow v_c = \frac{\omega_l}{\omega'_l} \cdot v'_c = \frac{5}{50 \cdot 0,025} \cdot v'_c$$

$$v_c = v'_c = 1,55 \text{ m/s}$$

Tương tự, $a_C = a'_C + \frac{v_C}{\omega_1} (\varepsilon_1 - \varepsilon'_1)$ theo giả thiết và kết quả vẽ:

$$\varepsilon_1 = 0, \varepsilon'_1 = 0, a_C = a'_C = 1,5 \text{ m/s}^2.$$

Có vận tốc, gia tốc thực của khâu 1 và 5 có thể tìm vận tốc, gia tốc của các điểm khác trên cơ cấu, nếu cần.

4. Phương pháp đối giá

Nếu chọn đầu bào 5 làm giá và giá O làm khâu dẫn giá, cơ cấu gồm hai nhóm loại 2 (3, 4), (2, 1) và khâu dẫn O; hạng của cơ cấu giảm xuống loại 2. Vẽ họa đồ vận tốc, gia tốc giá (hình 2.32g và h) để dàng với tỷ lệ xích:

$$\mu'_v = 0,025 \left[\frac{m}{mm.s} \right] \text{ và } \mu'_a = 0,0625 \left[\frac{m}{mm.s^2} \right].$$

Cũng lý luận tương tự như phương pháp đối khâu dẫn với giả thiết khâu dẫn O tịnh tiến với vận tốc giá $v_F = 1,55 \text{ m/s}$ ($= v_A = v_E$) chiều từ trái qua phải, ta có cùng một kết quả.

Về ưu điểm của các phương pháp, bạn đọc tự so sánh.

82. Xác định vận tốc, gia tốc của kim khâu trong cơ cấu máy khâu (hình 2.33), nếu vận tốc góc của đĩa dẫn động AB là $\omega_1 = 15 \text{ s}^{-1}$ không đổi tại vị trí AB thẳng đứng, góc $\angle ABD = 30^\circ$ và kích thước các khâu là:

$$l_{AB} = 0,009 \text{ m}, l_{CD} = 0,02 \text{ m}, l_{DE} = 0,07 \text{ m} \text{ (CB} \perp \text{DB)}.$$

Giải bài toán bằng phương pháp điểm Axua và vị trí giá, rồi nghiệm kết quả bằng các phương pháp khác.

Giải.

Cơ cấu bao gồm một nhóm loại ba (2, 3, 4, 5) và khâu dẫn 1; cơ cấu thuộc loại 3. Lựa đồ cơ cấu vẽ trên hình 2.33a với tỷ lệ xích $\mu_l = 0,001 \text{ m/mm}$.

1. Phương pháp điểm Axua

Điểm Axua được chọn là điểm S_4 (hay S_1) của khâu cơ sở 3 trùng với giao điểm của hai phương vuông góc với hai phương tịnh tiến của khâu 2 và 4 đi qua các khớp quay D, C.

Phương trình vận tốc của điểm Axua:

$$\mathbf{v}_{S_1} = \mathbf{v}_{C_1} + \mathbf{v}_{S_1C_1} = \mathbf{v}_{C_1} + \overline{\mathbf{v}_{C_1C_1} + \mathbf{v}_{S_1C_1}}, \quad (C_2 \equiv C_3)$$

$$\text{và} \quad \mathbf{v}_{S_1} = \mathbf{v}_{D_1} + \mathbf{v}_{S_1D_1} = \mathbf{v}_{D_1} + \overline{\mathbf{v}_{D_1D_1} + \mathbf{v}_{S_1D_1}},$$

$$\text{hay} \quad \mathbf{v}_{C_1} + \overline{\mathbf{v}_{C_1C_1} + \mathbf{v}_{S_1C_1}} = \mathbf{v}_{D_1} + \overline{\mathbf{v}_{D_1D_1} + \mathbf{v}_{S_1D_1}}.$$

Việc giải tiếp tục bằng phương pháp họa đồ vectơ giống như với cơ cấu loại 2.

Họa đồ vận tốc được vẽ như trên hình 2.33b với tỷ lệ xích tay quay:

$$\mu_v = \omega_1 \cdot \mu_l = 15 \cdot 0,001 = 0,015 \left[\frac{m}{mm.s} \right].$$

Tiếp theo xác định vận tốc của điểm E bằng phương trình:

$$\mathbf{v}_E = \mathbf{v}_{S_1} + \mathbf{v}_{ES_1}.$$

Tương tự, xác định gia tốc và vẽ họa đồ gia tốc (hình 2.33c) với tỷ lệ xích tay quay:

$$\mu_a = \omega_1^2 \cdot \mu_l = 15^2 \cdot 0,001 = 0,225 [m/mm.s^2]$$

qua những phương trình:

- với điểm S_1 :

$$\mathbf{a}_{S_1} = \mathbf{a}_{C_1} + \mathbf{a}_{S_1C_1}^n + \mathbf{a}_{S_1C_1}^t = \mathbf{a}_{C_1} + \overbrace{\mathbf{a}_{C_1C_1}^k + \mathbf{a}_{S_1C_1}^n} + \overbrace{\mathbf{a}_{C_1C_1}^t + \mathbf{a}_{S_1C_1}^t},$$

$$\mathbf{a}_{S_1} = \mathbf{a}_{D_1} + \mathbf{a}_{S_1D_1}^n + \mathbf{a}_{S_1D_1}^t = \mathbf{a}_{D_1} + \overbrace{\mathbf{a}_{D_1D_1}^k + \mathbf{a}_{S_1D_1}^n} + \overbrace{\mathbf{a}_{D_1D_1}^t + \mathbf{a}_{S_1D_1}^t},$$

hay:

$$\mathbf{a}_{C_1} + \overbrace{\mathbf{a}_{C_1C_1}^k + \mathbf{a}_{S_1C_1}^n + \mathbf{a}_{C_1C_1}^t + \mathbf{a}_{S_1C_1}^t} = \mathbf{a}_{D_1} + \overbrace{\mathbf{a}_{D_1D_1}^k + \mathbf{a}_{S_1D_1}^n + \mathbf{a}_{D_1D_1}^t + \mathbf{a}_{S_1D_1}^t}.$$

- với điểm E:

$$\mathbf{a}_E = \mathbf{a}_{S_1} + \mathbf{a}_{ES_1}^n + \mathbf{a}_{ES_1}^t.$$

Việc giải tỉ mỉ, xem hình 2.33c.

Đo $\overline{pc} = 18 \text{ mm}$ và $\overline{p'e'} = 1 \text{ mm}$ tính ra vận tốc và gia tốc của kim khâu là:

$$v_E = \overline{pe} \cdot \mu_v = 18 \cdot 0,015 = 0,27 \text{ m/s},$$

$$a_E = \overline{p'e'} \cdot \mu_a = 1 \cdot 0,225 = 0,225 \text{ m/s}^2.$$

2. Phương pháp ảnh giả

Từ những phương trình vận tốc của các điểm C_3 , D_3 , E_3 và tỷ lệ xích $\mu_v = 0,015 [m/mm.s]$, các mút vectơ vận tốc tuyệt đối c_3 , d_3 , e_3 của chúng đi động trên các phương tương ứng: (γ) , (δ) , (ϵ) lần lượt song song với các phương trượt BC, BD, AE (hình 2.33d).

Lấy ảnh giả thứ nhất: c_{31} bất kỳ của c_3 trên (γ) thì d_{31} được xác định từ phương trình:

$$\mathbf{v}_{D_3} = \mathbf{v}_{C_3} + \mathbf{v}_{D_3C_3}$$

Từ c_{31} kẻ đường vuông góc với CD (phương của vectơ vận tốc tương đối $\mathbf{v}_{D_3C_3}$) cắt (δ) tại d_{31} ; bằng đồng dạng (tỷ lệ $\frac{\overline{c_{31}d_{31}}}{\overline{c_{31}e_{31}}} = \frac{CD}{CE}$) xác định được e_{31} . Tương tự, tìm ảnh giả thứ hai e_{32} .

Theo định lý xạ ảnh dùng cho vận tốc: nếu c_3 đi động trên (γ) và d_3 đi động trên (δ) thì e_3 đi động trên đường thẳng $c_{31}e_{32}$ ký hiệu là (ϵ') .

Giao điểm của (ϵ) và (ϵ') chính là ảnh thật của e_3 ; do $\overline{pe_3} = 18 \text{ mm}$ sẽ tính được vận tốc của kim khâu:

$$v_E = \overline{pe} \cdot \mu_v = 18 \cdot 0,015 = 0,27 \text{ m/s}.$$

Tương tự, đối với gia tốc: từ những phương trình của các điểm C_3 , D_3 , E_3 và tỷ lệ xích $\mu_a = 0,225 \text{ [m/mm.s}^2\text{]}$ các điểm mút vector gia tốc tuyệt đối c'_3 , d'_3 , e'_3 đi động trên các phương (γ) , (δ) (ϵ) tương ứng lần lượt song song với các phương trượt BC, BD, AE (hình 2.33c).

Lấy ảnh giả thứ nhất c'_{31} bất kỳ của c'_3 trên (γ) thì d'_{31} được xác định từ phương trình:

$$\mathbf{a}_{D_3} = \mathbf{a}_{C_3} + \mathbf{a}_{D_3C_3}^n + \mathbf{a}_{D_3C_3}^t$$

Chú ý rằng từ cách xác định vận tốc thấy $\omega_3 \approx 0$ nên nên gia tốc pháp tuyến của các điểm trên khâu 3: $\mathbf{a}_i^n = 0$), tại c'_{31} kẻ đường vuông góc với CD (phương của $\mathbf{a}_{D_3C_3}^n$) cắt (δ)

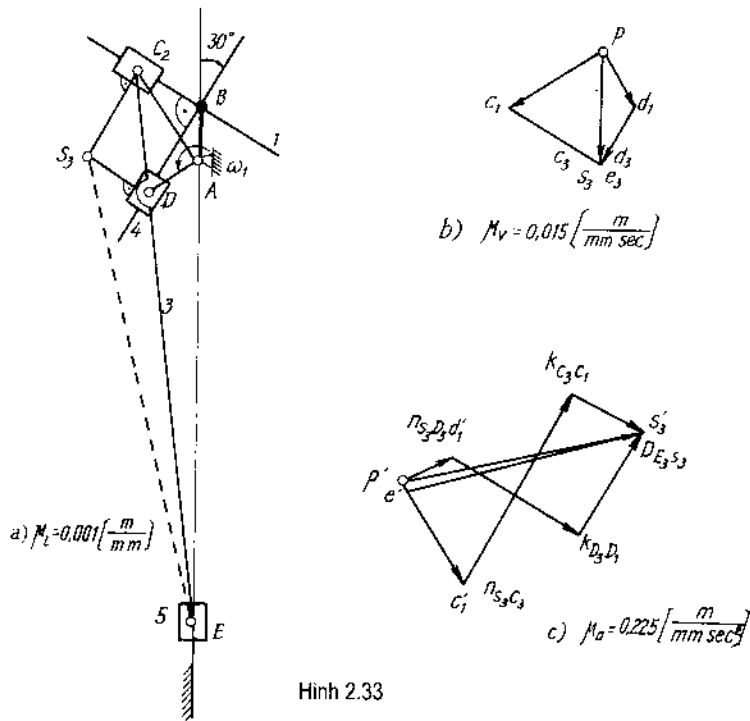
tại d'_{31} ; bằng đồng dạng (tỷ lệ $\frac{c'_{31}d'_{31}}{c'_{31}c'_{31}} = \frac{CD}{CE}$) xác định được e'_{31} . Tương tự tìm ảnh giả thứ hai e'_{32} .

Theo định lý xạ ảnh dùng cho gia tốc: nếu c'_3 đi động trên (γ) , d'_3 đi động trên (δ) và hình chiếu của $c'_3d'_3$ trên phương CD (chính là $c'_3n_{D_3C_3}$) không đổi thì c'_3 cũng phải đi động trên đường thẳng $c'_3e'_{32}$ ký hiệu là (ϵ') .

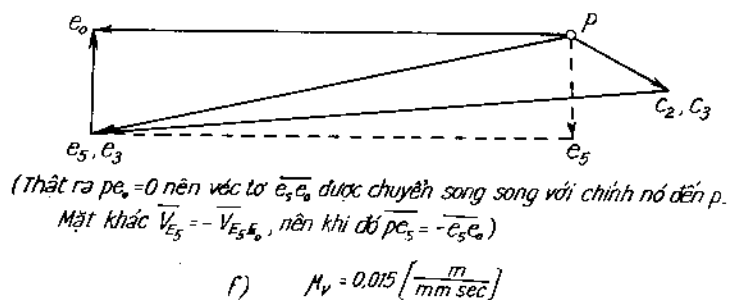
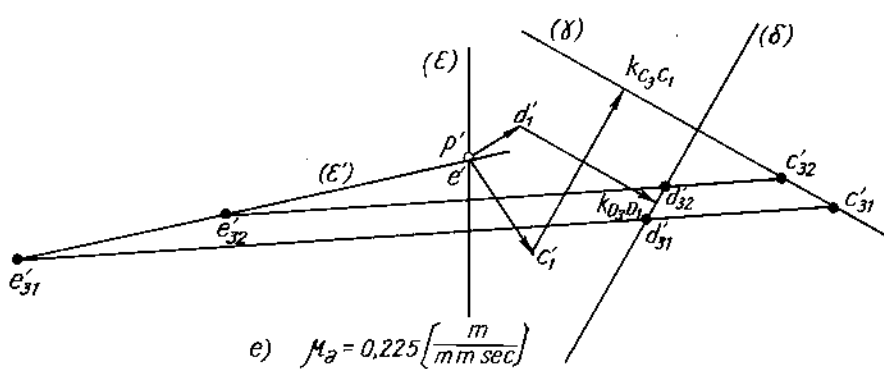
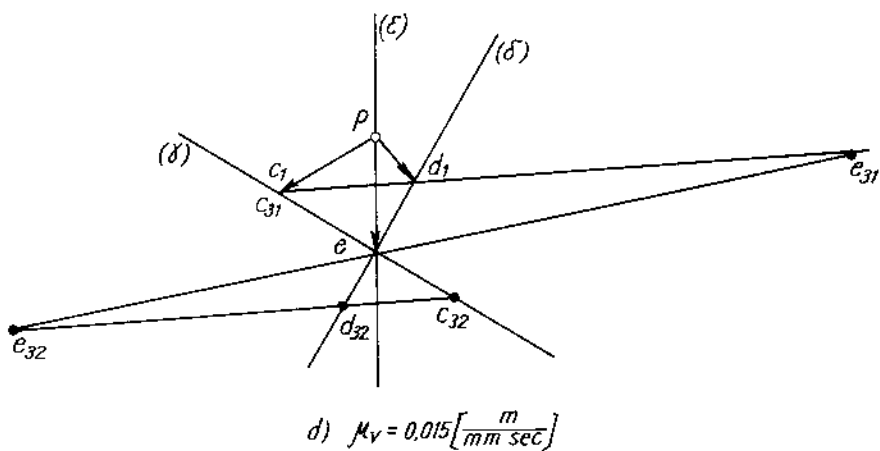
Giao điểm của (ϵ) và (ϵ') là ảnh thật c'_3 ; do $\overline{p'e'_3} \approx 0,5 \text{ mm}$ sẽ tìm được gia tốc của kim khâu:

$$a_E = \overline{p'e'_3} \cdot \mu_a \approx 0,5 \cdot 0,225 \approx 0,122 \text{ m/s}^2$$

Gia tốc có sai số so với phương pháp điểm Axua.



Hình 2.33



Hình 2.33 (tiếp)

3. Phương pháp đổi khâu dẫn

Nếu chọn kim khâu E (nối với giá bằng khớp tịnh tiến) làm khâu dẫn giả, hạng cơ cấu lại tăng lên; nên phương pháp đổi khâu dẫn không dùng được với cơ cấu này.

4. Phương pháp đổi giá

Nếu chọn khâu 1 làm giá và khâu 2 làm khâu dẫn giả, cơ cấu gồm hai nhóm (3, 4), (5, 6) và khâu dẫn 2; hạng cơ cấu đã giảm xuống hạng 2. Vẽ họa đồ vận tốc giả (hình 2.33f) dễ dàng với vận tốc giả của khâu dẫn $v_{C_2} = 0,27 \text{ m/s}$ (bằng vận tốc tương đối $v_{C_2C_1}$ trong phương pháp điểm Axua) và tỷ lệ xích $\mu_v = 0,015 \text{ [m/mm.s]}$. Trên đó, có $v_E = v_{E_2} = v_{E_1}$ và $v_{E_{12}} = v_{E_{21}} = v_{E_1E_2}$.

Nhưng theo đầu bài $v_{E_{12}} = 0$ nên $v_{E_{21}} = -v_{E_1E_2}$. Do $\overline{e_{12}e_s} = 18 \text{ mm}$, tính ra:

$$v_E = \overline{e_{12}e_s} \mu_v = 18 \cdot 0,015 = 0,27 \text{ m/s.}$$

Tương tự để tìm gia tốc (bạn đọc tự làm lấy).

Bài tập cho đáp số

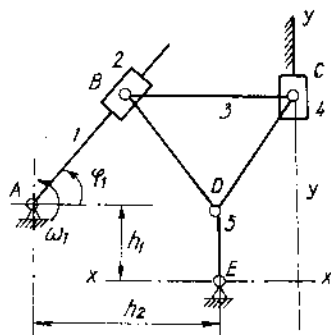
83. Xác định vận tốc góc của khâu BCD (hình 2.34), nếu vận tốc góc khâu dẫn $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1} = \text{const}$, và ở vị trí $\varphi_1 = 45^\circ$. Kích thước cơ cấu cho trước:

$$h_1 = 0,2 \text{ m}, h_2 = 0,48 \text{ m}, l_{BC} = l_{CD} = l_{BD} = 0,35 \text{ m}, l_{DE} = 0,2 \text{ m}, ED // yy \perp xx.$$

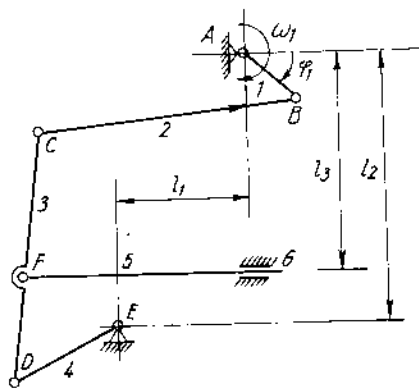
Tính bằng một phương pháp và nghiệm lại kết quả bằng phương pháp khác.

84. Tìm vận tốc của pittông 5 trong máy nén khí oxy (hình 2.35) khi tay quay AB quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$, ở vị trí $\varphi_1 = 45^\circ$. Kích thước của cơ cấu cho trước: $l_{AB} = 0,04 \text{ m}$, $l_{CD} = 0,31 \text{ m}$, $l_{DE} = 0,135 \text{ m}$, $l_{DE} = l_1 = 0,1 \text{ m}$, $l_{BC} = l_3 = 0,22 \text{ m}$, $l_2 = 0,3 \text{ m}$.

Tính bằng phương pháp điểm đặc biệt Axua và nghiệm lại kết quả bằng phương pháp đổi khâu dẫn.



Hình 2.34



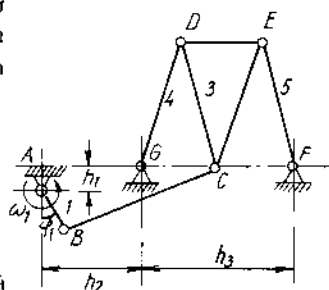
Hình 2.35

85. Vẽ quỹ đạo và tìm vận tốc của điểm C trên cơ cấu máy sàng (hình 2.36) khi khâu dẫn 1 quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$, ở vị trí $\varphi_1 = 30^\circ$. Kích thước các khâu của cơ cấu cho trước:

$$h_1 = 0,15 \text{ m}, h_2 = 0,25 \text{ m}, h_3 = 0,5 \text{ m},$$

$$l_{AB} = 0,2 \text{ m}, l_{BC} = 0,5 \text{ m}, l_{DG} = l_{EF} = 0,5 \text{ m},$$

$$l_{DE} = 0,24 \text{ m}, l_{DC} = l_{EC} = 0,5 \text{ m}.$$



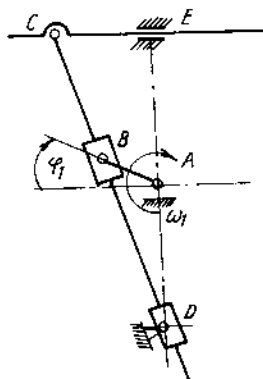
Hình 2.36

86. Tính vận tốc của đầu bào 5 trong cơ cấu máy bào (hình 2.37) khi khâu dẫn 1 quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$ tại vị trí $\varphi_1 = 30^\circ$, nếu cho trước kích thước các khâu của cơ cấu: $l_{AB} = 0,25 \text{ m}$, $l_{DC} = 0,98 \text{ m}$, $l_{AC} = 0,49 \text{ m}$.

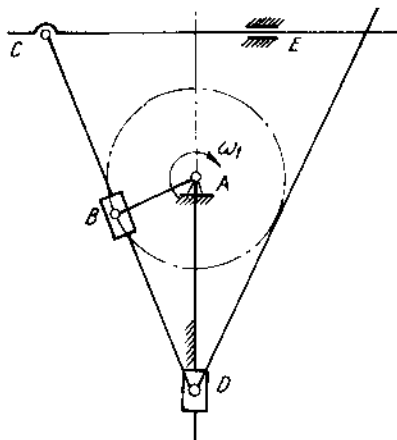
87. Tính vận tốc của đầu bào tại bốn vị trí đặc biệt của cơ cấu (hình 2.38): hai vị trí biên và hai vị trí tay quay, culit thẳng hàng; nếu cho trước kích thước các khâu:

$$l_{AB} = 0,20 \text{ m}, l_{DE} = 0,80 \text{ m} \text{ và khâu dẫn 1 quay đều với vận tốc góc } \omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}.$$

Tính bằng phương pháp điểm đặc biệt Axua và nghiệm lại kết quả bằng phương pháp đồ thị động học. Sau đó so sánh đồ thị động học của máy bào loại 3 này với đồ thị động học của máy bào loại 2 ở bài 58.



Hình 2.37



Hình 2.38

2.5. XÁC ĐỊNH VẬN TỐC VÀ GIA TỐC CỦA CƠ CẤU BẰNG PHƯƠNG PHÁP TÂM VẬN TỐC TỨC THỜI

Vấn đề cần chú ý

1. Tâm vận tốc tức thời P_{ij} trong chuyển động tương đối của khâu i đối với khâu j là điểm P_i (trên khâu i) có vận tốc tương đối đối với trùng điểm P_j (trên khâu j) bằng không. kí hiệu:

$$V_{iP_j} = 0,$$

nghĩa là tại thời điểm đang xét, vận tốc tuyệt đối của hai điểm đó phải bằng nhau:

$$\overline{V}_{P_i} = \overline{V}_{P_j},$$

và khi tính vận tốc có thể coi khâu i đang quay quanh tâm P_{ij} ; (vì thế, nhiều tài liệu còn gọi là tâm quay tức thời P_{ij} , nhưng chú ý rằng chỉ được gọi là tâm quay tức thời khi tính vận tốc [6]).

Từ đó, tính được $\overline{V}_{P_i}$ qua $\overline{V}_{P_j}$ cũng như ω_i qua $\omega_j, \dots$ (và suy ra quy luật chuyển động của cơ cấu):

2. Khi cơ cấu chuyển động, nói chung tâm vận tốc tức thời P_{ij} di chuyển trên một quỹ đạo - gọi là *tâm tích*, *vận tốc di chuyển tâm vận tốc tức thời* thường kí hiệu là $\overline{u}_{P_{ij}}$, thì gia tốc của tâm vận tốc tức thời được tính theo biểu thức:

$$\overline{a}_{P_{ij}} = \overline{u}_{P_{ij}} \wedge \omega_i \quad (\text{xem [13], [6]}).$$

trong đó $\overline{\omega}_i$ là vận tốc góc của khâu i quay quanh tâm vận tốc tức thời P_{ij} ; vì 2 vector $\overline{u}_{P_{ij}}$ và $\overline{\omega}_i$ thẳng góc với nhau nên giá trị của $\overline{a}_{P_{ij}}$ là $u_{P_{ij}} \cdot \omega_i$, còn chiều của $\overline{a}_{P_{ij}}$ là chiều của $\overline{u}_{P_{ij}}$ quay 90° ngược chiều $\overline{\omega}_i$ (theo phép tính ngoại tích 2 vector). Trong phạm vi giáo trình, ta chỉ nêu một vài thí dụ minh họa tham khảo và phân biệt *tâm quay tức thời P_{ij} khi tính vận tốc* và *tâm quay tức thời Q_{ij} khi tính gia tốc*.

3. Phạm vi ứng dụng của phương pháp tâm vận tốc tức thời là khá rộng, hiệu quả cho các cơ cấu có thể tìm được tâm vận tốc tức thời, cũng chính là các cơ cấu thường dùng (loại 2, loại 3, ... thuộc lớp Kennedy [6]).

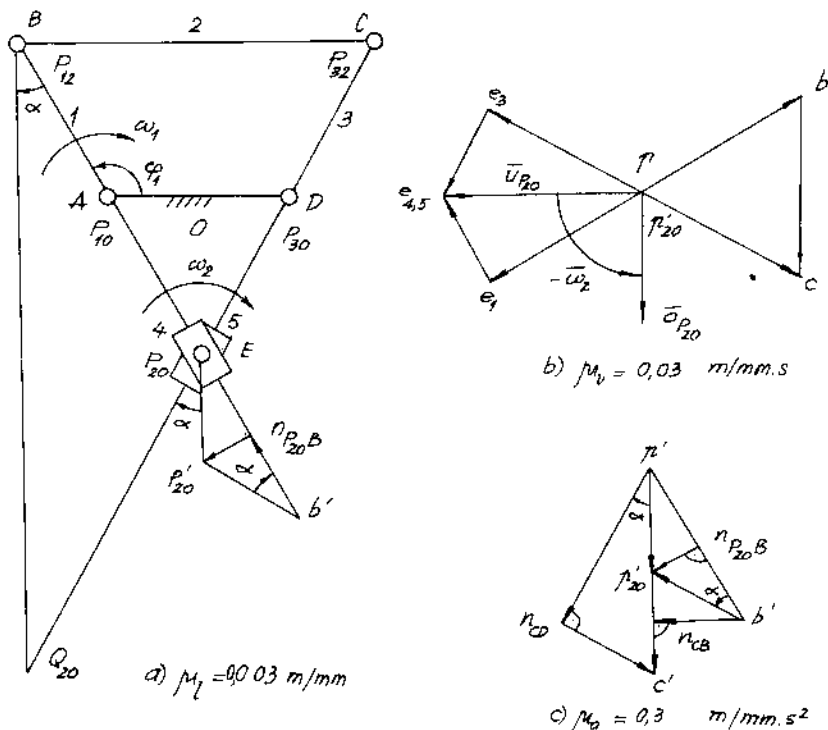
Bài tập giải sẵn

88. Bằng phương pháp tâm vận tốc tức thời tìm vận tốc các điểm; vận tốc góc, gia tốc góc các khâu trên cơ cấu bản lề bốn khâu (hình 2.39). khi tay quay AB quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$ ở vị trí $\varphi_1 = 120^\circ$ và kích thước các khâu là: $l_{AB} = l_{AD} = l_{CD} = l_{BC}/2 = 0,1 \text{ m}$ (BC và AD đang song song với nhau).

Nghiem lại kết quả bằng phương pháp họa đồ vectơ vận tốc và gia tốc. Nhận xét về 2 phương pháp?

Giải

1. Họa đồ cơ cấu được vẽ trên hình 2.39a với tỷ lệ $\mu_l = 0,003 \text{ m/mm}^1$.



Hình 2.39

2. Dùng định lý 3 tâm vận tốc tức thời (Kennedy), ta xác định được tâm vận tốc tức thời của khâu 2 đối với giá O: P_{20} , suy ra: $\vec{V}_B = \vec{V}_{P_{20}} = \vec{V}_{B_1}$ hay $\omega_2 \cdot \overline{BP}_{20} = \omega_1 \cdot \overline{BA}$, từ đó có $\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{\overline{BA}}{\overline{BP}_{20}} = \frac{\omega_1}{2}$ (theo chiều ω_1), và: $\vec{V}_C = \vec{V}_{P_{20}} = \vec{V}_{C_1}$ hay $\omega_2 \cdot \overline{CP}_{20} = \omega_1 \cdot \overline{CD}$, từ đó có $\omega_3 = \omega_2 \cdot \frac{\overline{CP}_{20}}{\overline{CD}} = 2\omega_2 = \omega_1$ (theo chiều ω_1). Thay giá trị $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$ vào được $\omega_2 = 5 \text{ s}^{-1}$, $\omega_3 = 10 \text{ s}^{-1}$ và với kích thước cho trước sẽ xác định được vận tốc một điểm bất kỳ trên cơ cấu.

3. Nghiệm lại bằng cách vẽ họa đồ vectơ vận tốc (hình 2.39b):

$$\vec{V}_B = \vec{V}_{CB} = \vec{V}_C, \text{ nhưng } l_{AB} = l_{CB} = l_{CB}/2, \text{ vậy } \omega_1 = \omega_3 = 2\omega_2 = 10 \text{ s}^{-1}$$

Kết quả là duy nhất

4. Để tìm gia tốc, dùng biểu thức xác định gia tốc của tâm vận tốc tức thời P_{20} :

$$\vec{a}_{P_{20}} = \vec{u}_{P_{20}} \wedge \vec{\omega}_2$$

trong đó:

- $\vec{\omega}_2$ là $\vec{\omega}_2$ đã xác định: $\omega_2 = \frac{\omega_1}{2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ s}^{-1}$ cùng chiều $\vec{\omega}_1$.

- $\vec{u}_{P_{20}}$ là vận tốc di chuyển tâm vận tốc tức thời, xác định được bằng cách lắp thêm một nhóm giá gồm 2 con trượt 4 và 5 nối với nhau bằng khớp E lắp trên 2 khâu 1 và 3 tại P_{20} với phương trình vectơ vận tốc:

$$\begin{array}{ccccc} \vec{u}_{P_{20}} = \vec{V}_{P_1} + \vec{V}_{E_4 P_1} & = & \vec{V}_{E_3} + \vec{V}_{E_5 P_3} \\ \text{đã biết} & // AB & \text{đã biết} & // CD \text{ (hình 2.39b)} \end{array}$$

từ đó suy ra:

$$u_{P_{20}} = \frac{V_{P_1}}{\cos 30^\circ} = \frac{2V_{B_1}}{\sqrt{3}} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 0,1}{\sqrt{3}} = 2 \frac{\sqrt{3}}{3} \text{ ms}^{-1}$$

Vậy giá trị gia tốc của tâm vận tốc tức thời P_{20} là:

$$a_{P_{20}} = 2 \frac{\sqrt{3}}{3} \cdot 5 = 10 \frac{\sqrt{3}}{3} \text{ ms}^{-2}$$

(vì 2 vectơ $\vec{u}_{P_{20}}$ và $\vec{\omega}_2$ thẳng góc với nhau) còn chiều là chiều của $\vec{u}_{P_{20}}$ quay đi 90° ngược chiều $\vec{\omega}_2$ (hình 2.39b).

5. Nghiệm lại kết quả gia tốc bằng cách vẽ hoa đồ vectơ gia tốc (hình 2.39c), sau khi tìm được gia tốc điểm C, suy ra gia tốc của tâm vận tốc tức thời P_{20} bằng đồng dạng thuận là:

$$a_{P_{20}} = a_{B_1} \frac{\sqrt{3}}{3} = 10^2 \cdot 0,1 \frac{\sqrt{3}}{3} = 10 \frac{\sqrt{3}}{3} \text{ ms}^{-2}$$

Có thể tìm gia tốc góc của khâu 2 từ đặc điểm của gia tốc là gia tốc toàn phần của 1 điểm lệch với bán kính 1 góc α , với:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\varepsilon_2}{\omega_2^2}$$

trong trường hợp bài toán $\alpha = 30^\circ$, $\omega_2 = 5 \text{ s}^{-1}$,

$$\text{Vậy: } \varepsilon_2 = \omega_2^2 \operatorname{tg} 30^\circ = 5^2 \frac{\sqrt{3}}{3} = 25 \frac{\sqrt{3}}{3} \text{ s}^{-2}$$

Từ hoa đồ gia tốc, nghiệm lại kết quả gia tốc tiếp tuyến $a_{C_0}^t$ hoặc $a_{P_{20}}^t$ (hình 2.39c).

Sau đó, tìm tâm gia tốc tức thời Q_{20} cũng nhờ đặc điểm trên: quay a_B và $a_{P_{20}}$ đi cùng 1 góc α , hai phương gia tốc đã quay đó là 2 phương bán kính xuất phát từ tâm gia tốc tức thời Q_{20} .

6. Trước hết, nhận xét rằng phương pháp phân tích động học cơ cấu phẳng nhờ tâm vận tốc tức thời P_{ij} khá ngắn gọn, cụ thể: người học, nghiên cứu nên tận dụng để tính hoặc nghiệm lại kết quả bằng phương pháp thứ hai.

Sau nữa, cần khẳng định khái niệm về tâm vận tốc tức thời P_{ij} và tâm gia tốc tức thời Q_{ij} : nếu dùng khái niệm tâm quay tức thời, phải nói rõ thêm là khi tính vận tốc hoặc gia tốc (hình 2.39a).

Cuối cùng, cũng cần phân biệt vận tốc của tâm vận tốc tức thời là $\vec{V}_{P_{20}} = 0$ và vận tốc di chuyển của tâm vận tốc tức thời $\vec{u}_{P_{20}} \neq 0$ (hình 2.39b).

89. Tìm vận tốc, gia tốc các điểm: vận tốc góc, gia tốc góc các khâu cơ cấu trên hình 2.40a khi tay quay AB quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$, ở vị trí $\varphi_1 = 30^\circ$ và kích thước các khâu là $l_{AC} = l_{BC} = l_{BD} = 0,1 \text{ m}$. Nghiệm lại kết quả bằng phương pháp đồ họa vectơ vận tốc, gia tốc.

Giải

1. Đây là tổ hợp của 2 cơ cấu: cơ cấu ABC và tay quay con trượt CBD; nên trước hết hãy xác định quan hệ vận tốc giữa hai khâu 1 và 3, rồi tiếp theo giữa hai khâu 3 và 5 ứng với các tâm vận tốc tức thời P_{31} , P_{34} , P_{53} và P_{54} (trong đó chú ý tới vị trí của tâm vận tốc tức thời giữa hai khâu nối với nhau bằng khớp tịnh tiến là ở xa vô cùng theo phương thẳng góc với phương tịnh tiến) được tìm theo định lý ba tâm vận tốc tức thời (Kennedy). Trong trường hợp của bài toán: $P_{31} \equiv D$; P_{34} là giao của khâu 3 và phương thẳng góc với AB kẻ qua A; P_{53} là giao của khâu 4 và phương thẳng góc với CD kẻ qua C; P_{54} là giao của khâu 3 và phương thẳng góc với CD kẻ qua D (hình 2.40a).

2. Theo tính chất của tâm vận tốc tức thời P_{31} , ta có:

$$\begin{aligned}\vec{V}_{P_{31}} &= \vec{V}_{P_1} \\ \omega_3 \cdot \overline{CP_{31}} &= \omega_1 \cdot \overline{AP_{31}}\end{aligned}$$

đấu bài cho $AD = 2AC$, hay $AP_{31} = 2CP_{31}$ (hình 2.40a).

Vậy: $\omega_3 = 2\omega_1 = 2 \cdot 10 = 20 \text{ s}^{-1}$ (cùng chiều ω_1); còn thấy rằng P_{31} luôn không đổi (bởi $AC = BC$) cho dù vị trí cơ cấu - giá trị φ_1 thay đổi, nên $\omega_1 = \text{const}$ thì $\omega_3 = \text{const}$.

Tương tự, với P_{53} : $V_{P_{53}} = \vec{V}_{P_3} = \vec{V}_D$ vì khâu 5 tịnh tiến, và tại thời điểm xét: $CP_{53} = l_{BC} \cdot \sqrt{3}$ (hình 2.40a), nên:

$$V_{B_{2,3,4}} = 2V_{B_1} \cdot \frac{\sqrt{3}}{3} = 2 \text{ ms}^{-1};$$

$\omega_3 = \omega_4$ (vì cùng giá trị vận tốc dài, cùng giá trị bán kính) $\frac{2}{0.1} = 20 \text{ s}^{-1}$ (nhưng ngược chiều);

$$V_D = 2V_{B_1} = 2\sqrt{3} \text{ ms}^{-1} \text{ (theo chiều từ C tới D)}$$

Chú ý rằng phương pháp hoa đồ vectơ chỉ cho biết kết quả động học tại 1 vị trí của cơ cấu; nếu muốn biết quy luật chuyển động của cơ cấu, phải xét nhiều vị trí trong một chu kỳ chuyển động mới kết luận được $\omega_3 = 2\omega_1 = \text{const.}$ còn $\omega_4 = \omega_3$ chỉ tại thời điểm đang xét (bạn đọc có thể vẽ thêm một, hai vị trí nữa để chứng tỏ nhận xét này). Vậy kết quả hai phương pháp là duy nhất.

Để thuận lợi cho việc nghiệm lại kết quả gia tốc, ta lắp thêm nhóm giá gồm hai con trượt 6 và 7 nối với nhau bằng khớp quay E trên hai khâu 1 và 3 tại P_{20} để tính vận tốc di chuyển của tâm vận tốc tức thời P_{20} từ phương trình:

$$\vec{u}_{P_{20}} = \vec{V}_{E_1} + \vec{V}_{E_6/E_1} = \vec{V}_{E_3} + \vec{V}_{E_7/E_3} \text{ (hình 2.40a và b),}$$

từ đó suy ra: $u_{P_{20}} = V_{B_{2,3,4}}$ (nhưng ngược chiều) $= 2 \text{ ms}^{-1}$.

4. Để tìm gia tốc, dùng biểu thức xác định gia tốc của tâm vận tốc tức thời P_{20} :

$$\vec{a}_{P_{20}} = \ddot{u}_{P_{20}} \wedge \vec{\omega}_{20} \text{ (hình 2.40b),}$$

trong đó: $\vec{\omega}_{20} = \vec{\omega}_2 (= \vec{\omega}_1)$ và $\ddot{u}_{P_{20}}$ đã xác định ở trên; thay vào có: $a_{P_{20}} = 2 \cdot 10 = 20 \text{ ms}^{-2}$ chiều của $\vec{a}_{P_{20}}$ là chiều của $\vec{u}_{P_{20}}$ quay 90° ngược chiều $\vec{\omega}_2$ (hình 2.40b). Từ đó suy ra gia tốc điểm B_2 (B_3, B_4):

$$\vec{a}_{B_{2,3,4}} = 2 \vec{a}_{P_{20}}$$

(Bạn đọc tự suy ra gia tốc D với cách làm tương tự).

Ngoài ra từ kết quả về ω , còn suy ra: $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon_4 = 0$ (cũng cần nhắc lại rằng $\varepsilon_4 = 0$ chỉ tại thời điểm đang xét).

5. Nghiệm lại kết quả trên bằng cách vẽ hoa đồ vectơ gia tốc (hình 2.40c) với chú ý về kích thước và góc độ các khâu tương đối đặc biệt của bài toán, dẫn tới:

$$a_{B_1} = \omega_1^2 l_{AB} = 10^2 \cdot 0.1 \sqrt{3} = 10 \sqrt{3} \text{ ms}^{-2},$$

$$a_{B_2/B_1}^K = 2 \omega_1 \cdot V_{B_2/B_1} = 2 \omega_1 \frac{V_{B_1}}{\sqrt{3}} \text{ (hình 2.40b)} = 2 a_{B_1} \frac{\sqrt{3}}{3}, \text{ và}$$

$$a_{B_3}^n = (\omega_3)^2 l_{B_3} = (2\omega_1)^2 \cdot l_{AB} \frac{\sqrt{3}}{3} \text{ (hình 2.40a)} = \frac{4}{3} a_{B_1} \sqrt{3}.$$

(tương tự có $a'_{ix} = \frac{4}{3} a_{B1} \sqrt{3}$), vì $a'_{ix} = 0$ nên $\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon_1 = 0$;

Cách vẽ được thể hiện trên hình 2.40c: còn $\vec{a}'_{ix} = \frac{1}{2} \vec{a}_{ik}$.

Mọi kết quả hoàn toàn phù hợp

90. Cho lược đồ cơ cấu máy sàng trên hình 2.41a, hãy:

1. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu.
2. Tìm tất cả các tâm vận tốc tức thời trong chuyển động tương đối giữa các khâu trong cơ cấu.
3. Cho ω_1 , kích thước các khâu; xác định vận tốc góc các khâu.
4. Vẽ định tính hoạ đồ vectơ vận tốc của cơ cấu, rồi suy ra vận tốc di chuyển tâm vận tốc tức thời $\vec{u}_{P_{31}}$, gia tốc tâm vận tốc tức thời $\vec{a}_{P_{31}}$ trên hoạ đồ.
5. Nêu một số nhận xét hữu ích về cách giải bài toán.

Giải

1. Cơ cấu máy sàng trên hình 2.41a là cơ cấu phẳng với số khâu động $n = 5$, số khớp thấp loại 5, $p_5 = 7$, bậc tự do của cơ cấu là:

$$W = 3n - 2p_5 = 3.5 - 2.7 = 1$$

bao gồm khâu dẫn 1 và nhóm loại 3 bốn khâu sáu khớp: 2,3,4,5. Cơ cấu thuộc loại 3.

2. Nếu kể cả giá, cơ cấu gồm $m = n + 1$ khâu, thì số tâm vận tốc tức thời là số tổ hợp k của m khâu chập 2, nghĩa là:

$$k = C_m^2 = \frac{m!}{2!(m-2)!} = \frac{m(m-1)}{2} \quad (\text{hoặc } k = \frac{n(n+1)}{2})$$

theo đầu bài $m = 6$, vậy tổng số tâm vận tốc tức thời là:

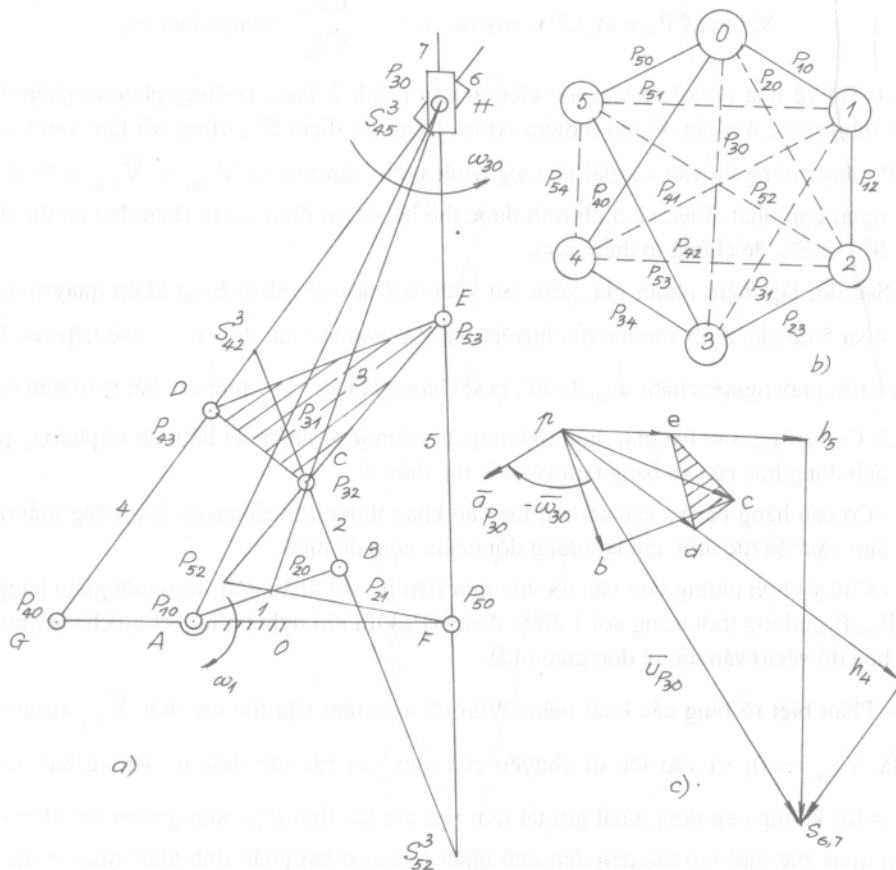
$$k = \frac{6(6-1)}{1.2} = 15,$$

trong các tâm vận tốc tức thời đó, những khâu liền kề dễ thấy ngay là tâm khớp quay, hoặc trên phương thẳng góc với phương tịnh tiến của khớp tịnh tiến; còn các khâu cách xa nhau thì phải nhờ định lý ba tâm vận tốc tức thời (Kennedy). Thuận tiện nhất là dùng đa giác ảnh tâm vận tốc tức thời mà:

- Số đỉnh là số ký hiệu (tên) khâu.

- Số cạnh hoặc đường chéo nét liền là số tâm vận tốc tức thời giữa 2 khâu liền kề dễ thấy, nét đứt là số tâm vận tốc tức thời khó thấy hơn (hình 2.41b) tìm được bằng cách vẽ cạnh chung của 2 tam giác - chính là tâm vận tốc tức thời phải tìm (thí dụ: P_{30}), còn 4 cạnh đã biết là 4 tâm vận tốc tức thời (thí dụ: P_{53} , P_{50} và P_{43} , P_{40}).

Trên hình 2.41a, P_{30} là giao của P_{53} , P_{50} và P_{43} , P_{40} (cũng chính là điểm Axua S^3_{45} khi vẽ hoạ đồ vận tốc cơ cấu loại 3). Toàn bộ 15 tâm vận tốc tức thời thể hiện trên đa giác ảnh tâm vận tốc tức thời hình 2.41b, còn trên cơ cấu hình 2.41a mới xác định 11 tâm vận tốc tức thời, 4 tâm vận tốc tức thời còn lại P_{41} , P_{42} , P_{51} , P_{54} bạn đọc tự tìm lấy.



Hình 2.41

Từ một số tâm vận tốc tức thời trên đã tìm (hình 2.41a):

$$- P_{31} \text{ và } P_{30}: \overline{V_{P_{31}}} = \overline{V_{P_1}}, \omega_3 \cdot \overline{P_{31}P_{30}} = \omega_1 \cdot \overline{P_{31}A} \text{ suy ra } \omega_3 = \omega_1 \cdot \frac{\overline{P_{31}A}}{\overline{P_{31}P_{30}}} \text{ (ngược chiều}$$

ω_1 cho trước),

- và vận tốc các điểm khác cũng như vận tốc góc các khâu khác:

$$V_D = \omega_1 DP_{30} = \omega_2 DG, \text{ suy ra: } \omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{DP_{30}}{DG} \quad (\text{cùng chiều } \omega_1),$$

$$V_E = \omega_1 EP_{30} = \omega_3 EF, \text{ suy ra: } \omega_3 = \omega_1 \cdot \frac{EP_{30}}{EF} \quad (\text{cùng chiều } \omega_1),$$

$$V_C = \omega_3 CP_{30} = \omega_2 CP_{20}, \text{ suy ra: } \omega_2 = \omega_3 \cdot \frac{CP_{30}}{CP_{20}} \quad (\text{cùng chiều } \omega_1)$$

4. Để vẽ hoạ đồ vectơ vận tốc của cơ cấu (hình 2.41c), ta dùng phương pháp điểm Axua (như tiết 2.4 trang 47, có 3 điểm Axua, trong đó điểm S_{34}^* trùng với tâm vận tốc tức thời P_{30} , được dùng để viết và giải phương trình vectơ vận tốc, vì $\vec{V}_{S_{34}} = \vec{V}_{P_{30}} = 0$ sẽ đơn giản, ngắn gọn nhất. Việc vẽ định tính được thể hiện trên hình 2.41c (bạn đọc có thể dùng điểm S_{42}^* và S_{13}^* để chứng tỏ điều này).

Sau đó, lắp thêm nhóm giả, gồm hai khâu 6,7 nối với nhau bằng khớp quay trên hai khâu 4 và 5 để xác định vận tốc di chuyển của tâm vận tốc tức thời $\vec{u}_{P_{30}}$ (vẽ tiếp vào hình 2.41c), rồi quay ngược chiều $\vec{\omega}_{30}$ đi 90° , ta sẽ được gia tốc $\vec{a}_{P_{30}}$ như các bài toán trên đây.

5. Cuối cùng, sau bài giải định tính này, ta có một số nhận xét hữu ích về phương pháp phân tích động học cơ cấu bằng tâm vận tốc tức thời:

- Cơ cấu hạng ba (và các cơ cấu lớp cao khác thuộc lớp Kennedy [6]) cũng giải được bằng tâm vận tốc tức thời, mà lại tương đối ngắn, gọn, dễ hiểu.

- Chú ý chọn những tâm vận tốc tức thời liên hệ với khâu dẫn và giá để giảm hạng cơ cấu (P_{30}, P_{20}), đồng thời trùng với 1 điểm Axua (P_{30}) thì khi nghiệm lại kết quả bằng phương pháp hoạ đồ vectơ vận tốc sẽ đơn giản nhất.

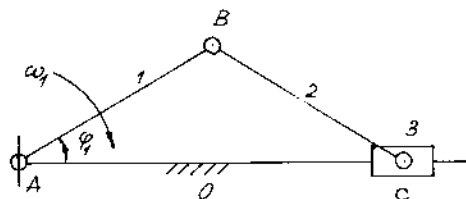
- Phân biệt rõ ràng các khái niệm: Vận tốc của tâm vận tốc tức thời $\vec{V}_{P_{ij}}$ (trong bài này là $\vec{V}_{P_{30}} = 0$) và vận tốc di chuyển của tâm vận tốc tức thời $\vec{u}_{ij}$ (trong bài này là $\vec{u}_{P_{30}} \neq 0$); không nên đồng nhất gọi tắt tâm vận tốc tức thời (P_{ij}), tâm gia tốc tức thời (Q_{ij}) là tâm quay tức thời (có thể dẫn đến ngộ nhận, nhầm ở hai phần tính khác nhau trong bài toán phân tích động học cơ cấu).

Bài tập cho đáp số

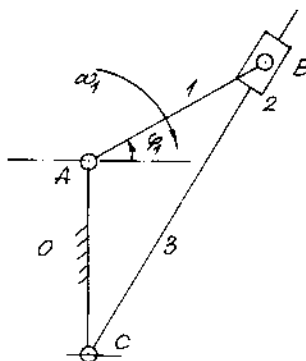
91. Cho cơ cấu tay quay con trượt chính tâm (hình 2.42) có kích thước $l_{AB} = l_{BC} = 0,1 \text{ m}$; khâu dẫn 1 quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$, ở vị trí $\varphi_1 = 30^\circ$. Hãy tính vận tốc và gia tốc của điểm C, của tâm vận tốc tức thời P_{20} và vận tốc góc, gia tốc góc của khâu 2. Tìm tâm gia tốc Q_{20} của khâu 2. Giải bài toán bằng phương pháp tâm vận tốc tức thời và nghiệm lại bằng hoạ đồ vectơ.

92: Cho cơ cấu culit (hình 2.43) có kích thước $l_{AB} = l_{AC} = 0,1 \text{ m}$; khâu dẫn 1 quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$, ở vị trí $\varphi_1 = 30^\circ$. Hãy tính vận tốc, gia tốc của điểm B_3 , và gia tốc

của tâm vận tốc tức thời P_{21} , bằng phương pháp tâm vận tốc tức thời và nghiệm lại bằng hoạ đồ vectơ, sau đó tìm tâm gia tốc tức thời Q_{21} và thử suy đoán quỹ đạo của P_{21} và Q_{21} .



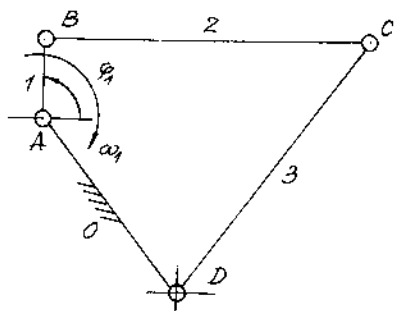
Hình 2.42



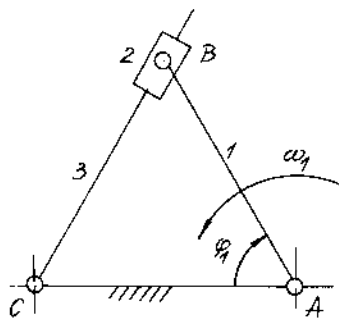
Hình 2.43

93. Cho cơ cấu bản lề 4 khâu hình 2.44 có kích thước $l_{AB} = \frac{l_{BC}}{4} = \frac{l_{CD}}{4} = 0.1$ m; khâu dẫn 1 quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$ tại vị trí $\varphi_1 = 90^\circ$, BC nằm ngang, CD nghiêng 45° . Hãy tìm tất cả các tâm vận tốc tức thời của cơ cấu qua đa giác ảnh tâm vận tốc tức thời và vẽ vào cơ cấu. Nhận xét về sự tương ứng của vị trí các tâm vận tốc tức thời với đa giác ảnh tâm vận tốc tức thời và định lý ba tâm vận tốc tức thời (Kennedy). Tính ω_2 và nghiệm lại kết quả bằng hoạ đồ vectơ.

94. Cho cơ cấu culit hình 2.45 có kích thước $l_{AB} = l_{AC} = 0.1$ m; khâu dẫn 1 quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$, ở vị trí $\varphi_1 = 60^\circ$. Tìm vị trí các tâm vận tốc tức thời trên cơ cấu qua đa giác ảnh của tâm vận tốc tức thời. Xác định ω_2 bằng cả hai tâm vận tốc tức thời P_{21} và P_{31} , từ đó suy ra quy luật chuyển động của cơ cấu, và nghiệm lại kết quả bằng cách vẽ hoạ đồ vận tốc và gia tốc. Cuối cùng, xác định điểm K3 thuộc khâu 3, biết $\vec{V}_{K3} = \vec{V}_{P_{31}}$.



Hình 2.44



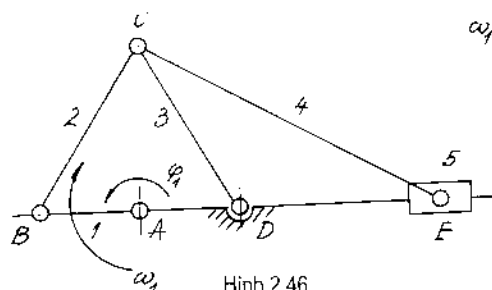
Hình 2.45

95. Cho cơ cấu hình 2.46 có kích thước $l_{AB} = l_{AD} = \frac{l_{BC}}{2} = \frac{l_{CD}}{2} = 0.1 \text{ m}$; $l_C = 0.1\sqrt{3} \text{ m}$. Hãy

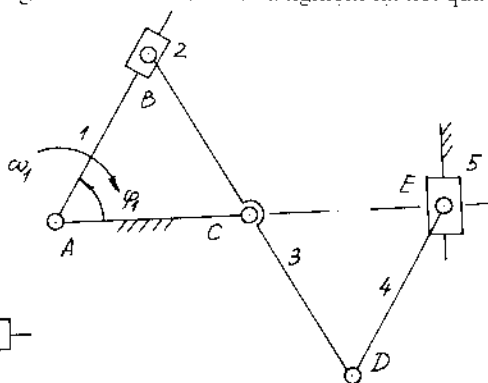
xác định các tâm vận tốc tức thời trên cơ cấu qua đa giác ảnh tâm vận tốc tức thời, sau đó tính vận tốc góc các khâu và vận tốc điểm E, nếu khâu dẫn 1 quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$, tại vị trí $\varphi_1 = 180^\circ$. Nghiệm lại kết quả bằng hoạ đồ vectơ vận tốc.

96. Cho cơ cấu hình 2.47 có kích thước $l_{AC} = l_{BC} = l_{CD} = l_{DE} = 0.1 \text{ m}$; khâu dẫn 1 quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$, ở vị trí $\varphi_1 = 60^\circ$ và ACE thẳng hàng, trục giao với phương tịnh tiến của con trượt 5.

1. Tìm các tâm vận tốc tức thời giữa 2 khâu trong cơ cấu.
2. Từ đó suy ra các vận tốc góc các khâu, vận tốc con trượt 5 và nghiệm lại kết quả bằng hoạ đồ vectơ vận tốc.
3. Vẽ hoạ đồ vectơ gia tốc, tính gia tốc góc khâu 3 và khâu 4 và nghiệm lại kết quả gia tốc góc khâu 3.



Hình 2.46



Hình 2.47

Chương 3

PHÂN TÍCH LỰC TRÊN CƠ CẤU PHẪNG

3.1. TÍNH LỰC QUÁN TRÍNH TRÊN CƠ CẤU

Vấn đề cần chú ý

1. Trong trường hợp tổng quát, lực quán tính của các chất điểm trên một khâu được thay thế bằng một lực và một mômen lực quán tính:

$$\mathbf{P}_q = -m \cdot \mathbf{a}_S \quad [N] \text{ đặt tại trọng tâm } S.$$

$$\mathbf{M}_q = -J_S \epsilon \quad [N.m]$$

trong đó:

- m [kg], J_S [$kg.m^2$] là khối lượng của khâu tập trung ở trọng tâm S và mômen quán tính chính tâm của khối lượng khâu thể hiện cấu tạo của khâu. Hai đại lượng này thường cho trước;
- $\mathbf{a}_S$ và ϵ là gia tốc của trọng tâm S và gia tốc góc của khâu thể hiện đặc điểm chuyển động của khâu, xác định được qua việc phân tích động học. Dấu "-" biểu thị lực quán tính và mômen của lực quán tính ngược chiều với gia tốc tương ứng.

Nhưng mặt khác có thể thay thế hệ lực và mômen trên thành một lực:

$$\mathbf{P}_q = -m \cdot \mathbf{a}_S \text{ đặt cách trọng tâm một khoảng:}$$

$$h = \frac{M_q}{P_q} \quad [m].$$

Khoảng cách này hay nói cách khác là điểm đặt của lực quán tính phụ thuộc vào đặc điểm chuyển động cụ thể của từng khâu và có thể xác định được nhờ việc phân tích gia tốc $\mathbf{a}_S$. Cho nên thực chất của việc tính lực quán tính là xác định điểm đặt của lực quán tính trong từng trường hợp cụ thể.

2. Nhờ việc xác định lực quán tính, có thể tính áp lực khớp động, có thể hạn chế mặt hại của nó (như cân bằng máy) và lợi dụng mặt tốt của nó (như máy sàng, máy đầm rung...).

Bài tập giải sẵn

97. Dao tuốt có khối lượng 2 kg gắn trên tang quay máy tuốt lúa, trọng tâm S của dao cách tâm quay của tang một khoảng $r_s = 0,2 \text{ m}$. Tang quay đều với $n = 1000 \text{ vg/ph}$. Hãy tính lực văng của dao và lực tác động vào ổ trục của tang quay. Làm thế nào để triệt tiêu lực tác động tại ổ.

Giải.

Vì tang quay đều ($\varepsilon = 0$) nên không có mômen của lực quán tính, chỉ có lực quán tính ly tâm làm văng dao và tác động vào ổ, có trị số:

$$P_q = m \cdot a_s = m \cdot \omega^2 r_s = m \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 r_s,$$

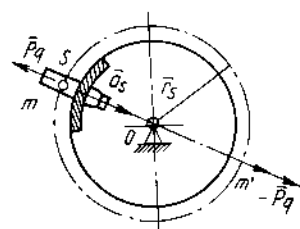
trong đó:

m - khối lượng của dao (kg),

n - tốc độ quay của tang cũng là của dao (vg/ph),

r_s - khoảng cách từ trọng tâm dao đến tâm quay (m).

$$P_q = 2 \left(\frac{3,14 \cdot 1000}{30} \right)^2 \cdot 0,2 = 4360 \text{ N}.$$



Hình 3.1

Muốn triệt tiêu lực tác động tại ổ có thể gắn hai dao đối xứng qua tâm quay. Tất nhiên lực văng trên hai dao đối xứng ấy vẫn tồn tại, nên biện pháp cố định dao trên tang cần phải chắc chắn (hình 3.1).

98. Tính lực quán tính lớn nhất của khâu 3 trong bài 71, biết khối lượng khâu 3 là $m_3 = 1kg$.

Giải.

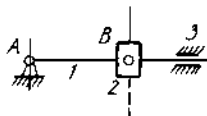
Như đã tính ở bài 71, khâu 3 chuyển động tịnh tiến với gia tốc:

$$a_{B_3} = \omega_1^2 \cdot l_{AB} \cos \varphi_1$$

nên a_{B_3} lớn nhất khi $\varphi_1 = 0^\circ$ hoặc 180° , tức là ở vị trí biên của cơ cấu (hình 3.2), tại đó:

$$P_q = -m \cdot a_{B_3} = -m \cdot a_{B_3} \cos \varphi_1$$

$$P_q = m \cdot \omega_1^2 \cdot l_{AB} \cos 0^\circ = 1 \cdot 10^2 \cdot 0,1 \cdot 1 = 10 \text{ N},$$



Hình 3.2

hướng ngược chiều với a_{B_3} (hay a_{B_1}), tức là nằm ngang và hướng từ trái sang phải.

99. Xác định lực quán tính trên cơ cấu máy bào ngang trong bài 58 ứng với vận tốc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$. Biết khối lượng đầu bào $m_5 = 50 \text{ kg}$, khối lượng thanh truyền $m_4 = 5 \text{ kg}$, khối lượng culit $m_3 = 20 \text{ kg}$ và những mômen quán tính: $J_{S_4} = 0,03 \text{ kg} \cdot m^2$; $J_{S_3} = 0,2 \text{ kg} \cdot m^2$. Các trọng tâm ở giữa khâu tương ứng.

Giải.

Trên cơ cấu máy bào ngang bài 58 (hình 2.12) cần phải tính lực quán tính của ba khâu: đầu bào 5, thanh truyền 4 và culit 3, dựa vào khối lượng, mômen quán tính đã cho và kết quả của bài toán gia tốc (đo trên hoạ đồ gia tốc hình 2.12c) những đoạn biểu thị gia tốc cần tính và suy ra:

$$a_E = a_{S_5} = \overline{p'e'} \cdot \mu_a = 22 \cdot 0,125 = 2,75 \text{ m/s}^2$$

khâu 5 chuyển động tịnh tiến.

$$a_{S_4} = \overline{p's_4} \cdot \mu_a = 30 \cdot 0,125 = 3,75 \text{ m/s}^2$$

$$a_{S_1} = \overline{p's_1} \cdot \mu_a = 24 \cdot 0,125 = 3,00 \text{ m/s}^2$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a'_{S_3C}}{l_{S_3C}} = \frac{\overline{n_{B_3C}S'_3} \cdot \mu_a}{S_3C \cdot \mu_1} = \frac{8 \cdot 0,125}{80 \cdot 0,005} = 2,5 \text{ s}^{-2}.$$

Tương tự có:

$$\varepsilon_4 = 1,25 \text{ s}^{-2}$$

Các lực quán tính của 3 khâu ấy được tính như sau:

$$P_{q_5} = -m_5 a_{S_5} = -m_5 a_E = -50 \cdot 2,75 = -137,5 \text{ N}$$

$$P_{q_4} = -m_4 a_{S_4} = -5 \cdot 3,75 = -18,62 \text{ N}$$

$$P_{q_1} = -m_1 a_{S_1} = -20 \cdot 3 = 60 \text{ N}.$$

Dấu "-" chứng tỏ các lực quán tính ngược chiều với các gia tốc tương ứng đã xác định. Vấn đề còn lại là xác định điểm đặt của các lực quán tính ấy.

1. Điểm đặt lực quán tính của khâu 5 ở trên phương tịnh tiến của đầu bào.

2. Điểm đặt lực quán tính của khâu 3: Vì khâu 3 chuyển động quay không đều quanh một điểm cố định không đi qua trọng tâm nên điểm đặt của lực quán tính có thể xác định bằng cách hợp lực quán tính đặt tại trọng tâm:

$$P_{q_3} = -m_3 a_{S_3} = -60 \text{ N}$$

và mômen của lực quán tính:

$$M_{q_3} = -J_{S_3} \varepsilon = -0,2 \cdot 2,5 = -0,5 \text{ Nm}$$

thành một lực quán tính đặt tại tâm dao động K_C (đối diện với C đối với S_3) cách S_3 một khoảng:

$$l_{SK} = \frac{J_{S_3}}{m \cdot l_{CS_3}} = \frac{0,2}{20 \cdot 0,4} = 0,025 \text{ m}.$$

hay phương của lực quán tính đặt tại K_C cách S_3 một đoạn h_3 sao cho:

$$h_3 = \frac{M_{q_3}}{P_{q_3}} = \frac{0,5}{60} = 0,008 \text{ m}.$$

3. Điểm đặt lực quán tính của khâu 4: Vì khâu 4 chuyển động song phẳng, nên tuy việc phân tích gia tốc trọng tâm S_4 theo điểm nào mà có các cách xác định điểm đặt tương ứng, nhưng kết quả về phương tác dụng của lực quán tính là duy nhất.

a. Nếu phân tích gia tốc điểm S_4 theo điểm D:

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_{S_4} &= \mathbf{a}_D + \mathbf{a}_{S_4D} \\ -m_4 \mathbf{a}_{S_4} &= -m_4 \mathbf{a}_D - m_4 \mathbf{a}_{S_4D} \end{aligned}$$

tức là lực quán tính tổng hợp $\mathbf{P}_q = -m_4 \mathbf{a}_{S_4}$ (đã biết trị số và phương chiều) là tổng vectơ của lực quán tính trong chuyển động theo điểm D: $\mathbf{P}_{qD} = -m_4 \mathbf{a}_D$ đặt tại S_4 (vì chuyển động của S_4 theo D là chuyển động tịnh tiến, cũng đã biết phương chiều và trị số) và lực quán tính trong chuyển động tương đối của S_4 quay quanh D: $\mathbf{P}_{q\omega} = -m_4 \mathbf{a}_{S_4D}$ (nói chung và trường hợp này là quay không đều nên việc xác định giống như mục 2, nghĩa là lực $\mathbf{P}_{q\omega}$ đặt tại K_1 - hình 2.12a). Điểm đồng quy T_D của hai lực quán tính thành phần này chính là điểm đặt lực quán tính tổng hợp $\mathbf{P}_{q\omega}$ cần tìm, gọi là tâm quán tính.

Có thể không cần xác định cụ thể những lực quán tính thành phần vì trị số và chiều lực quán tính tổng hợp đã biết, chỉ cần từ S kẻ song song với phương gia tốc $\mathbf{a}_D$ và từ K_D kẻ song song với phương gia tốc $\mathbf{a}_{S_4D}$, giao điểm của hai phương này chính là T_D , tại T_D kẻ phương song song với $\mathbf{a}_{S_4}$ và trên đó đặt $\mathbf{P}_{q\omega}$ ngược chiều $\mathbf{a}_{S_4}$.

b. Nếu phân tích gia tốc điểm S_4 theo điểm E

$$\mathbf{a}_{S_4} = \mathbf{a}_E + \mathbf{a}_{S_4E}$$

thì việc làm cũng tương tự như phần a) và sẽ được K_E, T_E .

c. Nếu phân tích gia tốc điểm S_4 theo điểm P (tâm gia tốc của khâu 4: $\mathbf{a}_{P\omega} = 0$)

$$\mathbf{a}_{S_4} = \mathbf{a}_P + \mathbf{a}_{S_4P}$$

thì việc làm tương tự như 2 vì lực quán tính trong chuyển động theo triệt tiêu, về phương diện tính lực quán tính có thể coi như khâu 4 quay không đều quanh điểm P ($\mathbf{a}_P = 0$). Nên việc làm cụ thể là tìm điểm P trên hoạ đồ cơ cấu (bằng cách vẽ tam giác DEP đồng dạng thuận với tam giác d'c'p' trên hoạ đồ gia tốc), nối PS_4 và tìm điểm K_P .

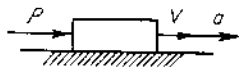
Tất nhiên các điểm T_D, K_P và T_E phải nằm trên một đường thẳng song song với phương gia tốc $\mathbf{a}_{S_4}$.

Việc làm cụ thể đã được trình bày ở bài 58a.

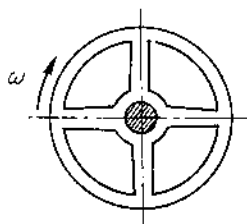
Bài tập cho đáp số

100. Một con trượt chuyển động nhanh dần với gia tốc $a = 10 \text{ m/s}^2$. Không kể tới ma sát trên mặt trượt, tính công suất ngoại lực P đẩy vật chuyển động khi vật có vận tốc 5 m/s . Biết khối lượng của con trượt là $m = 2 \text{ kg}$ (hình 3.3).

101. Hãy tính mômen của lực quán tính của bánh đà trong thời gian mở máy: Biết lúc bắt đầu mở máy vận tốc góc bằng 0 và sau 3 giây vận tốc tăng tỷ lệ với thời gian thì máy chuyển động bình ổn, với vận tốc góc trung bình $\omega = 21 \text{ s}^{-1}$; mômen quán tính của bánh đà là $J = 2 \text{ kg.m}^2$, trọng tâm bánh đà ở ngay trên trục quay (hình 3.4).

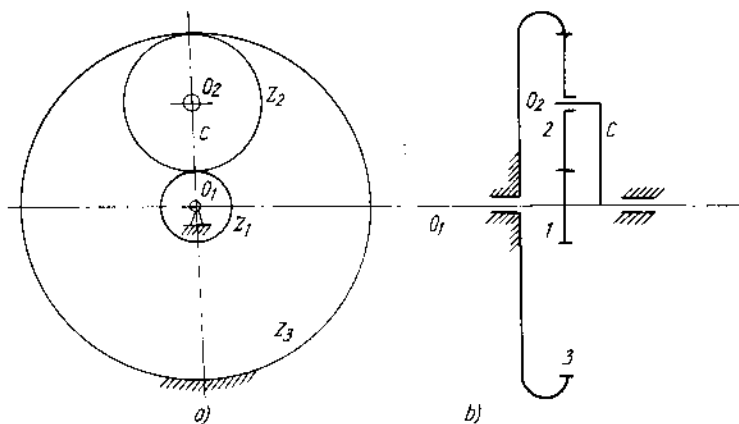


Hình 3.3



Hình 3.4

102. Tính áp lực động trên ổ của bánh răng vệ tinh 2 trên hình 3.5 (có khối lượng $m_2 = 0,5 \text{ kg}$ tập trung tại trọng tâm O_2), khi bánh răng 1 dẫn động quay đều với vận tốc $n_1 = 1440 \text{ vg/ph}$. Số răng của các bánh răng tiêu chuẩn tương ứng là $Z_1 = 20$, $Z_2 = 40$ và môđun $m = 5 \text{ mm}$. Muốn không có áp lực này thì kết cấu của hệ bánh răng nên như thế nào ?



Hình 3.5

103. Tính lực quán tính của các khâu trong cơ cấu máy sàng ở hình 2.10 nếu cho khối lượng của các khâu 4 và 5: $m_4 = 2 \text{ kg}$, $m_5 = 10 \text{ kg}$ và mômen quán tính của khâu 4: $J_{s_4} = 0,02 \text{ kg.m}^2$. Hãy xác định điểm đặt của lực quán tính khâu 4 bằng nhiều phương pháp.

104. Tính lực quán tính của các khâu trong cơ cấu tay quay con trượt tại vị trí $\varphi_1 = 45^\circ$ nếu khâu dẫn 1 quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 200 \text{ s}^{-1}$ (hình 3.6).

Kích thước các khâu là: $l_{AB} = 0,074 \text{ m}$, $l_{BC} = 0,2 \text{ m}$, $l_{AS_1} = 0,02 \text{ m}$, $l_{BS_2} = 0,06 \text{ m}$, $l_{CS_3} = 0$.

Khối lượng các khâu là: $m_1 = 10 \text{ kg}$, $m_2 = 0,5 \text{ kg}$, $m_3 = 0,4 \text{ kg}$.

Mômen quán tính: $J_{S_2} = 0,0018 \text{ kg.m}^2$

105. Tính lực quán tính của các khâu trong cơ cấu máy bào sọc ở hình 2.14a; nếu cho khối lượng và mômen quán tính của các khâu: $m_1 = 5 \text{ kg}$, $m_5 = 10 \text{ kg}$, $J_{S_1} = 0,01 \text{ kg.m}^2$ (trọng tâm S_3 xác định theo $l_{CS_3} = l_{AB}$).

106. Tính lực quán tính của các khâu trong cơ cấu máy bào ngang ở hình 2.32 nếu cho thêm khối lượng và mômen quán tính của các khâu $m_3 = 20 \text{ kg}$, $m_5 = 30 \text{ kg}$, $J_{S_1} = 0,125 \text{ kg.m}^2$ (trọng tâm S_3 ở giữa khâu).

3.2. TÍNH ÁP LỰC KHỚP ĐỘNG CỦA CƠ CẤU VÀ MÔMEN CÂN BẰNG TRÊN KHẤU DẪN

Vấn đề cần chú ý

1. Áp lực khớp động là nội lực tại các khớp động khi không kể đến lực ma sát (nếu kể cả ma sát thì gọi là phản lực khớp động). Vì thế phải tách khâu nọ ra khỏi khâu kia, mới xuất hiện áp lực khớp động biểu thị cho tác dụng lực tương hỗ giữa hai khâu tương ứng.

2. Mặt khác, tùy loại khớp động mà các yếu tố của áp lực khớp động (trị số, phương chiều, điểm đặt) đã biết nhiều hay ít và muốn xác định được các yếu tố chưa biết cần lập phương trình cân bằng lực (hoặc mômen). Việc tách ra số khâu và khớp phải phù hợp điều kiện tĩnh định, tức là phải tách ra những nhóm Axua mới đủ số phương trình để xác định số ẩn số - là số yếu tố của áp lực khớp động cần xác định.

3. Trong quá trình tính toán nên chú ý:

- Tính cho nhóm xa khâu dẫn trước.

- Viết và giải phương trình vectơ của hệ lực cân bằng nên đặt: các lực trên cùng khâu và hai thành phần của một lực liên tiếp nhau.

4. Cuối cùng được áp lực khớp động tại nhóm nối với khâu dẫn đại diện cho tất cả các lực ngoài khâu dẫn tác động vào khâu dẫn. Mômen cân bằng phải tính, cân bằng với mômen của áp lực khớp động này và các lực khác tác động trên khâu dẫn. Sau đó có cơ sở để tính áp lực khớp động giữa giá và khâu dẫn.

Có thể tính mômen cân bằng bằng nhiều phương pháp, thuận lợi hơn cả hai phương pháp sau:

- Từ việc tính áp lực khớp động (khi cân và đã tính áp lực khớp động của các nhóm).

- Từ việc tính công suất của tất cả các ngoại lực tác động trên cơ cấu.

5. Việc tính áp lực khớp động tạo cơ sở cho việc tính sức bền của khâu và khớp, việc tính ma sát và bôi trơn.... tiếp tục giải quyết bài toán động lực học máy.

Bài tập giải sẵn

107. Tính áp lực khớp động trên cơ cấu tay quay con trượt và mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 với kết quả phân tích động học và tính lực quán tính ở bài 104.

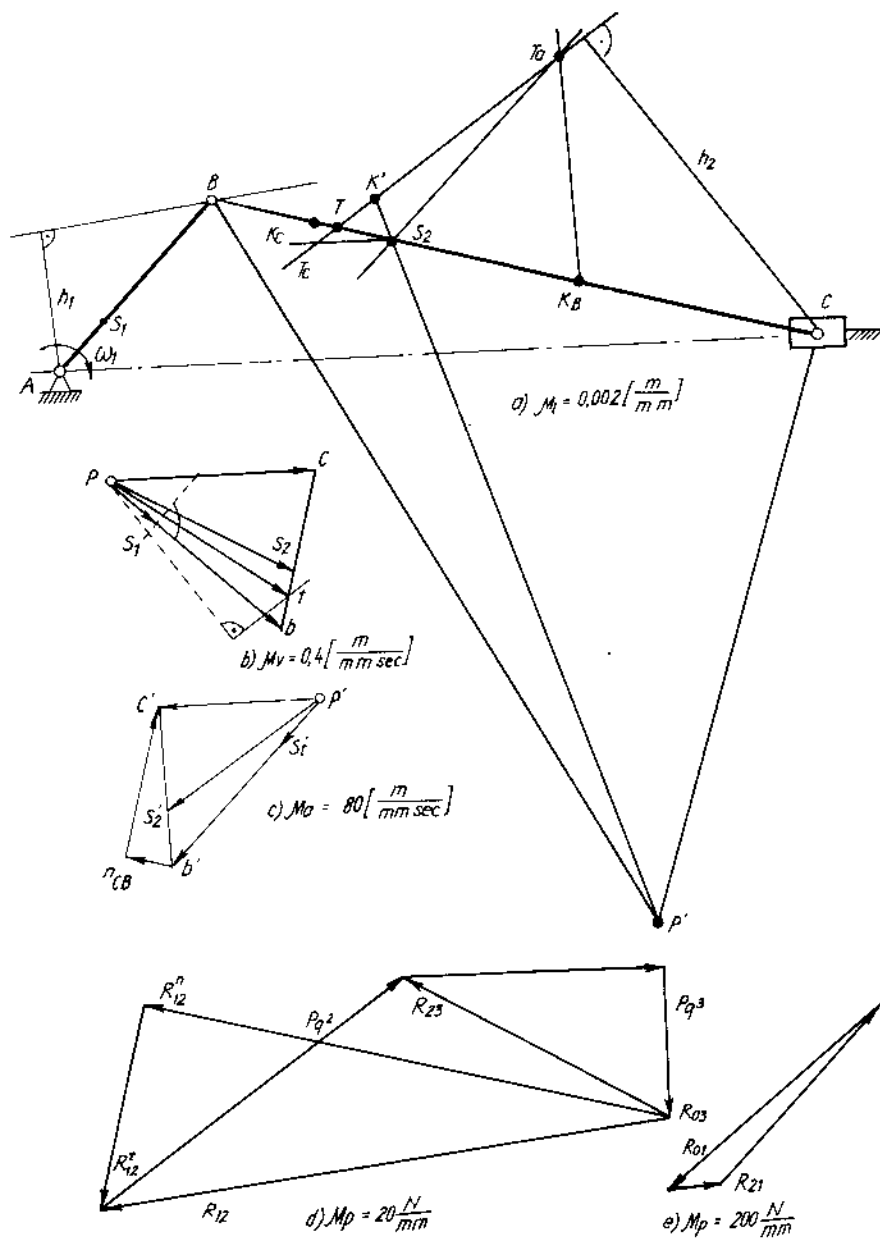
Giải.

1. Từ kết quả của bài 104 tính vận tốc, gia tốc, lực quán tính qua họa đồ cơ cấu với $\mu_a = 0,002 [m/mm]$; họa đồ vận tốc với $\mu_v = 0,4 [m/mm.s]$; họa đồ gia tốc với $\mu_a = 80 [m/mm.s^2]$ trên hình 3.6a, b và c. Các ngoại lực tác động trên cơ cấu gồm có trọng lượng và lực quán tính của các khâu.

$G_1 = 100 N$, $G_2 = 5 N$, $G_3 = 4 N$, những trọng lượng này quá nhỏ so với lực quán tính nên có thể bỏ qua.

$$P_{q1} = 8000 N, P_{q2} = 1240 N \text{ và } P_{q3} = 832 N.$$

Phải tính áp lực khớp động và mômen cân bằng dưới tác động của những ngoại lực này.



Hình 3.6

2. Trước hết tách nhóm tĩnh định gồm khâu 2 và 3, còn lại khâu dẫn 1. Thay thế lực tác động của khâu dẫn 1 với giá 0 vào nhóm bằng R_{12} (biết điểm đặt B nhưng chưa biết phương, chiều và trị số) và R_{03} (biết phương nhưng chưa biết điểm đặt và trị số).

Phương trình cân bằng lực của nhóm này:

$$R_{12} + P_{q2} + P_{q3} + R_{03} = 0,$$

trong đó R_{12} và R_{03} chưa biết; hãy tách riêng từng khâu sau khi phân tích $R_{12} = R'_{12} + R''_{12}$.

Cân bằng mômen trên khâu 2:

$$R'_{12} \cdot I_{BC} - P_{q2} \cdot h_2 = 0.$$

h_2 là khoảng cách từ P_{q2} đến điểm C.

$$R'_{12} = \frac{P_{q2} h_2}{I_{BC}} = \frac{1240 \cdot 55 \cdot 0,002}{0,2} = +682 \text{ N}.$$

Dấu "+" chứng tỏ chiều đặt của R'_{12} là đúng.

Cân bằng lực trên khâu 3:

$$R_{23} + R_{03} + P_{q3} = 0$$

Phương trình này chứng tỏ R_{23} , P_{q3} và R_{03} đồng quy, suy ra R_{03} đặt tại C.

Viết lại phương trình cân bằng lực của nhóm:

$$R''_{12} + R'_{12} + P_{q2} + P_{q3} + R_{03} = 0$$

Chỉ còn lại trị số của R''_{12} và R_{03} chưa biết, giải được bằng hoạ đồ vectơ hình 3.6d với $\mu_p = 20 \text{ N/mm}$. (Vẽ phương R''_{12} , trên đó lấy một điểm bất kỳ vẽ R'_{12} , P_{q2} , P_{q3} và phương R_{03} , sau đó vẽ R_{12} và R_{23} , đo và tính:

$$R_{12} = 93 \cdot 20 = 1860 \text{ N},$$

$$R_{23} = 50 \cdot 20 = 1000 \text{ N},$$

$$R_{03} = 25 \cdot 20 = 500 \text{ N}.$$

3. Để tính mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 bằng cách tính áp lực khớp động cần xác định R_{21} :

$$R_{21} = -R_{12}$$

và tính được mômen cân bằng trên khâu dẫn:

$$M_{cb} = -R_{21} \cdot h_1 = -1900 \cdot 23 \cdot 0,002 = -85,78 \text{ N.m},$$

h_1 là khoảng cách từ R_{21} đến A. Dấu "-" chứng tỏ M_{cb} ngược chiều với mômen của R_{21} đối với điểm A, tức là ngược chiều với ω_1 .

Khi tách khâu dẫn ra khỏi giá, phương trình cân bằng lực là:

$$R_{21} + P_{q1} + R_{01} = 0.$$

Giải phương trình này bằng hoạ đồ vectơ (hình 3.6e) với tỷ lệ xích $\mu_p = 200 \text{ N/mm}$ do R_{21} và P_{q1} đã xác định, nên đo và tính được:

$$R_{21} = 47,5 \cdot 200 = 9500 \text{ N}.$$

4. Có thể nghiệm lại kết quả tính M_{cb} bằng phương pháp công suất. Từ tâm hoạ đồ vận tốc kẻ phương các lực P_{q1} , P_{q2} , P_{q3} , rồi chiếu các vận tốc v_{S1} , v_T , v_C tương ứng trên phương lực tác dụng (hình 3.6b) sẽ tính được trị số công suất các lực này (chú ý rằng $P_{q1} \perp v_{S1}$ nên công suất bằng 0) bằng công suất của mômen cân bằng trên khâu dẫn:

$$M_{cb} = - \frac{\sum P_i h'_i \cdot \mu_v}{\omega_1}$$

với P_i là ngoại lực; h'_i là hình chiếu vận tốc của các điểm đặt lực tương ứng trên phương các lực này.

Từ đó suy ra:

$$M_{cb} = \frac{-1240 \cdot 12,5 \cdot 0,4 + 832 \cdot 33 \cdot 0,4}{200} = -85,56 \text{ Nm}.$$

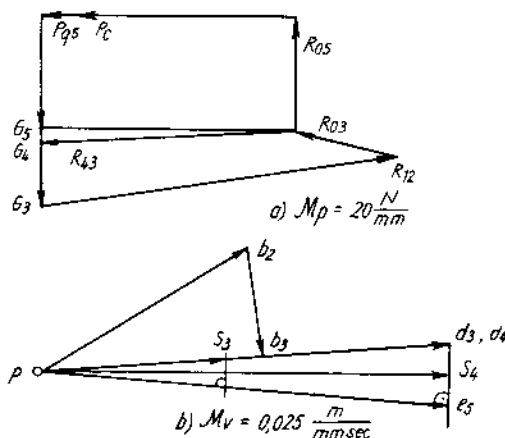
Dấu "-" chứng tỏ mômen cân bằng ngược chiều ω_1 .

Kết quả xấp xỉ, nhưng phương pháp này ngắn gọn và chính xác hơn vì ít qua các bước xác định trung gian.

108. Tính các áp lực khớp động và mômen cân bằng trên khâu dẫn I của cơ cấu máy bào ngang (hình 3.7) với các kết quả phân tích động học và tính lực quán tính ở bài 58 và bài 99, biết lực bào từ phôi tác động vào dao là $P_c = 1000 \text{ N}$ tại vị trí $x_p = 0,29 \text{ m}$.

Giải.

1. Từ kết quả của các bài 58 và 99, có các ngoại lực tác động trên cơ cấu là: trọng lượng các khâu: $G_5 = 500 \text{ N}$, $G_4 = 50 \text{ N}$, $G_3 = 200 \text{ N}$ đặt tại trọng tâm các khâu tương ứng: S_5 , (trên phương AC), S_4 , S_3 (chính giữa các khâu 4 và 3) hướng thẳng đứng xuống dưới.



Hình 3.7

Lực quán tính các khâu: $P_{q5} = 137,5 \text{ N}$, $P_{q4} = 18,62 \text{ N}$, $P_{q3} = 60 \text{ N}$ đặt trên các khâu tương ứng, cùng phương ngược chiều với các gia tốc trọng tâm các khâu đó, tại S_5 , T_4 , K_3 . Ngoài ra còn lực bào $P_c = 1000 \text{ N}$, song song và ngược chiều chuyển động của đầu bào (ở vị trí đang xét) cách A một đoạn $x_p = 0,29 \text{ m}$.

Phải tính áp lực khớp động và mômen cân bằng của cơ cấu dưới tác động của những ngoại lực ấy.

2. Tách cơ cấu thành hai nhóm tĩnh định (5, 4); (3, 2) và khâu dẫn 1; thay thế tác động lực bằng các áp lực R_{05} , R_{34} , R_{43} , R_{03} , R_{12} , R_{01} , và M_{cb} .

Xét phương trình cân bằng lực của nhóm (5, 4):

$$R_{05} + P_c + P_{q5} + G_5 + G_4 + P_{q4} + R_{34}^i + R_{34}^n = 0$$

R_{34}^i có thể xác định bằng phương trình cân bằng mômen của khâu 4 đối với điểm E:

$$R_{34}^i = \frac{P_{q4} \cdot h_4 - G_4 \cdot h'_4}{l_{ED}},$$

trong đó P_{q4} và R_{34}^i quá nhỏ so với các lực khác, nên có thể bỏ qua; chỉ còn lại R_{05} và R_{34}^n ($= R_{34}$) sẽ xác định được trị số khi giải phương trình trên bằng hoạ đồ vectơ (hình 3.7a). Với $\mu_p = 20 \text{ N/mm}$. Sau đó đo và tính:

$$R_{05} = 25 \cdot 20 = 500 \text{ N}$$

$$R_{34} = 58 \cdot 20 = 1160 \text{ N}$$

(Điểm đặt R_{05} có thể xác định bằng phương trình cân bằng mômen trên khâu 5).

Để xác định $R_{45} = -R_{54}$, hãy xem phương trình cân bằng lực trên khâu 5:

$$R_{05} + P_c + P_{q5} + G_5 + R_{45} = 0$$

trong đó chỉ có R_{45} chưa biết phương, chiều và trị số; giải được trên cùng hoạ đồ lực ở hình 3.7a:

$$R_{45} = 56,75 \cdot 20 = 1137,5 \text{ N}.$$

3. Tiếp tục, xét phương trình cân bằng lực của nhóm (3, 2):

$$R_{43} + P_{q3} + G_3 + R_{12} + R_{03} = 0$$

trong đó R_{12} được xác định bằng phương trình cân bằng mômen của khâu 3 đối với điểm C:

$$R_{12} = \frac{R_{43} \cdot l_{DC} + P_{q3} \cdot h_3 + G_3 \cdot h'_3}{l_{BC}}$$

$$R_{12} = \frac{1140 \cdot 160 + 60 \cdot 30 + 200 \cdot 10}{108} = 1754 \text{ N}$$

phương vuông góc với BC, chiều từ trái qua phải.

Còn lại R_{03} , giải được trên cùng hoạ đồ lực ở hình 3.7a:

$$R_{03} = 29 \cdot 20 = 580 \text{ N}$$

$R_{32} = -R_{23}$ có thể xác định từ phương trình cân bằng lực của khâu 2:

$$R_{12} = -R_{32} (= R_{23})$$

4. Cuối cùng tính mômen cân bằng M_{cb} trên khâu dẫn bằng cách tính áp lực khớp động:

$$M_{cb} = -R_{21} \cdot h_1$$

h_1 là khoảng cách từ R_{21} đến A.

$$M_{cb} = -1754 \cdot 28,5 \cdot 0,005 = -249,06 \text{ Nm}.$$

Dấu "-" chứng tỏ M_{cb} ngược chiều với mômen của R_{21} , tức là cùng chiều với ω_1 .

Có thể nghiệm lại kết quả này bằng phương pháp công suất (hình 3.7b) như bài 107. Từ tâm hoá đồ vận tốc kẻ phương các lực G_3 , G_4 , P_c , P_{45} (G_5 không tạo nên công suất, còn các lực khác không đáng kể) rồi chiếu vận tốc của các điểm đặt lực lên các phương lực tương ứng sẽ tính được:

$$M_{cb} = \frac{-(1000 + 137,5) \cdot 87 \cdot 0,025 - 200 \cdot 5 \cdot 0,025 - 50 \cdot 4 \cdot 0,025}{10} = 249,9 \text{ Nm}.$$

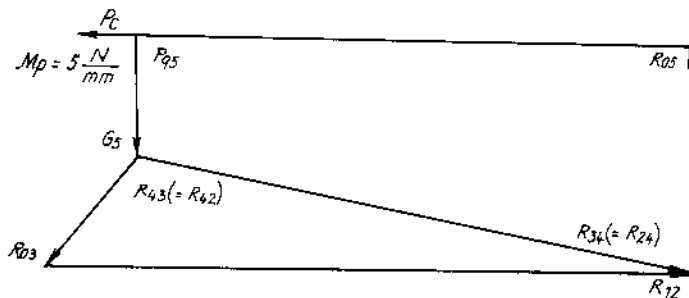
Muốn tính áp lực R_{21} có thể xét cân bằng lực trên khâu 1: $R_{21} = -R_{31}$.

109. Tính các áp lực khớp động và mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 của cơ cấu máy sàng (hình 1.10) với các kết quả phân tích động học và tính lực quán tính trong bài 56 và bài 103. Ngoài ra cho thêm ngoại lực $P_c = 500 \text{ N}$ (đại diện cho lực cản kỹ thuật, trong trường hợp này là lực ma sát) tác động vào mặt sàng E theo phương nằm ngang.

Giải.

1. Từ kết quả của các bài toán 56 và 103, có các ngoại lực tác dụng lên cơ cấu là:

Trọng lượng các khâu: $G_4 = 20 \text{ N}$, $G_5 = 100 \text{ N}$ đặt tại trọng tâm các khâu S_4 (giữa khâu 4) và S_5 (trùng với E).



Hình 3.8

Lực quán tính các khâu: $P_{q4} = 18 \text{ N}$ đặt tại điểm T trên khâu 4 và $P_{q5} = 45 \text{ N}$ đặt tại điểm E (trên khâu 5).

Trên khâu 5 còn lực cản $P_c = 500 \text{ N}$ hướng ngược chiều chuyển động của mặt sàng 5.

Phải tính áp lực khớp động và mômen cân bằng của cơ cấu dưới tác động của các ngoại lực ấy.

2. Tách cơ cấu thành 2 nhóm tĩnh định (5, 4) ; (3, 2) và khâu dẫn 1; thay thế tác động lực bằng các áp lực khớp động:

$$R_{05}, R_{34}, R_{43}, R_{12}, R_{21}, R_{03}, R_{01} \text{ và } M_{cb}$$

Xét phương trình cân bằng lực trên nhóm (4, 5):

$$R_{05} + P_c + P_{q5} + G_5 + P_{q4} + G_4 + R_{34} = 0$$

trong đó P_{q4} và G_4 quá nhỏ so với P_c nên có thể bỏ qua và chú ý rằng trên khâu 4 không có ngoại lực tác động nên áp lực R_{34} ($= -R_{43} = -R_{41}$) có phương theo phương khâu 4, do đó chỉ còn lại R_{05} và R_{34} . Xác định được trị số hai áp lực này khi giải phương trình trên bằng hoạ đồ vectơ (hình 3.8) với $\mu_p = 5 \text{ N/mm}$. Sau đó đo và tính:

$$R_{05} = 38 \cdot 5 = 190 \text{ N},$$

$$R_{34} = 93 \cdot 5 = 465 \text{ N}.$$

3. Xét phương trình cân bằng lực trên nhóm (3, 2):

$$R_{12} + R_{43} + R_{03} = 0$$

trong đó vì không có ngoại lực tác động trên các khâu 2 và 3 nên phương các áp lực R_{12} ($= -R_{21}$) và R_{03} có phương theo khâu 2 và 3. Trị số của chúng được xác định khi giải phương trình trên bằng hoạ đồ vectơ (hình 3.8). Sau đó đo và tính:

$$R_{03} = 24 \cdot 5 = 120 \text{ N},$$

$$R_{12} = 105 \cdot 5 = 525 \text{ N}.$$

4. Cuối cùng tính mômen cân bằng trên khâu dẫn bằng cách tính áp lực khớp động:

$$M_{cb} = -R_{21} \cdot l_{AB}$$

$$M_{cb} = -525 \cdot 0,1 = -52,5 \text{ Nm}$$

ngược chiều với mômen của R_{21} , tức là cùng chiều với ω_1 .

Có thể nghiệm lại kết quả trên bằng phương pháp công suất. Trong trường hợp cụ thể của bài toán, chỉ có công suất của P_c và P_{q5} .

$$M_{cb} = -\frac{(P_c - P_{q5})v_E}{\omega_1} = +\frac{455 \cdot 1,15}{10}$$

$$M_{cb} = 52,325 \text{ Nm} \text{ (cùng chiều với } \omega_1 \text{)}.$$

Kết quả phù hợp.

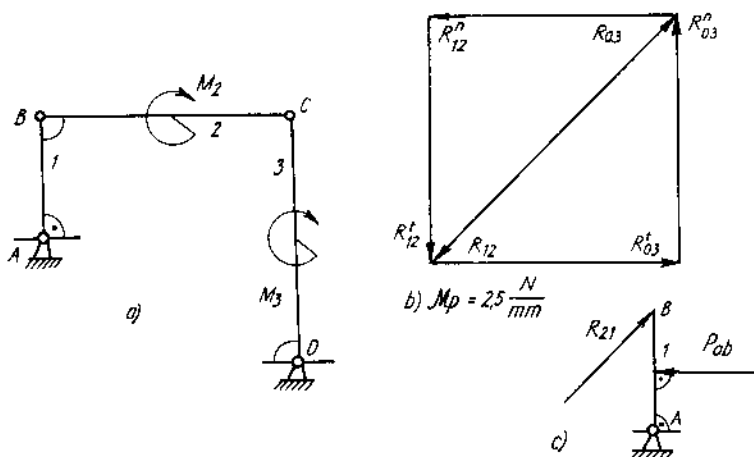
Muốn tính R_{01} , xét cân bằng lực trên khâu 1: $R_{01} = -R_{21}$.

5. Chú ý là tại C có hai khớp động vì là chỗ nối của 3 khâu; Bài giải trên đã coi hai khớp động đó là: một khớp nối giữa 4 và 3, khớp còn lại nối giữa 2 và 3; còn có thể coi 1 khớp nối giữa 4 và 2, khớp còn lại nối giữa 2 và 3. Cách phân tích hoàn toàn tương tự và kết quả là duy nhất (ứng với các áp lực đặt trong ngoặc đơn ở hình 3.8).

110. Tính những áp lực khớp động và lực cân bằng (đặt tại điểm giữa khâu AB theo phương thẳng góc với khâu này), cho trước $l_{AB} = 0,1 \text{ m}$, $l_{BC} = l_{CD} = 0,2 \text{ m}$.

Cơ cấu ở vị trí $\varphi_1 = 90^\circ$, thanh truyền BC nằm ngang và khâu CD thẳng đứng (hình 3.9). Mômen cân tác động trên các khâu BC và CD là:

$$M_2 = M_3 = 20 \text{ Nm.}$$



Hình 3.9

Giải.

1. Tách cơ cấu thành một nhóm tĩnh định (3, 2) và khâu dẫn 1; thay thế tác động lực bằng các áp lực khớp động: R_{03} , R_{12} , R_{21} , R_{01} , P_{01} .

Xét phương trình cân bằng lực trên nhóm (3, 2):

$$\mathbf{R}_{12}^n + \mathbf{R}_{12}^t + \mathbf{R}_{03}^t + \mathbf{R}_{03}^n = 0$$

trong đó các áp lực tiếp tuyến được xác định từ những phương trình cân bằng mômen trên từng khâu đối với điểm C:

$$R_{12}^t = \frac{M_2}{l_{BC}} = \frac{20}{0,2} = 100 \text{ N,}$$

và

$$R_{03}^t = \frac{M_3}{l_{CD}} = \frac{20}{0,2} = 100 \text{ N}$$

(chúng tạo thành những mômen ngược chiều với các mômen cản), do đó chỉ còn lại R_{12}^n và R_{03}^n - sẽ xác định được trị số hai áp lực này khi giải phương trình trên bằng hoặ đồ vectơ (hình 3.9b) với $\mu_p = 2,5 \text{ N/mm}$. Sau đó, đo và tính:

$$R_{12}^n = R_{12}^t = 40 \cdot 2,5 = 100 \text{ N}$$

$$R_{03}^n = R_{03}^t = 40 \cdot 2,5 = 100 \text{ N}$$

Tất nhiên $R_{23} = -R_{03}$ và $R_{12} = -R_{21}$ nếu xét cân bằng lực từng khâu.

2. Tính lực cân bằng P_{cb} trên khâu dẫn bằng cách tính áp lực khớp động :

$$P_{cb} = \frac{R_{21} \cdot h_{21}}{\frac{l_{AB}}{2}} = \frac{100\sqrt{2} \cdot 0,1 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}}{\frac{0,1}{2}} = 200 \text{ N}$$

tạo thành M_{cb} ngược chiều với mômen của R_{21} (hình 3.9c).

Có thể nghiệm lại kết quả tính M_{cb} bằng phương pháp công suất:

$$P_{cb} \cdot v_{cb} = M_2 \cdot \omega_2 + M_3 \cdot \omega_3$$

$$P_{cb} \cdot \omega_1 \cdot \frac{l_{AB}}{2} = M_2 \cdot \omega_2 + M_3 \cdot \omega_3$$

Tại vị trí cho trước, dễ dàng suy ra : $\omega_1 = 2\omega_3$; $\omega_2 = 0$. Vậy:

$$P_{cb} = \frac{M_3 \cdot \omega_3}{\omega_1 \cdot \frac{l_{AB}}{2}} = \frac{M_3}{l_{AB}} \cdot \frac{20}{0,1} = 200 \text{ N.}$$

3. Chú ý là những bài toán thuộc loại này (cơ cấu có những kích thước và ở những vị trí đặc biệt) có thể hoàn toàn suy luận hoặc giải bằng cách vẽ nhanh gọn không cần tỷ lệ xích mà vẫn được kết quả chính xác.

111. Tính các áp lực khớp động trên cơ cấu máy bào loại ba (hình 2.32) với các kết quả phân tích động học và tính lực quán tính trong bài 81 và bài 106. Ngoài ra cho thêm lực bào $P_c = 1000 \text{ N}$ nằm ngang tác động vào dao bào, cách rãnh trượt của đầu bào khoảng $x_{P_c} = 0,15 \text{ m}$.

Giải.

1. Từ kết quả của các bài 81 và 106 có các ngoại lực tác động trên cơ cấu là:

Trọng lượng các khâu: $G_5 = 300 \text{ N}$, $G_1 = 200 \text{ N}$ đặt tại trọng tâm S_5 (trên phương thẳng đứng kẻ qua A) và S_1 (giữa khâu 3).

Lực quán tính các khâu: $P_{q5} = 45 \text{ N}$, $P_{q3} = 32 \text{ N}$. So với $P_c = 1000 \text{ N}$, những lực quán tính này tương đối nhỏ, có thể bỏ qua.

Phải tính các áp lực khớp động dưới tác động của ba ngoại lực: P_c , G_5 , G_3 .

2. Tách cơ cấu thành một nhóm tĩnh định (2, 3, 4, 5) loại 3 và khâu dẫn 1, bạn đọc tự vẽ lấy nhóm tĩnh định cùng các lực tác động trên nhóm và khâu dẫn). Thay thế tác động lực bằng các áp lực R_{105} , R_{12} , R_{104} (mỗi chỉ biết các phương: R_{105} hướng thẳng góc với phương trượt của đầu bào; R_{12} hướng thẳng góc với phương trượt của khâu 3 vì $R_{12} = -R_{32}$; R_{104} hướng theo khâu 4 vì trên khâu 4 không có ngoại lực tác động).

Nếu viết ngay phương trình cân bằng lực của nhóm, thì rõ ràng là có ba ẩn số là ba trị số của ba áp lực khớp động: R_{105} , R_{12} , R_{104} chưa biết, nên không giải được.

Hãy tách riêng khâu 3, các áp lực R_{43} và R_{23} giao nhau tại điểm Axua S_{24} và chia R_{53} ra hai thành phần: R'_{53} hướng vào điểm Axua và R''_{53} thẳng góc với R'_{53} . Viết phương trình cân bằng mômen đối với điểm Axua S_{24} sẽ xác định được trị số R'_{53} (Bạn đọc tự tách nhóm và vẽ hình).

$$R'_{53} = \frac{G_3 \cdot h_3}{h_c} = \frac{300 \cdot 80}{98} = 245 \text{ N.}$$

Rồi viết phương trình cân bằng lực trên khâu 5:

$$R''_{35} + R'_{35} + G_5 + P_c + R_{05} = 0$$

trong đó trị số R''_{35} và R_{05} xác định được bằng hoạ đồ vectơ (hình 3.10) với $\mu_p = 20 \text{ N/mm}$. Sau đó, đo và tính:

$$R_{105} = 41 \cdot 20 = 820 \text{ N,}$$

$$R_{35} = 56 \cdot 20 = 1120 \text{ N,}$$

Điểm đặt của R_{05} có thể xác định từ phương trình cân bằng mômen đối với khâu 5.

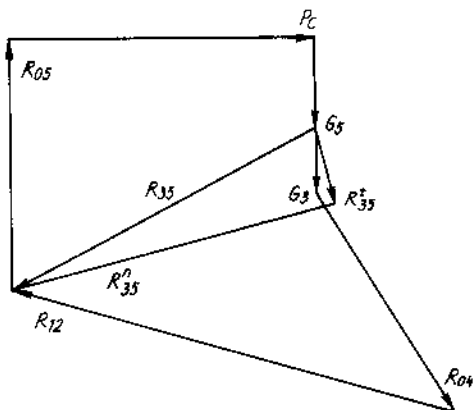
Bây giờ có thể viết và giải phương trình cân bằng lực của toàn nhóm:

$$R_{12} + R_{105} + P_c + G_5 + G_3 + R_{104} = 0$$

Xác định được R_{12} và R_{104} bằng cách vẽ hoạ đồ vectơ (hình 3.10) với cùng tỷ lệ xích $\mu_p = 20 \text{ N/mm}$

$$R_{12} = 75 \cdot 20 = 1500 \text{ N}$$

$$R_{104} = 43 \cdot 20 = 860 \text{ N.}$$



Hình 3.10

112. Tính áp lực tại khớp động B và mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 của cơ cấu bánh răng hành tinh (hình 3.11) dưới tác động của mômen cân trên cần C, $M_c = 180 \text{ Nm}$. Cho trước môđun của các bánh răng $m = 20 \text{ mm}$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$ và các số răng: $Z_1 = 16$, $Z_2 = 20$, $Z_3 = 56$.

Giải.

1. Để tính áp lực tại khớp động (khớp quay giữa bánh răng 2 và cần C) $R_B = R_{21}$, hãy xét sự cân bằng mômen của cần C:

$$R_{2C} \cdot r_C + M_C = 0$$

trong đó r_C là độ dài của cần C:

$$r_C = r_{L_1} + r_{L_2}; \quad r_C = m \frac{Z_2 + Z_3}{2} = 20 \cdot \frac{16 + 20}{2} = 360 \text{ mm.}$$

Vậy
$$R_{2C} = -\frac{M_C}{r_C} = -\frac{180}{0,36} = -500 \text{ N.}$$

Dấu "-" chứng tỏ R_{2C} tạo mômen ngược với M_C .

2. Mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 được tính từ phương trình cân bằng công suất của các khâu trong cơ cấu:

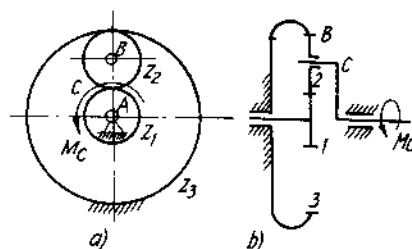
$$M_{ch} \omega_1 + M_C \omega_c = 0 \Rightarrow M_{ch} = -M_C \frac{\omega_c}{\omega_1}.$$

Chú ý tới quan hệ vận tốc góc trong cơ cấu hành tinh:

$$\begin{aligned} \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} &= -\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_1} \\ \Rightarrow \frac{\omega_1}{\omega_c} &= 1 + \frac{Z_3}{Z_1} = 1 + \frac{56}{16} = 4,5. \end{aligned}$$

Vậy
$$M_{ch} = -\frac{180}{4,5} = -40 \text{ Nm}$$

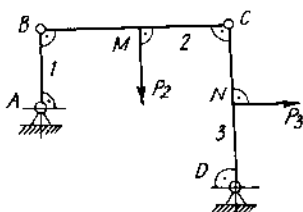
Dấu "-" chứng tỏ M_{ch} ngược chiều M_C .



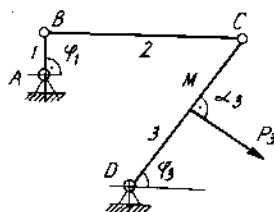
Hình 3.11

Bài tập cho đáp số

113. Giải bài toán 110, nếu thay các mômen cân M_2, M_3 bằng các lực của $P_2 = P_3 = 1000 \text{ N}$ tác động tại trung điểm các khâu. Lực P_2 hướng thẳng đứng xuống dưới, lực P_3 hướng nằm ngang sang phải như ở hình 3.12.



Hình 3.12



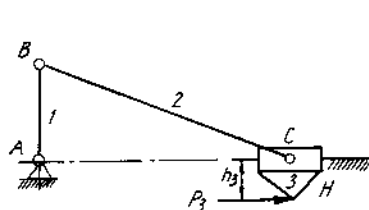
Hình 3.13

114. Tính những áp lực khớp động và mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 của cơ cấu bốn khâu bản lề phẳng; cho trước $l_{AB} = l_{BC}/4 = l_{CD}/4 = 0,1 \text{ m}$; khâu BC nằm ngang; các góc $\varphi_1 = 90^\circ$, $\varphi_2 = 45^\circ$ và lực cản $P_3 = 1000 \text{ N}$ tác động tại trung điểm khâu 3 với $\alpha_3 = 90^\circ$ (hình 3.13). Xét xem việc tính những áp lực ấy có phụ thuộc vận tốc góc khâu dẫn không? Giải thích?

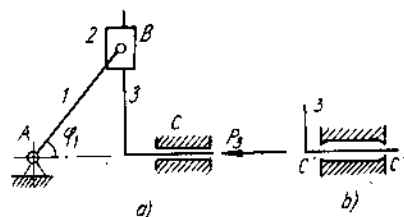
115. Tính những áp lực khớp động và mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 của cơ cấu tay quay con trượt (hình 3.14) cho trước $l_{AB} = l_{BC}/2 = 0,1 \text{ m}$; $\varphi_1 = 90^\circ$; lực cản $P_3 = 1000 \text{ N}$ nằm ngang cách rãnh trượt một đoạn $h_3 = 0,058 \text{ m}$. Sau đó nghiệm lại kết quả M_{cb} bằng phương pháp công suất.

116. Tính những áp lực khớp động và mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 của cơ cấu tính sin (hình 3.15a). Cho trước $l_{AB} = 0,1 \text{ m}$; $\varphi_1 = 45^\circ$; lực cản $P_3 = 1000 \text{ N}$.

Sau đó, giải bài toán khi rãnh trượt chỉ tiếp xúc ở hai điểm C' và C'' với khoảng cách C'C'' = 0,2 m (hình 3.15b).



Hình 3.14



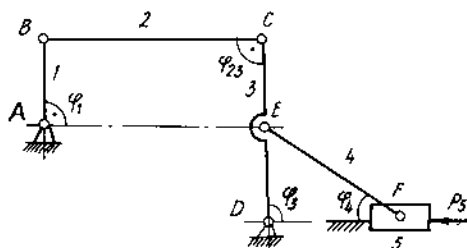
Hình 3.15

117. Tính những áp lực tại khớp động A, B, C, D và mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 của cơ cấu máy sàng (hình 3.16). Cho trước:

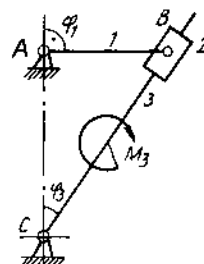
$$l_{AB} = \frac{l_{BC}}{2} = \frac{l_{CD}}{2} = l_{DE} = 0,1 \text{ m}; \quad \varphi_1 = \varphi_{23} = \varphi_3 = 90^\circ, \varphi_4 = 45^\circ$$

và lực cản $P_5 = 1000 \text{ N}$.

Sau đó, hãy xét bài toán khi giải nhóm gần khâu dẫn trước xem có được không? Tại sao?



Hình 3.16



Hình 3.17

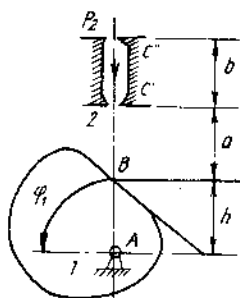
118. Tính những áp lực khớp động và mômen cân bằng đặt tại khâu dẫn 1 của cơ cấu culít (hình 3.17). Cho trước $l_{AB} = 0,3 \text{ m}$; $\varphi_1 = 90^\circ$, $\varphi_3 = 30^\circ$, mômen cản $M_1 = 600 \text{ Nm}$ đặt trên culít.

Sau đó nghiệm lại kết quả M_{1b} bằng phương pháp công suất.

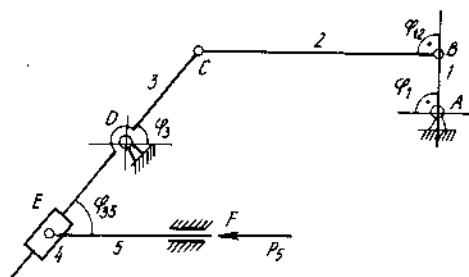
119. Tính những áp lực khớp động và mômen cân bằng trên cam của cơ cấu cam (hình 3.18). Tại vị trí tiếp xúc đang xét, biên dạng cam là một đoạn thẳng làm với phương ngang một góc: $\varphi_1 = 45^\circ$, $h = a = b = 0,1 \text{ m}$ và lực cản $P_2 = 1000 \text{ N}$. Sau đó hãy giải bài toán bằng cách thay thế khớp cao, rồi so sánh kết quả và phương pháp tính.

120. Tính những áp lực khớp động và mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 của cơ cấu trên hình

3.19. Cho trước $l_{BC} = \frac{l_{BC}}{4} = \frac{l_{CD}}{2} = \frac{l_{DE}}{2} = 0,05 \text{ m}$, các góc $\varphi_1 = \varphi_{12} = 90^\circ$; $\varphi_3 = \varphi_{35} = 45^\circ$ và lực cản tác động nằm ngang trên khâu 5 là $P_5 = 400 \text{ N}$.

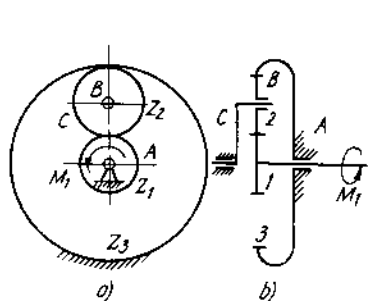


Hình 3.18

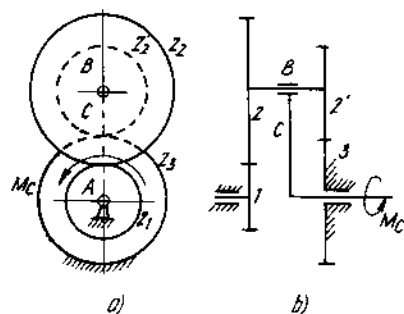


Hình 3.19

121. Tính những áp lực khớp động R_{05} , R_c , R_{12} và mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 dựa vào giả thiết và kết quả của bài 105. Xét xem việc giải toàn bộ bài toán có phụ thuộc vào vận tốc góc khâu dẫn không? Giải thích? (xem hình 2.14).



Hình 3.20



Hình 3.21

122. Tính áp lực tại khớp động B (khớp quay giữa bánh răng 2 và cần C) và mômen cân bằng M_{cb} trên cần C của cơ cấu bánh răng hành tinh (hình 3.20), dưới tác động của mômen cần trên khâu 1: $M_1 = 20 \text{ N.m}$, cho trước môđun của các bánh răng $m = 20 \text{ mm}$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, các số răng $Z_1 = Z_2 = 20, Z_3 = 60$.

123. Tính áp lực tại khớp động B (khớp quay giữa các bánh răng 2 và 2' với cần C) và mômen cân bằng trên khâu dẫn I của cơ cấu bánh răng hành tinh (hình 3.21), dưới tác động của mômen cần trên cần C: $M_c = 56 \text{ Nm}$, cho trước môđun của cặp bánh răng 1 và 2 là $m_1 = 5 \text{ mm}$, của cặp bánh răng 3 và 2' là $m_{11} = 8 \text{ mm}$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$ và các số răng $Z_1 = 28, Z_2 = 84, Z_2' = 20, Z_3 = 50$.

124. Cho các ngoại lực $P_2 = 200 \frac{\sqrt{3}}{3} \text{ N}$ (đặt tại B_2 hướng về C) và $M_3 = 20 \text{ Nm}$ (tại khâu 3,

ngược chiều ω .) tác động trên cơ cấu hình 2.45. Xác định các áp lực khớp động trên cơ cấu và mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 bằng cả hai phương pháp.

125. Cho lực tác động trên khâu 5 (tại E, hướng tới D): $P_5 = 150 \text{ N}$ và khối lượng khâu 2 tập trung tại C: $m_2 = 30 \text{ kg}$ của cơ cấu hình 2.46. Xác định mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 bằng cả hai phương pháp.

126. Cho lực tác dụng từ phối vào dao sọc 5: $P_5 = 100 \text{ N}$ (hướng lên) trên cơ cấu máy bào sọc hình 2.47. Xác định các áp lực khớp động trong cơ cấu và mômen cân bằng trên khâu dẫn bằng cả hai phương pháp.

3.3. TÍNH ÁP LỰC KHỚP ĐỘNG CỦA CƠ CẤU BẰNG PHƯƠNG PHÁP PHÂN LỰC TRỰC TIẾP

Vấn đề cần chú ý

1. Phần này nêu lên một phương pháp khác để tính áp lực khớp động, hoặc để trực tiếp nghiệm lại kết quả tính áp lực khớp động theo điều kiện tĩnh định phần 3.2 (phần đó mới chỉ gián tiếp nghiệm lại kết quả, sau khi tính M_{cb} trên khâu dẫn).

2. Cơ sở của phương pháp phân lực trực tiếp là nguyên lý tác dụng độc lập của các ngoại lực - hay còn gọi là nguyên lý cộng tác dụng của hệ lực: "Tác dụng tổng hợp của hệ lực truyền sang các vật gây liên kết (trong nguyên lý máy là: các khâu nối với nhau bằng các khớp động) đúng bằng tổng tác dụng của từng lực riêng biệt truyền sang các vật ấy".

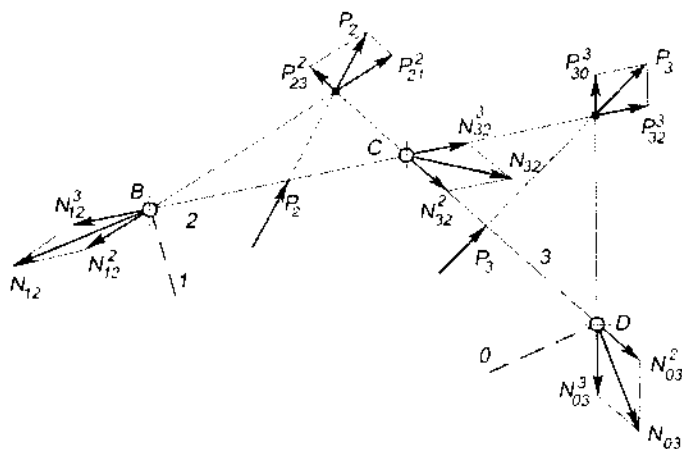
3. Có thể minh họa phương pháp bằng thí dụ định tính sau đây: có 1 nhóm 2 khâu 2, 3 và 3 khớp B, C, D chịu tác dụng của ngoại lực P_2 và P_3 , hãy xác định các áp lực tại các khớp (hình 3.22).

Phân lực P_2 ra hai thành phần hướng vào tâm khớp B và C:

$$P_2 = P_{21}^2 + P_{23}^2$$

Chỉ tính riêng áp lực do P_2 gây ra cho khớp B, C và D lần lượt là:

$$N_{12}^2 = - P_{21}^2 \quad \text{và} \quad N_{32}^2 = - P_{23}^2 = N_{03}^2$$



Hình 3.22

Tương tự cho P_3 :

$$P_3 = P_{32}^3 + P_{30}^3$$

$$N_{12}^3 = -P_{32}^3 = -N_{32}^3 \quad \text{và} \quad N_{03}^3 = -P_{30}^3$$

Cuối cùng, cộng tác dụng của 2 ngoại lực P_2 và P_3 , sẽ có các áp lực tổng hợp tại các khớp B, C và D:

$$N_{12} = N_{12}^2 + N_{12}^3, \quad N_{32} = N_{32}^2 + N_{32}^3, \quad N_{03} = N_{03}^2 + N_{03}^3$$

(Chú ý: Chỉ số trên là số hiệu riêng của lực, chỉ số dưới là tác dụng từ khâu nọ tới khâu kia).

4. Cần nhấn mạnh là nguyên lý tác dụng độc lập và phương pháp phân lực trực tiếp rất tiện dụng khi lập trình, giải trên máy tính.

Bài tập giải sẵn

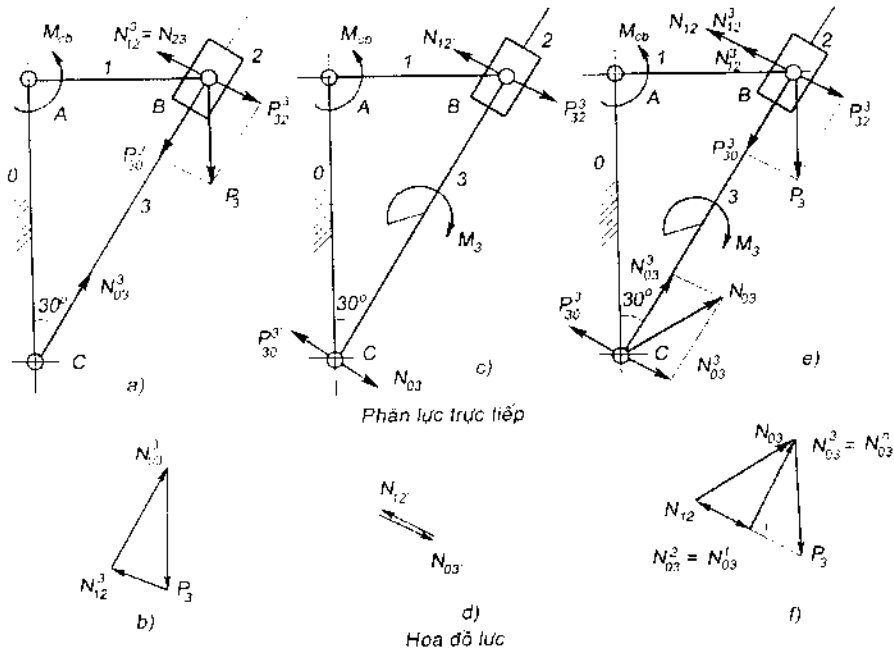
127. Tính áp lực khớp động trên cơ cấu cu lít bằng phương pháp phân lực trực tiếp, đồng thời so sánh kết quả với hoạ đồ lực của phương pháp tách nhóm tĩnh định (như phần 3.2) và mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 trong 3 trường hợp:

- 1) Cơ cấu có một ngoại lực $P_3 = 2000 \text{ N}$ hướng thẳng đứng xuống dưới tại điểm B, (hình 3.23a).
- 2) Cơ cấu có một mômen $M_3 = 60 \text{ Nm}$ theo chiều kim đồng hồ tại khâu 3 (hình 3.23c).

3) Cơ cấu đồng thời có cả lực và mômen như hai trường hợp trên (hình 3.23 c).

Từ đó rút ra nhận xét hữu ích gì của phương pháp, biết kích thước $l_{AB} = 0,03 \text{ m}$, AB nằm ngang, BC nghiêng 30° so với phương thẳng đứng.

Giải



Hình 3.23

1) Phân tích lực P_3 cho trước thành 2 thành phần lần lượt hướng từ B đến C và thẳng góc với BC (hình 3.23a).

$$P_3 = P_{32}^3 + P_{30}^3$$

rõ ràng là:

- để khâu 2 cân bằng lực, phải có: $N_{12} = -P_{32}^3$
- và để khâu 3 cân bằng lực, phải có: $N_{03} = -P_{30}^3$.

Không có khó khăn gì, suy ra trị số các áp lực là:

$$N_{12}^3 = \frac{P_3}{2} = \frac{2000}{2} N = 1000 N$$

và

$$N_{03}^3 = P_3 \frac{\sqrt{3}}{2} = \frac{2000\sqrt{3}}{2} = 1000 \cdot \sqrt{3} N$$

hoàn toàn đúng với hoạ đồ lực theo phương pháp tách nhóm tĩnh định (hai khâu 2, 3, ba khớp $B_{1,2}$, $B_{2,3}$ và C) là nửa tam giác đều cạnh P_3 , đường cao N_{03}^3 và nửa cạnh N_{12}^3 (hình 3.23b).

Còn mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 là:

$$M_{cb} = -h_{21} \cdot N_{21} = -\frac{0,03}{2} \cdot 1000 Nm = -15 Nm,$$

dấu trừ chứng tỏ M_{cb} hướng ngược chiều kim đồng hồ (vì $N_{21} = -N_{12}$).

2) Phân tích (hoặc thay thế) mômen M_3 thành ngẫu lực đặt tại B và C, thẳng góc với BC (hình 3.23 c):

$$M_3 = P_{32}' \cdot BC \quad \text{và} \quad = P_{30}' \cdot CB$$

và để cân bằng lực:

- trên khâu 2, phải có: $N_{12}' = -P_{32}'$

- và trên khâu 3, phải có: $N_{03}' = -P_{30}'$

Vì trục đối nên các áp lực có giá trị như các thành phần ngẫu lực:

$$P_{32}' = P_{30}' = \frac{M_3}{l_{BC}} = \frac{60}{0,06} Nm = 1000 N$$

đúng như hoạ đồ lực của phương pháp tách nhóm tĩnh định là đoạn thẳng mà N_{12}' (ngiêng lên), N_{03}' (ngiêng xuống) chập nhau có giá trị 1000 N (hình 3.23d).

3) Chẳng khó khăn gì, bạn đọc mang hai hình 3.23 a và 3.23c chồng khít lên nhau, sẽ được hình 3.23e, để minh hoạ cách giải câu 3) của bài toán. Cũng không phải giải thích gì thêm, ngoài điều chú ý là:

- Áp lực: $N_{12} = N_{12}^3 + N_{12}'$ có giá trị: $1000 + 1000 = 2000 N$.

- và áp lực: $N_{03} = N_{03}' + N_{03}^3$ (hay $= N_{03}^i + N_{03}^n$ trong hoạ đồ lực theo phương pháp tách nhóm tĩnh định hình 3.23f cũng là chồng hai hình 3.23b và 3.23d vào nhau một cách hợp lý) với giá trị: $N_{03} = N_{12} = P_3 = 2000 N$.

Còn mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 là:

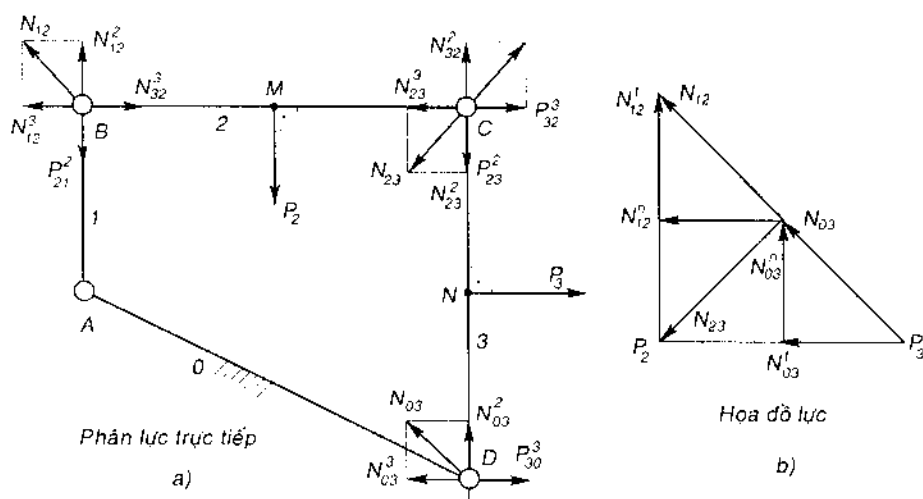
$$M_{cb} = -h_{21} N_{21} = -\frac{0,03}{2} \cdot 2000 Nm = -30 Nm,$$

dấu trừ chứng tỏ mômen cân bằng ngược chiều kim đồng hồ (vì $N_{21} = -N_{12}$). Bạn đọc có thể nghiệm lại kết quả M_{CB} bằng phương pháp công suất.

Điều chú ý này đã chứng minh một cách cụ thể nguyên lý cộng tác dụng của từng lực riêng biệt hay còn gọi là nguyên lý tác dụng độc lập - cơ sở của phương pháp phân lực trực tiếp để tính áp lực khớp động trên cơ cấu. Đó cũng là nhận xét rất hữu ích của phương pháp.

128. Tính áp lực khớp động trên cơ cấu bằng phương pháp phân lực trực tiếp, cho trước $l_{AB} = 0,1 \text{ m}$, $l_{BC} = l_{CD} = 0,2 \text{ m}$. Cơ cấu ở vị trí $\varphi_1 = 90^\circ$, thanh truyền BC nằm ngang và khâu CD thẳng đứng (hình 3.24a). Các ngoại lực tác động động trên cơ cấu là: P_2 hướng thẳng đứng xuống dưới, P_3 hướng nằm ngang sang phải với trị số $P_2 = P_3 = 1000 \text{ N}$. So sánh kết quả khi giải bằng phương pháp tách nhóm tĩnh định (chỉ vẽ họa đồ lực).

Giải



Hình 3.24

Vì các ngoại lực đều thẳng góc với khâu, ta thay thế bằng cặp lực song song (không gây mômen) tại hai khớp liền kề (hình 3.24a):

$$P_2 = P_{21}^2 + P_{23}^2 \quad \text{và} \quad P_3 = P_{32}^3 + P_{30}^3$$

(trị số các phân lực đều bằng nhau và bằng nửa ngoại lực).

Sau đó xét cân bằng riêng từng lực trên từng khâu:

$$P_{21}^2 = -N_{21}^2 \quad \text{và} \quad P_{23}^2 = -N_{03}^2,$$

tương tự: $P_{32}^3 = -N_{12}^3 \quad \text{và} \quad P_{30}^3 = -N_{03}^3.$

Cộng tác dụng của cả 2 lực, có được áp lực toàn phần.

$$N_{12} = N_{12}^2 + N_{12}^3 \quad \text{và} \quad N_{13} = N_{13}^2 + N_{13}^3$$

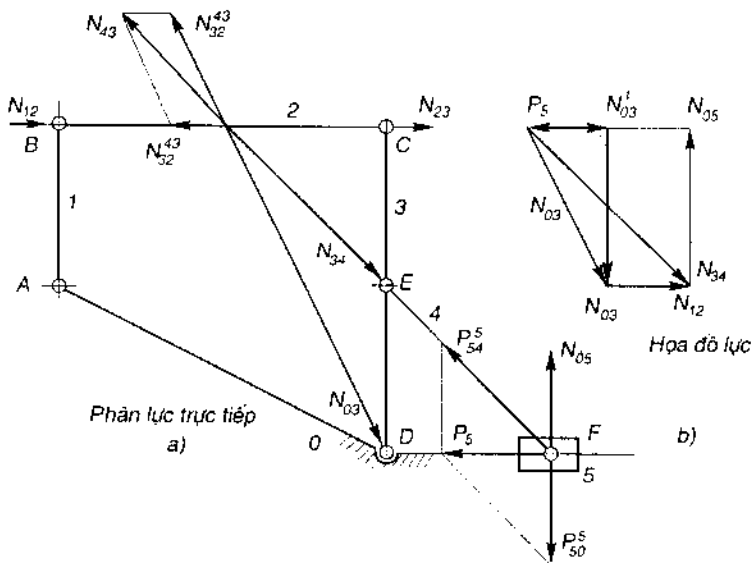
Giá trị của chúng, để dàng thấy là: $\frac{P_5 \sqrt{2}}{2} = 500 \sqrt{2} \text{ N}$, ($i = 2, 3$).

Kết quả hoàn toàn phù hợp với phương pháp tách nhóm tĩnh định 2 khâu (2 và 3) ba khớp (B, C và D) rồi cân bằng mômen từng khâu, cân bằng lực toàn nhóm, vẽ họa đồ lực (hình 3.24b), nhưng dài dòng hơn nhiều.

Chú ý rằng nếu chỉ dùng phương pháp tách nhóm tĩnh định ta phải thêm bước tính M_{ch} bằng 2 phương pháp (như phần 3.2) để có kết quả so sánh gián tiếp qua M_{ch} mới thật sự tin tưởng vào lời giải tính áp lực khớp động.

129. Giải bài toán 117 bằng phương pháp phân tích lực trực tiếp.

Giải



Hình 3.25

Phân ngoại lực P_5 ra 2 thành phần, lần lượt hướng về tâm khớp quay E và thẳng góc với khớp tịnh tiến F (hình 3.25a):

$$P_5 = P_{54} + P_{50},$$

sau đó cân bằng lực:

- trên khâu 5, được áp lực: $N_{05} = -P_{50}$ ($= P_5 = 1000 \text{ N}$),

- và trên khâu 4, được áp lực: $N_{34} = -P_{54}$ ($= P_5 \sqrt{2} = 1000 \sqrt{2} \text{ N}$).

Vì khâu 2 không có ngoại lực nên áp lực N_{23} nằm theo phương khâu 2 và các áp lực khác tương ứng là:

$$N_{12} = -N_{32} = N_{23}$$

N_{23} tính được qua việc cân bằng mômen trên khâu 3 đối với điểm D:

$$N_{43} \cdot l_{ED} \frac{\sqrt{2}}{2} - N_{23} \cdot 2l_{1D} = 0$$

$$N_{23} = \frac{N_{43} \sqrt{2}}{2.2} = \frac{1000 \sqrt{2} \cdot \sqrt{2}}{2.2} = 500 \text{ N}$$

Tại vị trí kích thước cơ cấu cho trước, dễ dàng suy ra:

$$N_{03} = \sqrt{(N_{12})^2 + (2N_{12})^2} = N_{12} \sqrt{5} = 500 \sqrt{2} \text{ N}$$

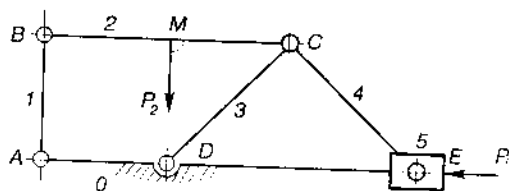
Hoạ đồ lực hình 3.25b và đáp số bài 117 cho cùng kết quả tính các áp lực khớp động. Bạn đọc có thể tính M_{cb} để một lần nữa nghiệm lại kết quả.

Bài tập cho đáp số

130. Nghiệm lại kết quả tính áp lực khớp động và M_{cb} trên khâu dẫn 1 của cơ cấu hình 3.13 bài 114.

131. Nghiệm lại kết quả tính áp lực khớp động của cơ cấu hình 3.9 bài 110.

132. Tính áp lực khớp động và M_{cb} trên khâu dẫn 1 của cơ cấu hình 3.26 với kích thước các khâu $l_{BC} = 2l_{AB} = 2l_{AD} = 0,2 \text{ m}$; $l_{CE} = l_{CD} = 0,1 \cdot \sqrt{2} \text{ m}$; A, D, E thẳng hàng. $\varphi_1 = 90^\circ$. Các ngoại lực là $P_1 = 100 \sqrt{2} \text{ N}$ hướng từ E đến D. $P_2 = 200 \sqrt{2} \text{ N}$ hướng thẳng đứng xuống dưới tại giữa khâu 2.



Hình 3.26

Sau đó vẽ hoạ đồ lực để nghiệm lại kết quả.

Chương 4

CHUYỂN ĐỘNG THỰC VÀ LÀM ĐỀU CHUYỂN ĐỘNG THỰC CỦA MÁY

Vấn đề cần chú ý

1. Chuyển động thực của máy là chuyển động của khâu thay thế (thường chọn khâu thay thế là khâu dẫn vì quy luật chuyển động của khâu dẫn quyết định chuyển động của các khâu khác trong máy) có mômen quán tính thay thế J tương đương với mômen quán tính của toàn máy (hoặc khối lượng thay thế m tương đương với khối lượng của toàn máy) chịu tác động của mômen thay thế các lực cản M_c (hoặc lực thay thế P_c) và mômen lực phát động M_d (hoặc lực phát động P_d), có nghĩa là chuyển động của máy có kể tới ảnh hưởng của các yếu tố biểu thị cho cấu tạo của máy (J, m) và các yếu tố biểu thị cho chế độ lực tác động trên máy (M_c, M_d).

2. Việc tính các đại lượng thay thế phải đảm bảo các điều kiện động lực học sau :

- Động năng của khâu thay thế bằng tổng động năng của mọi khối lượng và mômen quán tính của các khâu trên máy, từ đó suy ra mômen quán tính thay thế:

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

- Công suất của mômen thay thế bằng công suất của mọi lực và mômen lực tác động ở các khâu trên máy, từ đó suy ra mômen thay thế:

$$M = \sum_k \left[P_k \frac{v_k}{\omega_1} + M_k \frac{\omega_k}{\omega_1} \right]$$

trong các biểu thức trên:

m_k, J_k - khối lượng và mômen quán tính của khâu thứ k trong máy,

M_k, P_k - mômen lực và lực tác động lên khâu thứ k trong máy,

v_{s_k} - vận tốc trọng tâm của khâu thứ k ,

v_k - vận tốc của điểm đặt lực cản P_k ,

ω_k - vận tốc góc của khâu thứ k ,

ω_1 - vận tốc góc của khâu thay thế - thường là khâu dẫn 1.

Rõ ràng là khi khối lượng, mômen quán tính và lực, mômen lực tác động trên các khâu đã xác định thì các đại lượng thay thế phụ thuộc vào tỉ số $\frac{v_{s_k}}{\omega_1}, \frac{v_k}{\omega_1}, \frac{\omega_k}{\omega_1}$, những tỉ số này lại phụ thuộc vào vị trí của cơ cấu nên các đại lượng thay thế phụ thuộc vào vị trí của cơ cấu.

Muốn tính trị số cụ thể của các đại lượng thay thế phải dựa vào họa đồ vận tốc.

Riêng với mômen thay thế các lực cản, có thể dùng phương pháp công suất, tương tự như cách tính mômen cân bằng, nhưng trong phép tính không được kể đến lực quán tính và mômen của lực quán tính.

3. Tùy theo đặc điểm của các yếu tố ảnh hưởng đến chuyển động thực của máy mà có cách xác định trị số và quy luật chuyển động thực của máy khác nhau. Trong phạm vi giáo trình, chỉ xét một vài trường hợp đơn giản thường dùng.

a. Các yếu tố ảnh hưởng đến chuyển động thực của máy đều phụ thuộc vào vị trí

$$M_d(\varphi), M_c(\varphi), J(\varphi)$$

Khi đó vận tốc thực của máy có thể được xác định từ phương trình động năng:

$$\omega_1(\varphi) = \sqrt{\frac{2E(\varphi)}{J(\varphi)}}$$

tại vị trí φ_k :
$$\omega_1(\varphi_k) = \sqrt{\frac{2E(\varphi_k)}{J(\varphi_k)}}$$

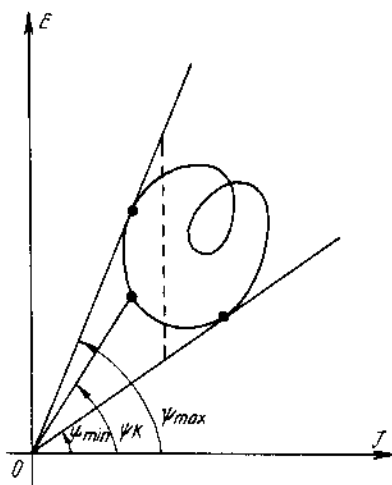
trong đó:

$E(\varphi_k)$ - động năng của máy tại vị trí φ_k , được xác định từ $M_d(\varphi)$, $M_c(\varphi)$,

$J(\varphi_k)$ - mômen quán tính thay thế của máy cũng tại vị trí φ_k .

Nếu lập được đồ thị $E(J)$ như ở hình 4.1 thì có thể tính được vận tốc thực của máy:

$$\omega_1(\varphi_k) = \sqrt{\frac{2\mu_E}{\mu_J} \operatorname{tg} \psi_k}$$



Hình 4.1

tại vị trí φ_k (bằng cách đo góc ψ_k), cũng như các vận tốc thực lớn nhất $\omega_{1\max}$, nhỏ nhất $\omega_{1\min}$ ứng với $\psi_{\max}$, $\psi_{\min}$ và hệ số không đều δ của chuyển động thực của máy:

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

mà $\omega_{1b} = \frac{\omega_{1\max} + \omega_{1\min}}{2}$ là vận tốc góc trung bình của máy.

Đặc biệt hơn, nếu $J = \text{const}$ thì bài toán càng đơn giản (đường $E(J)$ song song với trục E - trên hình 4.1 là nét đứt), khi đó chuyển động thực của máy chỉ phụ thuộc vào chế độ lực tác động trong máy.

b. Lực tác động phụ thuộc vào vận tốc góc và mômen quán tính thay thế không đổi

$$M_d(\omega), M_c(\omega), J = \text{const.}$$

Trường hợp này, vận tốc thực của máy có thể được xác định từ phương trình mômen:

$$M_d(\omega) - M_c(\omega) = J \frac{d\omega}{dt}$$

$M_d(\omega)$ và $M_c(\omega)$ xác định từ đặc tuyến cơ học của máy, qua phép tích phân sẽ xác định được $\omega(t)$.

4. Tương tự như trong bài toán chuyển động thực, bài toán làm đều chuyển động bằng bánh đà cũng tùy thuộc vào các yếu tố ảnh hưởng đến chuyển động thực của máy:

a. Khi $M_d(\varphi)$, $M_c(\varphi)$ và $J = \text{const}$ thì mômen quán tính của bánh đà tính theo:

$$J_d = \frac{\int_{\varphi_{\min}}^{\varphi_{\max}} (M_d - M_c) d\varphi}{\omega_{th}^2 |\delta|} - J$$

trong đó $\varphi_{\max}$ và $\varphi_{\min}$ là hai vị trí của khâu thay thế ứng với $\omega_{\max}$ và $\omega_{\min}$.

Nếu cho trước $M_d(\varphi)$ và $M_c(\varphi)$ dưới dạng đồ thị, có thể theo ý nghĩa hình học của phép tính tích phân mà diện tích $F_{\max}$ trên các đồ thị đó cũng chính là công thừa lớn nhất trong chu kỳ chuyển động bình ổn của máy.

b. Khi $M_d(\omega)$, $M_c(\omega)$, $J = \text{const}$, ta có:

$$J_d = \frac{\int_{\omega_{\min}}^{\omega_{\max}} \frac{d\omega}{M_d(\omega) - M_c(\omega)}}{t_{\omega_{\max}} - t_{\omega_{\min}}}$$

trong đó $t_{\omega_{\max}}$ và $t_{\omega_{\min}}$ là thời điểm ứng với $\omega_{\max}$ và $\omega_{\min}$.

Bài tập giải sẵn

133. Tính mômen quán tính thay thế và mômen cân thay thế của các lực cản (kể cả trọng lượng các khâu) về khâu dẫn 1 của cơ cấu máy bào ngang từ những giả thiết và kết quả của các bài 58 và 99. Sau đó so sánh mômen cân thay thế vừa tính ra với mômen cân thay thế không kể đến trọng lượng các khâu, mômen thay thế kể cả lực quán tính và mômen cân bằng theo kết quả của bài 108.

Giải.

Giả thiết của bài toán là các kết quả: vận tốc trong bài 58, lực quán tính và trọng lượng trong bài 99 và mômen cân bằng trong bài 108.

1. Mômen quán tính thay thế của cơ cấu được tính từ biểu thức:

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

Trong bài toán cụ thể:

$$\begin{aligned} J &= m_5 \left(\frac{v_{s_5}}{\omega_1} \right)^2 + m_4 \left(\frac{v_{s_4}}{\omega_1} \right)^2 + J_{s_4} \left(\frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2 + m_1 \left(\frac{v_{s_1}}{\omega_1} \right)^2 + J_{s_1} \left(\frac{\omega_1}{\omega_1} \right)^2 = \\ &= \frac{1}{\omega_1^2} \left[m_5 v_{s_5}^2 + m_4 v_{s_4}^2 + J_{s_4} \omega_4^2 + m_1 v_{s_1}^2 + J_{s_1} \omega_1^2 \right]. \end{aligned}$$

Các trị số khối lượng và mômen quán tính các khâu lấy từ giả thiết ở bài 99; các trị số vận tốc lấy từ kết quả bài 58 (hoạ đồ vận tốc như ở hình 2.12):

$$v_{D_3} \approx v_{s_4} \approx v_E = 2,175 \text{ m/s}$$

$$v_{s_4} \approx v_{s_5} \approx v_E = 2,175 \text{ m/s}$$

$$v_{s_3} = \frac{v_{D_3}}{2} \approx \frac{v_E}{2} = \frac{2,175}{2} \approx 1,09 \text{ m/s}$$

$$\omega_3 = \frac{v_{D_3}}{l_{D,C}} = \frac{2,175}{0,8} = 2,72 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_4 = \frac{v_{ED}}{l_{ED}} = \frac{\mu_v \cdot \overline{cd}}{l_{ED}} = \frac{0,025 \cdot 8}{0,8} = 0,25 \text{ s}^{-1}$$

Thay vào biểu thức tính J:

$$J = \frac{1}{10^3} \left[50 \cdot 2,175^2 + 5 \cdot 2,175^2 + 0,03 \cdot 0,25^2 + 20 \cdot 1,09^2 + 0,2 \cdot 2,72^2 \right] = 3,03 \text{ kg.m}^2.$$

2. Mômen cân thay thế (kể cả trọng lượng) được tính từ biểu thức:

$$M = \sum_k \left[P_k \frac{v_k}{\omega_1} + M_k \frac{\omega_k}{\omega_1} \right].$$

Trong bài toán cụ thể:

$$M_c = P_c \cdot \frac{v_c}{\omega_1} + G_3 \cdot \frac{v_c}{\omega_1} + G_2 \cdot \frac{v_{s_2}}{\omega_1} + G_3 \cdot \frac{v_{s_3}}{\omega_1}$$

$$M_c = \frac{1}{\omega_1} \left[P_c \cdot v_c + G_3 \cdot v_c + G_2 \cdot v_{s_2} + G_3 \cdot v_{s_3} \right].$$

Rõ ràng là các đại lượng trong ngoặc vuông là công suất của các lực tương ứng. Nên có thể tính trị số của chúng bằng phương pháp công suất tương tự như tính M_{cb} ở chương

trên: đi tất cả các lực về hoạ đồ vận tốc tại nút các vector vận tốc của điểm đặt lực, rồi chiếu vận tốc trên phương lực; trị số công suất của từng lực là tích của lực và hình chiếu vận tốc ấy; dấu của công suất tùy theo góc giữa phương lực và phương vận tốc: nếu là góc nhọn thì trị số công suất là dương và ngược lại. Cách làm cụ thể được minh hoạ trên hình 4.2 (G_s và V_s trực giao nên không tạo nên công suất). Vậy:

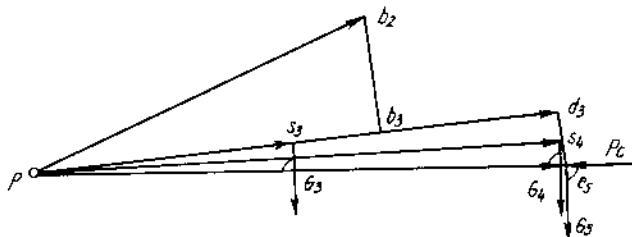
$$M_c = \frac{1}{10} [-1000.2,175 - 50.4.0,025 - 200.5.0,025] = -217,5 \text{ Nm}.$$

Dấu "-" chứng tỏ M_c ngược chiều với ω_1 .

Nếu không kể tới trọng lượng, mômen cân thay thế sẽ là:

$$M_c = P_v \cdot \frac{v_c}{\omega_1} = -1000 \cdot \frac{2,175}{10} = 217,5 \text{ Nm}$$

Dấu "-" chứng tỏ M_c ngược chiều với ω_1 .



Hình 4.2

3. So sánh hai trị số mômen cân thay thế vừa tính thấy, nếu không kể tới trọng lượng, tại vị trí đang xét của cơ cấu, mômen cân thay thế kể cả trọng lượng có trị số lớn hơn, còn chiều thì giống nhau.

So với mômen cân bằng đã tính ở bài 108 cũng tại vị trí đang xét, mômen thay thế có trị số nhỏ hơn (vì kể cả lực quán tính và trong trường hợp này lực quán tính có tác dụng cản trở chuyển động của máy), còn chiều thì ngược nhau. Cuối cùng mômen thay thế kể cả lực quán tính bằng trị số và ngược chiều với mômen cân bằng.

134. Tính mômen thay thế về khâu dẫn 1 của các mômen cân M_2 , M_3 từ giả thiết của bài 110. Sau đó so sánh với mômen thay thế cũng của các mômen cân ấy khi cơ cấu ở vị trí biên phải và nhận xét về ý nghĩa của mômen cân thay thế.

Giải.

1. Tại vị trí xét ở bài 110, thanh truyền BC tức thời chuyển động tịnh tiến nên $\omega_2 = 0$, còn $\omega_3 = \frac{v_C}{l_{BC}} = \frac{v_B}{2l_{AB}} = \frac{\omega_1}{2}$, nên mômen thay thế về khâu dẫn 1 của các mômen cân M_2 , M_3 là:

$$M_c = M_2 \frac{\omega_2}{\omega_1} + M_3 \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{M_3}{2} = \frac{20}{2} = 10 \text{ Nm}.$$

2. Tại vị trí biên phải của cơ cấu $\omega_3 = 0$, còn:

$$\omega_2 = \frac{v_{BC}}{l_{BC}} = -\frac{v_B}{2l_{BC}} = -\frac{\omega_1}{2}$$

nên mômen cần thay thế về khâu dẫn 1 của các mômen cần M_2, M_3 sẽ có cùng trị số nhưng ngược chiều.

So sánh kết quả thấy rằng, M_c không phụ thuộc trị số vận tốc góc khâu dẫn, mà phụ thuộc vào vị trí của cơ cấu.

135. Tính mômen quán tính thay thế và mômen cần thay thế về bánh răng 1 của cơ cấu bánh răng hành tinh trong bài 112, cho biết thêm khối lượng $m_2 = 1 \text{ kg}$ tập trung tại tâm bánh răng và mômen quán tính của cần C là $J_C = 0,1 \text{ kg.m}^2$. Hãy nhận xét về ý nghĩa của những kết quả tính ra.

Giải

1. Mômen quán tính thay thế của cơ cấu về bánh răng 1 là:

$$\begin{aligned} J &= m_2 \left(\frac{v_B}{\omega_1} \right)^2 + J_C \left(\frac{\omega_C}{\omega_1} \right)^2 \\ J &= m_2 \left(\frac{r_C \cdot \omega_C}{\omega_1} \right)^2 + J_C \left(\frac{\omega_C}{\omega_1} \right)^2 = i_{C1}^2 (m_2 \cdot r_C^2 + J_C) \\ J &= \left(\frac{1}{4,5} \right)^2 (1,0,36^2 + 0,1) = 0,011 \text{ kg.m}^2. \end{aligned}$$

2. Mômen cần thay thế của cơ cấu về bánh răng 1 là:

$$M = M_C \frac{\omega_C}{\omega_1} = 180 \frac{1}{4,5} = 40 \text{ Nm}.$$

Dù ở vị trí nào của cơ cấu kết quả trên cũng không đổi vì cơ cấu bánh răng có tỷ số truyền không đổi.

136. Mômen quán tính thay thế và mômen cần thay thế tại trục A của máy. Mômen động trong ba vòng quay đầu biến đổi theo quy luật đường thẳng qua gốc toạ độ (hình 4.3), còn về sau biến đổi có chu kỳ theo quy luật đường gãy khúc bcdef. Mômen cần tác động vào trục ở cuối vòng quay thứ ba kể từ lúc bắt đầu chuyển động, có giá trị $M_c = 2300 \text{ Nm} = \text{const}$. Mômen quán tính thay thế của trục $J = 0,2 \text{ kg.m}^2 = \text{const}$.

Phân tích xem máy có thể chuyển động bình ổn được không? Nếu có, hãy tính hệ số không đều của chuyển động đó.

Giải.

1. Trong ba vòng quay đầu $M_c = 0$, $M_d > 0$ nên vận tốc khâu thay thế tăng dần và ở cuối vòng quay thứ 3 đạt được một giá trị ω_0 nào đó, giá trị này có thể xác định được nhờ

công thức sau: $A = J \frac{\omega_0^2}{2}$ với $A = M_d \cdot 6\pi$. Kể từ vòng quay thứ tư trở đi máy chuyển động bình ổn vì $J = \text{const}$ và công thừa A_1 (phần diện tích gạch chéo) trong máy triệt tiêu sau mỗi chu kỳ (là một vòng quay của trục).

2. Hệ số không đều của chuyển động máy tính theo:

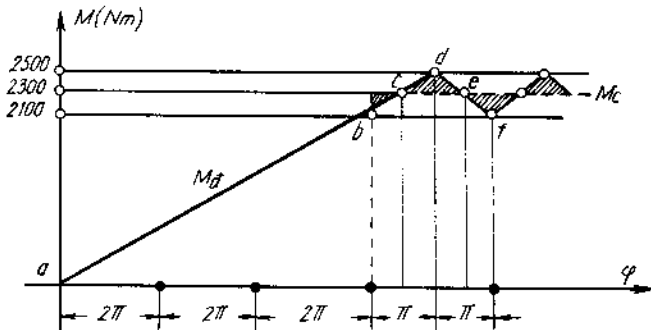
$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{th}}}$$

trong đó vận tốc góc lớn nhất $\omega_{\max}$ của máy xác định từ phương trình động năng:

$$\omega_{\max} = \sqrt{2 \frac{E_0 + \Delta E_{\max}}{J}}$$

E_0 là động năng ban đầu, tính qua công, tại thời điểm máy bắt đầu chuyển động bình ổn, khi đó:

$$E_0 = A_d = 2100 \cdot \frac{6\pi}{2} = 6300\pi \text{ Nm}.$$



Hình 4.3

$\Delta E_{\max}$ là biến thiên động năng lớn nhất trong chu kỳ chuyển động bình ổn, ở thời điểm ứng với điểm c trên hình 4.3:

$$\Delta E_{\max} = 200 \cdot \frac{\pi}{4} \text{ Nm} = 50\pi \text{ Nm}.$$

Vậy:
$$\omega_{\max} = \sqrt{2 \frac{(6300\pi + 50\pi)}{0,2}} \text{ s}^{-1}.$$

tương tự:
$$\omega_{\min} = \sqrt{2 \frac{(6300\pi - 50\pi)}{0,2}} \text{ s}^{-1}$$

và vận tốc góc trung bình:

$$\omega_{\text{th}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}.$$

Thay vào, tính được hệ số không đều của chuyển động máy:

$$\delta = \frac{\sqrt{6350\pi} - \sqrt{6250\pi}}{\sqrt{6350\pi} + \sqrt{6250\pi}} \approx \frac{1}{110}.$$

137. Trong giai đoạn chuyển động bình ổn của máy (hình 4.4), đồ thị động năng biến đổi theo mômen quán tính thay thế của máy có dạng một đường tròn bán kính $R = 20 \text{ mm}$, tâm O có tọa độ $x_o = 90 \text{ mm}$, $y_o = 80 \text{ mm}$. Tính hệ số không đều của chuyển động máy trong giai đoạn chuyển động bình ổn và đoán nhận xem trong một chu kỳ chuyển động bình ổn này vận tốc góc mấy lần đạt trị giá trung bình. Biết tỷ lệ xích của đồ thị là:

$$\mu_E = 50 \text{ Nm/mm}, \mu_J = 1 \text{ kg.m}^2/\text{mm}.$$

Giải.

1. Hệ số không đều của chuyển động máy là:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{tb}}$$

trong đó các vận tốc của máy có thể xác định bằng đồ thị $E(J)$ (hình 4.4) và biểu thức:

$$\omega_k = \sqrt{2 \frac{\mu_E}{\mu_J} \operatorname{tg} \psi_k}.$$

Các góc ψ_k xác định bằng cách kẻ từ gốc tọa độ đến tiếp tuyến trên, dưới với đồ thị $E(J)$ rồi đo:

$$\psi_{\max} = 51^{\circ} 8', \quad \psi_{\min} = 31^{\circ} 20'$$

suy ra: $\operatorname{tg} \psi_{\max} = 1,24; \operatorname{tg} \psi_{\min} = 0,61.$

Vậy vận tốc góc lớn nhất và nhỏ nhất là:

$$\omega_{\max} = \sqrt{2 \cdot \frac{50}{1} \cdot 1,24} = 11 \text{ s}^{-1},$$

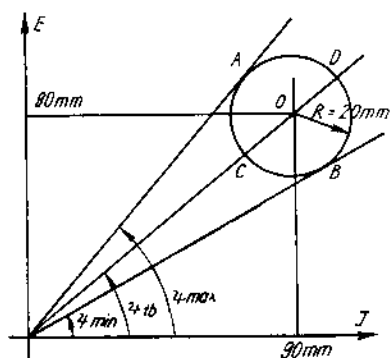
$$\omega_{\min} = \sqrt{2 \cdot \frac{50}{1} \cdot 0,61} = 7,8 \text{ s}^{-1},$$

còn vận tốc góc trung bình:

$$\omega_{tb} = \frac{11 + 7,8}{2} = 9,4 \text{ s}^{-1}.$$

Vậy hệ số không đều của chuyển động máy là:

$$\delta = \frac{11 - 7,8}{9,8} = \frac{1}{3}.$$



Hình 4.4

2. Cát tuyến kê từ gốc đồ thị $E(J)$ ứng với góc ψ_{th} mà:

$$\operatorname{tg} \psi_{th} = \frac{\mu_d}{2\mu_E} \omega_m^2 = \frac{1}{2 \cdot 50} \cdot 9,4^2 = 0,8836$$

$$(\psi_{th} \approx 41^{\circ}30', \text{ hình 4.4})$$

sẽ cắt đường $E(J)$ tại các điểm C và D, chúng tỏ trong một chu kỳ chuyển động bình ổn vận tốc góc của máy hai lần đạt giá trị trung bình.

138. Đặc tuyến cơ học của động cơ có dạng: $M_d = (100 - \omega) Nm$; mômen cản thay thế tại trục động cơ không đổi: $M_c = 5 Nm$; mômen quán tính thay thế tại trục động cơ cũng không đổi $J = 0,1 kgm^2$. Hãy xác định quy luật biến đổi vận tốc góc của động cơ theo thời gian t và suy ra giá trị gần đúng trong giai đoạn chuyển động bình ổn.

Giải.

1. Do mômen động $M_d = (100 - \omega) Nm$ và mômen cản thay thế $M_c = 5 Nm = \text{const}$, nên có thể coi là chế độ lực tác động trên động cơ phụ thuộc vận tốc góc; mặt khác mômen quán tính thay thế $J = 0,1 kgm^2 = \text{const}$, nên phương trình chuyển động của động cơ dưới dạng mômen là:

$$M_d(\omega) - M_c = J \frac{d\omega}{dt}$$

$$\text{hay} \quad dt = J \frac{d\omega}{M_d(\omega) - M_c}.$$

Thay vào và tích phân:

$$\int_0^t dt = 0,1 \int_0^{\omega} \frac{d\omega}{(100 - \omega) - 5}$$

tính được:

$$t = -0,1 \cdot \ln(95 - \omega) \Big|_0^{\omega} = -0,1 [\ln(95 - \omega) - \ln 95]$$

$$-10t = \ln \frac{95 - \omega}{95}$$

$$\text{hay} \quad e^{-10t} = \frac{95 - \omega}{95}$$

Và vận tốc góc của động cơ tính theo thời gian t là:

$$\omega = 95(1 - e^{-10t}).$$

2. Trong giai đoạn chuyển động bình ổn, thời gian t (đơn vị là giây) khá lớn nên e^{-10t} càng bé, vận tốc góc của động cơ trong giai đoạn chuyển động bình ổn có thể lấy giá trị gần đúng là:

$$\omega \approx 95(1 - 0) = 95 s^{-1}.$$

139. Mômen các lực và mômen quán tính của máy thay thế tại trục A với chu kỳ chuyển động bình ổn là một vòng quay của trục. Mômen cản thay thế biến đổi theo đồ thị (hình 4.5); mômen động không đổi trong suốt chu kỳ; mômen quán tính thay thế $J = 0,28 \text{ kgm}^2$ cũng không đổi.

Tính khối lượng m của bánh đà có đường kính $D = 0,24 \text{ m}$ đặt vào trục A để đảm bảo hệ số không đều cho phép của chuyển động $[\delta] = 0,04$ và vận tốc góc trung bình của trục $\omega_{tb} = 25 \text{ s}^{-1}$.

Nếu vận tốc góc của trục động cơ là $\omega = 250 \text{ s}^{-1}$ truyền chuyển động đến trục A bằng các bánh răng. Hãy so sánh ưu nhược điểm của việc đặt bánh đà tại trục động cơ và tại trục A trong cùng một kết quả làm đều chuyển động trục A.

Giải.

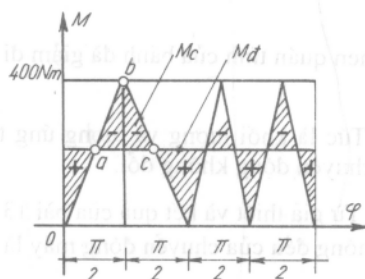
1. Vì máy chuyển động bình ổn nên phương trình chuyển động dưới dạng công (cũng tức là dưới dạng động năng) trong một chu kỳ có thể viết:

$$A_d - A_c = 0$$

Công động A_d và công cản A_c có thể tính bằng những diện tích giới hạn bởi các đường M_d và M_c trên hệ toạ độ $M(\varphi)$ (hình 4.5):

$$M_d \cdot 2\pi - 400 \left(\frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{4} + \frac{\pi}{4} \right) = 0$$

$$M_d = \frac{400\pi}{2\pi} = 200 \text{ Nm.}$$



Hình 4.5

Sau khi vẽ $M_d = 200 \text{ Nm}$ không đổi vào đồ thị, dễ dàng suy ra công thừa lớn nhất trong máy là diện tích tam giác abc (chính là $\int_{\pi/4}^{3\pi/4} (M_d - M_c) d\varphi$, theo ý nghĩa hình học của tích phân định hạn):

$$A_{t\max} = dt(\Delta ABC) = 200 \frac{\pi}{4} = 50\pi \text{ Nm.}$$

Từ đó tính được mômen quán tính J_d của bánh đà với mômen quán tính thay thế của máy về trục A: $J = 0,28 \text{ kgm}^2$ không đổi:

$$J_d = \frac{A_{t\max}}{\omega_{tb}^2 [\delta]} - J = \frac{50\pi}{25^2 \cdot 0,24} - 0,28 = 6 \text{ kgm}^2.$$

Suy ra khối lượng của bánh đà:

$$m = \frac{4J}{D^2} = \frac{4 \cdot 6}{0,24^2} = 100 \text{ kg.}$$

2. Với khối lượng bánh đà đặt tại trục A là $m = 100 \text{ kg}$ thì trọng lượng bánh đà là $G = m \cdot g = 100 \cdot 10 = 1000 \text{ N}$, khá lớn.

Đảm bảo kết quả làm đều chuyển động trục A không đổi (với ω_{tb} và $[\delta]$ như cũ) có thể đặt bánh đà về trục động cơ, bởi yêu cầu công tích lũy dưới dạng động năng của bánh đà không đổi:

$$\frac{J_d \omega_{tb}^2}{2} = \frac{J'_d \omega_d^2}{2}$$

trong đó J'_d mômen quán tính của bánh đà đặt tại trục động cơ với vận tốc góc: $\omega_d = 250 \text{ s}^{-1}$.

Vậy:
$$J'_d = J_d \left(\frac{\omega_{tb}}{\omega_d} \right)^2 = 6 \cdot \left(\frac{25}{250} \right)^2 = 0,06 \text{ kg.m}^2.$$

Mômen quán tính của bánh đà giảm đi $i_d^2 = \left(\frac{\omega_d}{\omega_{tb}} \right)^2 = \left(\frac{250}{25} \right)^2 = 100$ lần.

Tức là khối lượng và tương ứng trọng lượng bánh đà giảm đi i^2 lần mà tác dụng làm đều chuyển động không đổi.

140. Từ giả thiết và kết quả của bài 131, tính mômen quán tính của bánh đà; nếu yêu cầu hệ số không đều của chuyển động máy là $[\delta] = 1/10$.

Giải.

Từ bài 131 đã có chuyển động thực của máy biểu thị qua đồ thị $E(J)$ và các trị số:

$$\omega_{tb} = 9,4 \text{ s}^{-1}; \quad \delta = \frac{1}{3}.$$

Với yêu cầu hệ số không đều cho phép $[\delta] = 1/10$ thì các góc $[\psi_{\max}]$ biểu thị vận tốc góc lớn nhất cho phép tính theo:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}[\psi_{\max}] &= \frac{\omega_{tb}^2}{2} \cdot \frac{\mu_f}{\mu_E} (1 + [\delta]) \\ &= \frac{9,4^2 \cdot 1}{2 \cdot 50} \left(1 + \frac{1}{10} \right) = 0,972. \end{aligned}$$

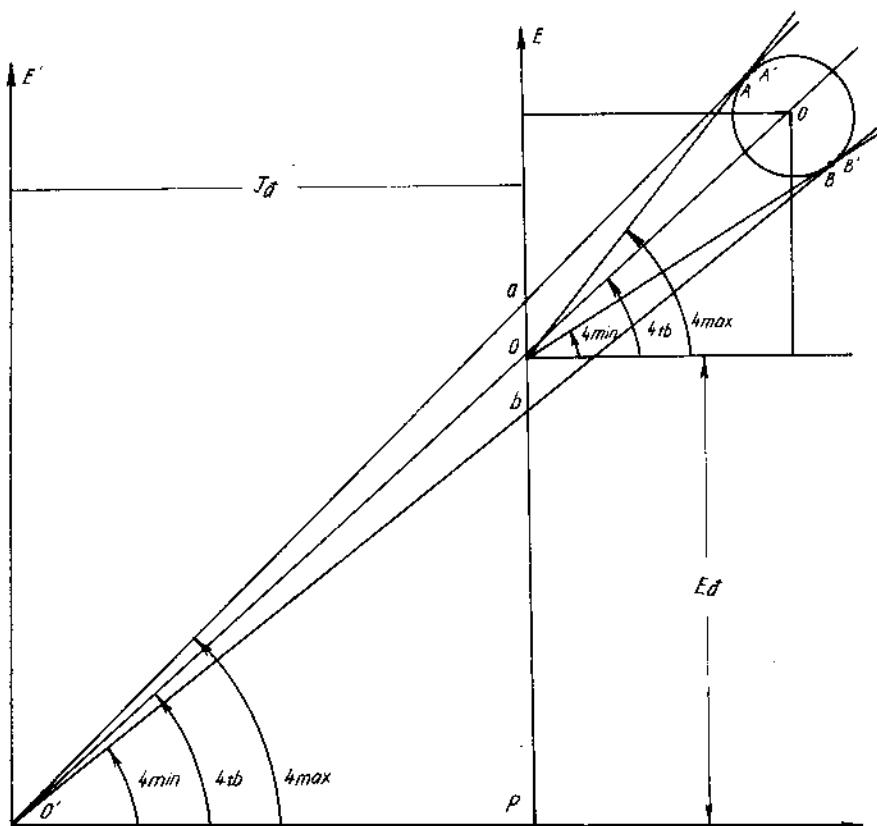
Suy ra: $[\psi_{\max}] = 44^{\circ}12'$

và tương tự $\operatorname{tg}[\psi_{\min}] = \frac{9,4^2 \cdot 0,1}{2 \cdot 50} \left(1 - \frac{1}{10} \right) = 0,795$, suy ra $[\psi_{\min}] = 39^{\circ}30'$.

Vẽ các tiếp tuyến với đồ thị $E(J)$, nghiêng với trục hoành J những góc tương ứng $[\psi_{\max}]$ và $[\psi_{\min}]$. Hai tiếp tuyến này giao nhau tại O' - gốc của đồ thị $E(J')$ là đồ thị biểu thị chuyển động thực của máy sau khi lắp bánh đà (hình 4.6):

- Đoạn OP biểu thị động năng E_d của bánh đà
- Đoạn O'P biểu thị mômen quán tính J_d của bánh đà.

Vậy $J_d = \mu_j \cdot O'P = 0,1 \cdot 94 = 9,4 \text{ kgm}^2$.



Hình 4.6

Nếu không muốn vẽ hệ trục tọa độ $O' (E', J')$ có thể dùng đoạn $ab = 17 \text{ mm}$ để tính mômen quán tính của bánh đà (vì thường thì máy chuyển động đều, hai tiếp tuyến càng gần song song, giao điểm O' của chúng ở rất xa, vừa khó vẽ, vừa dễ mất chính xác):

$$J_d = \frac{\mu_j \cdot \overline{ab}}{\operatorname{tg}|\psi_{\max}| - \operatorname{tg}|\psi_{\min}|} = \frac{0,1 \cdot 17}{0,972 - 0,795} = 9,4 \text{ kgm}^2.$$

Kết quả là duy nhất, nhưng dễ vẽ và chính xác hơn.

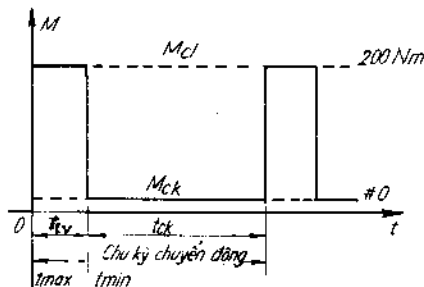
141. Mômen các lực và mômen quán tính của máy thay thế tại trục động cơ. Đặc tuyến của mômen động cơ là: $M_d = (2375 - 22,7\omega) \text{ Nm}$; mômen cần thay thế biến đổi trong chu kỳ

chuyển động bình ổn như đồ thị ở hình 4.7 với thời gian làm việc $t_1 = 0,1$ s có $M_{cl} = 200$ N, thời gian chạy không t_k có M_{ck} tương đối nhỏ.

Nếu mômen quán tính thay thế của máy không đáng kể, tính mômen quán tính của bánh đà để đảm bảo trong hành trình làm việc vận tốc góc chỉ dao động trong khoảng:

$$|\omega_{\max}| = 104 \text{ s}^{-1},$$

$$|\omega_{\min}| = 101,5 \text{ s}^{-1}.$$



Hình 4.7

Giải.

Chú ý rằng trong hành trình làm việc $M_{cl} = 200 \text{ Nm} = \text{const}$, còn trong hành trình chạy không $M_{ck} \neq 0$; và $M_d(\omega)$, nên phương trình chuyển động của máy có thể viết dưới dạng mômen:

$$t_{\max} - t_{\min} = J_d \int_{|\omega_{\min}|}^{|\omega_{\max}|} \frac{d\omega}{M_d(\omega) - M_{cl}}$$

trong đó:

$t_{\max}$ là thời điểm ứng với $|\omega_{\max}|$,

$t_{\min}$ là thời điểm ứng với $|\omega_{\min}|$, do quy luật $M_c(t)$: $t_{\max} - t_{\min} = 0,1$ s (sau thời gian chạy không đến đầu hành trình làm việc máy có $\omega_{\max}$, cuối hành trình làm việc máy có $\omega_{\min}$), suy ra:

$$J_d = \frac{t_{\max} - t_{\min}}{\int_{|\omega_{\min}|}^{|\omega_{\max}|} \frac{d\omega}{M_d(\omega) - M_{cl}}} = - \frac{0,1}{\int_{101,5}^{104} \frac{d\omega}{(2375 - 22,7\omega) - 200}}$$

$$J_d = - \frac{1}{22,7\omega} \ln(2175 - 22,7\omega) \Big|_{101,5}^{104}$$

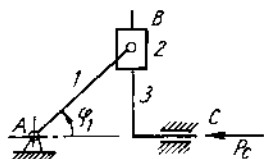
$$J_d = 6,23 \text{ kgm}^2.$$

Bài tập cho đáp số

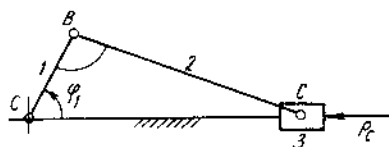
142. Tính mômen cản thay thế và mômen quán tính thay thế tại khâu dẫn AB của cơ cấu tính sin (hình 4.8), nếu lực cản tác động theo phương chuyển động của khâu 3 là $P_c = 20$ N; khối lượng của khâu 3 là $m_3 = 0,4$ kg và chiều dài khâu AB là $l_{AB} = 0,05$ m. Giải bài toán bằng đồ thị ứng với ba vị trí của khâu dẫn $\varphi_1 = 0^\circ$, $\varphi_1 = 45^\circ$, $\varphi_1 = 90^\circ$. Nghiệm lại bằng giải tích và nêu ý nghĩa của đại lượng thay thế.

143. Tính mômen cản thay thế và mômen quán tính thay thế tại khâu dẫn AB của cơ cấu tay quay con trượt (hình 4.9), nếu lực cản tác động theo phương chuyển động của con trượt là $P_c = 1000$ N; khối lượng con trượt là $m_3 = 10$ kg và kích thước các khâu $l_{AB} = 0,1$ m;

$l_{BC} = 0,4 \text{ m}$. Giải bài tính ứng với hai vị trí của khâu dẫn AB: $\varphi_1 = 0^\circ$ và $\varphi_1 = 90^\circ$. So sánh kết quả và nêu ý nghĩa của các đại lượng thay thế.



Hình 4.8

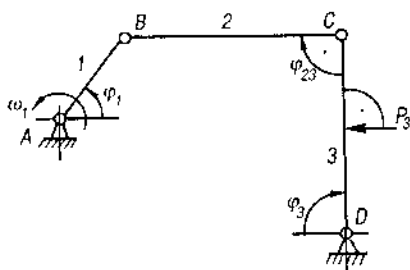


Hình 4.9

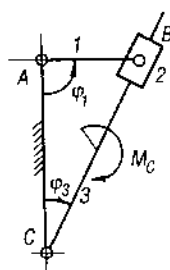
144. Tính mômen thay thế của mômen ma sát tại khớp quay B về trục A của khâu dẫn AB cơ cấu bản lề 4 khâu (hình 4.10), dưới tác dụng của lực $P_3 = 4000 \text{ N}$ đặt tại trung điểm khâu CD. Biết $l_{AB} = 0,1 \text{ m}$; $l_{BC} = l_{CD} = 0,2 \text{ m}$; $\varphi_1 = 45^\circ$, $\varphi_{23} = \varphi_3 = 90^\circ$, khâu dẫn AB quay đều; đường kính khớp quay B là $d = 0,04 \text{ m}$ và hệ số ma sát tại khớp quay này là $f = 0,1$.

145. Tính mômen cản thay thế và mômen quán tính thay thế tại trục A của khâu dẫn AB cơ cấu culit (hình 4.11) dưới tác dụng của mômen cản $M_c = 10 \text{ Nm}$ đặt tại culit; nếu mômen quán tính của culit đối với trục C là $J_3 = 0,016 \text{ kgm}^2$; chiều dài khâu dẫn $l_{AB} = 0,1 \text{ m}$; vị trí các khâu: $\varphi_1 = 90^\circ$, $\varphi_3 = 30^\circ$.

So sánh với trường hợp khâu dẫn AB và culit thẳng góc, rồi nêu ý nghĩa của các đại lượng thay thế.



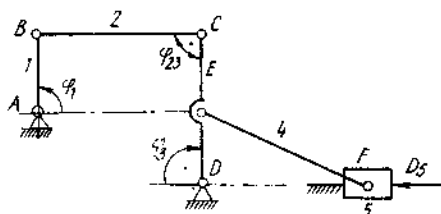
Hình 4.10



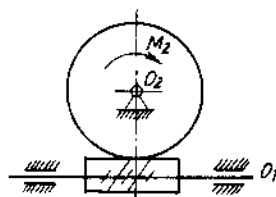
Hình 4.11

146. Tính mômen thay thế tại trục A của lực cản $P_c = 100 \text{ N}$ tác động theo phương con trượt 5 và mômen quán tính thay thế tại trục A cũng của khối lượng con trượt 5, $m_F = 2 \text{ kg}$. Biết kích thước và vị trí của cơ cấu máy sàng ấy là: $l_{AB} = l_{ED} = 0,1 \text{ m}$; $l_{BC} = l_{EF} = l_{CD} = 0,2 \text{ m}$; $\varphi_1 = \varphi_{23} = \varphi_3 = 90^\circ$ (hình 4.12).

147. Tính mômen thay thế tại trục vít 1 của mômen cản trên bánh vít 2, $M_2 = 40 \text{ Nm}$. Biết số đầu răng của trục vít $Z_1 = 2$ và số răng của bánh vít $Z_2 = 40$ (hình 4.13). Có nhận xét gì về nguyên tắc thay thế và quan hệ giữa mômen và số vòng phút của các trục truyền?



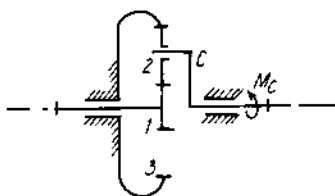
Hình 4.12



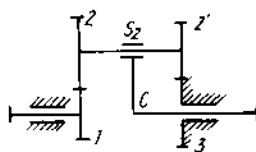
Hình 4.13

148. Tính mômen thay thế tại bánh răng 1 của mômen cản trên cần C với $M_c = 40 \text{ Nm}$ trong cơ cấu bánh răng hành tinh (hình 4.14) nếu số răng của các bánh răng là $Z_1 = Z_2 = 20$, $Z_3 = 60$. Phân tích ý nghĩa của kết quả tính ra.

149. Tính mômen quán tính thay thế tại bánh răng 1 của hộp giảm tốc hành tinh (hình 4.15), nếu trọng tâm của các bánh răng nằm trên tâm quay của chúng ứng với các mômen quán tính $J_1 = J_2 = 0,001 \text{ kgm}^2$; $J_c = 0,018 \text{ kgm}^2$; khối lượng của các bánh răng $m_2 = 0,4 \text{ kg}$, $m_3 = 0,5 \text{ kg}$; các bánh răng đều tiêu chuẩn và cùng môđun $m = 10 \text{ mm}$; số răng của các bánh răng là $Z_1 = Z_2' = 20$, $Z_2 = Z_3 = 40$. Nêu ý nghĩa kết quả tính ra.



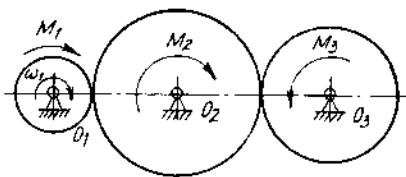
Hình 4.14



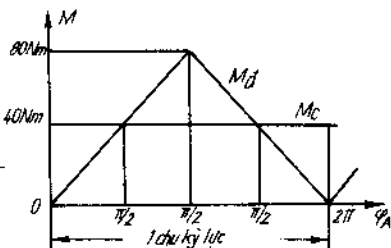
Hình 4.15

150. Tính gia tốc góc của bánh răng 1 trong hệ bánh răng trên hình 4.16, nếu các mômen cản tác động trên các bánh răng là $M_1 = 1000 \text{ Nm}$; $M_2 = 60 \text{ Nm}$, $M_3 = 80 \text{ Nm}$; mômen quán tính đối với các trục quay của các bánh răng là $J_1 = 1 \text{ kgm}^2$; $J_2 = 4,5 \text{ kgm}^2$, $J_3 = 2 \text{ kgm}^2$, số răng của các bánh răng là $Z_1 = 20$, $Z_2 = 60$, $Z_3 = 40$.

151. Mômen thay thế các lực tại trục A của máy biến đổi có chu kỳ theo đồ thị ở hình 4.17; mômen quán tính thay thế của máy tại trục A là $J = 0,3 \text{ kgm}^2 = \text{const}$, vận tốc góc tại vị trí O đầu kỳ lực là $\omega_0 = 20 \text{ s}^{-1}$. Phân tích xem máy có chuyển động bình ổn được không? Nếu có, hãy tính chu kỳ chuyển động; trị số các vận tốc góc lớn nhất và nhỏ nhất của máy; vị trí ứng với các trị số vận tốc góc ấy.



Hình 4.16

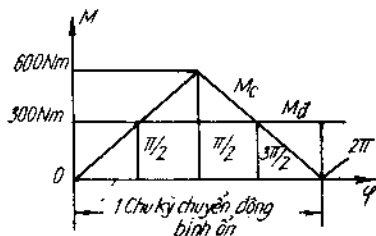


Hình 4.17

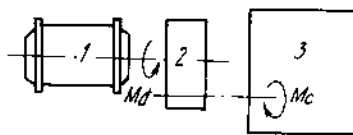
152. Tính vận tốc góc lớn nhất, nhỏ nhất và hệ số không đều của chuyển động máy trong một chu kỳ chuyển động bình ổn; nếu mômen thay thế các lực biến đổi theo đồ thị trên hình 4.18, mômen quán tính thay thế $J = 4 \text{ kgm}^2 = \text{const}$, vận tốc góc tại đầu chu kỳ $\omega_0 = 30 \text{ s}^{-1}$

153. Mômen xoắn của động cơ 1 truyền vào máy làm việc 3 qua hộp giảm tốc bánh răng 2 (hình 4.19) biến đổi theo quy luật $M_1 = (900 - 5\omega) \text{ Nm}$, mômen cản thay thế của máy không đổi và bằng 600 Nm . Tỷ số truyền trong hộp giảm tốc $i_{13} = 4$. Mômen quán tính thay thế J của máy không đổi và bằng $3,2 \text{ kgm}^2$.

Hãy xác định quy luật chuyển động $\omega = f(t)$ của động cơ và trị số vận tốc góc trung bình trong chuyển động bình ổn.



Hình 4.18



Hình 4.19

154. Đặc tuyến động cơ của cơ cấu có dạng $M_d = (100 - \omega) \text{ Nm}$, mômen cản thay thế tại trục động cơ không đổi $M_c = 5 \text{ Nm}$, mômen quán tính thay thế tại trục động cơ không đổi $J = 0,1 \text{ kgm}^2$.

Hãy xác định quy luật chuyển động của động cơ $\omega = f(t)$ và trị số vận tốc góc trung bình trong chuyển động bình ổn.

155. Mômen các lực và mômen quán tính của cơ cấu thay thế tại khâu dẫn. Mômen phát động trong một chu kỳ chuyển động bình ổn biến đổi theo đồ thị trên hình 4.20; mômen cản thay thế $M_c = \text{const}$, mômen quán tính thay thế không đáng kể.

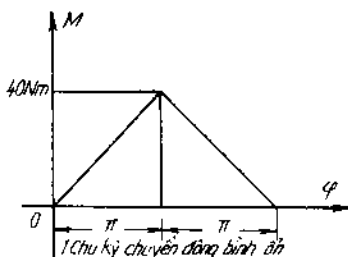
Tính mômen quán tính của bánh đà để đảm bảo hệ số không đều của chuyển động máy $[\delta] \approx 1/10$, nếu vận tốc góc trung bình của máy trong chu kỳ chuyển động bình ổn $\omega_{tb} = 10 \text{ s}^{-1}$.

Nếu máy được dẫn động bởi động cơ nối với khâu dẫn qua tỉ số truyền $i = 10$ thì khối lượng bánh đà (khi đường kính bánh đà $D = 0,5 \text{ m}$) đặt tại trục động cơ sẽ là bao nhiêu để chuyển động của khâu dẫn vẫn đảm bảo như khi bánh đà đặt tại khâu dẫn?

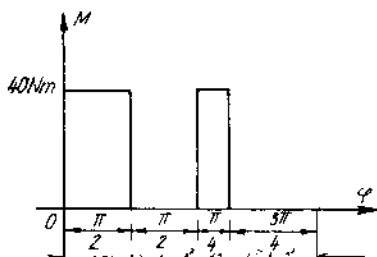
156. Mômen các lực và mômen quán tính của máy thay thế tại khâu dẫn. Trong chu kỳ chuyển động bình ổn, mômen cản thay thế biến đổi theo đồ thị trên hình 4.21; mômen phát động không đổi; mômen quán tính thay thế của máy không đáng kể; vận tốc góc trung bình của khâu dẫn là $\omega_{tb} = 25 \text{ s}^{-1}$, gia tốc trọng trường $g \approx 10 \text{ m/s}^2$.

Tính mômen GD^2 của bánh đà đặt tại khâu dẫn để đảm bảo hệ số không đều của chuyển động là $[\delta] = 0,02$.

Nếu vận tốc góc của khâu dẫn tăng lên gấp 4 lần và vẫn đặt bánh đà như cũ thì hệ số không đều là bao nhiêu?



Hình 4.20

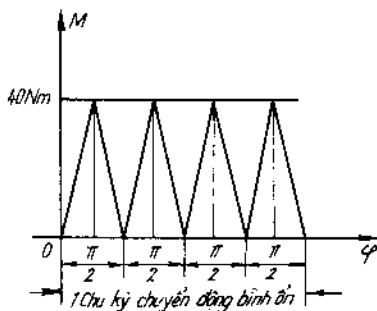


Hình 4.21

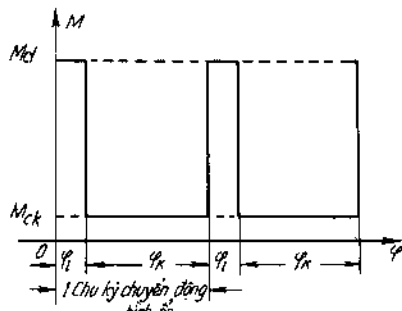
157. Mômen các lực và mômen quán tính của máy thay thế tại khâu dẫn. Trong chu kỳ chuyển động bình ổn, mômen cản thay thế biến đổi như ở hình 4.22, mômen phát động không đổi; mômen quán tính thay thế $J = 0,014 \text{ kgm}^2 = \text{const}$; vận tốc góc trung bình của khâu dẫn $\omega_{tb} = 25 \text{ s}^{-1}$.

Xét xem trong một chu kỳ chuyển động bình ổn vận tốc góc của máy đạt trị số trung bình, lớn nhất, nhỏ nhất mấy lần và tại những trị giá nào? Nếu $J \neq \text{const}$ thì kết luận ấy còn đúng không? Tại sao?

Sau đó tính trọng lượng G của bánh đà đặt tại khâu dẫn để đảm bảo hệ số không đều của chuyển động máy $[\delta] = 0,04$ nếu đường kính bánh đà là $D = 0,5 \text{ m}$.



Hình 4.22



Hình 4.23

158. Đặc tuyến động cơ của máy đập có dạng: $M_d = (2375 - 22,7\omega) \text{ Nm}$; mômen cản thay thế tại trục động cơ biến đổi theo đồ thị trên hình 4.23. Chu kỳ làm việc của máy bao gồm: hành trình làm việc tính theo vòng quay của trục động cơ $\varphi_1 = \pi$ với $M_{c1} = 200 \text{ Nm}$ và hành trình chạy không: $\varphi_k = 11\pi$ với $M_{ck} = 10 \text{ Nm}$.

Tính mômen quán tính của bánh đà đặt tại trục động cơ để đảm bảo sự dao động của vận tốc góc trong giới hạn từ $\omega_{\min} = 101,5 \text{ s}^{-1}$ đến $\omega_{\max} = 104 \text{ s}^{-1}$.

159. Công suất trục động cơ của máy là $N = 1000 \text{ W}$; số vòng quay của động cơ là $n = 1500 \text{ vg/ph}$; mômen động M_d của động cơ không đổi trong suốt thời gian làm việc (không phụ thuộc vào tốc độ và sự quá tải). Trong chu kỳ chuyển động bình ổn của máy, mômen động và mômen cản thay thế bằng nhau nhưng máy cần khắc phục sự quá tải tức thời $M_{c\max} = 2M_c$ xuất hiện bất ngờ, mà gia tốc góc của máy không được vượt quá trị số $\varepsilon = 20 \text{ s}^{-2}$. Tính mômen quán tính của bánh đà lắp trên trục động cơ để đảm bảo sự quá tải ấy, nếu mômen quán tính thay thế của máy tại trục động cơ là $J = 0,5/\pi \text{ kgm}^2$.

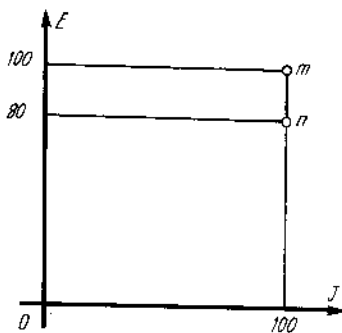
160. Trong một chu kỳ chuyển động bình ổn của máy, đồ thị $E(J)$ (động năng phụ thuộc mômen quán tính thay thế) là đoạn thẳng $mn = 20 \text{ mm}$ lặp lại 4 lần, song song với trục tung (hình 4.24); toạ độ điểm m là $x_m = y_m = 100 \text{ mm}$.

Trước hết hãy nhận xét về đặc điểm của chuyển động máy (vận tốc góc của máy phụ thuộc yếu tố nào? trong thực tế kỹ thuật có tồn tại loại máy có chuyển động như thế không?) và nhận xét tương tự nếu mn song song với trục hoành? mn thu lại chỉ một điểm?

Sau đó tính hệ số không đều của chuyển động máy, biết các tỷ xích của hệ toạ độ:

$$\mu_E = 0,5 \text{ Nm/mm}; \quad \mu_J = 0,01 \text{ kgm}^2/\text{mm}$$

Để đảm bảo hệ số không đều bằng nửa hệ số không đều vừa tính thì so với trước mômen quán tính của bánh đà sẽ như thế nào?



Hình 4.24

Chương 5

MA SÁT VÀ HIỆU SUẤT

Vấn đề cần chú ý

1. Ma sát có tại chỗ tiếp xúc (khớp động) giữa hai vật thể (hai khâu) chuyển động tương đối đối với nhau.

Ma sát tại các khớp động ảnh hưởng đến chuyển động của các khâu và độ bền mòn của các khớp động, tiêu hao công suất trong máy... Mặt khác, còn lợi dụng ma sát để truyền chuyển động và hãm ...

Tác dụng của ma sát trong từng trường hợp có thể khác nhau, nhưng nguyên tắc xác định giống nhau, bởi vì lực hoặc mômen ma sát phụ thuộc vào hai yếu tố:

- Áp lực trên các khớp động, biểu thị qua tải trọng Q .

- Cấu tạo của khớp động, biểu thị qua hệ số ma sát f , hay hệ số ma sát thay thế f' (được xác định tùy theo loại vật liệu làm khớp động và đặc điểm, kích thước, hình dạng khớp động). Trong phạm vi giáo trình, chủ yếu xét ma sát trượt và khái niệm về ma sát lăn.

2. Với khớp tịnh tiến

- phẳng: $f = \tan \varphi$ với φ là góc ma sát,

- rãnh tam giác: $f' = \frac{f}{\cos \beta}$ (β - góc nghiêng của thành rãnh),

- rãnh tròn mới: $f' = \frac{\pi}{2} f$ (qui luật phân bố áp suất đều),

- rãnh tròn cũ: $f' = \frac{4}{\pi} f$ (qui luật phân bố áp suất dạng cosin).

trong đó $f' = \tan \varphi'$ (φ' - góc ma sát thay thế). Muốn vật chuyển động, lực tác dụng phải nằm trên hoặc ngoài góc ma sát (hoặc góc ma sát thay thế).

3. Với khớp quay, ngoài hệ số ma sát thay thế của ổ đỡ:

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

phải chú ý tới bán kính vòng ma sát: $\rho = \lambda r f'$

trong đó λ - hệ số phân bố áp suất: ổ hờ $\lambda = 1$, ổ khít mới $\lambda = \pi/2$, ổ khít cũ $\lambda = 4/\pi$;

r - bán kính ổ đỡ trục.

Còn ở ổ chấn mới: $f' = \frac{2}{3} f$ và ở ổ chấn cũ: $f' = \frac{1}{2} f$.

Muốn trục chuyển động, lực tác dụng phải tiếp xúc hoặc ở ngoài vòng ma sát.

Thông thường, phải tính lực hoặc mômen ma sát cũng như lực hoặc mômen phát động khi vật hoặc trục chuyển động đều, tức là lực tác dụng trên góc ma sát hoặc tiếp xúc vòng ma sát.

4. Muốn tính lực kéo trên đai truyền hoặc lực hãm trên phanh (trên cơ sở trượt dần hồi của khâu mềm) phải dùng công thức Ôle:

$$S_2 = S_1 e^{f\beta}$$

trong đó: S_2 - lực căng ở nhánh căng (nhánh chủ động),

S_1 - lực căng ở nhánh trùng (nhánh bị động),

e - cơ số logarit tự nhiên, ($e = 2,718281828$),

f - hệ số ma sát,

β - góc ôm của đai vào puli.

Lực kéo chính là lực vòng trên puli, cân bằng với lực ma sát giữa đai và puli:

$$P = F = S_1(e^{f\beta} - 1).$$

5. Muốn tính mômen ma sát lăn (trên cơ sở đàn hồi trễ của khâu mềm), dùng công thức:

$$M_{msl} = kQ [Nm],$$

với Q là tải trọng [N] và k là hệ số ma sát lăn [cm].

6. Trên cơ sở đó có thể tính hiệu suất tại khớp động, công suất của cơ cấu và máy.

Bài tập giải sẵn

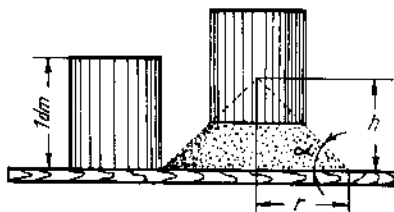
161. Để xác định góc nghiêng tự nhiên của một đồng vật liệu rắn, người ta đổ đầy vật liệu vào một ống hình trụ không đáy, cao 1 dm , tiết diện đáy 1 dm^2 , rồi từ từ nâng thùng lên, vật liệu sẽ tự rơi nghiêng thành một đồng hình nón có tiết diện S và chiều cao h . Tính góc nghiêng tự nhiên của đồng vật liệu này.

Giải.

Đến khi vật liệu không tự rơi từ đỉnh nón xuống ứng với chiều cao h , tức là vật liệu đã tự hãm. Khi đó góc nghiêng tự nhiên của đồng vật liệu (hình 5.1) bằng góc ma sát $\varphi: \alpha = \varphi$.

Trên cơ sở thể tích của vật liệu không đổi, có thể tìm ra quan hệ giữa góc nghiêng α và chiều cao h của đồng vật liệu hình nón:

$$1 = \frac{1}{3} Sh.$$



Hình 5.1

Gọi r là bán kính của vòng tròn đáy nón, có diện tích đáy:

$$S = \pi r^2 = \pi \frac{h^2}{\operatorname{tg}^2 \alpha}.$$

Từ đó:
$$l = \frac{1}{3} \pi r \frac{h^2}{\operatorname{tg}^2 \alpha}.$$

Nếu tính gần đúng $\pi \approx 3$, ta có:

$$\operatorname{tg}^2 \alpha \approx h^3.$$

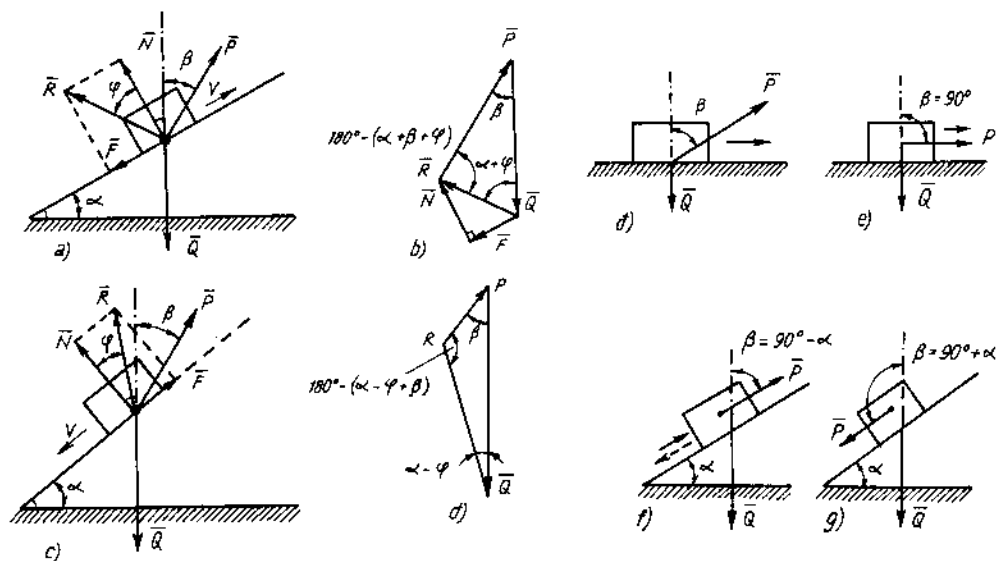
Vậy góc nghiêng tự nhiên của đồng vật liệu có thể xác định qua chiều cao h của đồng vật liệu hình nón theo công thức:

$$\operatorname{tg} \alpha \approx \sqrt{h^3}.$$

162. Tính lực tác dụng P vào vật có trọng lượng Q chuyển động trên mặt phẳng nghiêng một góc α với mặt ngang, hệ số ma sát giữa vật và mặt phẳng nghiêng là f . Giải bài toán trong trường hợp tổng quát: lực P nghiêng một góc β với phương thẳng đứng, rồi biện luận cho những trường hợp đặc biệt.

Giải.

1. Trường hợp tổng quát là vật có thể lên hoặc xuống đều với những giá trị nhất định của các góc α , β , φ (φ là góc ma sát xác định từ $\operatorname{tg} \varphi = f$).



Hình 5.2

a. Nếu vật lên đều dưới trạng thái cân bằng lực:

$$\mathbf{P} + \mathbf{Q} + \mathbf{R} = \mathbf{0}, \quad (\mathbf{R} = \mathbf{N} + \mathbf{F})$$

trong đó $\mathbf{Q}$ cho trước, $\mathbf{P}$ và $\mathbf{R}$ mới chỉ biết phương qua các góc β và φ (hình 5.2a), có thể giải bằng hoạ đồ lực như trên hình 5.2b. Trên đó theo định lý sin, ta có:

$$\frac{P}{\sin(\alpha + \varphi)} = \frac{Q}{\sin[180^\circ - (\alpha + \beta + \varphi)]} = \frac{Q}{\sin(\alpha + \beta + \varphi)}.$$

Vậy:
$$P = Q \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\sin(\alpha + \beta + \varphi)}.$$

Lực tác dụng $\mathbf{P}$ trong trường hợp này là lực đẩy hay lực phát động.

b. Nếu vật xuống đều, cũng tương tự suy ra (theo hình 5.2c và 5.2d):

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

trong trường hợp này $\alpha > \varphi$, lực tác dụng $\mathbf{P}$ là lực hãm hay lực cản. Còn nếu $\alpha = \varphi$, $\mathbf{R} = -\mathbf{Q}$, $\mathbf{P} = \mathbf{0}$: vật không cần hãm vẫn tự xuống đều. Đến khi $\alpha < \varphi < \alpha + \beta$, $\mathbf{P}$ mang dấu âm, tức là phải đẩy vật mới xuống đều. $\mathbf{P}$ và $\mathbf{Q}$ đều là lực phát động và vật ở trạng thái tự hãm.

2. Những trường hợp đặc biệt

a. Nếu $\alpha = 0$, tức là vật chuyển động trên mặt phẳng ngang (hình 5.2đ) ta có:

$$P = Q \frac{\sin \varphi}{\sin(\beta + \varphi)},$$

lại đồng thời $\beta = 90^\circ$ thì $P = -Q \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi} = -Q \operatorname{tg} \varphi = -fQ$ tức là $P = -F_{ms}$ (hình 5.2e).

Khi $\sin(\beta + \varphi) = 1$, $\beta + \varphi = 90^\circ$ thì P là nhỏ nhất:

$$P_{\min} = Q \sin \varphi = Q \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} = Q \frac{f}{\sqrt{1 + f^2}}.$$

b. Nếu $\beta = 90^\circ$ ($\alpha \neq 0$), lực tác dụng $\mathbf{P}$ nằm ngang thì:

$$P = Q \operatorname{tg}(\alpha \pm \varphi),$$

là trường hợp quen thuộc trong thực tế và giáo trình., bạn đọc có thể tự biện luận.

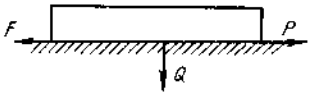
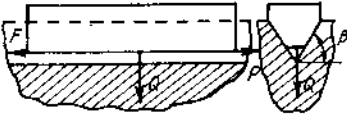
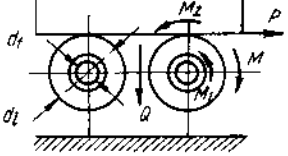
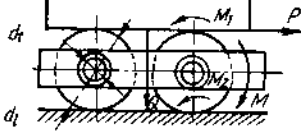
c. Nếu $\beta = 90^\circ - \alpha$, tức là phải đẩy vật lên đều hoặc đỡ vật xuống đều với lực $\mathbf{P}$ song song với mặt phẳng nghiêng. Cũng suy từ trường hợp tổng quát được:

$$P = Q \frac{\sin(\alpha \pm \varphi)}{\sin(90^\circ + \varphi)} = Q \frac{\sin(\alpha \pm \varphi)}{\cos \varphi} = Q(\sin \alpha \pm f \cos \alpha)$$

d) Q lăn trên những con lăn có đường kính $d_l = 100 \text{ mm}$, hệ số ma sát lăn giữa tải trọng và con lăn là k_1 , giữa con lăn và mặt đường là k_2 coi như bằng nhau $k_1 = k_2 = 0,01 \text{ cm}$ (khối lượng con lăn xem như không đáng kể).

Giải.

Muốn tải trọng Q chuyển động đều, lực đẩy P phải cân bằng với tổng các lực ma sát, hoặc phải tạo ra mômen M cân bằng với tổng mômen của các lực ma sát M_m . Để tiện so sánh, bài toán được giải tóm tắt trong bảng sau đây.

Hình bài 164	Lời giải	Đáp số
 a)	$P = F$ $= f \cdot Q = 0,1 \cdot 10000 \text{ N}$	$P = 1000 \text{ N}$
 b)	$P = F = f'Q$ $f' = \frac{f}{\cos \beta} = \frac{0,1}{\cos 45^\circ}$ $P = \frac{0,2}{\sqrt{2}} 10000 \text{ N}$	$P = 1420 \text{ N}$
 c)	$M = M_m = M_1 + M_2$ $P \cdot \frac{d_t}{2} = f'Q \frac{d_l}{2} + kQ$ $P = \left(\frac{f' \cdot \frac{d_l}{2} + k}{\frac{d_t}{2}} \right) Q$ $P = \frac{0,1 \cdot 2 + 0,01}{5} 10000 \text{ N}$	$P = 420 \text{ N}$
 d)	$M = M_m = M_1 + M_2$ $P \cdot d_t = k_1 Q + k_2 Q$ $P = \frac{k_1 + k_2}{d_t} Q$ $P = \frac{0,01 + 0,01}{10} 10000$	$P = 20 \text{ N}$

So sánh từ đáp số ta thấy, nếu để tải trọng Q lăn trên hệ thống con lăn (trường hợp d), chỉ cần đẩy một lực bằng 1/21 lực đẩy trên giá con lăn (trường hợp c), 1/50 lực đẩy trên mặt

phẳng ngang (trường hợp a) và bằng $1/71$ lực đẩy trên rãnh tam giác ngang. Điều đó cũng chứng tỏ rằng, thông thường ma sát lăn nhỏ hơn ma sát trượt; ma sát trượt trên rãnh lớn hơn ma sát trượt trên mặt phẳng.

165. Xác định công suất cần thiết để quay cần trục (hình 5.4) có tải trọng $Q = 50000 \text{ N}$ (không kể công suất của lực quán tính) biết các kích thước của cần trục: $l = 5 \text{ m}$, $h = 4 \text{ m}$, đường kính ngỗng trục $d = 0,08 \text{ m}$; hệ số ma sát tại ổ là $f = 0,1$; số vòng quay của cần trục $n = 3 \text{ vg/ph}$ (trọng lượng cần trục không đáng kể).

Giải.

Tải trọng Q gây nên các áp lực tại ổ:

- theo phương nằm ngang (thẳng góc với trục):

$$N_1 = -N_2 \text{ với giá trị:}$$

$$N_1 = Q \frac{l}{h} = 50000 \frac{5}{4} = 62500 \text{ N.}$$

- theo phương thẳng đứng (nằm trên đường tâm trục):

$$N_3 = -Q, N_3 = 50000 \text{ N.}$$

Vì thế ổ trên là ổ đỡ và ổ dưới là ổ đỡ - chắn; tạo nên các mômen ma sát M_m , cản chuyển động quay của cần trục:

- Tại mỗi ổ đỡ:

$$M_1 = M_2 \approx \frac{\pi}{2} f N_1 \frac{d}{2} = \frac{\pi}{2} f N_2 \frac{d}{2} = \frac{3,14}{2} \cdot 0,1 \cdot \frac{0,08}{2} \cdot 62500 = 395 \text{ N.m}$$

và tại ổ chắn:

$$M_3 = \frac{2}{3} f N_3 \frac{d}{2} = \frac{2}{3} \cdot 0,1 \cdot \frac{0,08}{2} \cdot 50000 = 133,5 \text{ N.m.}$$

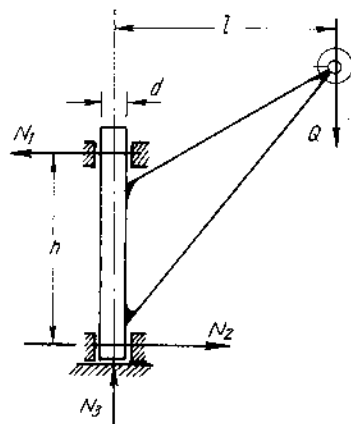
Vậy mômen ma sát cản chuyển động quay của cần trục là:

$$M_{ms} = M_1 + M_2 + M_3 = 395 + 395 + 133,5 = 923,5 \text{ N.m.}$$

Công suất cần thiết để làm quay cần trục là:

$$N = M_{ms} \cdot \omega = M_{ms} \cdot \frac{\pi n}{30} = 923,5 \cdot \frac{3,14 \cdot 3}{30} \approx 290 \text{ W.}$$

166. Tính hiệu suất tức thời của cơ cấu tay quay con trượt trong động cơ đốt trong tại vị trí $\varphi_1 = 90^\circ$, nếu áp suất hơi đốt $p = 20 \text{ at}$ (chưa kể đến trọng lượng và lực quán tính của cơ cấu); biết kích thước các khâu: $l_1 = 0,065 \text{ m}$, $l_2 = 0,26 \text{ m}$, đường kính quả nón (pittông) $d_n = 0,11 \text{ m}$; đường kính các ổ đỡ $d_A = 0,085 \text{ m}$, $d_B = 0,075 \text{ m}$, $d_C = 0,038 \text{ m}$, tốc độ quay của tay quay $n_1 = 1800 \text{ vg/ph}$; hệ số ma sát tại các khớp động $f = 0,1$.



Hình 5.4

Giải.

Theo định nghĩa hiệu suất:

$$\eta = \frac{N_{ci}}{N_d} = \frac{N_d - N_{ms}}{N_d} = 1 - \frac{N_{ms}}{N_d}$$

trong đó: N_{ci} , N_d và N_{ms} lần lượt là công suất của các lực cần có ích, lực phát động và lực ma sát.

Để tính hiệu suất η của cơ cấu, cần tính N_{ms} và N_d qua các lực và vận tốc các điểm đặt lực tương ứng.

1. Tính những vận tốc cần thiết

Tại vị trí cho trước $\varphi_1 = 90^\circ$, tay quay 1 thẳng góc với phương trượt của quả nón 3 nên thanh truyền 2 chuyển động tịnh tiến tức thời, do đó:

Vận tốc quả nón v_C và vận tốc điểm đầu tay quay v_B bằng nhau:

$$v_C = v_B = \omega_1 l_1 = \frac{\pi n}{30} l_{AB}$$

$$v_C = v_B = \frac{3,14 \cdot 1800}{30} \cdot 0,065 = 12,15 \text{ m/s.}$$

Vận tốc góc của thanh truyền 2: $\omega_2 = 0$.

nên vận tốc góc tại các khớp động:

$$\omega_A = \omega_B = \omega_1; \quad \omega_C = 0.$$

2. Tính các lực cần thiết

Lực phát động:

$$P_d = p \frac{\pi d_n^2}{4} = 9,81 \cdot 10^4 \cdot 20 \cdot \frac{3,14 \cdot (0,11)^2}{4} = 18634 \text{ N.}$$

Bằng cách phân tích lực trực tiếp trên cơ cấu (hình 5.5) tính được các áp lực:

$$R_{03} = 5000 \text{ N}, R_{21} = R_{01} = R_{34} = 20000 \text{ N.}$$

3. Tính công suất các lực cần thiết:

- Công suất lực phát động P_d :

$$N_d = P_d \cdot v_C = 18634 \cdot 12,25 = 228266,5 \text{ W.}$$

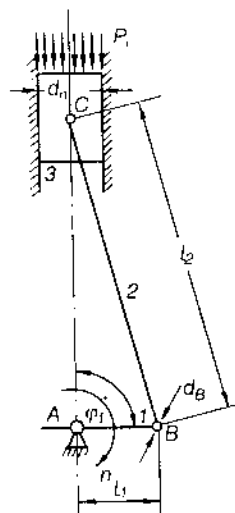
- Công suất lực về mômen ma sát tại các khớp động:

$$N_{ms} = f[R_{03} \cdot v_C + r_C \cdot R_{32} \cdot \omega_2 + r_B \cdot R_{21}(\omega_2 + \omega_1) + r_A \cdot R_{01} \cdot \omega_1]$$

$$= 0,1(500 \cdot 12,25 + 0 + 0,037 \cdot 20000 \cdot 188 + 0,042 \cdot 20000 \cdot 188)$$

$$= 30316,5 \text{ W.}$$

Hình 5.5



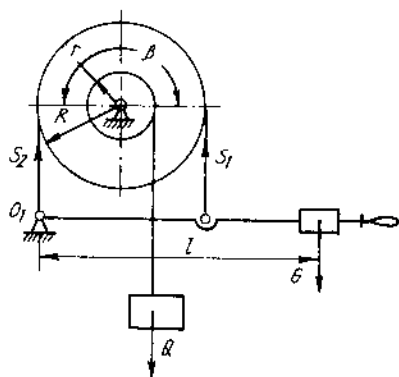
4. Hiệu suất tức thời của cơ cấu:

$$\eta = 1 - \frac{30316,5}{228266,5} = 1 - 0,13 = 0,87.$$

167. Xác định tải trọng Q mà phanh đơn giản (hình 5.6a) và phanh vi sai (hình 5.6b) có thể hãm được bằng trọng lượng $G = 200 \text{ N}$. Biết khoảng cách từ trọng tâm G đến tâm quay của phanh $l = 1 \text{ m}$; bán kính bánh phanh $R = 0,4 \text{ m}$; bán kính tang quay $r = 0,15 \text{ m}$; hệ số ma sát giữa bánh phanh và đai phanh $f = 0,2$; góc ôm giữa dây phanh và bánh phanh $\beta = \pi$; các kích thước khác: $b = 2a$, $a + b = 2R$ (sơ đồ phanh được thể hiện trên hình 5.6).

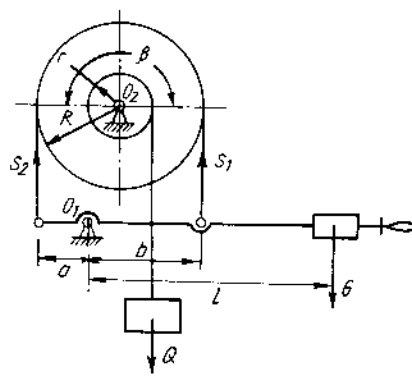
Giải.

Phanh giữ được tải trọng Q nhờ ma sát giữa đai phanh và bánh phanh (giống như đai truyền) khi phanh bằng trọng lượng G . Khi đó trong dây phanh xuất hiện những lực căng: S_2 ở nhánh chủ động (bên trái) và S_1 ở nhánh bị động (bên phải). Các lực căng này được xác định qua sự cân bằng của phanh, sau đó xác định tải trọng Q qua sự cân bằng của bánh phanh.



a)

Phanh đơn giản



b)

Phanh vi sai

Hình 5.6

Cân bằng mômen trên tay phanh

$$\sum M(O_1) = S_1 \cdot 2R - G \cdot l = 0$$

$$S_1 = \frac{G \cdot l}{2R} = \frac{200 \cdot 1}{2 \cdot 0,4} = 250 \text{ N}$$

$$\sum M(O_1) = S_2 \cdot a - S_1 \cdot b + G \cdot l = 0$$

$$S_2 = S_1 e^{f\beta}; 2R = a + b = 3a$$

$$\rightarrow a = \frac{2R}{3}, b = \frac{4R}{3}$$

$$S_1 e^{f\beta} \frac{2R}{3} - S_1 \frac{4R}{3} + G \cdot l = 0$$

$$S_1 = \frac{3G \cdot l}{2R(2 - e^{f\beta})}$$

$$S_1 = \frac{3.200.1}{2.0,4(2-1,85)} = 5000 \text{ N}^{(*)}$$

Lực ma sát giữa bánh phanh và dây phanh:

$$F = S_1(e^{\mu} - 1)$$

$$F = 250(1,85 - 1) = 213 \text{ N}$$

$$F = S_1(e^{\mu} - 1)$$

$$F = 5000(1,85 - 1) = 4250 \text{ N}$$

Cân bằng mômen trên bánh phanh

$$\sum M(O_2) = Q.r - F.R = 0$$

$$Q = \frac{R.F}{r} = \frac{213.0,4}{0,15}$$

$$Q = 570 \text{ N.}$$

$$\sum M(O_2) = Q.r - F.R = 0$$

$$Q = \frac{R.F}{r} = \frac{4250.0,4}{0,15}$$

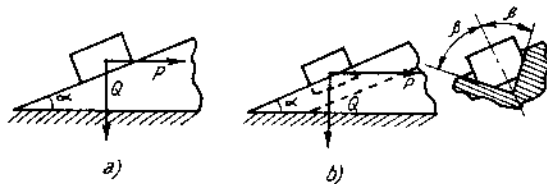
$$Q = 11333 \text{ N.}$$

Kết luận:

Kết cấu của phanh ảnh hưởng đến hiệu quả phanh: phanh vi sai có thể giữ được $11333/570 = 19,6$ lần tải trọng lớn hơn phanh đơn giản với cùng một trọng lượng giữ và kích thước của bánh phanh, tang quay như nhau.

Bài tập cho đáp số

168. Tính lực đẩy P nằm ngang, cần thiết để đẩy tải trọng $Q = 1000 \text{ N}$ lên mặt phẳng nghiêng (hình 5.7a) và rãnh nghiêng (hình 5.7b) với cùng độ nghiêng $\alpha = 15^\circ$, góc rãnh $\beta = 45^\circ$ và hệ số ma sát là $f = 0,1$. Sau đó tính hiệu suất trong cả hai trường hợp và so sánh.



Hình 5.7

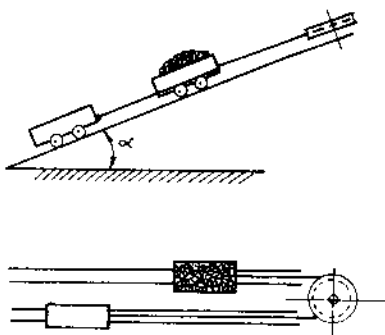
169. Cũng với cấu tạo khớp động như bài 168, nhưng hệ số ma sát $f = 0,2$. Hỏi tải trọng Q có thể tự xuống được không? Giải thích (xem hình 5.7).

170. Những xe quặng trọng lượng G và xe không trọng lượng G_k được hạ xuống và kéo lên bằng một dây cáp vòng qua một puli ở đỉnh dốc nghiêng một góc α nối với một đối trọng G' (hình 5.8).

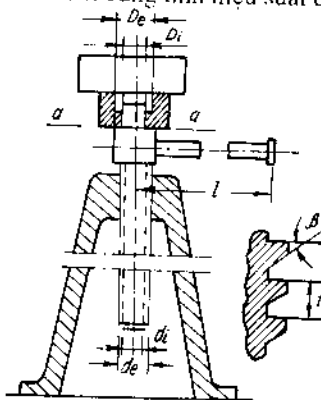
(*) $e^{\mu} = 1,718^{0,23,14} = 1,85$.

Nếu hệ số cản động là f_0 và lực cản của cáp là không đáng kể, hãy xác định độ dốc α và trọng lượng đối trọng G' để những xe quặng được hạ xuống đều và xe không được kéo lên đều.

171. Xác định mômen M để quay kích vít và chiều dài l của tay quay để nâng tải trọng $Q = 10000\text{ N}$ với lực quay kích là $P = 200\text{ N}$. Biết kích vít có ren hình thang (hình 5.9) với góc đỉnh ren $\beta = 30^\circ$, đường kính đỉnh ren $d_e = 50\text{ mm}$, đường kính chân ren $d_i = 42\text{ mm}$, bước ren $t = 8\text{ mm}$, hệ số ma sát giữa vít và đai vít $f = 0,12$, hệ số ma sát giữa đầu nâng và vít là $f_1 = 0,18$ (tại mặt phẳng aa - xem hình 5.9). Diện tích tiếp xúc giữa đầu nâng và vít giới hạn bởi hai vòng đường kính $D_e = 80\text{ mm}$ và $D_i = 40\text{ mm}$. Cuối cùng tính hiệu suất của kích vít.

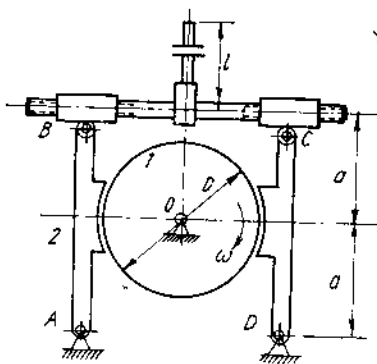


Hình 5.8

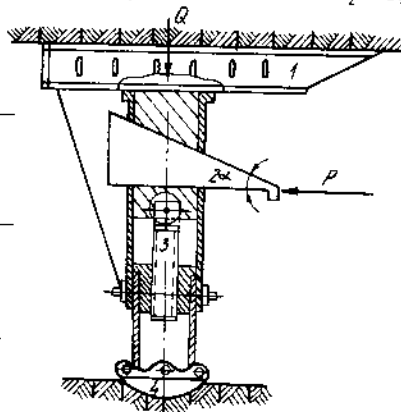


Hình 5.9

172. Tang quay 1 đang quay với mômen $M = 50\text{ Nm}$, được hãm bằng hai má hãm của những đòn 2, những đòn này một đầu nối với giá, đầu kia được nối với những đai vít bằng những khớp quay: A, B, C, D; hai đầu vít có ren trái và phải nối với các đai vít tương ứng và được quay bằng tay quay có chiều dài $l = 300\text{ mm}$, khi hãm tang (xem hình 5.10). Tính lực hãm P trên tay quay, biết các kích thước $a = 120\text{ mm}$, đường kính tang quay $D = 180\text{ mm}$, đường kính trung bình của ren vít $d_{th} = 20\text{ mm}$, bước ren $t = 60\text{ mm}$ (vít ren vuông, 6 mỗi ren); hệ số ma sát giữa má hãm và tang quay là $f_1 = 0,3$ giữa vít và đai vít là $f_2 = 0,15$.



Hình 5.10



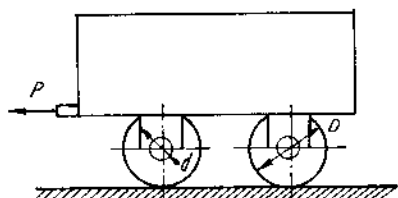
Hình 5.11

173. Thiết bị chống lở ở mỏ gồm xà ngang 1, chêm 2, cột chống mang vít điều chỉnh độ cao 3 và ổ đứng tự lựa 4 (hình 5.11).

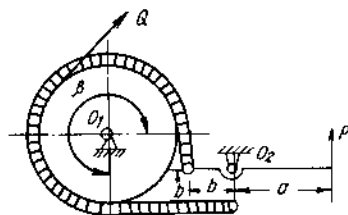
Hãy tính lực tháo chêm P để lấy xà ngang ra, nếu tải trọng trên xà ngang là $Q = 150$ tấn, hệ số ma sát giữa chêm và cột chống $f = 0,2$; góc nghiêng của chêm $\alpha = 19^{\circ}30'$.

174. Tính lực kéo P để xe hàng chuyển động đều trên đường ray, biết trọng lượng hàng $G = 30000\text{ N}$, trọng lượng xe không là $G_k = 15600\text{ N}$, trọng lượng các bánh xe $G_b = 2500\text{ N}$; đường kính bánh xe $D = 400\text{ mm}$, đường kính trục bánh xe $d = 50\text{ mm}$; hệ số ma sát tại ổ trượt (hở) là $f' = 0,1$; hệ số ma sát lăn trên đường ray là $k = 0,050\text{ cm}$ (xem hình 5.12). Sau đó tính lực kéo P khi hãm xe vẫn trượt đều.

175. Tìm quan hệ giữa lực hãm P và lực vòng Q trên tang quay của phanh đai (hình 5.13), biết góc ôm của đai trên tang quay là β , kích thước tay hãm là a, b. Hệ số ma sát giữa đai và tang quay là f.

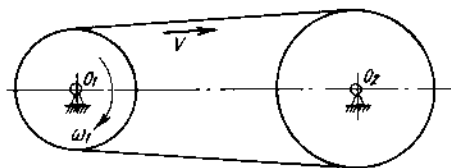


Hình 5.12



Hình 5.13

176. Tính lực căng ban đầu S_0 và áp lực N trên ổ của bộ truyền dây đai (hình 5.14), có công suất truyền động $W = 15\text{ kW}$ và vận tốc dây đai là $v = 10\text{ m/s}$ (biết $e^{f\beta} = 2$). Nếu hiệu suất tại ổ trượt và dây đai - puli bằng nhau: $\eta_i = 0,95$. Hãy tính công suất hữu ích W_{ci} .



Hình 5.14

Chương 6

CÂN BẰNG MÁY

Vấn đề cần chú ý

1. Lực quán tính có trong các khâu và trong cơ cấu với khối lượng đáng kể tập trung tại trọng tâm không cố định khi cơ cấu chuyển động; nó gây nên ứng suất phụ, áp lực phụ có chu kỳ làm rung máy; ảnh hưởng đến sức bền, hiệu suất của máy, chất lượng sản phẩm và môi trường xung quanh, đặc biệt nguy hiểm khi tốc độ cao và rung động cộng hưởng.

2. Nếu khối lượng khâu quay được coi như phân bố trên một mặt phẳng thẳng góc với trục quay thì có thể dùng một đối trọng cân bằng cùng nằm trên một mặt phẳng để cân bằng lực quán tính của khối lượng mặt cân bằng. Đó là nội dung của việc cân bằng tĩnh.

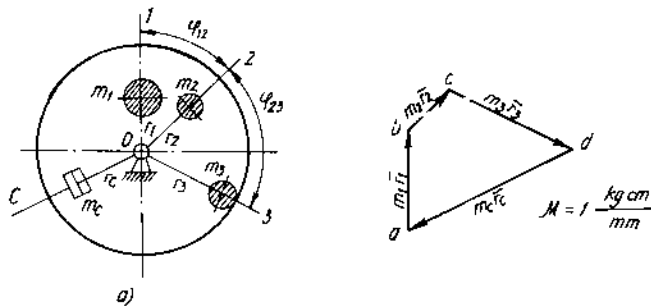
3. Nếu khối lượng khâu quay phân bố trên nhiều mặt phẳng thẳng góc với trục quay, phải dùng hai đối trọng cân bằng trên hai mặt phẳng khác nhau để cân bằng mômen lực quán tính và lực quán tính mặt cân bằng. Đó là nội dung của việc cân bằng động.

4. Việc cân bằng toàn bộ cơ cấu trên móng thường chỉ thực hiện đối với cơ cấu đơn giản có thể cân bằng toàn bộ hoặc chỉ một phần lực quán tính mặt cân bằng do mức độ phức tạp của vấn đề.

Chú ý rằng, trong thực tế dùng thực nghiệm tìm ra độ lớn và vị trí của khối lượng mặt cân bằng, cho nên trong các bài toán về loại này thường coi như đã biết các yếu tố đó; vấn đề còn lại là xác định độ lớn và vị trí đối trọng cân bằng theo yêu cầu.

Bài tập giải sẵn

177. Hãy cân bằng khâu quay gồm ba khối lượng mặt cân bằng $m_1 = 2 \text{ kg}$, $m_2 = 1 \text{ kg}$, $m_3 = 1,5 \text{ kg}$ phân bố trên cùng một mặt phẳng thẳng góc với trục quay O, ứng với các bán kính $r_1 = 8 \text{ cm}$, $r_2 = 10 \text{ cm}$, $r_3 = 15 \text{ cm}$ ở các phương xác định bằng các góc $\varphi_{12} = 45^\circ$, $\varphi_{23} = 75^\circ$, còn bán kính lắp đối trọng cân bằng là $r_c = 12 \text{ cm}$ (hình 6.1a). Nếu không cân bằng thì trục quay phải chịu một áp lực là bao nhiêu nếu trục quay với tốc độ 2000 vòng/ph.



Hình 6.1

Giải.

Do các khối lượng mất cân bằng phân bố trên một mặt phẳng thẳng góc với trục quay O, nên chỉ cần cân bằng tĩnh bằng một đối trọng cân bằng m_c trên cùng mặt phẳng tại bán kính r_c sao cho:

$$m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 + m_c r_c = 0$$

trong đó trị số và phương chiều của ba vector đầu đã biết:

$$m_1 r_1 = 2 \cdot 8 = 16 \text{ kgcm}; \quad m_2 r_2 = 1 \cdot 10 = 10 \text{ kgcm}; \quad m_3 r_3 = 1,5 \cdot 15 = 22,5 \text{ kgcm};$$

nên vector thứ tư $m_c r_c$ hoàn toàn xác định do việc giải phương trình vector trên đồ thị (hình 6.1b) với tỉ lệ xích $\mu = 1 \text{ kgcm/mm}$; đoạn biểu thị vector này là da, đo được 30 mm.

$$\text{Vậy:} \quad m_c r_c = \overline{da} \cdot \mu = 30 \cdot 1 = 30 \text{ kgcm}.$$

Trong đó bán kính lắp đối trọng r_c đã cho trước: $r_c = 12 \text{ cm}$ nên trị số khối lượng đối trọng cân bằng là:

$$m_c = \frac{m r_c}{r_c} = \frac{30}{12} = 2,5 \text{ kg}.$$

đặt trên phương OC (hình 6.1a), song song với phương da (hình 6.1b).

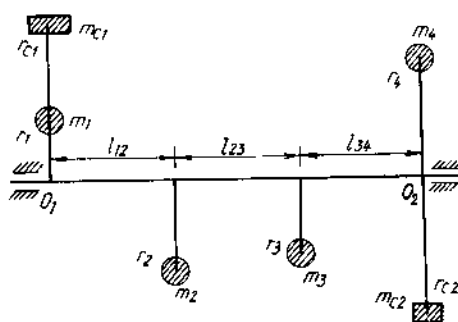
Tất nhiên, nếu không cân bằng thì có thể coi m_c là khối lượng mất cân bằng của khâu quay và khi đó trục quay phải chịu một áp lực là:

$$N = m_c r_c \omega^2,$$

trong đó $\omega = \pi n/30$.

$$N = 2,5 \cdot 0,12 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 2000}{30} \right)^2 = 13146 \text{ N}.$$

178. Hãy cân bằng khâu quay gồm bốn khối lượng mất cân bằng: $m_1 = 0,2 \text{ kg}$, $m_2 = 0,3 \text{ kg}$, $m_3 = 0,2 \text{ kg}$, $m_4 = 0,4 \text{ kg}$ ứng với các bán kính $r_1 = 10 \text{ mm}$, $r_2 = 15 \text{ mm}$, $r_3 = 12 \text{ mm}$, $r_4 = 20 \text{ mm}$ và khoảng cách giữa các đối trọng là: $l_{12} = l_{23} = l_{34} = 100 \text{ mm}$. Các khối lượng mất cân bằng đều phân bố trên cùng một mặt phẳng chứa trục quay và những mặt phẳng cân bằng có thể đặt trên hai mặt phẳng thẳng góc với trục quay chứa m_1 và m_4 ứng với các bán kính: $r_{c1} = 50 \text{ mm}$, $r_{c2} = 40 \text{ mm}$ (hình 6.2).



Hình 6.2

Trong trường hợp bài toán này có thể dùng hai phương trình mômen đối với hai mặt phẳng cân bằng để tìm hai đối trọng cân bằng được không? Thử nghiệm lại kết quả.

Giải

Vì các khối lượng mặt cân bằng và đối trọng cân bằng đều phân bố trên một mặt phẳng chứa trục quay (mặt giấy vẽ như trên hình 6.2) nên các vectơ biểu thị lực quán tính (mômen của lực quán tính) đều cùng phương. Do đó trong các phương trình cân bằng có thể bỏ dấu vectơ với qui ước các đại lượng tính toán ứng với các khối lượng phía trên trục quay mang dấu cộng và ngược lại.

Để cân bằng mômen của các lực quán tính, đặt đối trọng cân bằng m_{c2} tại bán kính r_{c2} trên mặt phẳng cân bằng thẳng góc với trục quay chứa khối lượng mặt cân bằng m_4 . Phương trình cân bằng là:

$$\Sigma M_q(O_1) = m_4 r_4 (l_{12} + l_{23} + l_{34}) - m_3 r_3 (l_{12} + l_{23}) - m_2 r_2 l_{12} - m_{c2} r_{c2} (l_{12} + l_{23} + l_{34}) = 0 \quad (1)$$

Suy ra khối lượng đối trọng cân bằng m_{c2} :

$$m_{c2} = \frac{m_4 r_4 (l_{12} + l_{23} + l_{34}) - m_3 r_3 (l_{12} + l_{23}) - m_2 r_2 l_{12}}{r_{c2} (l_{12} + l_{23} + l_{34})}$$

$$m_{c2} = \frac{0,4 \cdot 20 \cdot 300 - 0,2 \cdot 12 \cdot 200 - 0,3 \cdot 15 \cdot 100}{40 \cdot 300}$$

$$m_{c2} = 0,1225 \text{ kg.}$$

Để cân bằng các lực quán tính, đặt đối trọng cân bằng m_{c1} tại các bán kính r_{c1} trên mặt phẳng cân bằng thẳng góc trục quay, chứa khối lượng mặt cân bằng m_1 . Phương trình cân bằng là:

$$\Sigma P_q = m_{c1} r_{c1} + m_1 r_1 + m_4 r_4 - m_2 r_2 - m_3 r_3 - m_{c2} r_{c2} = 0 \quad (2)$$

Suy ra khối lượng đối trọng cân bằng m_{c1} :

$$m_{c1} = \frac{m_2 r_2 + m_3 r_3 + m_{c2} r_{c2} - m_1 r_1 - m_4 r_4}{r_{c1}}$$

$$m_{c1} = \frac{0,3 \cdot 15 + 0,2 \cdot 12 + 0,1225 \cdot 40 - 0,2 \cdot 10 - 0,4 \cdot 20}{50}$$

$$m_{c1} = 0,036 \text{ kg.}$$

Với giả thiết của bài toán, đây là một hệ lực phẳng: phương trình cân bằng lực (2) tương đương với phương trình cân bằng mômen (3) sau:

$$\Sigma M_q(O_2) = m_1 r_1 (l_{12} + l_{23} + l_{34}) + m_{c1} r_{c1} (l_{12} + l_{23} + l_{34}) - m_2 r_2 (l_{23} + l_{34}) - m_3 r_3 l_{34} = 0 \quad (3)$$

Từ (3) có thể suy ra khối lượng đối trọng cân bằng m_{c1} mà không dùng đến (2):

$$m_{c1} = \frac{m_2 r_2 (l_{23} + l_{34}) + m_3 r_3 l_{34} - m_1 r_1 (l_{12} + l_{23} + l_{34})}{r_{c1} (l_{12} + l_{23} + l_{34})}$$

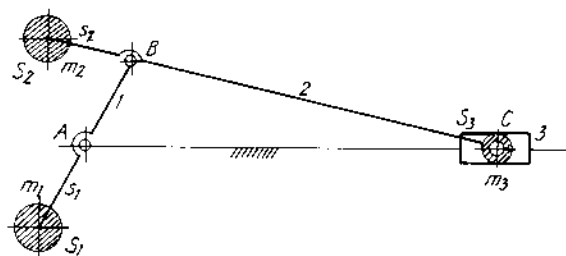
$$m_{c1} = \frac{0,3 \cdot 15 \cdot 200 + 0,2 \cdot 12 \cdot 100 - 0,2 \cdot 10 \cdot 300}{50 \cdot 300}$$

$$m_{c1} = 0,036 \text{ kg.}$$

Kết quả phù hợp.

Chú ý rằng trong trường hợp tổng quát, khối lượng phân bố ở những mặt phẳng khác nhau sẽ có hệ lực không gian và không có sự tương đương giữa (2) và (3) phải dùng đến các phương trình véc-tơ (1) và (2).

179. Chọn những khối lượng m_1 và m_3 của tay quay 1 và thanh truyền 2 của cơ cấu tay quay con trượt trên hình 6.3, sao cho các lực quán tính của các khâu được cân bằng. Cho biết khối lượng con trượt 3 là $m_3 = 0,4 \text{ kg}$ và kích thước cơ cấu: $l_{AS1} = -100 \text{ mm}$, $l_{BS2} = -100 \text{ mm}$, $l_{AB} = 100 \text{ mm}$, $l_{BC} = 400 \text{ mm}$ (dấu trừ chứng tỏ S_1 ở dưới A và S_2 ở phía trái B). Sau đó giải thích xem nền còn chịu áp lực khi cơ cấu chuyển động không?



Hình 6.3

Giải.

Giả thiết yêu cầu cân bằng lực quán tính của các khâu, nên khối tâm của cơ cấu phải cố định, tức là khối lượng các khâu phải thoả mãn:

$$m_2 s_2 + m_3 l_{BC} = 0 \quad (1)$$

$$m_1 s_1 + (m_2 + m_3) l_{AB} = 0 \quad (2)$$

Từ (1) tính được khối lượng của thanh truyền 2:

$$m_2 = -m_3 \cdot \frac{l_{BC}}{s_2} = -0,4 \cdot \frac{400}{-100} = 1,6 \text{ kg}.$$

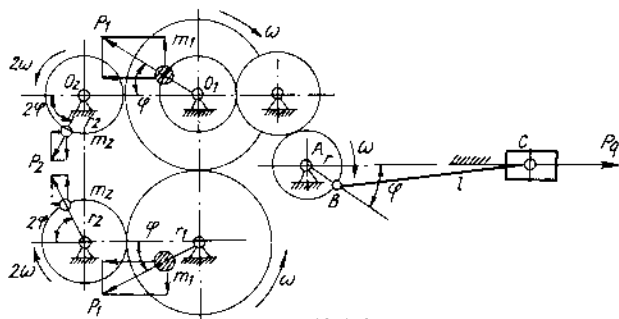
Thay giá trị m_2 vào (2), tính được khối lượng của tay quay 1:

$$m_1 = -(m_2 + m_3) \cdot \frac{l_{AB}}{s_1} = -(1,6 + 0,4) \cdot \frac{100}{-100} = 2 \text{ kg}.$$

Với khối lượng các khâu phân bố như trên, các lực quán tính trong cơ cấu sẽ cân bằng lẫn nhau. Tuy nhiên vẫn còn mômen của lực quán tính gây nên áp lực tại A và C truyền xuống nền.

180. Hãy nêu một phương án cân bằng đến lực quán tính cấp 2 của con trượt trong cơ cấu tay quay con trượt bằng đối trọng quay nếu khối lượng con trượt là m_3 ; chiều dài thanh truyền là l ; chiều dài tay quay là r ; vận tốc góc của tay quay là ω .

Trong trường hợp $m_3 = 2 \text{ kg}$, $\lambda = \frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ và bán kính lắp các đối trọng $r_1 = r$, tìm quan hệ giữa các khối lượng mất cân bằng và đối trọng cân bằng.



Hình 6.4

Giải.

Bằng giải tích để dàng suy ra lực quán tính (khai triển nhị thức Niuton đến cấp 2) của con trượt trong cơ cấu tay quay con trượt là:

$$P_q = m_3 \omega^2 r (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

có phương là phương trượt (phương nằm ngang, hình 6.4), bao gồm:

- lực quán tính cấp 1: $P_{q1} = m_3 \omega^2 r \cos \varphi$
- lực quán tính cấp 2: $P_{q2} = m_3 \omega^2 r \lambda \cos 2\varphi$

Để cân bằng các lực quán tính này bằng những đối trọng quay, có thể dùng hệ bánh răng, trên đó lắp những cặp đối trọng cân bằng m_1 và m_2 để cân bằng với những lực quán tính tương ứng của con trượt, còn những lực quán tính theo phương thẳng đứng do việc lắp những cặp đối trọng thì tự triệt tiêu (hình 6.4):

$$2m_1 \omega^2 r_1 \cos \varphi = m_3 \omega^2 r \cos \varphi$$

$$2m_2 (2\omega)^2 r_2 \cos 2\varphi = m_3 \omega^2 r \lambda \cos 2\varphi$$

với tỉ số truyền cặp bánh răng O_1 và O_2 là $i_{12} = 2$.

Từ đó rút ra quan hệ giữa các khối lượng mất cân bằng m_3 và các đối trọng cân bằng m_1 và m_2 :

$$m_1 = \frac{m_3 r}{2r_1}, \quad m_2 = \frac{m_3 \lambda r}{8r_2}.$$

Khi $m_3 = 2 \text{ kg}$, $r = r_1$, $\lambda = 1/5$ (hình 6.4) ta có:

$$m_1 = 1 \text{ kg}, \quad m_2 = 0,05 \text{ kg}.$$

Tóm lại:

1. Có thể cân bằng lực quán tính theo phương nằm ngang của cơ cấu bằng hệ đối trọng quay lắp đối xứng từng cặp tương ứng từng cấp của lực quán tính mất cân bằng.

2. Thường chỉ cân bằng lực quán tính cấp 1, vì so với nó lực quán tính cấp 2 đã quá nhỏ có thể bỏ qua (trong trường hợp cụ thể của bài toán, đối trọng cân bằng m_1 gấp 20 lần đối trọng cân bằng m_2).

181. Cho lược đồ máy ly tâm hình 6.5 có khối lượng m thay đổi (cả vị trí trọng tâm, như máy giặt, máy chiết xuất đường, thuốc...).

1. Tính lực quán tính mất cân bằng (P_q), nếu $m = 10 \text{ kg}$, trục thùng quay có biến dạng uốn cách tâm ổ một khoảng cách $x = 0,005 \text{ m}$, điểm đặt khối lượng cách tâm thùng một khoảng $s = 0,005 \text{ m}$ tại thời điểm tính, thùng quay với tốc độ $n = 3000 \text{ vg/phút}$.

2. Cho hệ số cứng của trục quay là c . Viết phương trình cân bằng của hệ (trục, thùng, vật) nếu chỉ kể tới lực quán tính và lực phục hồi, biết rằng vận tốc góc giới hạn của trục là $\omega_c = 900 \text{ vg/ph}$. Từ đó suy ra nguyên tắc tự cân bằng.

3. Giả sử dùng hai đối trọng để tự cân bằng là m_1^1, m_2^2 trên rãnh tròn của thùng: bằng cách phân tích lực quán tính, minh họa và giải thích định tính nguyên tắc tự cân bằng.

Giải

Lược đồ không gian của máy vẽ trên hình 6.5a và mặt cắt ngang của rãnh thùng chứa 2 đối trọng tự cân bằng vẽ trên hình 6.5b.

1. Giả sử trục thùng quay đều, lực quán tính ly tâm P_q với gia tốc hướng tâm của trọng tâm S của hệ (trục, thùng, vật) cách tâm O ban đầu một khoảng $x + s$ nên:

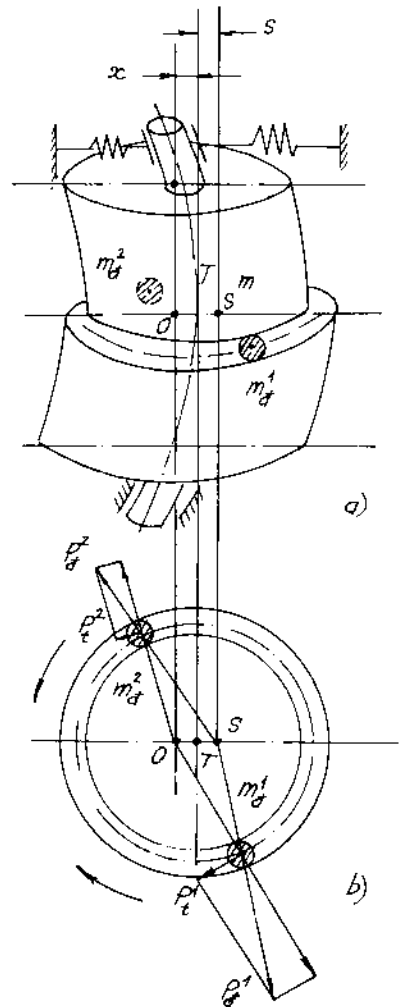
$$P_q = m (x + s) \omega^2$$

tại thời điểm tính:

$$P_q = 10 (0,005 + 0,005) \left(\frac{\pi \cdot 3000}{30} \right)^2$$

$$= 1000 \pi^2 \text{ N}$$

nếu lấy $\pi^2 \approx 10$ thì $P_q = 10000 \text{ N}$.



Hình 6.5

2. Hệ (trục, thùng, vật) được cân bằng chỉ do hai lực: lực quán tính trên và lực phục hồi (do biến dạng) bằng ex, với c là độ cứng (hay hệ số cứng của hệ) :

$$m(x + s)\omega^2 - cx = 0$$

suy ra:
$$x = \frac{m\omega^2 s}{c - m\omega^2} = \frac{s}{\frac{c}{m\omega^2} - 1}$$

đã biết vận tốc góc tối hạn của hệ là $\omega_1 = \sqrt{\frac{c}{m}}$ nên:

$$x = \frac{s}{\left(\frac{\omega_1}{\omega}\right)^2 - 1} \quad \text{khí } \omega_1 \leq \omega \text{ khá nhiều thì}$$

$x \approx -s$ có nghĩa là hệ tự cân bằng.

thực vậy, theo đầu bài: $\omega = 3 \omega_1$ nên:

$$x = \frac{s}{\frac{1}{9} - 1} \approx -s$$

3. Để minh họa và giải thích một cách định tính nguyên tắc tự cân bằng này, ta cho vào rãnh thùng (hình 6.5 b) đối trọng cân bằng m_1^0, m_2^0 tạo hai lực quán tính cân bằng ly tâm khỏi S. Sau đó, phân tích mỗi lực ra hai thành phần:

- pháp tuyến ly tâm khỏi O, và

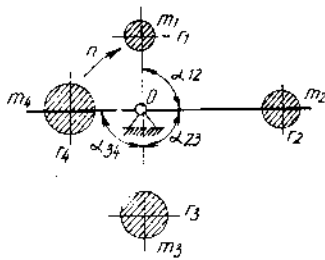
- tiếp tuyến với quỹ đạo vòng tâm O của ổ, chính hai lực quán tính tiếp tuyến này, dẫn hai đối trọng cân bằng di chuyển về phía đối diện với khối lượng của hệ để trọng tâm S của cả hệ (trục, thùng, vật, đối trọng tự cân bằng) đến trùng với tâm quay O của hệ và tự cân bằng khi khối lượng thay đổi (cả vị trí trọng tâm). Tất nhiên, đó mới chỉ là cân bằng tĩnh.

Bài tập cho đáp số

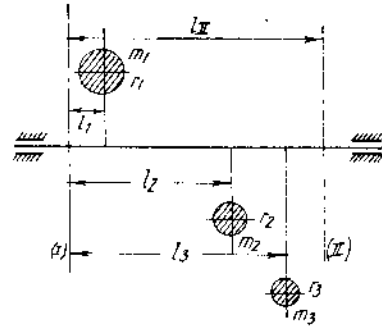
182. Tính khối lượng m_c của đối trọng đặt vào trục quay tại bán kính $r_c = 15 \text{ mm}$ để cân bằng với những khối lượng mất cân bằng $m_1 = 0,5 \text{ kg}$, $m_2 = 0,7 \text{ kg}$, $m_3 = 0,8 \text{ kg}$ và $m_4 = 1 \text{ kg}$ đặt tại các bán kính: $r_1 = 10 \text{ mm}$, $r_2 = 20 \text{ mm}$, $r_3 = 15 \text{ mm}$ và $r_4 = 10 \text{ mm}$; ứng với các vị trí $\alpha_{12} = \alpha_{23} = \alpha_{34} = 90^\circ$ (hình 6.6).

Nếu không cân bằng, thử nghiệm xem ổ trục có chịu một áp lực là bao nhiêu khi trục quay với tốc độ 3000 vòng/ph.

183. Tính khối lượng của những đối trọng cân bằng đặt trên những mặt phẳng I và II cách tâm trục những đoạn $r_I = r_{II} = 50 \text{ mm}$ để cân bằng với những khối lượng mất cân bằng $m_1 = 1 \text{ kg}$, $m_2 = 0,5 \text{ kg}$, $m_3 = 0,25 \text{ kg}$ phân bố trên cùng một mặt phẳng chứa trục quay và lần lượt cách tâm trục những đoạn $r_1 = r_2 = r_3/2 = 100 \text{ mm}$ và cách mặt phẳng cân bằng I những đoạn tương ứng: $l_1 = 50 \text{ mm}$, $l_2 = 250 \text{ mm}$, $l_3 = 350 \text{ mm}$, $l_{II} = 400 \text{ mm}$ (hình 6.7).



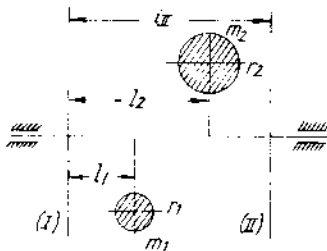
Hình 6.6



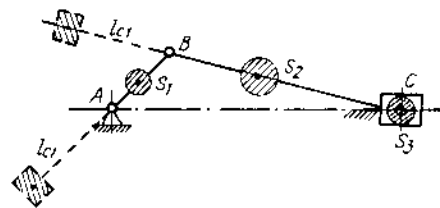
Hình 6.7

184. Tính khối lượng của những đối trọng cân bằng m_I và m_{II} đặt vào những mặt phẳng cân bằng I và II cách nhau một khoảng $l_{II} = 600 \text{ mm}$, để cân bằng với những khối lượng mặt cân bằng của trục quay là $m_I = 10 \text{ kg}$, $m_2 = 20 \text{ kg}$ cùng phân bố trên một mặt phẳng chứa trục quay, lần lượt cách trục những đoạn $r_I = r_{II} = r_1 = r_2 = 100 \text{ mm}$, và cách mặt phẳng cân bằng I những đoạn $l_I = l_2/2 = 200 \text{ mm}$ (hình 6.8).

Nhận xét kết quả bài toán.



Hình 6.8



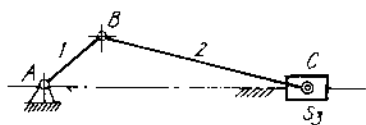
Hình 6.9

185. Hãy cân bằng lực quán tính của cơ cấu tay quay con trượt (hình 6.9) bằng cách lắp những đối trọng cân bằng trên tay quay 1 và thanh truyền 2. Cho biết kích thước các khâu: $l_{AB} = 0,1 \text{ m}$, $l_{BC} = 0,4 \text{ m}$, vị trí trọng tâm các khâu $l_{AS_1} = 0,05 \text{ m}$, $l_{BS_2} = 0,15 \text{ m}$, $S_1 \equiv C$. Khối lượng các khâu: $m_1 = 2 \text{ kg}$, $m_2 = 5 \text{ kg}$, $m_3 = 6 \text{ kg}$, khoảng cách các đối trọng: $l_{C_1} = l_{C_2} = -0,2 \text{ m}$.

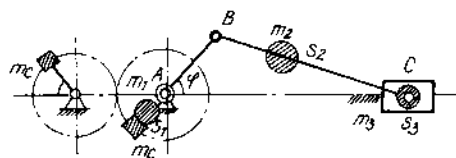
186. Nếu khối lượng của thanh truyền 2 và tay quay 1 chưa biết, còn các giả thiết khác như bài 185, hãy chọn các khối lượng m_{S_1} và m_{S_2} để cơ cấu cân bằng lực quán tính trên nền (hình 6.10).

187. Tính những khối lượng m_C của hai đối trọng đặt trên hai bánh răng cùng kích thước sao cho các lực quán tính bậc nhất theo phương trượt của các khâu trong cơ cấu tay quay con trượt (hình 6.11) được cân bằng. Nếu bán kính lắp các đối trọng là $l_C = 50 \text{ mm}$, kích thước

các khâu: $l_{AB} = 100 \text{ mm}$, $l_{BC} = 400 \text{ mm}$, $l_{AS_1} = 30 \text{ mm}$, $l_{BS_2} = 100 \text{ mm}$, $S_3 \equiv C$, khối lượng các khâu: $m_1 = 2,5 \text{ kg}$, $m_2 = 1 \text{ kg}$, $m_3 = 3 \text{ kg}$ (trước tiên hãy phân phối tính khối lượng thành truyền BC ra hai điểm B và C).



Hình 6.10



Hình 6.11

Chương 7

CƠ CẤU BỐN KHÂU PHẪNG

Các bài toán về tính vận tốc, gia tốc, lực trong cơ cấu bốn khâu phẳng đã được trình bày ở những chương trên. Bạn đọc có thể nghiệm lại những bài toán vận tốc trên bằng phương pháp tâm quay tức thời, trong chương này chỉ đưa ra những bài tập về tổng hợp cơ cấu bốn khâu phẳng.

Như đã biết, vấn đề tổng hợp cơ cấu bốn khâu phẳng một cách chính xác là rất khó và chỉ thực hiện được trong một số ít trường hợp đơn giản với bài toán giải tích khá phức tạp. Mặt khác, thực tế chế tạo và sử dụng cũng không cho phép đạt được yêu cầu này. Vì vậy thường dùng phương pháp đồ thị gần đúng. Loại bài toán như thế được trình bày khá rõ trong [7], dưới đây chỉ nêu một số ít bài toán điển hình về tổng hợp cơ cấu bốn khâu phẳng cho trước quy luật chuyển động của khâu bị dẫn, hoặc kích thước của một vài khâu, hoặc góc áp lực....

Bài tập giải sẵn

188. Tổng hợp cơ cấu tay quay - cân lắc, đảm bảo phạm vi chuyển động của cân CD trong góc $\psi = 60^\circ$ đối xứng với trục thẳng đứng. Chiều dài cân lắc là $l_{CD} = 400 \text{ mm}$, khoảng cách giữa hai tâm quay của tay quay và cân lắc là $l_{AD} = 550 \text{ mm}$.

Sau đó xác định góc áp lực lớn nhất $\alpha_{\max}$, hệ số về nhanh k và nghiệm lại xem tại sao cơ cấu lại được gọi là cơ cấu tay quay - cân lắc ?

Giải.

1. Việc tổng hợp cơ cấu này thực chất là xác định kích thước của tay quay AB và thanh truyền BC theo điều kiện đầu bài.

Vì là cơ cấu tay quay-cân lắc nên cơ cấu có một tay quay là khâu AB và một cân lắc CD; mặt khác lại cho trước phạm vi chuyển động của cân lắc CD nên có thể vẽ được hai vị trí biên DC' và DC'' của cân lắc (xem hình 7.1 với tỉ lệ xích $\mu_l = 0,01 \text{ m/mm}$). Ứng với hai vị trí biên này, tay quay và thanh truyền thẳng hàng, nên có thể dùng phương pháp vẽ để xác định kích thước của tay quay AB và thanh truyền BC. Từ hình 7.1, đo được:

$$l_{AC'} = l_{AB} + l_{BC} = 0,01 \cdot 82 = 0,82 \text{ m}$$

$$l_{AC''} = l_{BC} - l_{AB} = 0,01 \cdot 50 = 0,50 \text{ m}.$$

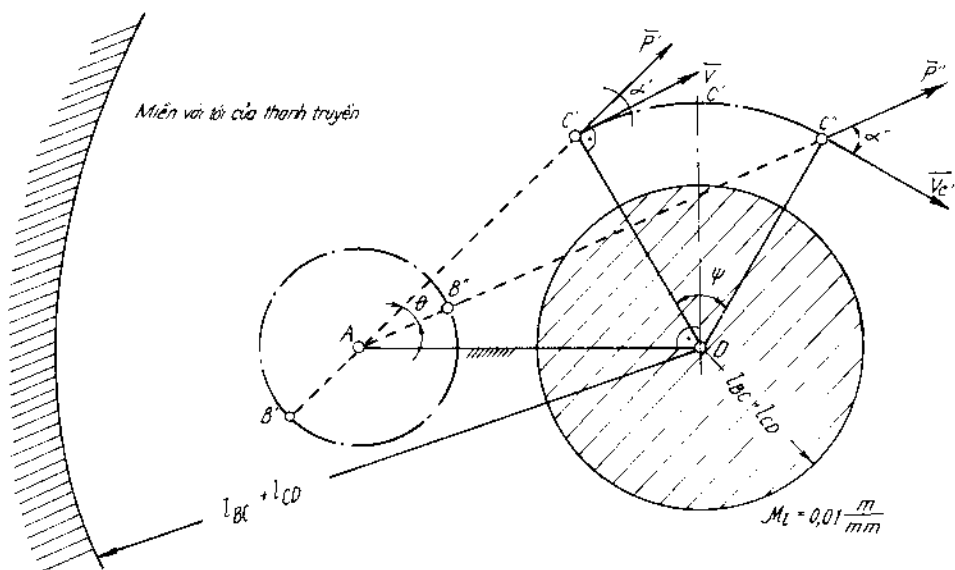
Giải hệ phương trình này được: $l_{AB} = 0,16 \text{ m}$ và $l_{BC} = 0,66 \text{ m}$.

Có thể nghiệm lại đáp số trên bằng giải tích lượng giác trong hai tam giác AC'D và AC''D:

$$AC'' = \sqrt{AD^2 + CD^2 - 2AD \cdot CD \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \frac{\psi}{2}\right)}$$

và

$$AC' = \sqrt{AD^2 + CD^2 - 2AD \cdot CD \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \frac{\psi}{2}\right)}.$$



Hình 7.1

Thay các giá trị vào ta có:

$$l_{AC''} = \sqrt{0,55^2 + 0,4^2 + 2 \cdot 0,55 \cdot 0,4 \cdot \sin 30^\circ} = 0,813 \text{ m}$$

và

$$l_{AC} = \sqrt{0,55^2 + 0,4^2 - 2 \cdot 0,55 \cdot 0,4 \cdot \sin 30''} = 0,507 \text{ m}.$$

Tương tự suy ra: $l_{AB} = 0,153 \text{ m}$ và $l_{BC} = 0,66 \text{ m}$.

(về kích thước tay quay cách vẽ có sai số nhất định).

2. Theo định nghĩa, góc áp lực α là góc giữa lực tác dụng từ khâu dẫn đến khâu bị dẫn (P' và P'') và vận tốc của điểm đặt lực trên khâu bị dẫn (v_c và $v_{c''}$). (α' và α'' xem trên hình 7.1) và chúng lớn nhất tại vị trí biên.

Từ hình 7.1, đo được: $\alpha' = 14^\circ$, $\alpha'' = 54^\circ$.

Vậy góc áp lực lớn nhất là $\alpha_{\max} = \alpha'' = 54^\circ$,

3. Theo định nghĩa về hệ số về nhanh:

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

trong đó θ là góc $\angle C'AC'' = 20^\circ = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 20^\circ = \frac{\pi}{9}$ (xem hình 7.1).

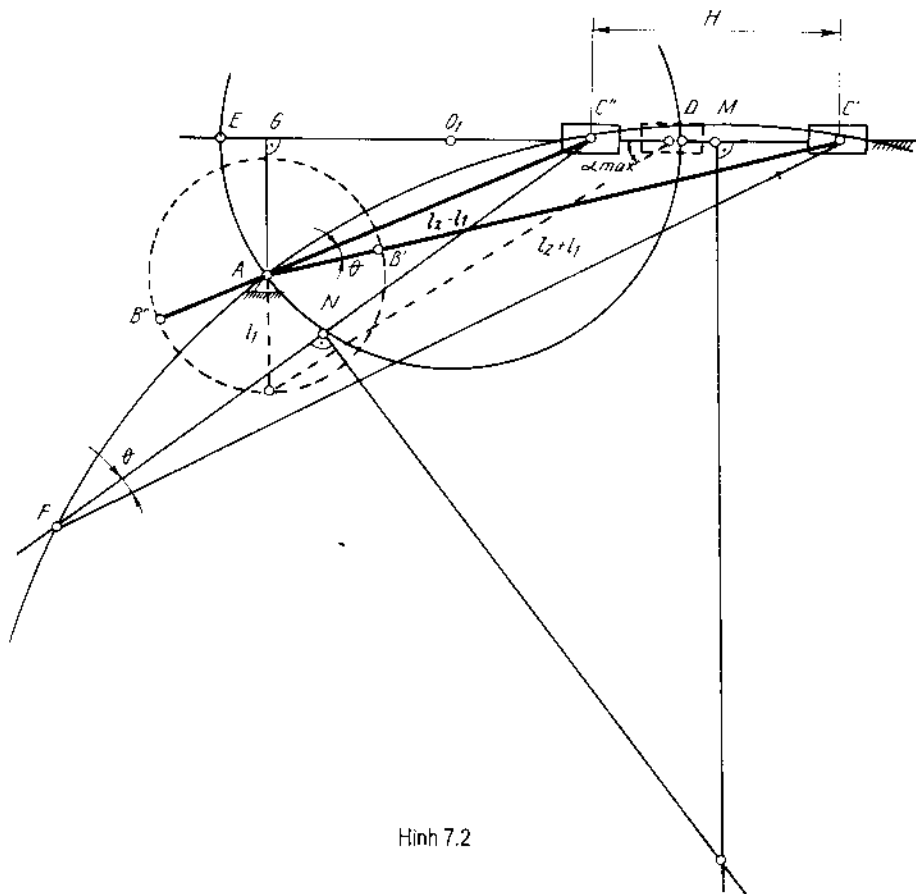
Vậy:
$$k = \frac{\pi + \frac{\pi}{9}}{\pi - \frac{\pi}{9}} = \frac{10}{8} = 1,25.$$

4. Sở dĩ khâu AB là tay quay vì quỹ tích của nó nằm trong miền với tới của thanh truyền BC. Miền này được giới hạn bởi hai vòng tròn bán kính: $l_{BC} + l_{CD}$ và $l_{BC} - l_{CD}$ (miền không gạch chéo trên hình 7.1).

Mặt khác, có thể thấy kết quả này theo định lý Grashof (Bạn đọc tự nghiệm lấy qua những kích thước cấu tạo cụ thể của bài toán).

189. Hãy tổng hợp cơ cấu tay quay con trượt, với hành trình của con trượt là $H = 400 \text{ mm}$, hệ số về nhanh $k = 1,1$, tỉ số giữa kích thước tay quay AB và thanh truyền BC là $\lambda = l_1/l_2 = 0,25$. Sau đó xác định góc áp lực lớn nhất.

Nếu dùng cơ cấu chính tâm thì giả thiết và kết luận có gì thay đổi ?



Hình 7.2

Giải

1. Với $\lambda = l_1 / l_2 = 0,25$, theo đầu bài ta thấy tâm A phải ở trên quỹ tích của những điểm mà tỷ lệ khoảng cách tới hai điểm cho trước không đổi (C' và C'' - ứng với hành trình con trượt $H = 400 \text{ mm}$, trên hình 7.2 biểu diễn đoạn $C'C''$ với tỉ lệ xích $\mu_1 = 0,01 \text{ mm/mm}$) là vòng tròn Apôlôniux, xác định bằng cách tìm trên đường thẳng $C'C''$ hai điểm D và E sao cho chúng chia đoạn $C'C''$ theo tỉ lệ:

$$\frac{C'D}{C''D} = \frac{C'E}{C''E} = \frac{AC'}{AC''} = \frac{l_2 + l_1}{l_2 - l_1} = \frac{1 + \lambda}{1 - \lambda} = \frac{1,25}{0,75} = 1,66.$$

Mặt khác, do $k = 1,1$ cho trước nên suy ra:

$$\theta = \frac{k-1}{k+1} 180^\circ = 9^\circ 30'$$

và tâm quay A còn phải nằm trên quỹ tích của những điểm nhìn dây cung $C'C''$ dưới một góc $\theta = 9^\circ 30'$.

Do đó tâm A phải là giao điểm của hai quỹ tích này (với tính chất làm việc của cơ cấu, ta chỉ chọn được một giao điểm, giao điểm này xa đoạn $C'C''$ hơn. Xem hình 7.2).

Việc dựng các quỹ tích và tìm điểm A được trình bày trên hình 7.2 với cách vẽ hình học thông thường.

Sau đó đo:

$$l_{AC'} = l_2 + l_1 = 96 \cdot 0,01 = 0,96 \text{ m}$$

và
$$l_{AC''} = l_2 - l_1 = 58 \cdot 0,01 = 0,58 \text{ m}.$$

Vậy
$$l_1 = \frac{0,96 - 0,58}{2} = 0,19 \text{ m}^{(*)}$$

$$l_2 = 0,96 - 0,19 = 0,77 \text{ m}.$$

Vì xác định bằng cách vẽ nên có sai số nhất định về λ .

Ngoài ra, khoảng lệch tâm $e = l_{AC'} = 27 \cdot 0,01 = 0,27 \text{ m}$.

2. Góc áp lực lớn nhất ($\alpha_{\max}$) khi vị trí tay quay thẳng góc với phương trượt (vị trí cơ cấu vẽ nét đứt trên hình 7.2); khi đó:

$$\sin \alpha_{\max} = \frac{l_1 + e}{l_2} = \frac{0,19 + 0,27}{0,77} = 0,59,$$

^(*) Có thể xác định chiều dài thanh truyền tương đối chính xác hơn bằng công thức lượng giác, trong tam giác $C'AC''$: $H^2 = (l_2 + l_1)^2 + (l_2 - l_1)^2 - 2(l_2 + l_1)(l_2 - l_1) \cos \theta$,

$$\lambda = \frac{l_1}{l_2}, \quad \theta = \frac{k-1}{k+1} 180^\circ, \quad H, \lambda, \theta \text{ đã biết xác định, nên suy ra } l_1, l_2$$

và $\alpha_{\max} = \arcsin 0,59 = 36^{\circ}30'$.

3. Với cơ cấu chính tâm, khi:

$$c = 0, k = 1, l_1 = 0,5H = 0,5 \cdot 400 = 200 \text{ mm}, l_2 = l_1/\lambda = 200/0,25 = 800 \text{ mm},$$

$$\text{nên } \sin \alpha_{\max} = \frac{l_1}{l_2} = \lambda = 0,25, \text{ do đó } \alpha_{\max} = \arcsin 0,25 = 14^{\circ}30'.$$

Bạn đọc tự vẽ và nghiệm lại kết quả.

190. Tổng hợp cơ cấu máy bào ngang (lược đồ cho trên hình 7.3) đảm bảo hành trình của đầu bào $H = 500 \text{ mm}$, hệ số về nhanh $k = 1,8$, khoảng cách những tâm quay của tay quay AB và culit DC là $l_{AC} = 250 \text{ mm}$; chiều dài thanh truyền $l_{DE} = 160 \text{ mm}$ và vị trí đầu bào phải xác định sao cho hợp lý trong quá trình chuyển động.

Giải.

1. Góc lắc giới hạn của culit 3 được xác định theo hệ số về nhanh $k = 1,8$:

$$\psi_{\max} = \frac{k-1}{k+1} 180^{\circ} = \frac{1,8-1}{1,8+1} 180^{\circ} = 51^{\circ}30',$$

và với hành trình của đầu bào $H = 500 \text{ mm}$ cho trước, có thể xác định được chiều dài culit 3:

$$l_{CD} = \frac{H}{2 \sin \frac{\psi_{\max}}{2}} = \frac{500}{2 \sin \frac{51^{\circ}30'}{2}} = 575 \text{ mm}.$$

Tương tự, xác định được chiều dài tay quay 1:

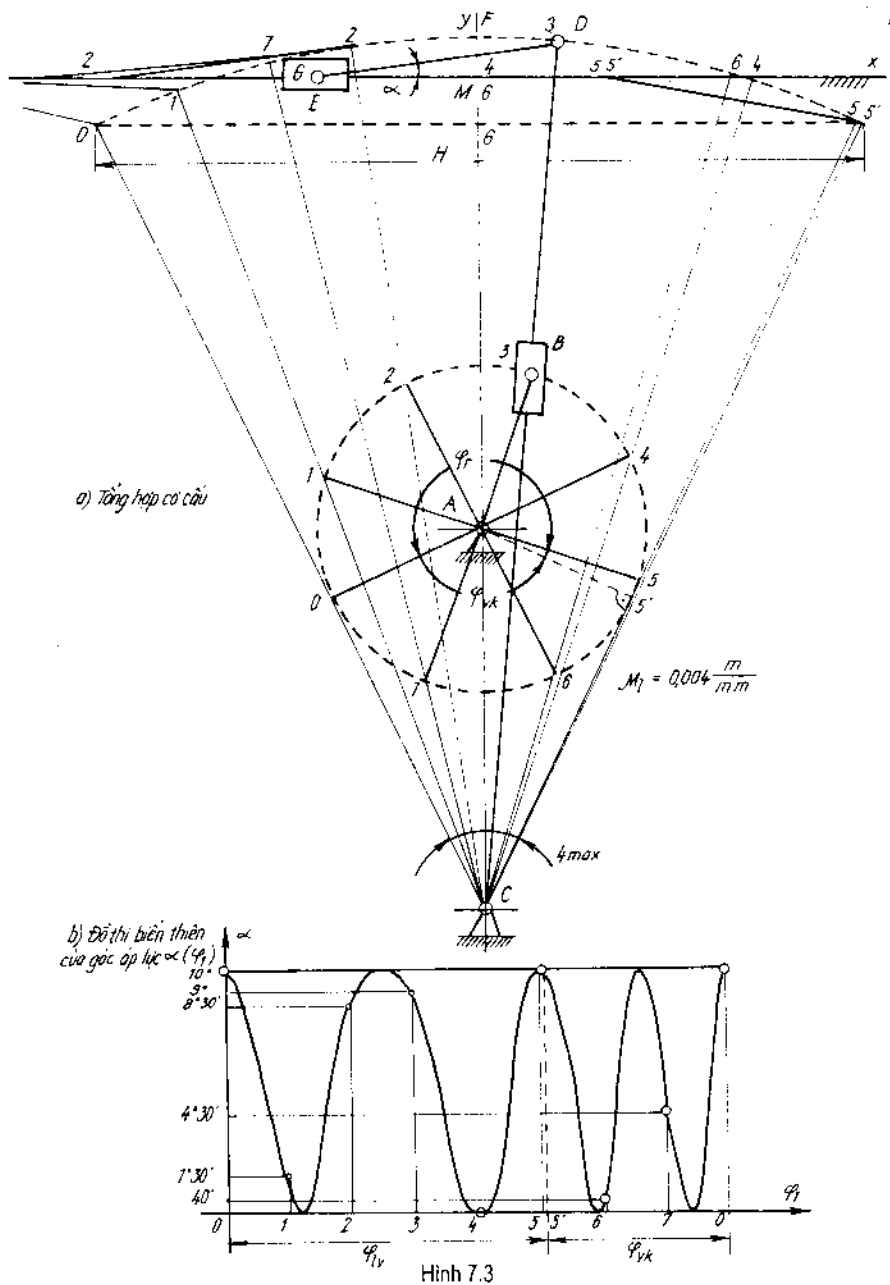
$$l_{AB} = l_{AC} \sin \frac{\psi_{\max}}{2} = 250 \cdot \sin \frac{51^{\circ}30'}{2} = 108 \text{ mm}.$$

Trên hình 7.3a cơ cấu được vẽ với tỉ lệ xích $\mu_l = 0,004 \text{ m/mm}$.

2. Để xác định toàn bộ kích thước cơ cấu, phải chú ý tới vị trí của đầu bào (trên hình vẽ là phương $xx \perp yy$) trong quá trình chuyển động. Muốn đầu bào chuyển động được nhẹ nhàng, phải đảm bảo góc áp lực α giữa thanh truyền DE và đầu bào (con trượt 5 trên phương xx) tương đối nhỏ.

Để dễ dàng nhận thấy rằng, góc áp lực lớn nhất $\alpha_{\max}$ ở các vị trí biên và vị trí tay quay, culit thẳng hàng. Để giảm $\alpha_{\max}$ tới mức có thể, thì vị trí đầu bào phải đặt tại trung điểm M của khoảng cách FG (trên phương yy) giữa đỉnh cung F và đáy cung G.

Đồ thị biến thiên góc áp lực α theo góc quay tay quay φ_1 được trình bày trên hình 7.3b, trên đó góc áp lực α đạt trị số lớn nhất $\alpha_{\max} = 10^{\circ}$ tại những vị trí biên $0,5^{\circ}$ và những vị trí khi tay quay và culit thẳng hàng (trên phương yy). Nếu nâng vị trí đầu bào lên thì góc áp lực tại những vị trí biên: $\alpha > \alpha_{\max}$; ngược lại nếu hạ đầu bào xuống thì góc áp lực tại những vị trí tay quay và culit thẳng hàng: $\alpha > \alpha_{\max}$.



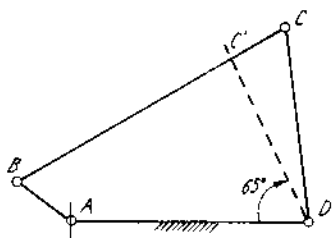
Bài tập cho đáp số

191. Tổng hợp cơ cấu bản lề bốn khâu đảm bảo hệ số về nhanh $k = 1,2$ và vị trí biên trái của cần lắc CD làm với giá AD một góc là $\beta = 65^\circ$. Cho trước khoảng cách hai tâm quay của tay

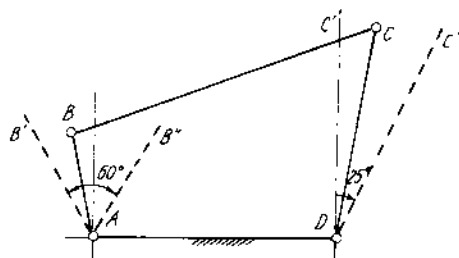
quay AB và cần lắc CD là $l_{AD} = 0,86 \text{ m}$, chiều dài cần lắc $l_{CD} = 0,6 \text{ m}$ (hình 7.4). Hãy nghiệm lại kết quả theo định lý Grashof.

192. Tổng hợp cơ cấu bán lẻ bốn khâu, biết trước hai vị trí của khâu dẫn làm với nhau một góc $\varphi_1 = 60^\circ$ (đối xứng với phương thẳng đứng) và hai vị trí của khâu bị dẫn làm với nhau một góc $\psi = 25^\circ$ về phía phải phương thẳng đứng, chiều dài khâu dẫn $l_{AB} = 0,3 \text{ m}$ và chiều dài giá $l_{AD} = 0,6 \text{ m}$.

Với những điều kiện đã cho, khâu dẫn có là tay quay không? Giải thích (hình 7.5).



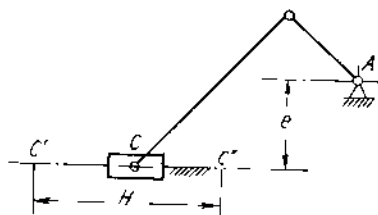
Hình 7.4



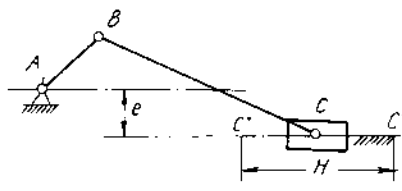
Hình 7.5

193. Tổng hợp cơ cấu tay quay con trượt, nếu hệ số về nhanh $k = 1,5$; hành trình con trượt $H = 0,5 \text{ m}$, tâm sai $e = 0,2 \text{ m}$. Xác định góc áp lực lớn nhất $\alpha_{\max}$? (hình 7.6). Nếu dùng cơ cấu chính tâm thì $\alpha_{\max}$ bằng bao nhiêu.

194. Tổng hợp cơ cấu tay quay con trượt, nếu hệ số về nhanh $k = 1,02$, hành trình con trượt $H = 0,24 \text{ m}$, tỉ số chiều dài giữa tay quay và thanh truyền $\lambda = l_1 / l_2 = 0,32$ (hình 7.7). Giải bằng đồ thị và nghiệm lại bằng giải tích lượng giác.



Hình 7.6

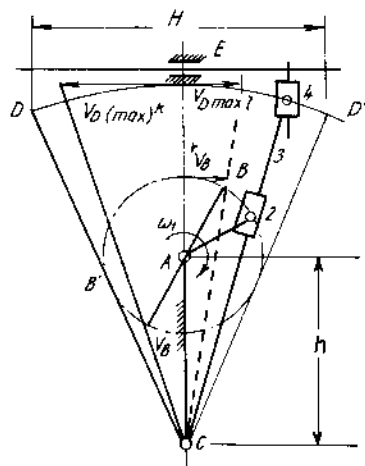


Hình 7.7

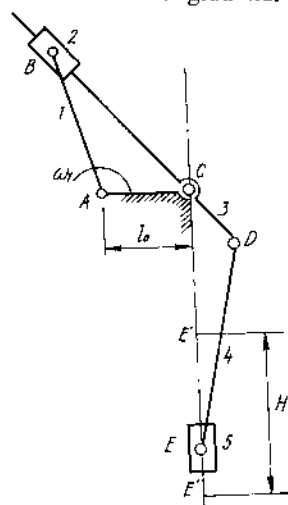
195. Tổng hợp cơ cấu máy bào ngang (hình 7.8) nếu cho trước: hành trình bào H (m), khoảng cách hai tâm quay của tay quay và culit 3: h (m), tỉ số vận tốc lớn nhất và nhỏ nhất của đầu culit 3 trong hành trình về không và hành trình làm việc: $k_3 = \frac{v_{D \max k}}{v_{D \max l}}$.

Giải bài toán trong trường hợp tổng quát và suy ra kết quả cụ thể, nếu $H = 0,32 \text{ m}$, $h = 0,5 \text{ m}$, $k_3 = 1,5$.

196. Tổng hợp cơ cấu máy bào xọc (hình 7.9), nếu cho trước: hành trình bào $H = 0,2 \text{ m}$; chiều dài tay quay $l_1 = 0,2 \text{ m}$; hệ số về nhanh $k = 2$ và tỉ số giữa hai chiều dài $\lambda = l_3 / l_4 = 1/3$.



Hình 7.8



Hình 7.9

Chương 8

CƠ CẤU BÁNH RĂNG PHẪNG

Vấn đề cần chú ý

1. Trong chương này, loại bài tập đầu tiên là tìm biên dạng răng và đường ăn khớp trên cơ sở định lý ăn khớp (hay quy luật xác định tỷ số truyền), hoặc ngược lại từ biên dạng răng cho trước, phải tìm đường ăn khớp và quy luật xác định của tỷ số truyền.

2. Loại bài tập thứ hai sẽ đi sâu và cụ thể hơn về một số đặc trưng ăn khớp của một cặp bánh răng. Từ đó xác định các thông số hình học, thông số chế tạo và ăn khớp cũng như đặc điểm ăn khớp của từng loại bánh răng phẳng.

3. Để thấy rõ hơn tính chất tổng quát của lý thuyết ăn khớp của bánh răng, có những bài tập đề cập tới một số loại bánh răng như: bánh răng xyclôit, bánh răng chốt,... ngoài loại bánh răng thường dùng là bánh răng thân khai.

Bài tập giải sẵn

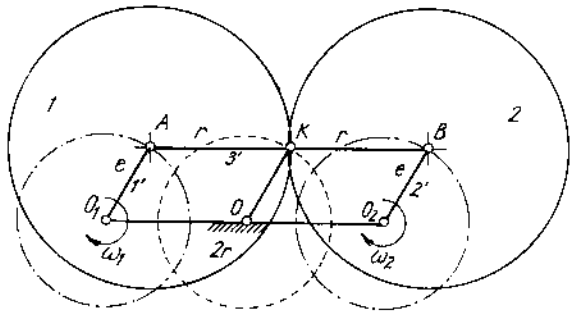
8.1. Cho cặp biên dạng tròn có cùng bán kính r và tâm sai e (hình 8.1). Hãy xác định đường ăn khớp và tỷ số truyền của cặp biên dạng đó, nếu khoảng cách trục là $2r$. Liên hệ với bài toán cơ cấu bản lề bốn khâu phẳng.

Giải

1. Vì là hai biên dạng tròn tiếp xúc với nhau tại K nên pháp tuyến chung luôn luôn là đường nối hai tâm cong A, B của hai biên dạng đó, vậy $AB = 2r$. Mặt khác, theo giả thiết, chúng có cùng tâm sai $e = O_1A = O_2B$ và khoảng cách trục $O_1O_2 = 2r$, nên O_1ABO_2 luôn luôn là hình bình hành quay quanh hai tâm O_1 và O_2 . Vậy pháp tuyến chung AB luôn luôn song song với đường nối tâm O_1O_2 ; chúng cắt nhau tại một điểm P ở vô cùng, nên tỷ số truyền:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = 1 = \text{const.}$$

Thực vậy, nếu dùng cách thay thế khớp cao K bằng một khâu AB và hai khớp quay A và B , ta có cơ cấu hình bình hành O_1ABO_2 có tỷ số truyền $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 1 = \text{const.}$



Hình 8.1

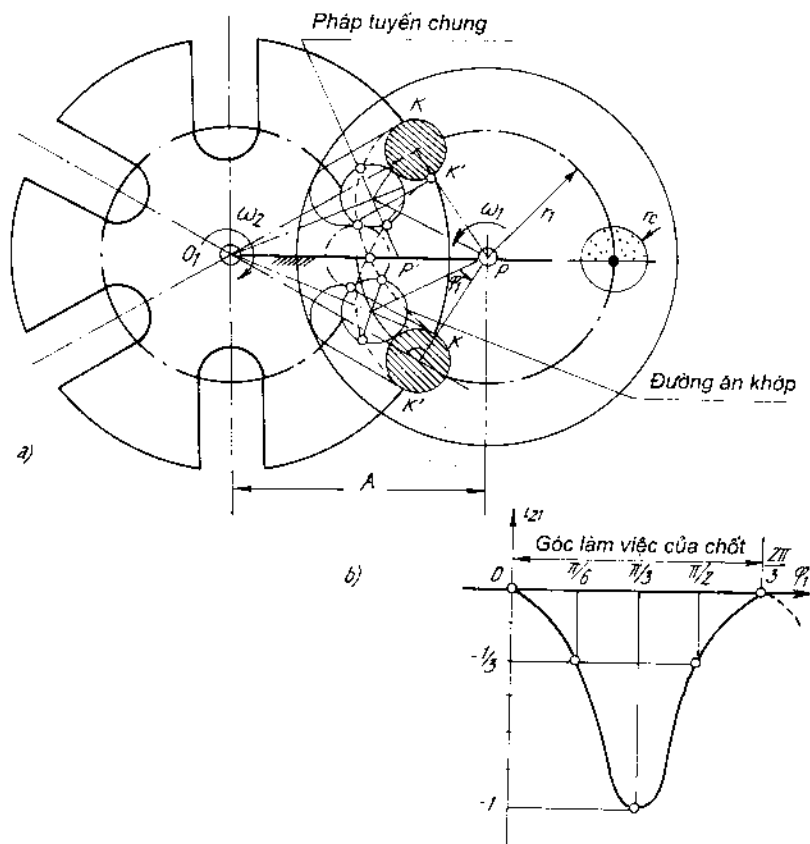
2. Điểm tiếp xúc của hai biên dạng hay điểm ăn khớp K trùng với trung điểm của AB , mà AB tịnh tiến đều trên các vòng bán kính tâm sai e tâm O_1 và O_2 , nên K cũng tịnh tiến đều trên vòng tròn bán kính OK , tâm O trùng với trung điểm của O_1O_2 . Vòng này chính là đường ăn khớp của hai biên dạng đã cho.

198. Cho một bánh răng chốt (biên dạng răng là đường tròn) ăn khớp (khít) với một bánh răng rãnh thẳng hướng tâm (biên dạng răng là đường thẳng). Bán kính vòng tâm chốt $r_1 = 20 \text{ mm}$, bán kính chốt $r_c = 5 \text{ mm}$, khoảng cách trục $A = O_1O_2 = 40 \text{ mm}$, số răng (chốt) $Z_1 = 3$; $Z_2 = 6$ (rãnh). Điều kiện vào khớp và ra khớp là : bán kính quay của tâm chốt O_1O_c vuông góc với đường tâm O_2O_c của rãnh (hình 8.2). Hãy:

1. Chứng minh rằng tỷ số truyền $i_{21} \neq \text{const}$. Lập đồ thị $i_{21}(\varphi_1)$ biểu diễn quy luật biến thiên của tỷ số truyền i_{21} theo góc quay φ_1 của bánh răng chốt.

2. Vẽ đường ăn khớp của cặp biên dạng.

3. Từ ý nghĩa của điều kiện ăn khớp trùng, xác định hệ số trùng khớp ϵ .



Hình 8.2

Giải.

Khi vẽ cặp bánh răng ăn khớp chú ý rằng:

- Vòng đỉnh bánh răng chốt chỉ cần lớn hơn vòng tâm chốt.
- Vòng đỉnh và vòng chân răng rãnh xác định từ điều kiện ăn khớp (kể cả ra khớp và vào khớp) (hình 8.2a).

1. Vì chốt và rãnh ăn khớp khít, nên vòng chốt luôn nhận hai thành rãnh làm hai tiếp tuyến tại K và K', do đó pháp tuyến chung của cặp biên dạng là đường KK'. KK' luôn luôn thay đổi vị trí, tất phải cắt đường nối tâm quay O_1O_2 tại những điểm P không cố định và có:

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{O_1P}{O_2P} \neq \text{const.}$$

Để thấy rõ quy luật biến thiên của tỷ số truyền i_{21} theo góc quay của bánh răng chốt φ_1 ứng với phạm vi làm việc của một chốt $\varphi_1 = 2\pi/3$, ta vẽ đồ thị $i_{21}(\varphi_1)$ dựa vào công thức

$i_{21} = \frac{O_2P}{O_1P}$. Những đoạn O_2P và O_1P tương ứng với từng góc φ_1 đo trên đồ thị (hình 8.2a và b).

2. Vì đường ăn khớp là quỹ tích của những điểm ăn khớp K và K', nên vẽ cặp bánh răng ở nhiều vị trí khác nhau liên tiếp (trên hình 8.2a là năm vị trí liên tiếp) ta xác định được đường ăn khớp là hai đoạn cong KK và K'K' (vẽ nét đứt trên hình 8.2a).

3. Hệ số trùng khớp cho ta biết: trong đoạn ăn khớp thực, tại từng thời điểm có bao nhiêu cặp răng ăn khớp. Trong trường hợp cặp bánh răng chốt, rãnh thẳng đang xét, lúc nào cũng chỉ có một cặp biên dạng ăn khớp với nhau, nên hệ số trùng khớp:

$$\varepsilon \equiv 1.$$

199. Cho một cặp bánh răng xyclôit trong bơm Rút (Root) mỗi bánh bơm có hai răng, mỗi biên dạng răng ngoài vòng lăn là tron một nhánh của đường épixyclôit, mỗi biên dạng rãnh răng trong vòng lăn là tron một nhánh hypoxyclôit. Biết bán kính hai vòng lăn $r_{L1} = r_{L2} = 20 \text{ mm}$. Hãy xác định:

1. Bán kính vòng lăn sinh r_s và vẽ biên dạng của cặp bánh răng.
2. Đường ăn khớp của cặp bánh răng.

Giải.

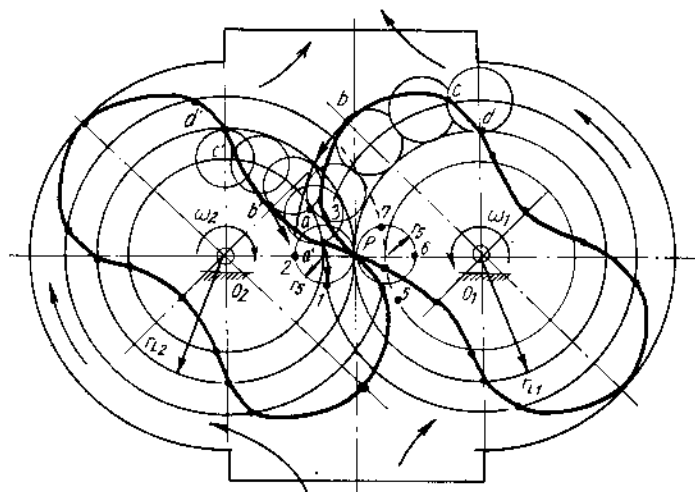
1. Như đã biết trong giáo trình giải tích toán học: khi một vòng tròn gọi là vòng lăn sinh (bán kính r_s) lăn không trượt trên vòng tròn khác (bán kính r_L), quỹ đạo của một điểm tùy ý trên vòng sinh là đường epixyclôit (lăn ngoài) hoặc đường hypoxyclôit (lăn trong).

Theo đầu bài, mỗi bánh bơm có hai răng, mỗi biên dạng răng ngoài vòng lăn là tron một nhánh epixyclôit, sẽ ứng với vòng lăn sinh lăn không trượt tron một vòng trên 1/4 vòng lăn của bánh răng, hay là:

$$2\pi r_s = \frac{2\pi r_L}{4}; \quad r_s = \frac{r_L}{4} = \frac{20}{4} = 5 \text{ mm.}$$

Lý luận tương tự với phân biên dạng rãnh răng trong vòng lân sẽ được cùng một kết quả r_v .

Để vẽ biên dạng epicycloit, ta chia vòng lân sinh r_v và $1/4$ vòng lân r_{L1} ra 4 phần bằng nhau, rồi cho từng phần tương ứng lăn không trượt trên nhau, sẽ được phân biên dạng răng ngoài vòng lân Pabcd (hình 8.3 và phụ lục trang 251).



Hình 8.3

Nếu chú ý rằng, phân biên dạng ngoài vòng lân của bánh răng 1 vừa vẽ sẽ ăn khớp với phân biên dạng bánh răng (hypocycloid) trong vòng lân Pa'b'c'd' của bánh răng 2 - khi vòng lân r_v lăn không trượt phía trong vòng lân r_{L2} , thì có thể hoàn toàn vẽ tương tự cho toàn bộ biên dạng của cặp bánh răng. Để đơn giản, có thể dùng phương pháp vẽ đối xứng qua trục đối xứng của những phần vừa vẽ. Vì mỗi bánh bơm chỉ có hai răng.

2. Quá trình ăn khớp của cặp bánh răng cũng chính là quá trình lăn không trượt của hai vòng lân $r_{L1} = r_{L2}$, nên ứng với những góc quay bằng nhau của cặp bánh răng tại những cặp điểm tương ứng: aa', bb', cc', dd' trên cặp biên dạng đối tiếp, ta quay những cung lân lượt với những bán kính tương ứng O_1a và O_2a' , O_1b và O_2b' , ... đến cắt nhau tại những điểm 1, 2, 3, P; rồi nối những điểm này lại sẽ được đường ăn khớp.

Trong bài toán này, ứng với phân biên dạng Pabcd và Pa'b'c'd' của cặp bánh răng đường ăn khớp là trọn một vòng 123P, cũng chính là vòng lân sinh r_v .

Thật vậy, theo lý thuyết ăn khớp của cặp biên dạng xycloid: khi ba vòng lân r_{L1} , r_{L2} và r_v lăn không trượt với nhau tại tâm ăn khớp P, mà biên dạng sinh là một điểm P (điểm này tạo nên hai nhánh epicycloit và hypocycloid đã vẽ ở trên) thì quỹ đạo của P chính là vòng lân sinh r_v , đồng thời là đường ăn khớp của hai biên dạng xycloid tương ứng.

Trong trường hợp này, mỗi cặp răng tiếp xúc, đường ăn khớp sẽ là một hình số 8 do hai vòng lân sinh hợp lại (xem hình 8.3).

200. Cho cặp bánh răng thân khai ăn khớp trong với số răng: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 40$; môđun ăn khớp $m = 10 \text{ mm}$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$.

1. Hãy xác định một số kích thước cấu tạo để vẽ cặp bánh răng ăn khớp (mỗi bánh từ 2 đến 3 răng).

2. Nêu một số đặc điểm cấu tạo (biên dạng răng, vòng cơ sở r_{o1} , vòng đỉnh r_{e2} , vòng chân r_{i2}) của bánh răng răng trong ảnh hưởng đến một vài thông số ăn khớp (đoạn ăn khớp thực $A'A''$, hệ số trùng khớp ϵ).

Giải.

1. Một số kích thước cơ bản:

- bán kính vòng chia: $r_1 = m \cdot \frac{Z_1}{2} = 10 \cdot \frac{20}{2} = 100 \text{ mm},$

$$r_2 = m \cdot \frac{Z_2}{2} = 10 \cdot \frac{40}{2} = 200 \text{ mm}.$$

- khoảng cách trục: $A = r_2 - r_1 = 200 - 100 = 100 \text{ mm}.$

- bán kính vòng cơ sở: $r_{o1} = r_1 \cos \alpha = 100 \cdot \cos 20^\circ = 94 \text{ mm},$

$$r_{o2} = r_2 \cos \alpha = 200 \cdot \cos 20^\circ = 198 \text{ mm}.$$

- bán kính vòng đỉnh răng: $r_{e1} = \frac{m}{2} \cdot (Z_1 + 2) = \frac{10}{2} (20 + 2) = 110 \text{ mm},$

$$r_{e2} = \frac{m}{2} \cdot (Z_2 + 2) = \frac{10}{2} (40 + 2) = 190 \text{ mm},$$

- bán kính vòng chân răng: $r_{i1} = \frac{m}{2} (Z_1 - 2,5) = \frac{10}{2} (20 - 2,5) = 87,5 \text{ mm},$

$$r_{i2} = \frac{m}{2} (Z_2 + 2,5) = \frac{10}{2} (40 + 2,5) = 212,5 \text{ mm}.$$

- Khoảng cách từ tâm ăn khớp P đến điểm tiếp xúc giữa đường ăn khớp, với các vòng cơ sở:

$$PN_1 = O_1P \sin \alpha = r_1 \sin \alpha = 100 \cdot \sin 20^\circ = 34 \text{ mm},$$

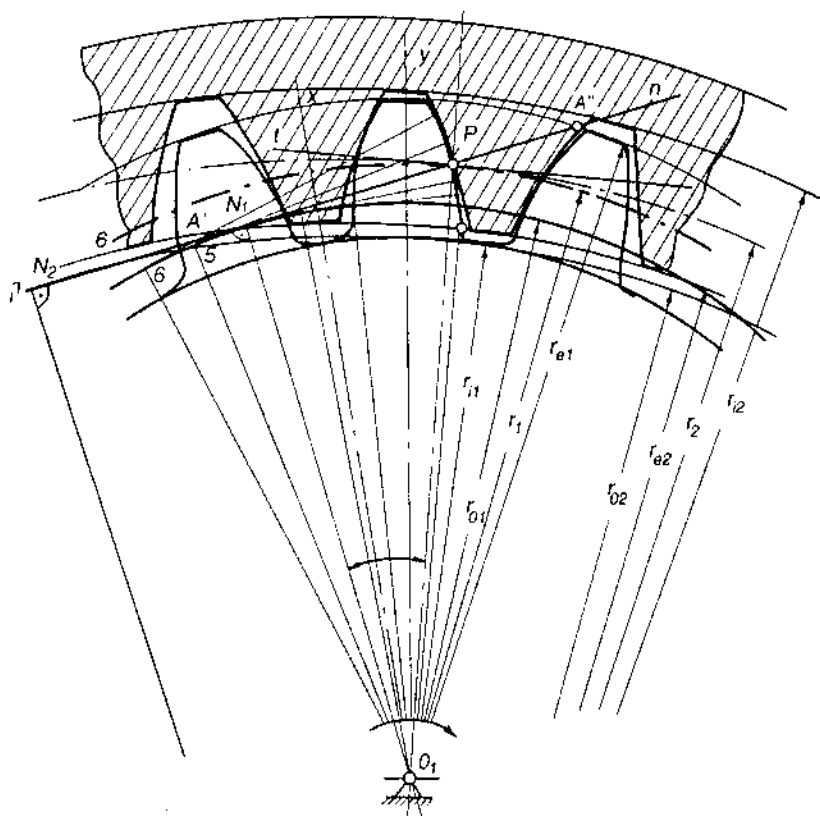
$$PN_2 = O_2P \sin \alpha = r_2 \sin \alpha = 200 \cdot \sin 20^\circ = 68 \text{ mm}.$$

Bước răng trên vòng chia: $t = \pi m = 3,14 \cdot 10 = 31,4 \text{ mm}.$

Chiều dày răng trên vòng chia cũng bằng chiều rộng rãnh răng trên vòng chia:

$$S = W = \frac{t}{2} = \frac{31,4}{2} = 15,7 \text{ mm}.$$

Dựa vào những kích thước cơ bản trên, vẽ cặp bánh răng ăn khớp trong: với tỉ lệ $\mu_1 = 0,001 \text{ mm}$, vẽ các vòng chia, cơ sở, đỉnh răng và chân răng của hai bánh răng (tất nhiên hai vòng chia tiếp xúc nhau tại tâm ăn khớp P).



Hình 8.4

Để vẽ đường ăn khớp N_1N_2 (cũng là pháp tuyến chung của biên dạng răng, hoặc tiếp tuyến chung của hai vòng cơ sở theo tính chất của đường thân khai) một cách chính xác và dễ dàng, tại P lấy một khẩu độ compa bằng PN_1 và PN_2 đã tính ở trên, cho cắt hai vòng cơ sở, sẽ xác định được các điểm N_1 , N_2 . Nối N_1N_2 được đường ăn khớp N_1N_2 (nếu tính và vẽ đúng, ba điểm N_1 , P và N_2 phải thẳng hàng). Tiếp theo, dùng phương pháp vẽ đường thân khai đã biết trong các giáo trình nguyên lý máy và thiết kế nguyên lý để vẽ biên dạng răng. Việc tiến hành vẽ cụ thể thể hiện trên hình 8.4.

2. Nhìn trên hình 8.4, ta thấy bánh răng trong (bánh răng lớn có $Z_2 = 40$ răng) có những đặc điểm cấu tạo sau đây:

- Biên dạng răng lõm nên khi ăn khớp với biên dạng của bánh răng nhỏ $Z_1 = 40$ răng, tâm cong của hai biên dạng (là N_1 và N_2) đều cùng ở một phía đối với tâm ăn khớp P.

- Bán kính vòng chân răng lớn nhất so với các bán kính vòng chia, đỉnh răng, cơ sở.
- Cũng vì hai bánh răng ăn khớp trong, nên hai tâm O_1 và O_2 cũng ở cùng một phía đối với tâm ăn khớp P. Vì thế đoạn ăn khớp thực $\overline{A'A''}$ tương đối lớn so với đoạn ăn khớp thực của cặp bánh răng ăn khớp ngoài với cùng một bước răng trên đường pháp tuyến: $t_n = t \cos \alpha = 31,4 \cdot \cos 20^\circ = 29,5 \text{ mm}$. Vậy hệ số trùng khớp:

$$\varepsilon = \frac{\overline{A'A''}}{t_n} = \frac{62}{29,5} = 2,1.$$

Mặt khác, còn thấy đối với cặp bánh răng đã cho: vòng đỉnh của bánh răng trong cắt đường ăn khớp lý thuyết N_1N_2 tại A' ở trong đoạn N_1N_2 nên khi cặp biên dạng đối tiếp ăn khớp trong đoạn $A'N_1$ sẽ không có pháp tuyến chung và nếu cặp bánh răng này được chế tạo thì sẽ xảy ra hiện tượng cắt lẹm chân răng. Muốn tránh hiện tượng này, số răng của bánh răng nhỏ phải phù hợp với công thức:

$$Z_1 \geq Z_{1\min} = \frac{4}{(2-i)\sin^2 \alpha},$$

trong đó $Z_{1\min}$ là số răng tối thiểu để không cắt chân răng. Theo giả thiết:

$$i = \frac{r_1}{r_2} = \frac{1}{2}; \quad \alpha = 20^\circ; \quad \sin^2 20^\circ = \frac{2}{17};$$

$$Z_1 \geq \frac{4}{(2-\frac{1}{2}) \cdot \frac{2}{17}} = \frac{4 \cdot 17}{3} = 22,66$$

$$Z_1 \geq 23.$$

Tuy nhiên, trong thực tế còn dùng loại bánh răng có răng ngắn ứng với hệ số chiều cao đỉnh $f^* = 0,8$ và hệ số chiều cao chân $f'^* = 1$. Khi đó vòng đỉnh bánh răng trong sẽ có bán kính là:

$$r_{v2} = \frac{m}{2}(Z_2 - 1,6) = 192 \text{ mm}.$$

Nhờ vậy hiện tượng cắt răng như trên sẽ không còn nữa vì điểm A' ở phía trên đoạn N_1N_2 . Nhưng cũng vì vậy mà hệ số trùng khớp lại nhỏ đi (Bạn đọc tự vẽ và nghiệm lại vấn đề này).

201. Khi chế tạo bánh răng tiêu chuẩn bằng phương pháp bao hình trên máy xọc răng, số răng tối thiểu của bánh răng phụ thuộc vào những yếu tố nào? Tìm biểu thức và vẽ đồ thị biểu diễn quan hệ phụ thuộc ấy, sau đó xét trường hợp đặc biệt khi chế tạo bánh răng ấy bằng phương pháp bao hình trên máy phay vít.

Giải

1. Lý thuyết ăn khớp đã chứng minh: hiện tượng cắt chân răng không xảy ra khi bán kính vòng đỉnh của bánh răng cắt trong khoảng ăn khớp lý thuyết N_1N_2 đối với cặp bánh răng ăn khớp ngoài, và cắt ngoài khoảng ăn khớp lý thuyết N_1N_2 (ở một phía nào đó) đối với

cặp bánh răng ăn khớp trong. Trường hợp giới hạn là khi giao điểm ấy trùng với điểm N_1 hoặc N_2 .

Hãy xét trường hợp giới hạn khi chế tạo cặp bánh răng ăn khớp ngoài trên máy xọc răng (hình 8.5a).

Từ tam giác O_2PK ta có:

$$\overline{O_2K}^2 = \overline{O_2P}^2 + \overline{PK}^2 - 2\overline{O_2P} \cdot \overline{PK} \cdot \cos(90^\circ + \alpha)$$

trong đó:

$$\overline{O_2K} = r_2 + m \text{ (bán kính vòng đỉnh răng bánh răng 2),}$$

$$\overline{O_2P} = r_2 \text{ (bán kính vòng chia đồng thời là bán kính vòng lăn bánh răng 2),}$$

$$\overline{PK} = r_1 \sin \alpha \text{ (}\alpha \text{ là góc áp lực trên vòng chia đồng thời là góc ăn khớp),}$$

nên:

$$r_2 + m = \sqrt{r_2^2 + r_1^2 \sin^2 \alpha + 2r_1 r_2 \sin^2 \alpha},$$

hay:

$$r_2 + m = r_2 \sqrt{1 + \frac{r_1^2}{r_2^2} \sin^2 \alpha + 2 \frac{r_1}{r_2} \sin^2 \alpha}.$$

Theo định nghĩa tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp ngoài $\frac{r_1}{r_2} = -i_{21}$; Vậy:

$$r_2 + m = r_2 \sqrt{1 + i(i-2)\sin^2 \alpha}$$

(để đơn giản công thức ta viết $i_{21} = i$).

Vì $|i| < 1$ hay $r_1 < r_2$ nên khi khai triển Niuton biểu thức trên, chuỗi sẽ hội tụ nhanh, do đó chỉ cần khai triển đến cấp 2:

$$r_2 + m = r_2 + \frac{1}{2} r_2 i(i-2) \sin^2 \alpha$$

$$\text{hay: } m = \frac{1}{2} r_2 i(i-2) \sin^2 \alpha$$

Có thể coi dao là bánh răng 1 ăn khớp với bánh răng 2, với môđun ăn khớp $m = \frac{2r_1}{Z_1}$ khi đó:

$$\frac{2r_1}{Z_1} = \frac{1}{2} r_2 i(i-2) \sin^2 \alpha,$$

$$\text{rút ra: } Z_1 = \frac{4r_1}{r_2 i(i-2) \sin^2 \alpha}$$

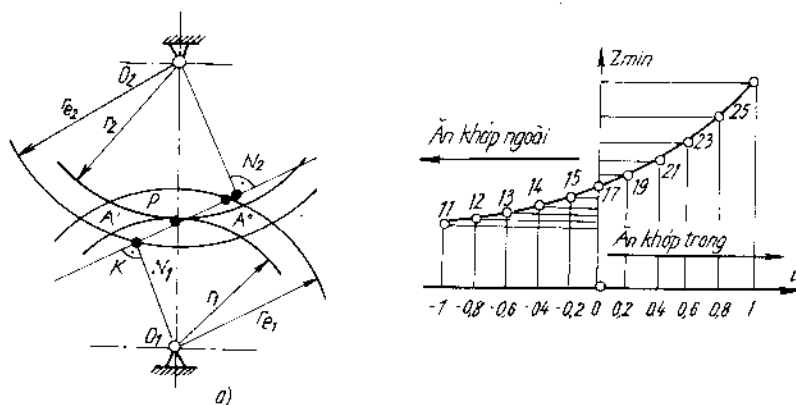
nhưng: $\frac{r_1}{r_2} = -i$.

Và cuối cùng: $Z_1 \geq Z_{1min} = \frac{4}{(2-i)\sin^2 \alpha}$.

Từ đó, thấy rằng: số răng tối thiểu của bánh răng khi chế tạo bánh răng ăn khớp ngoài bằng phương pháp bao hình trên máy xọc răng, phụ thuộc vào:

- Tỷ số truyền i giữa hai bánh răng khi ăn khớp, hoặc giữa bánh răng và dao khi chế tạo.
- Góc áp lực trên vòng chia, nhưng thường dùng góc áp lực $\alpha = 20^\circ$, nên chỉ phụ thuộc vào tỷ số truyền i .

Hình 8.5 biểu thị quan hệ $Z_{min}(i)$.



Hình 8.5

2. Trường hợp đặc biệt khi chế tạo bánh răng bằng phương pháp bao hình trên máy phay vít cũng có thể suy ra từ biểu thức và đồ thị trên. Khi đó, có thể coi như một bánh răng ăn khớp với một thanh răng (tiết diện của lưỡi cắt dao phay vít), nên:

$$-i = \frac{r_1}{r_2} \text{ mà } r_2 = \infty \text{ nên } i = 0$$

và $Z_{1min} = \frac{4}{(2-0)\sin^2 \alpha}$ với $\alpha = 20^\circ$

$$Z_{1min} = 17.$$

Toạ độ (0, 17) trên đồ thị chỉ rõ trường hợp đặc biệt này.

202. Biết biểu thức giải tích của vận tốc trượt tương đối tại một điểm tiếp xúc bất kỳ K của hai biên dạng thân khai đối tiếp của cặp bánh răng ăn khớp ngoài là:

$$v_{ik} = PK.(\omega_1 + \omega_2)$$

trong đó P là tâm ăn khớp, ω_1 và ω_2 là những vận tốc góc của cặp bánh răng đó.

1. Hãy suy ra biểu thức tương tự với cặp bánh răng ăn khớp trong.

2. Nếu cho $i_{12} = \pm 1,1$ (ăn khớp ngoài lấy dấu "-", ăn khớp trong lấy dấu "+"), hãy so sánh trị số vận tốc trượt của hai cặp bánh răng đó.

Giải.

1. Giả sử bánh răng 2 là bánh răng trong và do ăn khớp trong với bánh răng 1 nên vận tốc góc tương đối tại thời điểm đang xét là:

$$\omega_{12} = \omega_1 - \omega_2$$

và biểu thức vận tốc trượt tương đối tại điểm tiếp xúc bất kỳ K của hai biên dạng thân khai đối tiếp của cặp bánh răng ăn khớp trong là:

$$v'_{ik} = PK.(\omega_1 - \omega_2).$$

2. Tổng quát có thể viết:

$$v_{ik} = PK.(\omega_1 \pm \omega_2)$$

(ăn khớp ngoài lấy dấu "+", ăn khớp trong lấy dấu "-");

hay:

$$v_{ik} = PK.\omega_2\left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \pm 1\right)$$

$$v_{ik} = PK.\omega_2(i_{12} \pm 1).$$

Theo đầu bài $i_{12} = \pm 1,1$, thay vào công thức trên sẽ có:

- với cặp bánh răng ăn khớp ngoài:

$$v_{ik} = 2,1.PK. \omega_2$$

- với cặp bánh răng ăn khớp trong:

$$v_{ik} = 0,1.PK. \omega_2$$

Có nghĩa là trong trường hợp này vận tốc trượt tương đối tại điểm tiếp xúc K của cặp biên dạng đối tiếp ăn khớp ngoài lớn hơn vận tốc trượt của cặp biên dạng đối tiếp ăn khớp trong 21 lần.

203. Cho một cặp thanh răng - bánh răng thân khai tiêu chuẩn ăn khớp khít có bước răng t , hệ số chiều cao đầu răng $f' = 1$, góc ăn khớp α và hệ số trùng khớp ε . Chứng minh rằng nếu thanh răng dịch ra một khoảng Δ thì hệ số trùng khớp ε sẽ giảm tới trị số ε' theo hệ thức:

$$\varepsilon' = \varepsilon - \frac{2\Delta}{t \sin 2\alpha}.$$

Giải.

Cặp thanh răng - bánh răng thân khai tiêu chuẩn ăn khớp khít có bước răng t , đoạn ăn khớp thực $A'A''$ (xem hình 8.6 - A' là điểm vào khớp; giao điểm của đường đỉnh răng thanh

răng 2 và đường ăn khớp; A'' là điểm ra khớp: giao điểm của vòng đỉnh bánh răng 1 với đường ăn khớp), hệ số trùng khớp sẽ là:

$$\varepsilon = \frac{\overline{A'A''}}{t \cos \alpha},$$

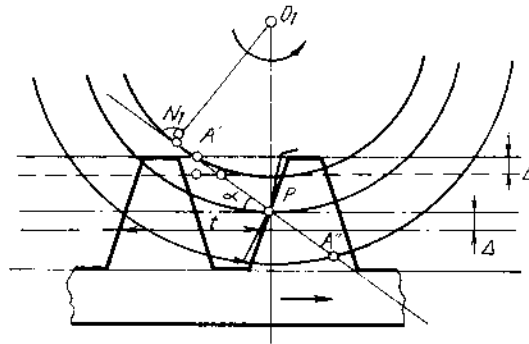
α là góc ăn khớp, tạo bởi đường ăn khớp PN_1 và đường tiếp tuyến với vòng lăn, đồng thời là đường trung bình trong trường hợp bánh răng tiêu chuẩn ăn khớp khít.

Nếu thanh răng dịch ra một khoảng Δ , tương ứng đường đỉnh răng của thanh răng cũng dịch ra một khoảng Δ , khiến điểm vào khớp dịch xuống một khoảng $\Delta/\sin \alpha$ trên đường ăn khớp (xem hình 8.6).

Hệ số trùng khớp trong trường hợp sau này là:

$$\varepsilon' = \varepsilon - \frac{\Delta}{t \cos \alpha \sin \alpha} \quad \text{hay} \quad \varepsilon' = \varepsilon - \frac{2\Delta}{t \sin 2\alpha}.$$

Hiện tượng giảm hệ số trùng khớp như trên cũng tương tự như khi chế tạo bánh răng dịch chỉnh.



Hình 8.6

204. Nếu cặp bánh răng trụ tròn ngoại tiếp có tỷ số truyền $|i_{12}| = 2$ được cắt bằng dao thanh răng với mô đun $m = 10 \text{ mm}$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$ và hệ số chiều cao đầu răng $f' = 1$ thì trong ba trường hợp: tiêu chuẩn mà không cắt chân răng, dịch chỉnh đều và dịch chỉnh dương, trường hợp nào cho khoảng cách trục nhỏ hơn. Hãy tính các khoảng cách trục nhỏ nhất cho phép nếu $Z_1 \geq 10$.

Giải.

Vì tỷ số truyền, mô đun cho trước, nên khoảng cách trục chủ yếu phụ thuộc vào số răng của cặp bánh răng.

1. Với cặp bánh răng tiêu chuẩn ($\xi_1 = \xi_2 = 0$) không cắt chân răng, số răng tối thiểu của bánh răng nhỏ:

$$Z_{\min} = 17,$$

và của bánh răng lớn: $Z_2 = |i_{12}| \cdot Z_{1\min} = 2 \cdot 17 = 34$.

Vậy khoảng cách trục nhỏ nhất là:

$$A = \frac{m}{2}(Z_1 + Z_2) = \frac{10}{2}(17 + 34) = 255 \text{ mm}.$$

2. Với cặp bánh răng dịch chỉnh, tổng số răng của cặp bánh răng được tính theo:

$$Z_1 + Z_2 \geq 34 - 17(\xi_1 + \xi_2)$$

với ξ_1 và ξ_2 lần lượt là hệ số dịch dao của từng bánh răng.

a) Với cặp bánh răng dịch chỉnh đều ($\xi_1 = -\xi_2 \neq 0$), ta có:

$$Z_1 + Z_2 \geq 34$$

hay: $Z_1(1 + |i_{12}|) \geq 34$

và: $Z_{1\min}(1 + 2) = 34$,

$$Z_{1\min} = \frac{34}{3} = 11,3$$

$$Z_{1\min} = 12, \quad Z_2 = 2 \cdot 12 = 24.$$

Vậy khoảng cách trục nhỏ nhất là:

$$A = \frac{m}{2}(Z_1 + Z_2) = \frac{10}{2}(12 + 24) = 180 \text{ mm}.$$

b) Với cặp bánh răng dịch chỉnh dương ($\xi_1 + \xi_2 > 0$), ta có:

$$Z_1 + Z_2 \geq 34 - 17(\xi_1 + \xi_2),$$

nhưng theo đầu bài: $Z_{1\min} = 10$, nên $Z_2 = 2 \cdot 10 = 20$

và để không cắt chân răng bánh răng nhỏ, hệ số dịch chỉnh dao tối thiểu phải là:

$$\xi_{1\min} = \frac{17 - Z_{1\min}}{17} = \frac{17 - 10}{17} = 0,412.$$

còn hệ số dịch dao của bánh răng lớn xác định theo yêu cầu khoảng cách trục của cặp bánh răng nhỏ nhất có thể:

$$\xi_2 = \frac{17 - Z_2}{17} = \frac{17 - 20}{17} = -0,176.$$

Từ đó tính được góc ăn khớp α_L theo:

$$\text{inv } \alpha_L = \frac{2 \text{tg} \alpha (\xi_1 + \xi_2)}{Z_1 + Z_2} + \text{inv } \alpha$$

trong đó α là góc áp lực trên vòng chia, theo đầu bài $\alpha = 20^\circ$, tra bảng (Phụ lục 1) $\text{inv } 20^\circ = 0,0149$; $\text{tg} \alpha = \text{tg} 20^\circ = 0,3639$; nên:

$$\text{inv } \alpha_L = \frac{2.0,3639(0,412 - 0,176)}{10 + 20} + 0,0149 = 0,02062.$$

Tra bảng (Phụ lục 1) có $\alpha_L = 22^\circ 12'$.

Và khoảng cách trục nhỏ nhất có thể là:

$$A = \frac{m}{2} (Z_1 + Z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_L}$$

$$A = \frac{10}{2} (10 + 20) \frac{\cos 20^\circ}{\cos 22^\circ 12'}$$

$$A = 153 \text{ mm.}$$

Tóm lại, theo điều kiện đầu bài, cặp bánh răng dịch chỉnh dương có khoảng cách trục nhỏ nhất cho phép.

205. Tính số răng nhỏ nhất không cắt chân răng của bánh răng nghiêng ứng với những góc nghiêng của răng trên mặt trụ chia là $\beta_1 = 20^\circ$ và $\beta_2 = 30^\circ$.

Giải

Biết số răng nhỏ nhất của bánh răng nghiêng $Z_{\min}$ được tính thông qua số răng nhỏ nhất của bánh răng thẳng thay thế $Z'_{\min} = 17$ mà không cắt chân răng, phụ thuộc vào góc nghiêng β của răng trên mặt trụ chia:

$$Z_{\min} = Z'_{\min} \cdot \cos^3 \beta$$

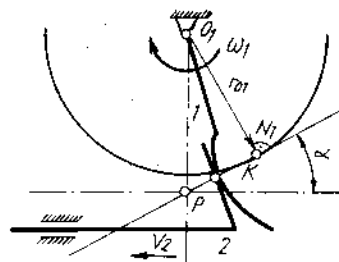
nên $Z_{1\min} = 17 \cdot \cos^3 20^\circ, \quad Z_{1\min} = 15,$

và $Z_{2\min} = 17 \cdot \cos^3 30^\circ, \quad Z_{2\min} = 12,$

Có nghĩa là răng càng nghiêng, $Z_{\min}$ càng nhỏ, kích thước bánh răng càng gọn.

Bài tập cho đáp số

206. Xác định quy luật truyền động (cụ thể là quan hệ giữa vận tốc góc ω_1 của khâu 1 và vận tốc dài v_2 của khâu 2) của cơ cấu 3 khâu có khớp loại cao K tạo bởi cặp biên dạng đối tiếp: thân khai (của vòng cơ sở bán kính r_{o1}) của khâu 1 quay quanh tâm O_1 và đường thẳng (luôn làm với phương tịnh tiến của khâu 2 một góc $\alpha = 20^\circ = \text{const}$) của khâu 2 tịnh tiến trên phương nằm ngang (hình 8.7).



Hình 8.7

Sau đó liên hệ xem đó là lược đồ động của cơ cấu truyền động nào trong thực tế. Cuối cùng dựa vào quy luật truyền động đã xác định, tìm cách vẽ biên dạng thân khai.

207. Cho một bánh răng chốt (biên dạng răng là đường tròn) ăn khớp khít với một bánh răng rãnh thẳng hướng tâm (biên dạng là đường thẳng). Bán kính vòng tâm chốt $r_1 = 40 \text{ mm}$, khoảng cách trục $A = O_1O_2 = r_1 = 40 \text{ mm}$, số răng $Z_2 = 2Z_1$.

1. Chứng minh rằng đây là một cặp bánh răng nội tiếp có tỷ số truyền $i_{12} = \text{const}$. Tính trị số i_{12} và chỉ rõ bánh răng nào là bánh răng trong.

2. Chứng minh rằng bán kính vòng chân răng bánh 2 là $r_{c2} = 0$. Nếu bán kính vòng đỉnh răng r_{d2} đủ lớn, đường ăn khớp của cặp biên dạng là một đường cong kín. Tìm hệ số trùng khớp trong trường hợp này.

208. Tìm biên dạng răng của bánh răng ngoài 2 trong cặp bánh răng trụ tròn nội tiếp nếu cho trước biên dạng đối tiếp của bánh răng trong 1 là cung tròn có bán kính $r_c = 80 \text{ mm}$, tâm O_c nằm trên vòng lăn của bánh răng 1. Bánh răng trong có bán kính vòng đỉnh $r_{d1} = 100 \text{ mm}$, bán kính vòng chân $r_{f1} = 60 \text{ mm}$. Các bán kính vòng lăn $r_1 = 80 \text{ mm}$, $r_2 = 240 \text{ mm}$.

209. Tìm biên dạng răng bánh 2 nếu cho trước biên dạng đối tiếp của thanh răng 1 là cung tròn có bán kính $r_c = 80 \text{ mm}$, và tâm O_c nằm trên đường lăn của thanh răng. Đường đỉnh răng và đường chân răng của thanh răng cách đường lăn một đoạn $h' = 10 \text{ mm}$. Bán kính vòng lăn của bánh răng $r_2 = 100 \text{ mm}$.

210. Tìm biên dạng răng của thanh răng 1 ăn khớp với bánh răng chốt 2. Biết bán kính vòng tâm chốt bằng bán kính vòng lăn $r_1 = 60 \text{ mm}$, bán kính chốt $r_c = 10 \text{ mm}$. Xác định giới hạn của đường đỉnh răng và đường chân răng của thanh răng nếu số chốt $Z_1 = 16$.

211. Tính bán kính cong ρ_M , góc áp lực α_M và hàm thân khai $\text{inv } \alpha_M$ tại điểm M trên đường thân khai của vòng tròn tâm O và bán kính $r_o = 50 \text{ mm}$. Biết bán kính vectơ của điểm M là $OM = 100 \text{ mm}$.

212. Cho một cặp bánh răng thân khai ngoại tiếp không dịch chỉnh và ăn khớp khít có số răng $Z_1 = 22$, $Z_2 = 30$, môđun $m = 10 \text{ mm}$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, chiều cao đầu răng $h' = m$. Tính hệ số trùng khớp ϵ .

Nếu khoảng cách tâm tăng thêm 10 mm , những thông số cơ bản về ăn khớp và chế tạo nào của cặp bánh răng thay đổi. Tính góc ăn khớp α' và hệ số trùng khớp ϵ' .

213. Cho một cặp bánh răng thân khai nội tiếp ăn khớp khít có số răng $Z_1 = 30$, $Z_2 = 90$, môđun $m = 10 \text{ mm}$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, chiều cao đầu răng $h' = m$. Tính hệ số trùng khớp ϵ . Nếu khoảng cách tâm giảm 10 mm , tính góc ăn khớp α' và hệ số trùng khớp ϵ' .

214. Cho một cặp bánh răng thân khai ngoại tiếp có bán kính vòng lăn $r_{L1} = 120 \text{ mm}$, $r_{L2} = 150 \text{ mm}$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$. Tính:

- đoạn ăn khớp lý thuyết N_1N_2 ,
- cung ăn khớp lý thuyết C_1C_2 ,
- các bán kính vòng đỉnh răng tương ứng r_{d1} và r_{d2} .

215. Cho một cặp thanh răng - bánh răng tiêu chuẩn ăn khớp khít có môđun $m = 10 \text{ mm}$, góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, số răng của bánh răng $Z = 20$, chiều cao đầu răng $h' = m$.

1. Tính hệ số trùng khớp ε . Nếu thay thanh răng bằng một bánh răng cùng môđun nhưng với một số răng nhất định nào đó thì hệ số trùng khớp tăng hay giảm ?.

2. Tính khoảng dịch A của thanh răng sao cho hệ số trùng khớp còn là $\varepsilon' = 1$.

216. Chứng minh rằng trong cặp bánh răng thân khai, nếu bánh răng quay đều thì điểm ăn khớp cũng di chuyển đều trên đường ăn khớp.

217. Gọi s_c và s'_c là chiều dày răng trên vòng đỉnh của bánh răng khi không dịch chỉnh và dịch chỉnh, hãy chứng minh hệ thức:

$$s'_c = s_c + 4 \frac{1}{Z} \xi \operatorname{tg} \alpha.$$

218. Một bánh răng tiêu chuẩn có số răng $Z_1 = 20$ được cắt bằng dao thanh răng có môđun $m = 10 \text{ mm}$, góc áp lực $\alpha = 20^\circ$, chiều cao đầu răng $h' = m$. Tính chiều dày răng trên vòng chia s và chiều dày răng trên vòng đỉnh s_c .

Nếu dịch dao để cắt bánh răng dịch chỉnh, hãy tính hệ số dịch dao ξ khi có hiện tượng nhon răng ($s'_c = 0$).

219. Với số răng Z bằng bao nhiêu, một bánh răng thân khai (răng ngoài) dịch chỉnh sẽ có vòng chân răng nằm trong vòng cơ sở.

Hãy tính số răng nói trên cho trường hợp bánh răng thân khai tiêu chuẩn (răng ngoài) với góc áp lực $\alpha = 20^\circ$, hệ số chiều cao chân răng $f'' = 1,25$.

220. Với số răng Z bằng bao nhiêu, một bánh răng thân khai tiêu chuẩn (răng trong) có vòng cơ sở trùng với vòng đỉnh răng, biết góc áp lực $\alpha = 20^\circ$, hệ số chiều cao đầu răng $f' = 1$. Hãy suy luận xem số răng đó có quan hệ thế nào với phần làm việc trên biên dạng răng.

221. Một bánh răng thân khai răng nghiêng có số răng $Z = 11$. Nếu chế tạo không dịch dao thì bánh răng nghiêng ấy có bị cắt chân răng không?. Ngược lại, nếu dịch dao với hệ số dịch dao $\xi = 0,412$ thì số răng của bánh răng nghiêng sẽ là bao nhiêu mà vẫn không bị cắt chân răng. Cả hai trường hợp trên đều lấy góc nghiêng của răng trên hình trụ chia là $\beta = 30^\circ$.

222. Cho một cặp bánh răng thân khai răng nghiêng có số răng $Z_1 = 17$, $Z_2 = 34$, môđun pháp $m_n = 4 \text{ mm}$, góc nghiêng của răng trên hình trụ chia $\beta = 15^\circ$, chiều dày bánh răng $b = 30 \text{ mm}$. Tính khoảng cách trục A và hệ số trùng khớp ε .

223. Cần thiết kể một cặp bánh răng phẳng để truyền động với tỷ số truyền $i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} = 1,5$, môđun ăn khớp $m = 5 \text{ mm}$, và khoảng cách trục phải đảm bảo khá chính xác $A = 140 \text{ mm}$.

1. Có thể là cặp bánh răng thẳng tiêu chuẩn hoặc dịch chỉnh được không ? Tại sao?

2. Có thể là cặp bánh răng nghiêng được không ? Nếu được, góc nghiêng của răng trên mặt trụ chia β là bao nhiêu.

Chương 9

CƠ CẤU BÁNH RĂNG KHÔNG GIAN

Vấn đề cần chú ý

Trong phạm vi giáo trình, chương này chủ yếu xét đến đặc điểm truyền động mà không đi sâu vào vấn đề chế tạo mặt răng. Vì thế, phần bài tập cũng chỉ yêu cầu là xác định một số thông số hình học liên quan đến đặc điểm ăn khớp.

Bài tập giải sẵn

224. Cho bánh răng thân khai răng thẳng tiêu chuẩn số răng $Z_1 = 20$, môđun $m = 10 \text{ mm}$ và một bánh răng thân khai răng nghiêng có số răng $Z_2 = 40$, môđun ngang $m_x = 20 \text{ mm}$, góc nghiêng của răng trên mặt trụ chia $\beta_2 = 60^\circ$.

1. Hỏi hai bánh răng này có thể ăn khớp đúng được không nếu góc áp lực pháp α_n trên mặt trụ chia của chúng bằng nhau? Và khi đó chúng là cặp bánh răng gì?
2. Tính góc chéo β và khoảng cách A giữa hai trục.
3. Tính vận tốc trượt tương đối theo đường răng v_t nếu cho $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$.

Giải.

1. Muốn ăn khớp đúng, môđun pháp m_n và góc áp lực pháp α_n trên mặt trụ chia của cặp bánh răng phải tương ứng bằng nhau:

$$\alpha_1 = \alpha_{n2} = \alpha_n,$$

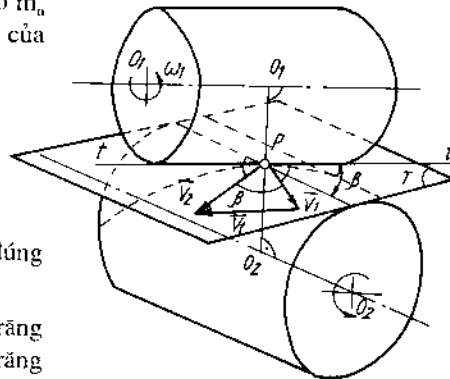
$$m_1 = m_{n2} = m_n \cos \beta$$

$$10 = 20 \cos 60^\circ = 10.$$

Vậy cặp bánh răng này ăn khớp đúng được.

Mặt khác bánh răng 1 là bánh răng thẳng $\beta_1 = 0$, bánh răng 2 là bánh răng nghiêng $\beta_2 = 60^\circ$ nên đây là cặp bánh răng trục chéo, vì:

$$\beta_1 \neq -\beta_2, (\beta_2 \neq 0).$$



Hình 9.1

2. Góc chéo β giữa hai trục của cặp bánh răng, đồng thời là góc chéo giữa hai đường sinh ở mặt tiếp tuyến chung (T) của hai hình trụ chia (xem hình 9.1), nhưng vì bánh răng 1

là bánh răng thẳng nên đường răng đồng thời là đường sinh p_1 trùng với tiếp tuyến tt của đường răng bánh răng 2 trên mặt trụ chia và làm với đường sinh p_2 một góc β_2 . Vậy:

$$\beta = \beta_1 + \beta_2 = 60^\circ.$$

Đoạn O_1O_2 đi qua P và thẳng góc với hai trục của hai bánh răng chính là khoảng cách trục A của cặp bánh răng trụ chéo này:

$$A = O_1O_2 = r_1 + r_2$$

$$A = m \frac{Z_1}{2} + m \frac{Z_2}{2}$$

$$A = 10 \frac{20}{2} + 20 \frac{40}{2} = 500 \text{ mm}.$$

3. Vẽ hoạ đồ vận tốc tại điểm tiếp xúc P trên mặt tiếp tuyến chung (T) (xem hình 9.1, với chú ý rằng những vận tốc vòng: $v_{P1} \perp O_1P$, $v_{P2} \perp O_2P$ và vận tốc trượt $v_t \parallel tt$) theo phương trình:

$$v_2 = v_1 + v_t$$

và vì hai góc có cạnh tương ứng vuông góc nên:

$$\angle(v_{P1}, v_{P2}) = \beta = 60^\circ$$

và $\angle(v_1, v_{P1}) = 90^\circ$

nên $v_1 = v_{P1} \operatorname{tg} \beta = \omega_1 r_1 \operatorname{tg} \beta$

$$= 10 \cdot 0,1 \cdot \operatorname{tg} 60^\circ = 1,732 \text{ m/s}.$$

225. Cho cặp bánh răng nón tiêu chuẩn thân khai răng thẳng có góc giao nhau giữa hai trục $\varphi = 75^\circ$, môđun $m = 5 \text{ mm}$, số răng $Z_1 = 20$, $Z_2 = 40$ và góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$.

1. Tính những góc nón trên mặt trụ lăn φ_1 , φ_2 và những bán kính vòng lăn r_1 , r_2 của mỗi bánh răng.

2. Tính số răng Z'_1 , Z'_2 của cặp bánh răng thẳng thay thế bánh răng nón và tỷ số truyền i'_{12} của cặp bánh răng thay thế này.

3. Tính hệ số trùng khớp ε của cặp bánh răng nón.

Giải.

1. Các góc nón trên mặt trụ lăn và số răng của cặp bánh răng nón có quan hệ:

$$\varphi_1 + \varphi_2 = \varphi, \quad \frac{\sin \varphi_2}{\sin \varphi_1} = i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Quan hệ sau này có thể viết lại như sau:

$$\frac{\sin(\varphi - \varphi_1)}{\sin \varphi_1} = i_{12}, \quad \frac{\sin(\varphi - \varphi_2)}{\sin \varphi_2} = i_{21}$$

suy ra:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{\sin \varphi}{i_{12} + \cos \varphi} = \frac{\sin 75^\circ}{\frac{40}{20} + \cos 75^\circ}$$

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{0,966}{2,26} = 0,427$$

nên

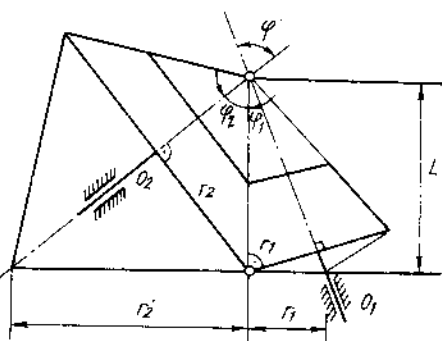
$$\varphi_1 = 23^\circ 8'$$

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{\sin \varphi}{i_{21} + \cos \varphi} = \frac{\sin 75^\circ}{\frac{20}{40} + \cos 75^\circ}$$

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{0,966}{0,756} = 1,273$$

nên

$$\varphi_2 = 51^\circ 52'$$



Hình 9.2

Bán kính vòng lăn của cặp bánh răng:

$$r_1 = m \frac{Z_1}{2} = 5 \cdot \frac{20}{2} = 50 \text{ mm},$$

$$r_2 = m \frac{Z_2}{2} = 5 \cdot \frac{40}{2} = 100 \text{ mm}.$$

2. Số răng của cặp bánh răng thay thế bánh răng nón (ứng với bán kính của cặp bánh răng thay thế r'_1, r'_2 (xem hình 9. 2).

$$Z'_1 = \frac{Z_1}{\cos \varphi_1} = \frac{20}{\cos 23^\circ 8'} = \frac{20}{0,92} = 21,7,$$

và

$$Z'_2 = \frac{Z_2}{\cos \varphi_2} = \frac{40}{\cos 51^\circ 52'} = \frac{40}{0,624} = 64,1.$$

Tỷ số truyền của cặp bánh răng thay thế:

$$i'_{12} = \frac{Z'_2}{Z'_1} = \frac{Z_2 \cos \varphi_1}{Z_1 \cos \varphi_2} = i_{12} \frac{\cos \varphi_1}{\cos \varphi_2}$$

$$i'_{12} = 2 \frac{\cos 23^\circ 8'}{\cos 51^\circ 52'} = 2,9.$$

3. Hệ số trùng khớp ε của cặp bánh răng nón này tính theo cặp bánh răng trụ thẳng thay thế ε' với số răng Z'_1 và Z'_2 đã tính trên:

$$\varepsilon = \varepsilon' = \frac{\sqrt{(Z'_1 + 2)^2 - Z_1'^2 \cos^2 \alpha} + \sqrt{(Z'_2 + 2)^2 - Z_2'^2 \cos^2 \alpha} - (Z'_1 + Z'_2) \sin \alpha}{2\pi \cos \alpha}$$

$$\varepsilon = \varepsilon' = \frac{\sqrt{(21,8+2)^2 - 21,8^2 \cos^2 20^\circ} + \sqrt{(63,7+2)^2 - 63,7^2 \cos^2 20^\circ} - (21,8+63,7) \sin 20^\circ}{2 \cdot 3,14 \cdot \cos 20^\circ}$$

$$\varepsilon' \approx 1,77.$$

226. Dùng một dao phay vít thân khai để cắt một bánh răng trụ tròn răng thân khai thẳng tiêu chuẩn có môđun $m = 10 \text{ mm}$, và số răng $Z_2 = 20$. Số đầu ren của dao $Z_1 = 2$ và góc nghiêng của ren trên mặt trụ chia $\beta = 69^\circ 30'$ (hình 9.3). Hãy tính:

1. Môđun ngang m_{n1} của dao.
2. Góc chéo nhau β và khoảng cách trục A giữa trục dao và trục phôi.
3. Quan hệ vận tốc giữa dao và phôi là $\omega_1/\omega_2 = 10,5$ thì kết quả của quá trình cắt sẽ ra sao?

Giải.

1. Biết rằng muốn ăn khớp đúng thì môđun pháp của dao và của bánh răng chế tạo ra phải bằng nhau:

$$m_{n1} = m = 10 \text{ mm},$$

nhưng: $m_{n1} = m_{n1} \cos \beta_1,$

Vậy môđun ngang của dao là:

$$m_{s1} = \frac{m_{n1}}{\cos \beta_1},$$

$$m_{s1} = \frac{10}{\cos 69^\circ 30'} = \frac{10}{0,3502} = 28,57 \text{ mm}.$$

2. Góc chéo nhau β giữa trục dao và trục phôi:

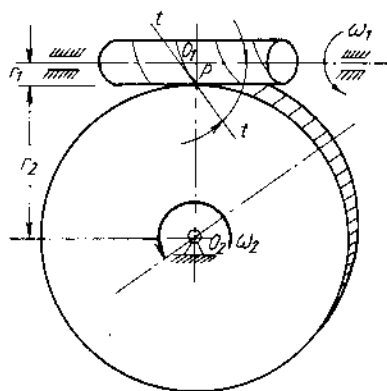
$$\beta = \beta_1 + \beta_2$$

$$\beta = 69^\circ 30' + 0 = 69^\circ 30'.$$

Khoảng cách trục A giữa trục dao và trục phôi:

$$A = r_1 + r_2 = m_{s1} \frac{Z_1}{2} + m \frac{Z_2}{2}$$

$$A = 28,57 \frac{2}{2} + 10 \frac{20}{2} = 128,57 \text{ mm}.$$



Hình 9.3

3. Nếu quan hệ vận tốc giữa dao và phôi là $\frac{\omega_1}{\omega_2} = 10,5$, mà $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = 10,5$, trong đó số răng của dao $Z_1 = 2$, vậy số răng của bánh răng chế tạo ra là:

$$Z_2 = 10,5 \cdot Z_1 = 10,5 \cdot 2 = 21.$$

Với số răng ấy khoảng cách trục của dao và phôi (bánh răng tiêu chuẩn) lại là:

$$A' = r_1 + r_2' = m_{s1} \frac{Z_1}{2} + m \frac{Z_2'}{2}$$

$$A = 28,57 \frac{2}{2} + 10 \frac{21}{2} = 133,57 \text{ mm.}$$

Nếu vẫn phải đảm bảo khoảng cách trục cũ $A = 128,57 \text{ mm}$, thì bánh răng được cắt sẽ là bánh răng dịch chỉnh âm.

Bài tập cho đáp số

227. Cặp bánh răng trụ chéo có góc chéo nhau giữa hai trục $\beta = \beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$, số răng $Z_1 = 20$, $Z_2 = 40$ và môđun pháp $m_n = 5 \text{ mm}$. Biết rằng đường kính vòng lăn của hai bánh răng là bằng nhau, hãy tính những thông số cơ bản của cặp bánh răng ấy: các góc nghiêng của răng β_1, β_2 ; các đường kính d_1, d_2 của những mặt trụ lăn và khoảng cách trục A .

228. Cũng với những số liệu đã cho như ở bài 227, nhưng $d_1 \neq d_2$ và $\beta_1 = \beta_2$; hãy tính những thông số cơ bản của cặp bánh răng này ($\beta_1, \beta_2, d_1, d_2, A$).

229. Cho một bánh răng thân khai răng thẳng có môđun $m = 10 \text{ mm}$, số răng $Z_1 = 20$, góc áp lực trên vòng chia $\alpha = 20^\circ$.

Có thể dùng bánh răng này để truyền động cho một thanh răng có mặt răng là mặt phẳng và phương tịnh tiến làm với trục bánh răng một góc 60° được không? Các mặt răng tiếp xúc đường hay tiếp xúc điểm? Tại sao? Cuối cùng xác định các đặc trưng hình học của thanh răng đó (góc nghiêng β của răng, biên dạng pháp tuyến của răng, môđun pháp m_n , góc áp lực pháp α_n).

230. Cho một bánh răng thân khai răng nghiêng có môđun ngang $m_t = 20 \text{ mm}$, góc nghiêng của răng trên mặt trụ chia $\beta = 60^\circ$. Có thể dùng bánh răng này để truyền động cho một thanh răng có mặt răng là mặt phẳng, có phương tịnh tiến làm với trục bánh răng một góc 60° được không? Các mặt răng tiếp xúc đường hay tiếp xúc điểm? Tại sao? Xác định các đặc trưng hình học của bánh răng đó.

231. Chứng minh rằng truyền động trục vít - đai ốc là một trường hợp đặc biệt của truyền động trục vít - bánh vít.

232. Nếu cho trước tỷ số truyền giữa hai trục $i_{21} = 21$, môđun ăn khớp $m = 10 \text{ mm}$, hãy tính:

1. Số răng Z_1, Z_2 của trục vít và bánh vít; góc xoắn ốc của ren vít λ_1 .
2. Vận tốc trượt của bộ truyền nếu trục vít quay với số vòng quay $n_1 = 1680 \text{ vg/ph}$.

233. Cho một cặp bánh răng nón ngoại tiếp trục giao có tỷ số truyền $|i_{12}| = 2$. Tính các góc nón φ_1, φ_2 trên mặt nón lăn và số răng tối thiểu của bánh răng nhỏ. Nếu muốn kích thước bộ truyền gọn, giảm số răng bánh nhỏ xuống $Z_1 = 9$, thì về nguyên tắc phải dịch chỉnh như thế nào và hệ số dịch chỉnh của mỗi bánh răng là bao nhiêu?

234. Cho một cặp bánh răng nón ngoại tiếp. Hãy tìm trục quay tức thời của bánh răng nhỏ đối với bánh răng kia, từ đó suy ra cách tính tỷ số truyền của chúng bằng đồ thị vector vận tốc góc.

Chương 10

HỆ BÁNH RĂNG

Vấn đề cần chú ý

1. Những bài tập trong chương này giới hạn ở việc tính toán tỷ số truyền của các hệ bánh răng cũng như vận tốc góc của các bánh răng trong hệ, nghĩa là chỉ đề cập tới việc phân tích động học hệ bánh răng theo phạm vi nghiên cứu của chương trình.

2. Phương pháp để giải những bài tập này là giải tích và đồ thị vectơ: thường phải tính bằng một phương pháp và nghiệm lại kết quả bằng phương pháp còn lại.

3. Khi giải mỗi loại cần chú ý:

a. Vì có nhiều loại hệ bánh răng: thường, vi sai (hành tinh, vi sai kín) và hỗn hợp: mà cách tính của hệ thường khác hẳn cách tính hệ vi sai, nên điều đầu tiên là phải phân biệt theo định nghĩa của hệ: hệ cần tính là hệ gì? nếu lẫn lộn hệ này sang hệ kia là bài toán sai ngay từ đầu.

b. Trong khi giải cần phải chú ý tới dấu của tỷ số truyền và vận tốc góc, nghĩa là ta phải chú ý tới chiều quay các trục quay trong hệ (phải áp dụng đúng quy tắc xét dấu hay chiều quay của bánh răng phẳng và không gian). Nếu lẫn chiều quay sẽ dẫn đến sai kết quả ngay từ phép tính trung gian.

c. Có thể trong đầu bài không cho ngay số răng của một số bánh răng nào đó, nhưng nhờ việc vận dụng những khái niệm cơ bản đã học về sự ăn khớp của một cặp bánh răng (khoảng cách trục; điều kiện ăn khớp đúng; cặp bánh răng tiêu chuẩn hay dịch chỉnh, ăn khớp ngoài hoặc ăn khớp trong) mà suy ra số răng cần thiết.

Bài tập giải sẵn

235. Bánh răng 1 dẫn động với số vòng quay $n_1 = 1440 \text{ v/ph}$, tính tỷ số truyền i_{15} của hệ bánh răng (xem hình 10.1) và số vòng quay của bánh vít 5; nếu cho trước số răng các bánh răng: $Z_1 = Z_2 = Z_4 = 16$, $Z_3 = 8$, $Z_4 = 1$, $Z_5 = 40$, các khoảng cách trục $A_{12} = 160 \text{ mm}$, $A_{23} = 320 \text{ mm}$, các bánh răng đều ăn khớp đúng và tiêu chuẩn với môđun $m = 10 \text{ mm}$.

Giải

Vì tất cả các đường tâm của bánh răng trong hệ đều không thay đổi vị trí khi truyền động, nên đây là hệ thường, bao gồm hai cặp bánh răng phẳng (một cặp ăn khớp trong $Z_1 - Z_2$, một cặp ăn khớp ngoài $Z_2 - Z_3$), và hai cặp bánh răng không gian (một cặp bánh răng nón $Z_3 - Z_4$, một cặp trục vít - bánh vít $Z_4 - Z_5$). Trong đó các bánh răng 2 và 3 chưa biết số răng, nhưng có thể tìm được thông qua điều kiện ăn khớp đúng và tiêu chuẩn:

$$A_{12} = m_2 \frac{Z_2}{2} - m_1 \frac{Z_1}{2} \quad (\text{tiêu chuẩn})$$

$$A_{12} = \frac{m}{2}(Z_2 - Z_1) \quad (\text{ăn khớp đúng})$$

nên
$$Z_2 = 2 \frac{A_{12}}{m} + Z_1,$$

$$Z_2 = 2 \cdot \frac{160}{10} + 16 = 48,$$

và
$$A_{23} = m_2 \cdot \frac{Z_2'}{2} + m_3 \cdot \frac{Z_3}{2} \quad (\text{tiêu chuẩn})$$

$$A_{23} = \frac{m}{2}(Z_2' + Z_3) \quad (\text{ăn khớp đúng})$$

nên
$$Z_3 = 2 \frac{A_{23}}{m} - Z_2',$$

$$Z_3 = 2 \cdot \frac{320}{10} - 16 = 48.$$

Từ đó có thể tính được tỷ số truyền ^(*):

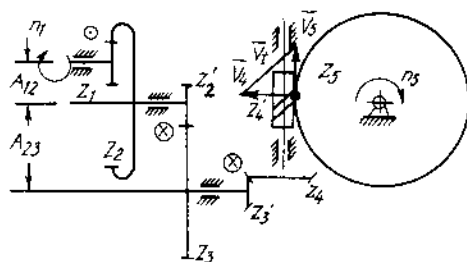
$$|i_{15}| = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2'} \cdot \frac{Z_4}{Z_3'} \cdot \frac{Z_5}{Z_4'}$$

$$|i_{15}| = \frac{48}{16} \cdot \frac{48}{16} \cdot \frac{16}{8} \cdot \frac{40}{1} = 720.$$

Và số vòng quay của bánh vít 5 ^(*):

$$|i_{15}| = \left| \frac{n_1}{n_5} \right|$$

$$|n_5| = \left| \frac{n_1}{i_{15}} \right| = \frac{1440}{720} = 2 \text{ vg/ph}.$$



Hình 10.1

Chiều quay của n_5 được xác định bằng cách đánh dấu tại chỗ ăn khớp ký hiệu chiều quay (○: từ mặt giấy quay ra và ⊗: từ mặt giấy quay vào) trên hình 10.1, riêng đối với cặp bánh vít - trục vít phải xác định chiều quay của vận tốc vòng của trục vít v_4 và bánh vít v_5 (đồng thời là vận tốc tịnh tiến của răng trục vít), với chú ý là vận tốc trượt tương đối (v_t) song song với đường răng của trục vít (xem hình 10.1).

236. Tính bằng phương pháp giải tích và nghiệm lại bằng phương pháp đồ thị số vòng quay các bánh răng 5 trong hệ bánh răng trên hình 10.2, nếu: bánh răng 1 dẫn động quay 330 vg/ph và số răng của các bánh răng là $Z_1 = 16$, $Z_2 = 48$, $Z_2' = 20$, $Z_3 = 44$, $Z_3' = 20$, $Z_4 = 40$.

^(*) Khái niệm về dấu của i_{15} và n_5 trong trường hợp hai trục tương ứng không song song là không có nghĩa nên phải xét chiều quay thực tế.

Các bánh răng đều tiêu chuẩn, ăn khớp đúng với môđun $m = 10 \text{ mm}$ và những bánh răng 1, 3, 3', 5 đồng trục.

Giải.

Vì tất cả các bánh răng đều có đường tâm song song với nhau và không thay đổi vị trí khi truyền động, nên đây là hệ phẳng, thường. Trong đó có bánh răng trong 5 chưa biết số răng, nhưng có thể tìm được từ điều kiện ăn khớp đúng, tiêu chuẩn và đồng trục:

$$A_{3,2} = m_3 \frac{Z_2}{2} + m_4 \frac{Z_4}{2} = m_5 \frac{Z_5}{2} - m_4 \frac{Z_4}{2}$$

hay $Z_3 + Z_4 = Z_5 - Z_4$

vậy $Z_5 = Z_3 + 2 Z_4$

$$Z_5 = 20 + 2 \cdot 40 = 100.$$

Tỷ số truyền của cả hệ tính theo công thức:

$$i_{15} = (-1)^k \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2'} \cdot \frac{Z_4}{Z_3'} \cdot \frac{Z_5}{Z_4},$$

trong đó số cặp bánh răng ăn khớp ngoài là $k = 3$.

Vậy
$$i_{15} = (-1)^3 \frac{48 \cdot 44 \cdot 40 \cdot 100}{16 \cdot 20 \cdot 20 \cdot 40} = -33$$

tức là:
$$\frac{n_1}{n_5} = -33$$

Suy ra số vòng quay của bánh răng 5:

$$n_5 = -\frac{n_1}{33} = -\frac{330}{33} = -10 \text{ vg/ph.}$$

Dấu trừ chứng tỏ bánh răng 5 quay ngược chiều bánh răng 1.

Kết quả trên được nghiệm lại bằng phương pháp đồ thị sau đây (xem hình 10.2):

Trước hết vẽ lược đồ động của hệ theo tỉ lệ xích $\mu_l = 0,001 \text{ m/mm}$ (hình 10.2a). Trên hình 10.2b vẽ đường Ov song song với mặt phẳng chuyển động của các bánh răng, từ điểm tâm ăn khớp của các bánh răng (đồng thời là mút các bán kính vòng chia, vì các bánh răng đều tiêu chuẩn) vẽ các vectơ vận tốc của các bánh răng:

$$|v_1| = |\omega_1| r_1 = \frac{\pi n_1}{30} \cdot m \frac{Z_1}{2} = \frac{3,14 \cdot 330}{30} \cdot 0,01 \cdot \frac{16}{2} = 2,7 \text{ m/s},$$

với tỉ lệ xích $\mu_v = 2,7/27 = 0,1 \text{ m/mm.s}$, trên đồ thị hình 10.2b $|v_1| = 27 \text{ mm}$, đường O_1V_1 chính là đường phân bố vận tốc của bánh răng 1.

Nối V_1O_2 được đường phân bố vận tốc của bánh răng 2. Vì 2 và 2' là một khâu nên từ tâm ăn khớp P_3 của cặp bánh răng 2', 3 chiếu sang được các vectơ vận tốc $v_3 = v_2$. Nối V_3O_3

được đường phân bố vận tốc của bánh răng 3, ... Cuối cùng được vận tốc tại tâm ăn khớp P_5 của cặp bánh răng 4 - 5, suy ra:

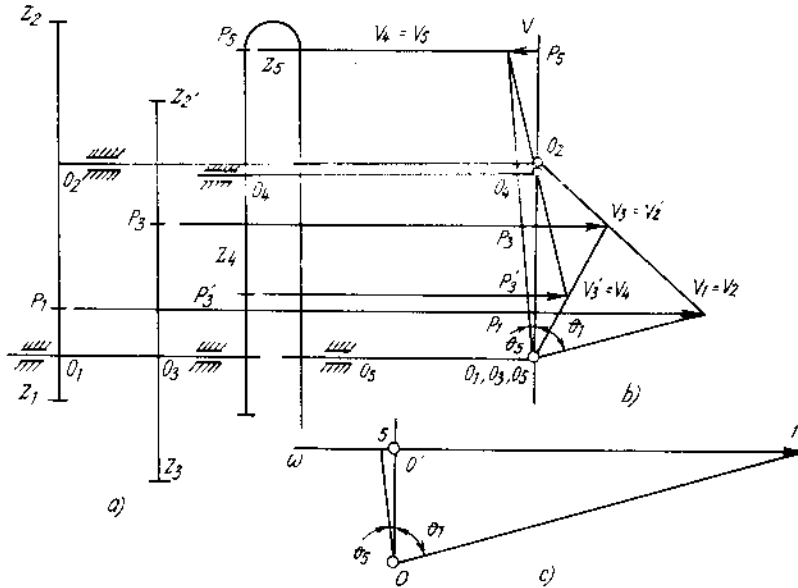
$$|v_5| = V_{P_5} \cdot \mu_5 = 5,2 \cdot 0,1 = 0,52 \text{ m/s}$$

mà v_5 ngược chiều v_1 nên ω_5 cũng ngược chiều ω_1 :

$$\omega_5 = \frac{v_5}{r_5} = - \frac{v_5}{m \cdot \frac{Z_5}{2}}$$

mặt khác:
$$n_5 = \frac{30 \cdot \omega_5}{\pi}$$

Vậy:
$$n_5 = \frac{0,52 \cdot 2 \cdot 30}{0,010 \cdot 100 \cdot 3,14} = 10 \text{ vg/ph.}$$



Hình 10.2

Có thể dùng đồ thị vận tốc góc trên hình 10.2c để nghiệm lại kết quả tỷ số truyền i_{15} :

Trên đồ thị này kẻ một đường $O'\omega$ qua O' song song với đường tâm các bánh răng. Tại điểm O trên đường thẳng góc với $O'\omega$, lấy $O'O = 1$ đơn vị (lấy tùy theo sự thuận lợi của việc vẽ đồ thị), vẽ song song với các đường phân bố vận tốc của bánh răng 1 và 5, cắt $O'\omega$ tại 1 và 5 được các góc θ_1, θ_5 và do các đoạn $O'1, O'5$. Tỷ số truyền i_{15} được tính theo:

$$i_{15} = \frac{v_1 / r_1}{v_5 / r_5} = \frac{\lg \theta_1}{\lg \theta_5} = \frac{O'1}{O'5}$$

$$i_{13} = \frac{66}{-2} = -33.$$

Từ kết quả này, dễ dàng suy ra vận tốc góc hay số vòng quay của bánh răng 5.

237. Tính vận tốc góc của cần C trong hệ bánh răng trên hình 10.3 nếu vận tốc góc của các bánh răng 1 và 3 là $\omega_1 = 150 \text{ s}^{-1}$, $\omega_3 = -105 \text{ s}^{-1}$; số răng các bánh răng là: $Z_1 = 132$, $Z_2 = 40$, $Z_2' = 30$, $Z_3 = 62$. Hãy nghiệm lại kết quả bằng phương pháp đồ thị.

Giải

Đây là hệ vi sai, vì những bánh răng 2 và 2' có đường tâm thay đổi vị trí trong quá trình truyền động, đồng thời không có bánh răng trung tâm nào cố định và bậc tự do của hệ là:

$$W = 3n - 2p - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2.$$

đã cho trước ω_1 , ω_3 sẽ tính được ω_c theo quan hệ vận tốc góc trong hệ vi sai:

$$i_{13}^c = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = -\frac{Z_2 Z_3}{Z_1 Z_2'}$$

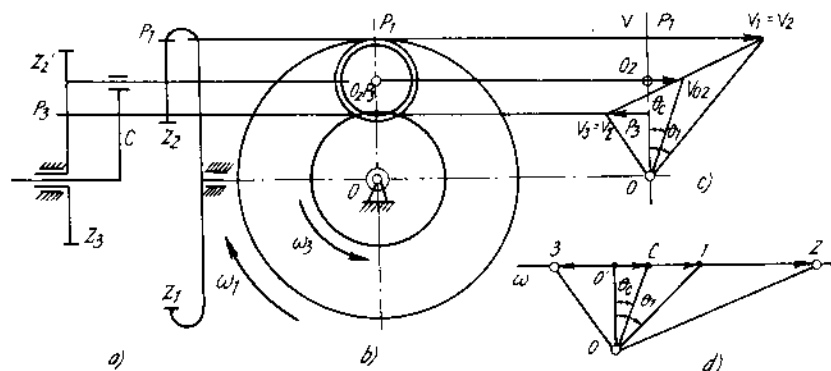
$$i_{13}^c = \frac{150 - \omega_c}{-105 - \omega_c} = -\frac{40}{132} \cdot \frac{62}{30} = -0,626.$$

Giải phương trình trên sẽ xác định được vận tốc góc của cần C là:

$$\omega_c \approx 52 \text{ s}^{-1}.$$

(Cần C quay cùng chiều bánh răng 1 và ngược chiều bánh răng 3).

Kết quả trên được nghiệm lại bằng phương pháp đồ thị sau đây (xem hình 10.3).



Hình 10.3

Vì lược đồ cơ cấu (hình 10.3a và 10.3b) có thể vẽ theo tỉ lệ xích tùy ý, nên để đơn giản lấy môđun các bánh răng $m = 1 \text{ mm}$, khi đó các bán kính vòng lăn sẽ là:

$$r_1 = m \frac{Z_1}{2} = \frac{1 \cdot 132}{2} = 66 \text{ mm},$$

tương tự có $r_2 = 20 \text{ mm}$, $r_3 = 15 \text{ mm}$, $r_4 = 31 \text{ mm}$; nếu r_1 là 21 mm trên hình vẽ thì tỉ lệ xích được đồ cơ cấu là:

$$\mu_r = 0,066/21 = 0,003 \text{ m/mm}.$$

Hình 10.3c biểu thị sự phân bố vận tốc dài của các bánh răng và cần C trong hệ, dựa vào vận tốc tại tâm ăn khớp P_1, P_3 của các bánh răng dẫn động:

$$v_1 = \omega_1 r_1 = 150 \cdot 0,066 = 9,9 \text{ m/s}$$

$$v_3 = \omega_3 r_3 = -105 \cdot 0,031 = -3,26 \text{ m/s}.$$

Trên hoa đồ phân bố vận tốc (hình 10.3c), với tỉ lệ xích $\mu_v = 9,9/20 = 0,5 \text{ m/mm.s}$. Các vector đó là $\overrightarrow{P_1V_1}$, $\overrightarrow{P_3V_3}$ ứng với các đường phân bố vận tốc của bánh răng 1 và 3 là OV_1 , OV_3 . Vì $v_1 = v_2$ và $v_3 = v_4$ mà hai bánh răng 2 và 2' là một khâu nên nối V_1V_2 được đường phân bố vận tốc của bánh răng 2 và 2'. Từ O_2 kẻ song song với các vector vận tốc cắt đường phân bố vận tốc vừa vẽ tại V_{O2} được $\overrightarrow{O_2V_{O2}}$ là vận tốc tâm của cặp bánh răng 2 và 2', cũng là vận tốc đầu cần C vì $v_{O2} = v_C$. Suy ra vận tốc góc của cần C:

$$\omega_C = \frac{v_C}{r_C} = \frac{\overrightarrow{O_2V_{O2}}}{r_1 - r_2} \cdot \mu_v = \frac{5 \cdot 0,5}{0,066 - 0,02} = 54 \text{ s}^{-1}.$$

Kết quả này còn có thể nghiệm lại bằng đồ thị vector vận tốc góc trên hình 10.3d, với tỉ lệ xích:

$$\mu_\omega = \frac{\omega_1}{\overrightarrow{O_1I}} = \frac{150}{15} = 10 \text{ (mm.s)}^{-1},$$

suy ra $\omega_C = \overrightarrow{O_1C} \cdot \mu_\omega = 5,4 \cdot 10 = 54 \text{ s}^{-1},$

Cách vẽ cụ thể được thuyết minh tương tự như bài 230.

Kết quả gần đúng, có sai số đo việc vẽ.

238. Tính tỷ số truyền i_{1c} của hệ bánh răng trên hình 10.4 nếu cho trước số răng các bánh răng: $Z_1 = 60$, $Z_2 = 48$, $Z_2' = 18$ và $Z_3 = 30$. Nghiệm lại kết quả bằng phương pháp đồ thị. Khi lắp bánh răng 2' ở phía dưới bánh răng 3 thì kết quả còn như cũ không?

Giải.

Bánh răng 2 và 2' có đường tâm (chính là cần C) thay đổi vị trí trong quá trình truyền động và bánh răng trung tâm 3 cố định, đồng thời các bánh răng đều là bánh răng nón nên đây là hệ hành tinh không gian.

1. Tỷ số truyền i_{1c} của hệ tính theo:

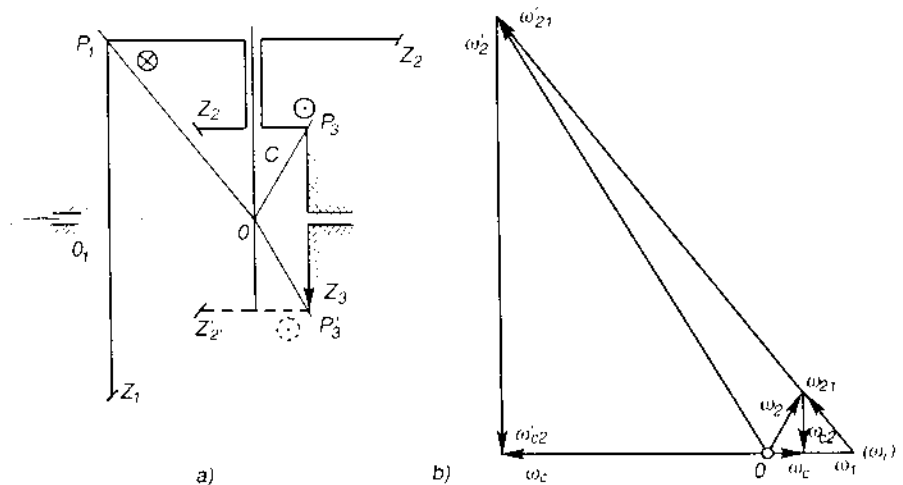
$$i_{13}^c = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = -\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_2}{Z_1}$$

(dấu "-" có được là do xét dấu theo qui ước về bánh răng không gian như hình 10.4a).

Nhưng bánh răng 3 cố định: $\omega_3 = 0$, nên

$$-\frac{\omega_1}{\omega_c} + 1 = -\frac{30}{18} \cdot \frac{48}{60} = -\frac{12}{9}$$

Vậy
$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_c} = 1 + \frac{12}{9} = \frac{21}{9} = \frac{7}{3}$$



Hình 10.4

Khi lắp bánh răng 2' ở phía dưới bánh răng 3 (vị trí vẽ bằng nét đứt trên hình 10.4a) thì $i_{1,3} > 0$ và do đó:

$$i_{1,3} = 1 - \frac{12}{9} = -\frac{1}{3}$$

2. Nghiệm lại kết quả bằng phương pháp đồ thị:

- Vẽ lược đồ động của cơ cấu với tỉ lệ xích: $\mu_l = \frac{r_1}{O_1P_1}$ ($r_1 = m \cdot \frac{Z_1}{2}$, để đơn giản lấy $m = 1 \rightarrow r_1 = 30 \text{ mm}$).

$$\mu_l = \frac{0,030}{30} = 0,001 \text{ m/mm}$$

với chú ý là các đỉnh nón lăn đều đặt tại O.

- Vẽ lược đồ vectơ vận tốc góc, dựa vào phương trình:

$$\overline{\omega}_2 = \overline{\omega}_1 + \overline{\omega}_{21} \quad \text{và} \quad \overline{\omega}_c = \overline{\omega}_2 + \overline{\omega}_{c2},$$

trong đó các vectơ vận tốc góc tuyệt đối $\overline{\omega}_1, \overline{\omega}_c$ ($\overline{\omega}'_c$) và các vectơ vận tốc góc tương đối $\overline{\omega}_{c2}$ ($\overline{\omega}'_{c2}$) đều có phương nằm trên trục quay tương ứng, còn các vectơ vận tốc góc tương đối $\overline{\omega}_{21}$ ($\overline{\omega}'_{21}$) và vectơ vận tốc góc tuyệt đối $\overline{\omega}_2$ ($\overline{\omega}'_2$) có phương nằm trên các trục quay tức thời OP_1

và OP_1 (OP'_1). Từ đó vẽ họa đồ vector vận tốc góc tương tự như phần tính động học cơ cấu phẳng (ở đây các trục quay và trục quay tức thời đều nằm trên mặt phẳng giấy) đã biết ở chương 2.

Hình 10.4b mô tả rõ quá trình vẽ với vận tốc góc tùy ý (hay tỉ lệ xích μ_{ω} , tùy ý) của khâu dẫn 1 (trên họa đồ biểu thị bằng vector $O\omega_1$ có giá trị là 14 mm).

Sau khi vẽ xác định được tỷ số truyền i_{1c} của hệ:

$$i_{1c} = \frac{\omega_1}{\omega_c} = \frac{\overline{O\omega_1}}{\overline{O\omega_c}}; \quad i_{1c} = \frac{14}{6} = \frac{7}{3}.$$

Khi lắp bánh răng 2' xuống dưới bánh răng 3 (trên hình 10.4b) mút của các vector vận tốc góc tương ứng được ghi thêm dấu " ' ") quá trình giải cũng tương tự như trên. Khi đó:

$$i'_{1c} = \frac{\omega'_1}{\omega'_c} = \frac{\overline{O\omega'_1}}{\overline{O\omega'_c}}; \quad i'_{1c} = -\frac{14}{42} = -\frac{1}{3}.$$

Kết quả của hai phương pháp là phù hợp. Bạn đọc tự giải bằng họa đồ khi $\omega_1 \neq 0$.

239. Cho hệ bánh răng trên hình 10.5, biết bánh răng 1 quay với số vòng quay $n_1 = 200 \text{ vg/ph}$. Xác định số vòng quay n_5, n_4 của các bánh răng 5, 4 và 4', nếu số răng của các bánh răng là: $Z_1 = 20, Z_2 = 80, Z_3 = 144, Z_4 = 32, Z_4' = 28, Z_5 = 140$.

Giải.

Theo lược đồ động cho trước (hình 10.5), hệ có bậc tự do:

$$W = 3n - 2p_5 - p_3 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 3 = 1.$$

Ở đây bánh răng 2 và cần C là một khâu, bánh răng 3 cố định và bao gồm:

- Cặp bánh răng 1 - 2 có đường tâm không thay đổi vị trí trong quá trình truyền động, thuộc hệ thường.

- Phần còn lại có các bánh răng 4 và 4' có đường tâm thay đổi vị trí trong quá trình truyền động; mặt khác bánh răng trung tâm 3 cố định, thuộc hệ hành tinh.

Vậy hệ đã cho là hệ hỗn hợp (phẳng).

1. Để tính số vòng quay n_5 của bánh răng 5, phải tính tỷ số truyền i_{15} của hệ hỗn hợp:

$$i_{15} = i_{12} \cdot i_{25}$$

trong đó:

• i_{12} là tỷ số truyền của hệ thường:

$$i_{12} = -\frac{Z_2}{Z_1} = -\frac{80}{20} = -4,$$

• i_{25} là tỷ số truyền trong hệ hành tinh, tính theo:

$$i'_{25} = \frac{n_5 - n_c}{n_2 - n_c} = \frac{Z_5 \cdot Z_4}{Z_4' \cdot Z_3}$$

nhưng $n_3 = 0$, suy ra: $1 - \frac{n_5}{n_c} = 1 - i_{5c} = \frac{144 \cdot 28}{32 \cdot 140}$

hay $1 - \frac{1}{i_{c5}} = 0,9.$

Vậy $i_{2c} = i_{c5} = 10.$

Tỷ số truyền của cả hệ hỗn hợp:

$$i_{15} = (-4) \cdot 10 = -40$$

và số vòng quay của bánh răng 5 là:

$$n_5 = \frac{n_1}{i_{15}} = \frac{200}{-4} = -5 \text{ vg/ph},$$

Dấu trừ chứng tỏ bánh răng 5 quay ngược chiều bánh răng 1.

2. Từ tỷ số truyền trong hệ hành tinh:

$$i_{43}^c = \frac{n_4 - n_c}{n_3 - n_c} = \frac{Z_3}{Z_4}$$

nhưng $n_3 = 0$, suy ra: $1 - i_{4c} = \frac{144}{32}$

$$i_{4c} = 1 - \frac{144}{32} = -\frac{7}{2},$$

Tính được số vòng quay của các bánh vệ tinh 4 và 4':

$$n_4 = i_{4c} \cdot n_c = i_{42} \cdot n_2 = i_{42} \cdot \frac{n_1}{i_{12}},$$

$$n_4 = \left(-\frac{7}{2}\right) \frac{200}{(-4)} = 175 \text{ vg/ph},$$

bánh răng 4 và 4' quay cùng chiều với bánh răng 1.

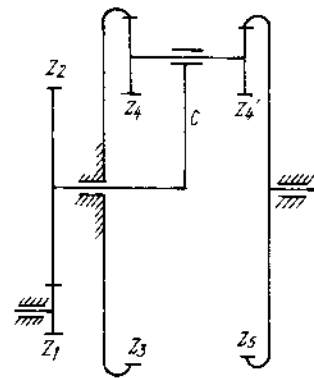
240. Trong hộp giảm tốc trên hình 10.6, bánh răng 1 chủ động quay với tốc độ $n_1 = 1560 \text{ vg/ph}$. Tính số vòng quay n_c và n_3 của các trục bị động C và 3 nếu số răng của các bánh răng trong hộp giảm tốc là: $Z_1 = Z_2 = 20$; $Z_2' = Z_3 = 60$; $Z_2'' = 15$; $Z_4 = 65$.

Giải.

Theo lược đồ động cho trước, bậc tự do của hệ là:

$$W = 3 \cdot n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 3 = 1.$$

(chú ý rằng các bánh răng 2, 2', và 2'' là một khâu, bánh răng 3 cố định).



Hình 10.5

Hệ hỗn hợp bao gồm:

- Hệ hành tinh với các bánh răng 1 - 2, 2' - 3 và cần C.
- Hệ vi sai với các bánh răng 1 - 2, 2'' - 4 và cần C.

Vì cơ cấu có một bậc tự do, nên phải tính hệ hành tinh trước.

1. Trong hệ hành tinh có:

$$i_{13}^c = \frac{n_1 - n_c}{n_3 - n_c} = (-1)^2 \frac{Z_3 \cdot Z_2}{Z_2 \cdot Z_1}$$

nhưng $n_3 = 0$, suy ra: $i_{1c} = 1 - \frac{60 \cdot 60}{20 \cdot 20} = -8$.

Do đó, tính được số vòng quay của cần C:

$$n_c = \frac{n_1}{i_{1c}} = \frac{1560}{-8} = -195 \text{ vg/ph.}$$

Dấu trừ chứng tỏ cần C quay ngược chiều bánh răng 1.

2. Trong hệ vi sai, có:

$$i_{14}^c = \frac{n_1 - n_c}{n_4 - n_c} = (-1)^2 \frac{Z_4 \cdot Z_2}{Z_2 \cdot Z_1}$$

nhưng đã có $n_1 = 1560 \text{ vg/ph}$, $n_c = -195 \text{ vg/ph}$ và số răng của các bánh răng suy ra số vòng quay của bánh răng 4:

$$n_4 = \frac{n_1 + 12n_c}{13} = \frac{1560 + 12 \cdot (-195)}{13} = -60 \text{ vg/ph.}$$

Dấu trừ chứng tỏ bánh răng 4 quay ngược chiều bánh răng 1.

241. Cho hệ bánh răng trên hình 10.7 (vẽ bằng nét liền). Tính tỷ số truyền i_{1c} nếu cho trước $i_{12} = 67/68$ và số răng các bánh răng: $Z_1 = 69$, $Z_2 = 68$, $Z_2' = Z_4 = 67$.

Nếu dùng một hệ bánh răng thường (vẽ bằng nét đứt) để nối từ trục bánh răng 1 đến bánh răng 4 mà vẫn đảm bảo tỷ số truyền như cũ, thì cả hệ sẽ là hệ bánh răng gì? Số răng của các bánh răng trong hệ thêm vào là bao nhiêu?

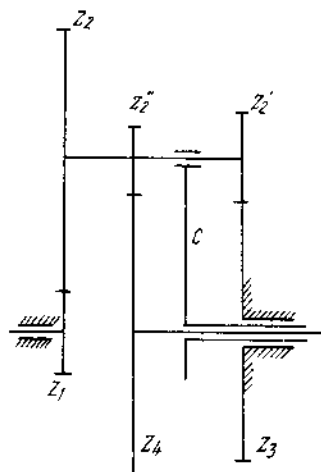
Giải.

1. Để phân tích cấu tạo của hệ cho trước (vẽ bằng nét liền trên hình 10.7) cần chú ý là bánh răng 3 và 3' là giống hệt nhau về mặt cấu tạo và chuyển động nên chỉ kể là một khâu động (đó là một ràng buộc thừa để đảm bảo sức bền của hệ), mặt khác theo định nghĩa khớp động: giữa cần C và giá chỉ có một khớp động.

Hệ bao gồm:

- Hệ thường với cặp bánh răng 1 - 2 có tỷ số truyền:

$$i_{12} = -\frac{Z_2}{Z_1} = -\frac{68}{69}.$$



Hình 10.6

Vậy $Z_4 = 67$ và $Z_{11} = 68$, còn Z_5 sẽ xác định theo điều kiện khác, không ảnh hưởng đến trị số của tỷ số truyền.

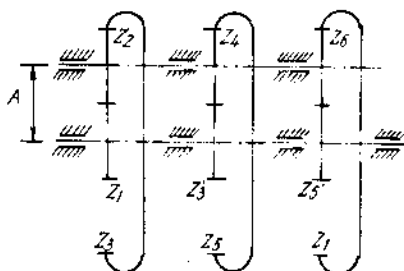
Bài tập cho đáp số

242. Tính tỷ số truyền i_{17} và khoảng cách trục A của hệ bánh răng, nếu các bánh răng đều tiêu chuẩn, ăn khớp đúng với môđun $m = 15 \text{ mm}$, số răng tương ứng là $Z_1 = Z_2 = Z_3 = Z_4 = Z_5 = Z_6 = 20$ và $Z_7 = Z_8 = Z_9 = 60$ (hình 10.8).

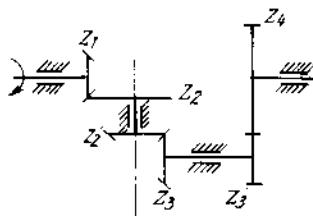
Hãy nghiệm lại kết quả bằng phương pháp đồ thị vectơ.

243. Tính tỷ số truyền i_{14} của hệ bánh răng, nếu số răng của các bánh răng là: $Z_1 = Z_2 = Z_3 = 20$, $Z_4 = 30$, $Z_5 = Z_6 = 40$ (hình 10.9).

Không thay đổi trình tự ăn khớp và kích thước của các bánh răng, cần lắp bánh răng 2' trong hệ như thế nào để bánh răng 4 quay cùng chiều với bánh răng 1.



Hình 10.8

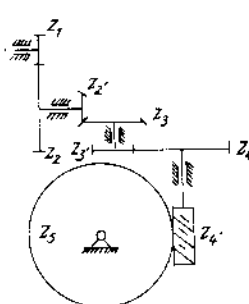


Hình 10.9

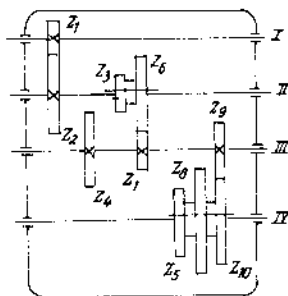
244. Tính tỷ số truyền của hệ và số vòng quay của trục bị động (hình 10.10) nếu số răng của các bánh răng là: $Z_1 = 26$, $Z_2 = 48$, $Z_2' = 25$, $Z_4 = 60$, $Z_4' = 2$, $Z_6 = 80$ và số vòng quay của trục dẫn động $n_1 = 1440 \text{ vg/ph}$.

245. Cho hệ bánh răng trong hộp số trên hình 10.11 với số răng các bánh răng: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 52$, $Z_3 = 22$, $Z_6 = 40$, $Z_7 = 32$, $Z_9 = 41$, $Z_{10} = 67$; các bánh răng đều tiêu chuẩn và cùng môđun, số vòng quay của trục dẫn động I là $n_1 = 1000 \text{ vg/ph}$. Xác định:

1. Số răng các bánh răng 4, 5 và 8.
2. Số tỷ số truyền của hệ.
3. Tốc độ của trục bị động IV ứng với mọi số.



Hình 10.10

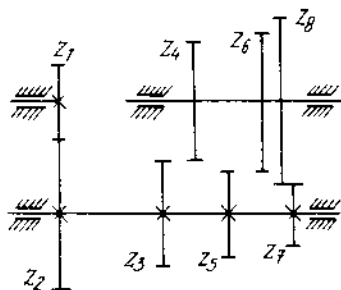


Hình 10.11

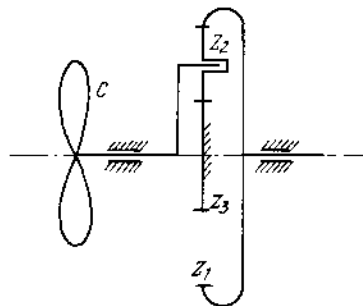
246. Trong hộp tốc độ có ba bánh răng di động trượt (Z_4 , Z_6 , Z_8) để nhận được các tỷ số truyền sau: $i_{14} = 1,53$, $i_{16} = 2,8$, $i_{18} = 4,316$. Các bánh răng đều tiêu chuẩn với môđun ăn khớp $m = 6 \text{ mm}$ và khoảng cách trục $A = 180 \text{ mm}$, số răng các bánh răng $Z_1 = 20$, $Z_2 = 40$ (hình 10.12). Hãy tính số răng các bánh răng còn lại.

247. Tính số vòng phút của cánh quạt C và bánh răng 2 trong cơ cấu quạt máy (hình 10.13) nếu bánh răng 1 dẫn động quay với số vòng phút $n_1 = 2700 \text{ vg/ph}$ và các bánh răng đều tiêu chuẩn, ăn khớp đúng với số răng: $Z_1 = 66$, $Z_2 = 18$.

Hãy nghiệm lại kết quả bằng phương pháp đồ thị vectơ.



Hình 10.12



Hình 10.13

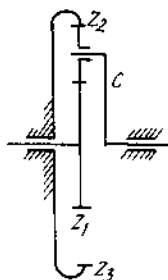
248. Tính số vòng phút của cần C nếu bánh răng 1 dẫn động với tốc độ $n_1 = 120 \text{ vg/ph}$ và số răng của các bánh răng là: $Z_1 = 40$, $Z_2 = 20$, $Z_3 = 80$ (hình 10.14). Nếu bánh răng 3 không lắp cố định, thì phải quay với tốc độ bằng bao nhiêu để cần C đứng yên.

Nghiệm lại kết quả bằng phương pháp đồ thị vectơ.

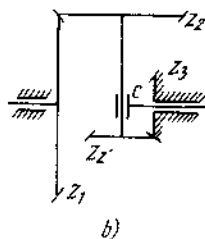
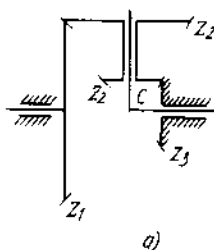
249. Tính tỷ số truyền i_k của hệ bánh răng nếu cho trước số răng các bánh răng: $Z_1 = 60$, $Z_2 = 40$, $Z_3 = Z_2 = 20$ (hình 10.15).

Giải bài toán trong hai trường hợp: hai bánh răng 2 và 2' ở cùng một phía hoặc hai phía của trục quay cần C.

Nghiệm lại kết quả bằng phương pháp đồ thị vector.



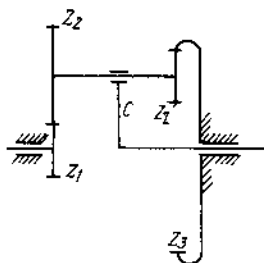
Hình 10.14



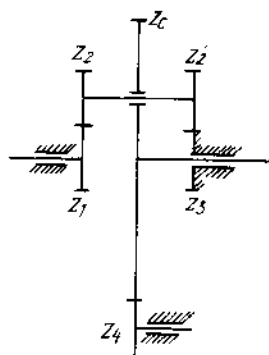
Hình 10.15

250. Tính số vòng phút của cần C và bánh răng vệ tinh (hình 10.16) bằng phương pháp đồ thị vector, rồi nghiệm lại bằng phương pháp giải tích, nếu vận tốc của bánh răng chủ động $n_1 = 900 \text{ vg/ph}$ và số răng các bánh răng là: $Z_1 = Z_2 = 16$, $Z_2 = 32$, $Z_3 = 64$.

251. Tính tỷ số truyền i_{14} của hệ bánh răng ở hình 10.17, nếu số răng của các bánh răng là: $Z_1 = Z_2 = 25$, $Z_2 = Z_3 = 20$, $Z_C = 100$, $Z_4 = 20$.



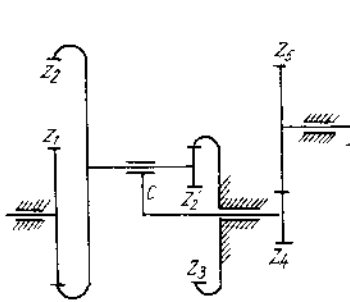
Hình 10.16



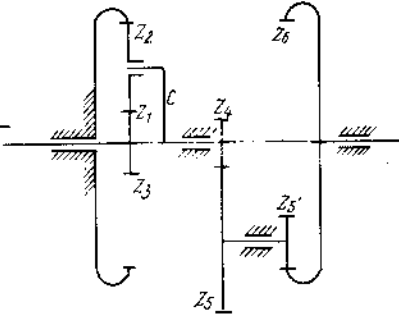
Hình 10.17

252. Cho hệ bánh răng như ở hình 10.18, bánh răng 1 quay với tốc độ $n_1 = 1800 \text{ vg/ph}$, số răng của các bánh răng là: $Z_1 = 44$, $Z_2 = 74$, $Z_2 = 14$, $Z_3 = 44$, $Z_4 = 16$, $Z_5 = 42$. Tính số vòng phút của bánh răng 5.

253. Tính số vòng quay của bánh răng 6, nếu bánh răng 1 chủ động quay với tốc độ $n_1 = 750 \text{ vg/ph}$. Các bánh răng đều tiêu chuẩn, ăn khớp đúng và cùng môđun với số răng các bánh răng là: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 30$, $Z_4 = Z_{4'} = 16$, $Z_5 = 48$. Trục các bánh răng trung tâm và bánh răng 6 đồng tâm (hình 10.19).



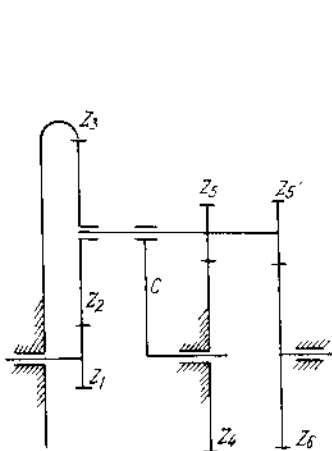
Hình 10.18



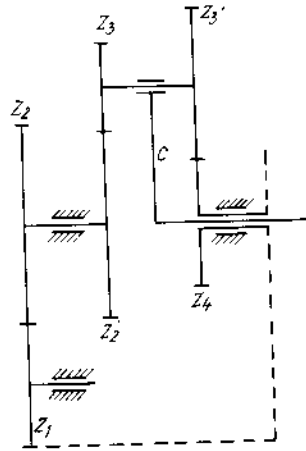
Hình 10.19

254. Cho hệ bánh răng như ở hình 10.20, bánh răng 1 chủ động quay với vận tốc $n_1 = 1350 \text{ vg/ph}$. Tính số vòng quay của bánh răng bị động 6, nếu số răng của các bánh răng là: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 60$, $Z_3 = 140$, $Z_4 = 62$, $Z_5 = 18$, $Z_6 = 20$, $Z_7 = 60$.

255. Cho hệ bánh răng như ở hình 10.21, (vẽ bảng nét liên), tính tỷ số truyền $i_{4'}$ nếu cho trước $i_{1,2} = \frac{53}{27}$ và số răng các bánh răng: $Z_1 = 40$, $Z_2 = 64$, $Z_2' = 60$, $Z_3 = 30$, $Z_4 = 50$, $Z_4' = 40$.



Hình 10.20

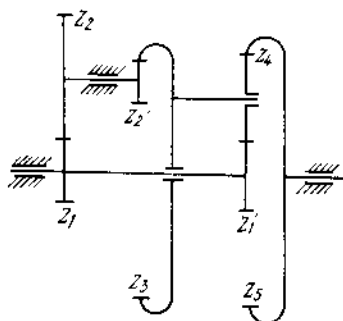


Hình 10.21

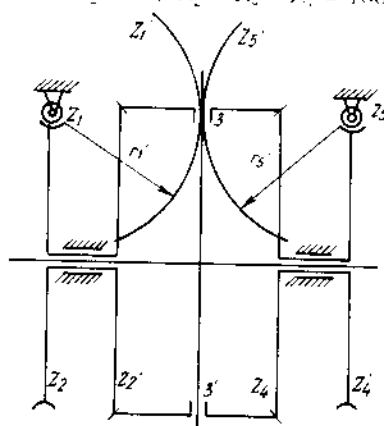
Để đảm bảo tỉ số truyền như cũ bằng cách biến hệ thành hệ vi sai kin nhờ nối truyền động từ bánh răng 1 đến bánh răng 4 (vẽ nối đứt), hỏi phải dùng thêm bánh răng gì ? Số răng là bao nhiêu ?

256. Tính tỷ số truyền i_{13} của hệ bánh răng ở hình 10.22, nếu cho trước số răng các bánh răng: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 40$, $Z_2' = 18$, $Z_3 = 78$, $Z_4' = 24$, $Z_5 = 28$, $Z_5' = 80$

257. Tính tỷ số truyền i_{15} của hộp giảm tốc vi sai kin (nhờ hai cặp trục vít - bánh vít: 1 - 2, 5 - 4' và cặp bánh răng 1' - 5') nếu số mối ren phải của hai trục vít 1 và 5 là $Z_1 = Z_5 = 1$ và số răng của các bánh răng và bánh vít là: $Z_1 = 101$, $Z_2 = 90$, $Z_2' = Z_3 = Z_4 = 100$, $Z_5' = 100$ (hình 10.23).



Hình 10.22



Hình 10.23

Chương 11

CƠ CẤU CAM

Vấn đề cần chú ý

1. Vì vấn đề tổng hợp cơ cấu cam là bài toán ngược của việc phân tích cơ cấu cam, nên trong chương này chủ yếu chỉ nêu những dạng bài tập về phân tích hoặc là động học hoặc là động lực học một số loại cơ cấu cam. Việc tổng hợp phức tạp hơn sẽ được xét trong các bài tập lớn và thiết kế môn học.

2. Trong những bài tập cụ thể phải đặc biệt chú ý những khái niệm:

- Góc áp lực (theo định nghĩa tổng quát là góc giữa lực tác dụng từ khâu dẫn đến khâu bị dẫn và vận tốc của điểm đặt lực trên khâu bị dẫn. Đối với cơ cấu cam: khi không kể đến lực ma sát, là góc giữa pháp tuyến của biên dạng cam và vận tốc của cần).

- Các yếu tố động học của cần: hành trình (S, ψ), vận tốc (v, ω), gia tốc (a, ε) và cách xác định bằng giải tích cũng như đồ thị (kể cả những đồ thị $S(v), S(a)$).

3. Vì là loại cơ cấu có khớp cao, nên nếu có thể thì cần thiết phải liên hệ tới các cơ cấu khớp cao khác như cơ cấu bánh răng hoặc tới các cơ cấu khớp thấp như cơ cấu bốn khâu phẳng để thấy mối quan hệ hữu cơ giữa các cơ cấu, thấy tác dụng rộng rãi của các phương pháp nghiên cứu: đối giá, thay thế khớp cao, tìm vận tốc tức thời, đồ thị, giải tích ...

Bài tập giải sẵn

258. Cho cơ cấu cam cần đẩy nhon chính tâm (hình 11.1), trong đó cam là một đĩa tròn tâm O bán kính $r = 20 \text{ mm}$ với tâm quay là A và khoảng cách $OA = a = 10 \text{ mm}$.

1. Tính hành trình s của cần, rồi tìm quy luật chuyển vị của cần dưới dạng biểu thức $s = s(\varphi)$, với φ là góc quay đều của cam và vẽ đồ thị $s(\varphi)$ (lấy $s = AB - a$, B là tiếp điểm của cam và cần).

2. Tính góc áp lực α tại các vị trí $\varphi = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$, rồi tìm quy luật biến thiên của góc áp lực α theo góc quay φ của cam: $\alpha = \alpha(\varphi)$ và lập đồ thị. Xác định các cực trị $|\alpha|_{\min}, |\alpha|_{\max}$ và các vị trí $\varphi_{|\alpha|_{\min}}, \varphi_{|\alpha|_{\max}}$ ứng với các cực trị đó.

Tùy yêu cầu cụ thể, có thể phân bài này ra làm nhiều bài nhỏ.

Giải.

1. Với cơ cấu cam cần đẩy chính tâm, hành trình s (hình 11.1a) của cần tính theo:

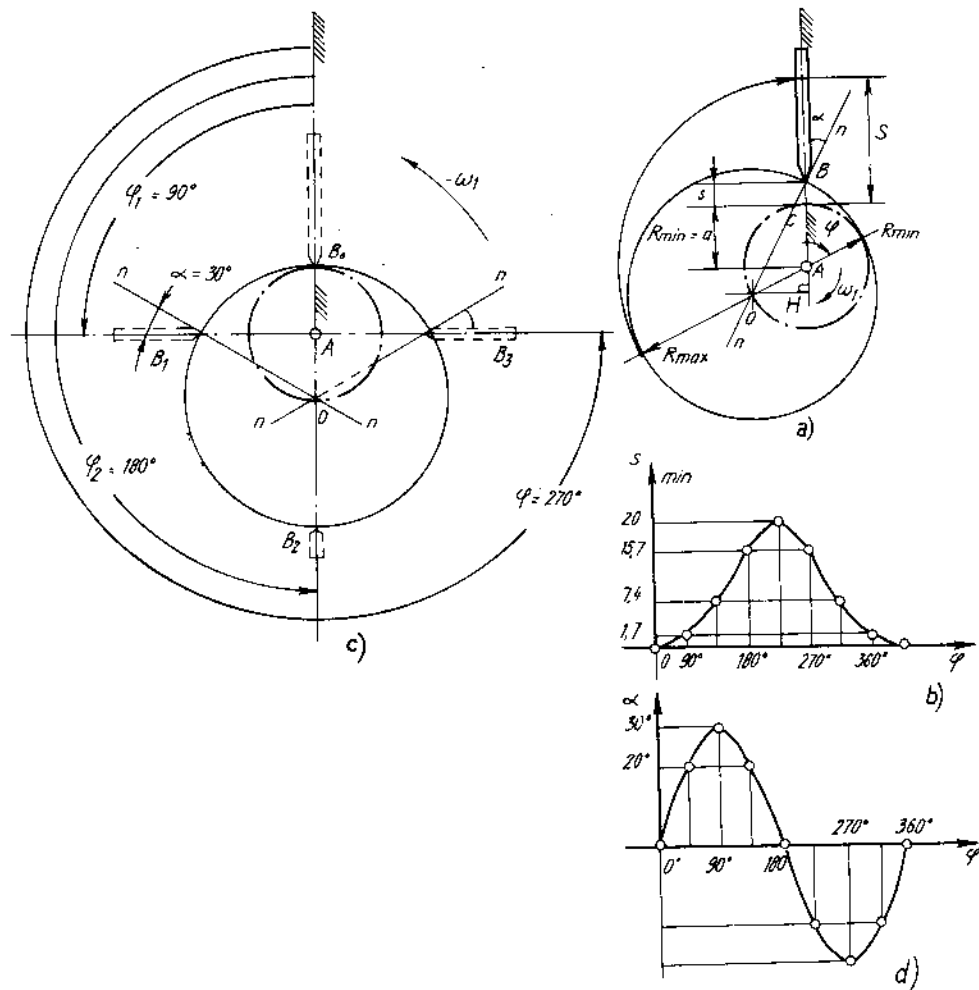
$$h = R_{\max} - R_{\min} = 3a - a = 2a$$

$$h = 2 \cdot 10 = 20 \text{ mm}.$$

Để tìm quy luật chuyển vị của cần dưới dạng $s(\varphi)$, ta kẻ pháp tuyến nn của biên dạng cam tại điểm tiếp xúc B (vì dạng cam tròn nên nn đi qua tâm O), nối OA, hạ đường thẳng góc OH xuống phương tịnh tiến của cần, ta có:

$$s = BC = BH - CA - AH.$$

$$s = 2a \cdot \cos \alpha - a - a \cos \varphi.$$



Hình 11.1

Mặt khác trong tam giác AOB có:

$$\frac{\sin \alpha}{a} = \frac{\sin(\pi - \varphi)}{2a}$$

$$\sin \alpha = \frac{\sin \varphi}{2}$$

hay:
$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \varphi}{2}\right)^2}$$

Thay vào biểu thức chuyển vị của cần, được:

$$s = a \left[2\sqrt{1 - \left(\frac{\sin \varphi}{2}\right)^2} - \cos \varphi - 1 \right],$$

với $a = 10 \text{ mm}$ cho trước, sẽ có quy luật chuyển vị của cần:

$$s = 10 \left[2\sqrt{1 - \left(\frac{\sin \varphi}{2}\right)^2} - \cos \varphi - 1 \right].$$

Đồ thị $s(\varphi)$ (hình 11.1b) vẽ được nhờ bảng biến thiên của hàm $s(\varphi)$ sau đây:

φ	0°	45°	90°	135°	180°
$s \text{ (mm)}$	0	1,7	7,4	15,7	20

2. Dùng phương pháp đổi giá (hình 11.1c) để xác định các góc áp lực tại các thời điểm:

- Khi $\varphi = 0^\circ, 180^\circ$, pháp tuyến biên dạng cam tại những vị trí ấy trùng với phương tịnh tiến của cần, nên $\alpha = 0^\circ$.

- Khi $\varphi = 90^\circ, 270^\circ$ chú ý tới tam giác B_1AO hay B_3AO có B_1O hay $B_3O = 2OA = 2a$, nên những tam giác ấy là nửa tam giác đều, vậy $\alpha = 30^\circ$.

Để tìm quy luật biến thiên của góc áp lực α theo góc quay φ của cam, ở phần 1 ta đã có:

$$\sin \alpha = \frac{\sin \varphi}{2}.$$

Vậy
$$\alpha = \arcsin\left(\frac{\sin \varphi}{2}\right).$$

Đồ thị $\alpha(\varphi)$ (hình 11.1d) vẽ được nhờ bảng biến thiên của hàm $\alpha(\varphi)$ sau đây:

φ	0°	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°	360°
α	0°	20°	30°	20°	0°	-20°	-30°	-20°	0°

(dấu trừ biểu thị góc áp lực khi cần vẽ gần, pháp tuyến nằm ở bên trái phương tịnh tiến của cần).

Có thể xác định những cực trị $|\alpha|_{\max}$, $|\alpha|_{\min}$ qua biểu thức:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{\sin \varphi}{2}\right),$$

trong đó:

$$\left|\frac{\sin \varphi}{2}\right|_{\max} \quad \text{khí} \quad \varphi_{\max} = \frac{1}{2}k\pi \quad (\text{với } k = 1, 3, 5, \dots)$$

và $\left|\frac{\sin \varphi}{2}\right|_{\min} \quad \text{khí} \quad \varphi_{\min} = k\pi \quad (\text{với } k = 0, 1, 2, 3, \dots).$

Vậy $|\alpha|_{\max} = \arcsin\left(\frac{\left|\sin \frac{k\pi}{2}\right|}{2}\right) = \arcsin \frac{1}{2} = 30^\circ$

và $|\alpha|_{\min} = \arcsin\left(\frac{|\sin k\pi|}{2}\right) = \arcsin 0 = 0^\circ.$

Tất nhiên có thể dùng phương pháp lấy đạo hàm để tìm cực trị. Nếu cần bạn đọc hãy tự nghiệm lại.

259. Cho cơ cấu cam quay cân bằng lăn chính tâm (hình 11.2a). Không kể đến ma sát (tại chỗ tiếp xúc giữa cần - con lăn - cam), hãy phân tích ý nghĩa góc áp lực α tại thời điểm bất kỳ cho trước.

Nếu cho trước đồ thị $s(v)$ (hoặc $s(\varphi)$ và $v(\varphi)$) với s là hành trình, v là vận tốc của cần ở cùng một thời điểm và tâm A của cam (hình 11.2b). Hãy xác định góc áp lực lớn nhất $\alpha_{\max}$.

Giải

1. Lựa đồ cơ cấu cam cho trên hình 11.2a, nếu không kể đến ma sát thì góc áp lực α là góc giữa phương chuyển động của cần Cy và pháp tuyến nn (đường thẳng BC nối điểm tiếp xúc B giữa cam và con lăn với tâm con lăn C). Trên phương pháp tuyến này, lực tác động từ cam tới cần là **P**. Phân tích lực này thành hai lực **N** (thẳng góc với Cy) và **Q** (trên Cy):

$$\mathbf{P} = \mathbf{N} + \mathbf{Q}$$

trong đó:

Q - lực có ích đẩy cần chuyển động: $Q = P \cos \alpha$,

N - lực có hại, gây nên lực ma sát **F** cản trở chuyển động của cần: $N = P \sin \alpha$,

và $F = f P \sin \alpha$.

Nếu không kể đến lực cản có ích, trọng lượng cần, lực quán tính của cần muốn tránh hiện tượng tự hãm, phải có:

$$F < Q,$$

hay $f.P \sin \alpha < P \cos \alpha; \operatorname{tg} \alpha < \frac{1}{f}.$

Vậy để đảm bảo cơ cấu làm việc bình thường góc áp lực phải nhỏ hơn trị số $\alpha_{\max}$ mà:

$$\alpha_{\max} < \operatorname{arctg} \frac{1}{f},$$

f là hệ số ma sát chủ yếu phụ thuộc vào vật liệu giữa cần và giá, thường cần đẩy lên $\alpha_{\max} = 30^\circ$, cần lắc lên $\alpha_{\max} = 45^\circ$.

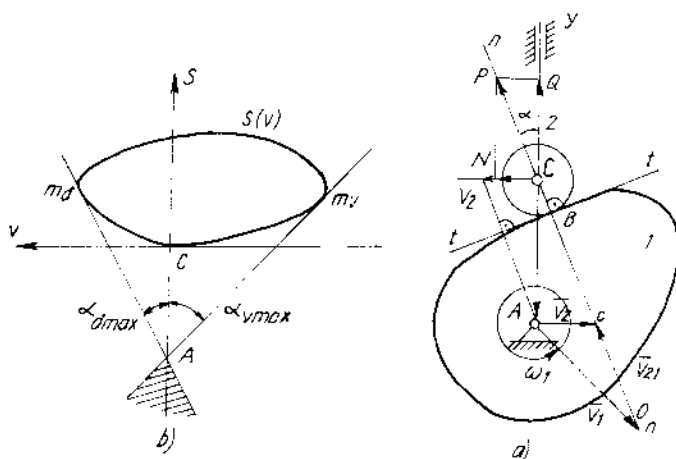
Tức là về mặt chuyển động, α càng nhỏ càng tốt.

Nhưng nếu chú ý tới hoạt độ vận tốc (đã xoay 90°) của cơ cấu thay thế AOC (với O là tâm cong của biên dạng cam tại thời điểm đang xét) và tại tâm C của con lăn kẻ đường song song với Ac, tại tâm A của cam kẻ đường song song với nn thì:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{v_3}{AC}.$$

Vì thế, nếu v_3 cho trước, s tương ứng cũng cho trước (nghĩa là C xác định) thì khi α giảm, AC phải tăng: tâm cam A càng xa đầu cần C, kích thước cơ cấu càng lớn.

Do đó phải phối hợp hai yêu cầu trên khi tổng hợp cơ cấu cam.



Hình 11.2

2. Nếu cho trước đồ thị $s(v)$ (hình 11.2b) và tâm cam A, có thể xác định được góc áp lực $\alpha_{\max}$ bằng cách vẽ từ A hai tiếp tuyến Am_d và Am_v , với đồ thị này sẽ được:

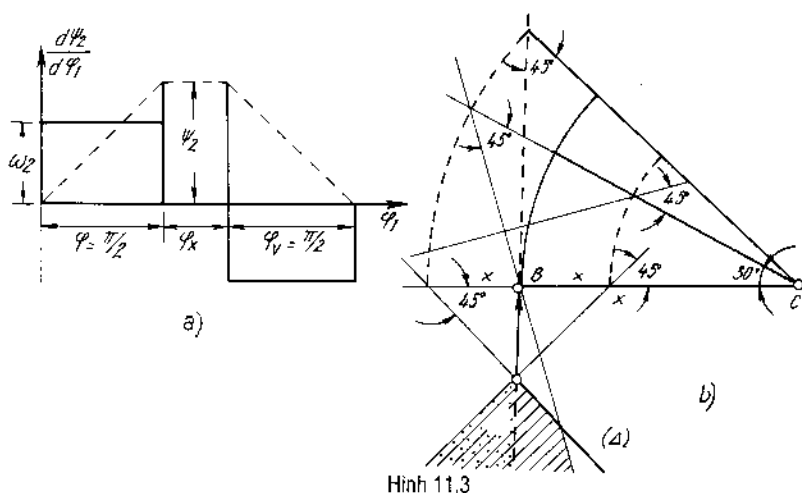
$$\alpha_{d\max} = \angle CAM_d; \quad \alpha_{v\max} = \angle CAM_v.$$

Kết luận này chỉ là hệ quả của việc phân tích ở phần 1. Nếu cho các đồ thị $s(\varphi)$ và $v(\varphi)$ thì chỉ việc khử φ ở hai đồ thị này, sẽ được $s(v)$ và việc xác định $\alpha_{\max}$ lại tiến hành hoàn toàn tương tự.

260. Cho cơ cấu cam quay, cần lắc nhon B tâm quay C (hình 11.3b), chiều dài $l_{BC} = l = 120 \text{ mm}$, góc lắc của cần $\psi = 30^\circ$, quy luật biên thiên của vận tốc $\frac{d\psi}{d\varphi} = f(\varphi)$ như ở hình 11.3a, góc áp lực lớn nhất $\alpha_{\max} = 45^\circ$. Hãy xác định bán kính nhỏ nhất $R_{\min}$ của cam. Sau đó thử xét xem việc tăng góc lắc ψ của cần ảnh hưởng thế nào đến bán kính nhỏ nhất đó.

Giải.

Bán kính nhỏ nhất của cam chính là khoảng cách từ tâm cam A đến đầu cần B (vì là cần nhon) ở vị trí thấp nhất ứng với $\psi = 0$. Trên hình 11.3b là vị trí BC nằm ngang; vậy điểm B xác định, bài toán quay về vấn đề quen thuộc là xác định tâm cam A.



Hình 11.3

Muốn vậy, hãy tìm đoạn:

$$x'' = \left(\frac{d\psi}{d\varphi} \right)'' l,$$

chỉ số 0 chỉ ứng với vị trí thấp nhất của cần nhưng theo đầu bài $\frac{d\psi}{d\varphi}$ (hình 11.3a) tại mọi vị trí đều không đổi nên có thể viết:

$$x = \frac{d\psi}{d\varphi} \cdot l = \omega_2 l.$$

Để tìm giá trị của ω_2 , hãy chú ý đến ý nghĩa hình học của việc tích phân đồ thị $\frac{d\psi}{d\varphi}(\varphi)$ (nét liền trên hình 11.3a) thành đồ thị $\psi(\varphi)$ (nét đứt trên hình 11.3a). Trong phạm vi

bài toán không cần thiết phải tiến hành tích phân tỉ mỉ chỉ cần biết nếu $\frac{d\psi}{d\varphi}(\varphi)$ là hằng, thì $\psi(\varphi)$ là bậc nhất, do đó:

$$\omega_2 \cdot \frac{\pi}{2} = \frac{\pi}{6} = 30^\circ$$

hay
$$\omega_2 = \frac{1}{3}.$$

Vậy:

$$x = \frac{1}{3} \cdot 120 = 40 \text{ mm}.$$

Vẽ cần ở vị trí thấp nhất với $\mu_1 = \frac{0,120}{45} \frac{m}{mm}$ (hình 11.3b), đặt $BX = \frac{x}{\mu_1}$ vào, tại X kẻ

góc $\alpha = 45^\circ$ với phương của cần (riêng trường hợp này góc áp lực bằng góc truyền động) ở hai phía của điểm đầu cần B. Hai phương kẻ Δ giao nhau tại A, cho ta tâm cam. Không cần

đo $AB = \frac{R_{\min}}{\mu_1}$, có thể xác định được ngay:

$R_{\min} = x$ (vì $\alpha_{\max} = 45^\circ$ và quy luật chuyển động của cần đối xứng).

Vậy $R_{\min} = 40 \text{ mm}$.

Một vấn đề đặt ra là, rất có thể phương Δ ở vị trí khác sẽ không công nhận điểm A làm tâm cam đảm bảo góc áp lực $\alpha_{\max} = 45^\circ$ cho trước. Nhưng trên hình 11.3b ta thấy ngay, theo chuyển vị của cần những đường Δ bên trái dốc dần và thu hẹp miền tâm cam lại (miền gạch chéo) và dốc nhất là đường thẳng đứng ứng với lúc tăng góc lắc ψ của cần tới 45° (miền tâm cam lúc này là miền chấm chấm). Nếu tăng ψ lên nữa ($\psi > 45^\circ$) thì bán kính nhỏ nhất $R_{\min}$ của cam sẽ phải lớn dần lên.

Qua bài toán này thấy rằng, không những miền tâm cam phụ thuộc vào góc áp lực $\alpha_{\max}$, mà còn phụ thuộc vào quy luật chuyển động của cần; đi sâu hơn nữa, còn phụ thuộc vào trị số cụ thể của những yếu tố động học của cần (tuy quy luật biến thiên không đổi, nhưng chuyển vị của cần lớn hoặc nhỏ cũng ảnh hưởng đến miền tâm cam).

261. Xác định bán kính nhỏ nhất $R_{\min}$ của cơ cấu cam quay cần đẩy bằng (đẩy bằng thẳng góc với phương tịnh tiến của cần) nếu cho trước: hành trình của cần $s = 30 \text{ mm}$ và gia tốc $\frac{d^2s}{d\varphi^2}$ của cần biến thiên theo quy luật như trên hình 11.4a với $\varphi_d = \pi/2$. Tính bằng phương

pháp cộng đồ thị $s + \frac{d^2s}{d\varphi^2}$ và kiểm tra bằng phương pháp lập đồ thị $s \left(\frac{d^2s}{d\varphi^2} \right)$.

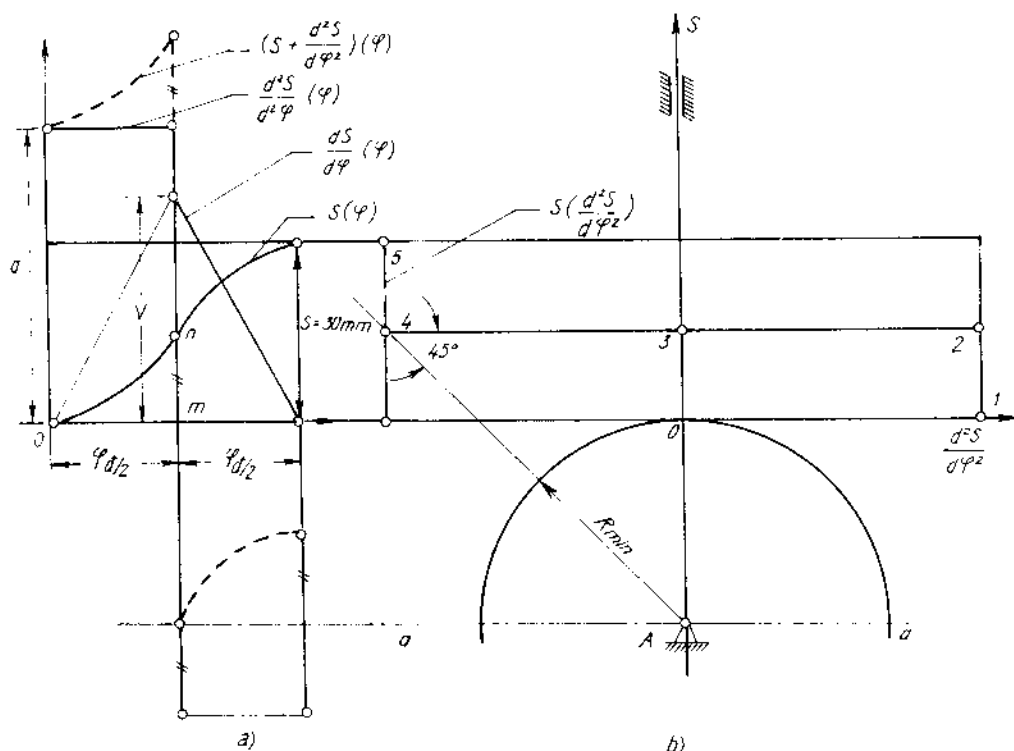
Giải.

Bán kính nhỏ nhất $R_{\min}$ của cam quay cân bằng chỉ phụ thuộc vào quy luật động học của cam (góc áp lực α luôn không đổi và trong trường hợp này bằng 0), theo điều kiện bán kính cong ρ của biên dạng cam là không âm:

$$\rho \geq 0$$

$$\text{mà} \quad \rho = R_{\min} + s + \frac{d^2 s}{d\varphi^2}$$

nên $R_{min} \geq -\left(s + \frac{d^2s}{d\varphi^2}\right).$



Hình 11.4

Cho trước $\frac{d^2s}{d\varphi^2}(\varphi)$ và $s = 30 \text{ mm}$, tích phân đồ thị ta được các đồ thị $\frac{ds}{d\varphi}(\varphi)$ và

$\frac{d^+}{d\omega}$ (ω) (hình 11.4a) với các tỷ lệ xích $\mu_1 = 0,001$ m/mm) với trị số thật ở những vị trí đặc biệt

(nhờ ý nghĩa hình học của việc tích phân đồ thị).

- Vì gia tốc $a = \frac{d^2s}{d\varphi^2}$ không đổi ở mọi vị trí nên vận tốc $\frac{ds}{d\varphi}$ là hàm bậc nhất, với vị trí ban

đầu bằng không và tại vị trí $\frac{\varphi_0}{2} = \frac{\pi}{4}$ là v , tính theo:

$$a \cdot \frac{\pi}{2} = v,$$

còn chuyển vị s là hàm bậc hai, tại vị trí $\varphi_0 = \pi/2$ là s , tính theo :

$$\frac{v}{2} \cdot \frac{\pi}{2} = s = 30$$

vậy
$$v = \frac{4 \cdot 30}{\pi} = \frac{120}{\pi},$$

và
$$a = \frac{2v}{\pi} = \frac{2 \cdot 4 \cdot 30}{\pi \cdot \pi}$$

$$a = \frac{480}{\pi^2}.$$

Cũng tương tự, có đoạn:

$$\overline{mn} = \frac{s}{2} = \frac{30}{2} = 15.$$

Trên cơ sở đó lập đồ thị $\left(s + \frac{d^2s}{d\varphi^2}\right)(\varphi)$ (nét đứt trên hình 11.4a) bằng cách cộng hai đồ

thị $s(\varphi)$ và $\frac{d^2s}{d\varphi^2}(\varphi)$ và chú ý tới phần âm nhất của đồ thị này, được:

$$R_{\min} = a - \overline{mn} = \frac{480}{\pi^2} - 15$$

$$R_{\min} = 33,6 \text{ mm}.$$

Tâm cam sẽ đặt từ đường aa cách trục hoành của đồ thị ở hình 11.4a trở xuống.

Hãy nghiệm lại kết quả trên bằng cách khử φ từ hai đồ thị $s(\varphi)$ và $\frac{d^2s}{d\varphi^2}(\varphi)$ (cách khử φ được thực hiện tương tự như việc lập đồ thị $\Delta E(J)$ trong phần chuyển động thực của máy và bánh đà), được đồ thị $s\left(\frac{d^2s}{d\varphi^2}\right)$ trên hình 11.4b là đường gãy khúc 1-2-3-4-5-4-3-2-1. Sau

đó tại phần âm của đồ thị kẻ tiếp tuyến với đồ thị và làm với trục hoành một góc 45° , cắt trục tung tại điểm A. Đoạn OA chính là bán kính nhỏ nhất $R_{\min}$ của cam.

Kết quả hoàn toàn phù hợp.

262. Cho cơ cấu cam biên dạng thân khai 1, cần đẩy bằng 2. Đẩy bằng làm với phương tịnh tiến của cần một góc $\delta = 70^\circ$. Phương tịnh tiến của cần cách tâm cam một khoảng r và bán kính vòng cơ sở tạo nên biên dạng thân khai là $r_0 = r \sin \delta$.

Hãy tìm quy luật chuyển động v_2 của cần nếu cam quay đều với vận tốc góc ω_1 . Nghiệm lại kết quả bằng cơ cấu thay thế. Xét xem trong thực tế đây là loại cơ cấu gì?

Giải.

Theo hình 11.5 cam 1 tiếp xúc với đáy cần 2 tại điểm M, kẻ bán kính AM, vẽ các vận tốc của cam: v_1 và của cần: v_2 tại điểm tiếp xúc M ($v_1 \perp AM$, $v_2 \parallel CP$). với chú ý là biên dạng thân khai 1 của cam luôn luôn tiếp xúc với đáy bằng của cần 2 và cam quay sẽ đẩy cần chuyển động tịnh tiến nên hình chiếu các vận tốc v_1 và v_2 trên phương pháp tuyến PN phải bằng nhau:

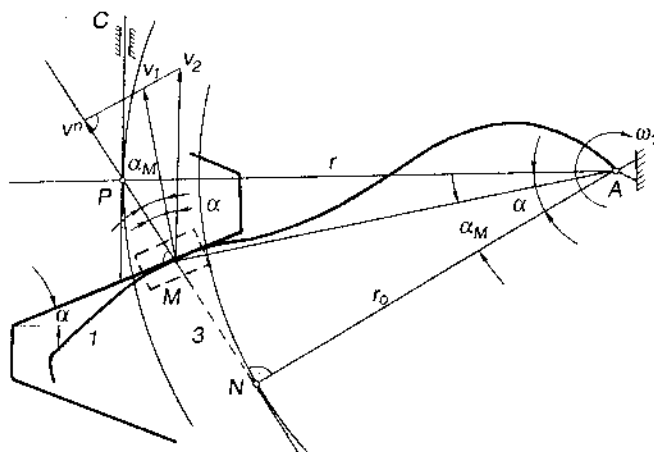
$$v_1 \cos \alpha_M = v_2 \cos \alpha$$

hay:
$$v_2 = \frac{v_1 \cos \alpha_M}{\cos \alpha} = \frac{\omega_1 r_M \cos \alpha_M}{\cos \alpha},$$

trong đó α là góc giữa pháp tuyến chung PN và phương tịnh tiến của cần, tức là góc áp lực; theo đầu bài:

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

$$\alpha = 90^\circ - 70^\circ = 20^\circ.$$



Hình 11.5

Mặt khác, trên hình vẽ ta có:

$$r_M \cos \alpha_M = r_0.$$

Vậy:
$$v_2 = \frac{\omega_1 r_0}{\cos \alpha} = \omega_1 r_1 = \text{const.}$$

Quy luật chuyển động của cần là tịnh tiến đều nếu cam quay đều.

Thay thế khớp cao M bằng khâu 3 (trên hình 11.5 vẽ nét đứt) với hai khớp thấp M (khớp trượt, vì biên dạng đáy cần là đường thẳng) và N (khớp quay, vì tâm cong của biên dạng cam thân khai nằm trên vòng cơ sở). sẽ có cơ cấu thay thế toàn khớp thấp ANMC. Bằng cách vẽ họa đồ vận tốc quen thuộc, có được:

$$v_2 = v_M = \frac{v_N}{\cos \alpha}$$

$$v_2 = \frac{\omega_1 r_1}{\cos \alpha} = \omega_1 r_1 = \text{const.}$$

Kết quả hoàn toàn phù hợp.

Trong thực tế đây là cơ cấu bánh răng thân khai ăn khớp với thanh răng thẳng, dùng để biến chuyển động quay đều thành chuyển động tịnh tiến đều. Trong đó bánh răng thân khai có bán kính vòng chia $r = AP$ (vòng này tiếp tuyến với đường trung bình của thanh răng CP), bán kính vòng cơ sở r_0 (vòng này tiếp tuyến với đường pháp tuyến chung PN), mà $r_0 = r \cos \alpha$, với α là góc áp lực, đồng thời là góc đỉnh răng, thường lấy $\alpha = 20^\circ$.

Bài tập cho đáp số

263. Với các dữ kiện của bài 258 và nếu đầu cần được lắp một con lăn có bán kính $r_l = 10 \text{ mm}$. Tính hành trình S và góc áp lực α tại các thời điểm $\varphi = 0^\circ, 90^\circ$ và 180° . Hãy so sánh ưu nhược điểm với cơ cấu cam ở bài 258

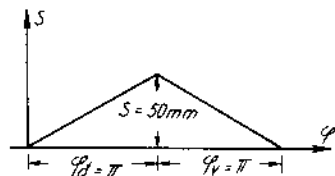
264. Với các dữ kiện như ở bài 263.

1. Tìm quy luật biến thiên của góc áp lực α theo góc quay của cam: $\alpha = \alpha(\varphi)$. Tính các cực trị $|\alpha|_{\max}$ và $|\alpha|_{\min}$ và các vị trí $\varphi_{|\alpha|_{\max}}, \varphi_{|\alpha|_{\min}}$ ứng với các cực trị đó.

2. Tìm quy luật chuyển vị của cần dưới dạng biểu thức $s = s(\varphi)$ và lập đồ thị chuyển vị $s(\varphi)$ (chọn: $s = AB - (a + r_l) = AB - 2a$).

265. Từ những kết quả tìm được ở các bài 258 và 263. rút ra được những kết luận tổng quát gì về cam cần đẩy nhon và cam cần đẩy lăn.

266. Cho cơ cấu cam quay cần đẩy chính tâm, bán kính nhỏ nhất của cam $R_{\min} = 15 \text{ mm}$, hành trình của cần $s = 50 \text{ mm}$ biến thiên theo quy luật như ở hình 11.6, các góc định kỳ $\varphi_d = \varphi_v = \pi$. Hãy xác định trị số và quy luật biến thiên của vận tốc của cần, sau đó vẽ biên dạng cam.

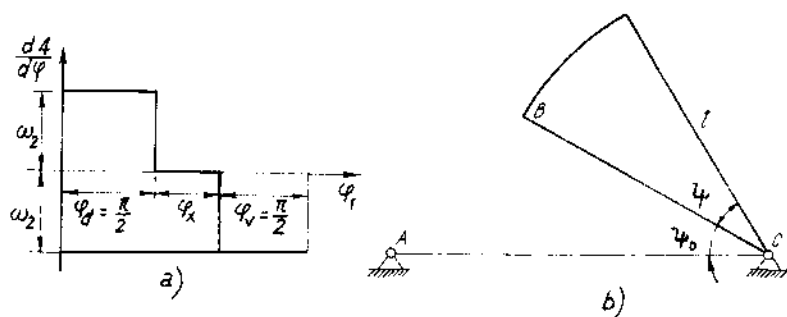


Hình 11.6

267. Với dữ kiện của bài 266, hãy xác định góc áp lực lớn nhất $\alpha_{\max}$ của cơ cấu bằng đồ thị $s(v)$.

268. Cho cơ cấu cam quay cần lắc nhon với chiều dài cần $l = 90 \text{ mm}$, khoảng cách tâm cam - tâm cần: $l_{AC} = 120 \text{ mm}$, góc nâng ban đầu của cần là $\psi_0 = 30^\circ$, hành trình của cần $\psi = 30^\circ$.

Quy luật biến thiên vận tốc của cần $\frac{d\psi}{d\varphi}$ (φ) như ở hình 11.7a. Hãy xác định góc áp lực α của cơ cấu khi cam quay được một góc là 90° so với vị trí ban đầu

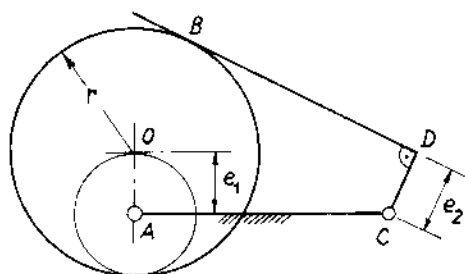


Hình 11.7

269. Với dữ kiện như ở hình 11.4, nhưng hành trình cần là $S = 60 \text{ mm}$. Tìm bán kính nhỏ nhất $R_{\min}$ của cam.

270. Với dữ kiện như ở hình 11.4, nhưng góc định kỳ đi xa của cam là $\varphi_d = \pi/4$.

271. Cho cơ cấu cam cần lắc đáy lệch tâm như ở hình 11.8 trong đó cam là một đĩa tròn lệch tâm, tâm O , bán kính $r = 20 \text{ mm}$, tâm sai $e_1 = l_{OA} = 10 \text{ mm}$, khoảng cách từ tâm cam A đến tâm cần C : $l_{AC} = 40 \text{ mm}$, tâm sai của đáy cần $e_2 = l_{CD} = 10 \text{ mm}$.



Hình 11.8

a. Tính góc lắc ψ của cần.

b. Tính góc áp lực α ở vị trí $\varphi = 90^\circ$.

CƠ CẤU TÂM TÍCH

Vấn đề cần chú ý

1. Cơ cấu tâm tích là cơ cấu có khớp cao, mà thành phần khớp động gồm: hai biên dạng là hai quỹ tích của tâm vận tốc tức thời (trên hai mặt phẳng gắn liền với hai khâu đang xét) trong chuyển động tương đối giữa hai khâu (hai biên dạng) đó.

Nếu hai khâu đều chuyển động, có hai tâm tích động; có thể, một khâu cố định (giá), có tâm tích tĩnh.

2. Vì tâm vận tốc tức thời, nói chung, luôn thay đổi vị trí khi cơ cấu chuyển động, nên quỹ tích của nó trên hai khâu là cặp đường cong nào đó *lần không trượt* trên nhau, cứ 1 tâm vận tốc tức thời P_{ij} sẽ có 1 cặp tâm tích T_i, T_j , ngoài ra còn có tâm tích T_o (quỹ tích của P_{ij} trên giá 0); đặc biệt khi i (hoặc j) cố định (trùng với giá 0) thì chỉ có T_i (hoặc T_j) và T_o .

3. Tại thời điểm k , điểm P_i^k thuộc T_i đến tiếp xúc với điểm P_j^k thuộc T_j tại điểm P_o^k thuộc T_o ; hoặc ngược lại - nếu đã có P_o^k từ quy luật chuyển động của cơ cấu, cho T_i chuyển động ngược về thời điểm $k-1$, ta có P_i^{k-1} thuộc T_i và tương ứng P_j^{k-1} thuộc T_j . Cách sau này, cho ta cách tìm (vẽ) biên dạng tâm tích $T_i(P_i)$ và $T_j(P_j)$ khi biết $T_o(P_o)$, (trong cơ cấu bánh răng, đó là cách tìm đường lăn và tương tự, biên dạng đối tiếp khi biết đường ăn khớp).

4. Về mặt cấu hình, nhiều khi tâm tích là 1 đường cong phức tạp (thậm chí ra vô cùng), mặt khác cặp tâm tích phải lăn không trượt trên nhau (dù là đường đơn giản: thẳng, tròn, ellip...) vẫn cần có đủ ma sát (và tương ứng là lực ép) nên rất không lợi về mặt truyền lực, hiệu suất, sức bền, kích thước... nên trong thực tế kỹ thuật truyền động ít dùng, ngay về mặt nghiên cứu, cũng chỉ hạn chế trong một số cơ cấu cơ bản, đơn giản.

Nhưng việc nghiên cứu cơ cấu tâm tích một cách có hệ thống, *lại tạo dần, mở rộng cơ sở lý thuyết* cho các cơ cấu đối tiếp đã xét ở trên - đặc biệt là các loại bánh răng (đường lăn, đường ăn khớp, biên dạng đối tiếp, biên dạng sinh... [3]). Đó cũng chính là mục đích chủ yếu khi nghiên cứu cơ cấu tâm tích.

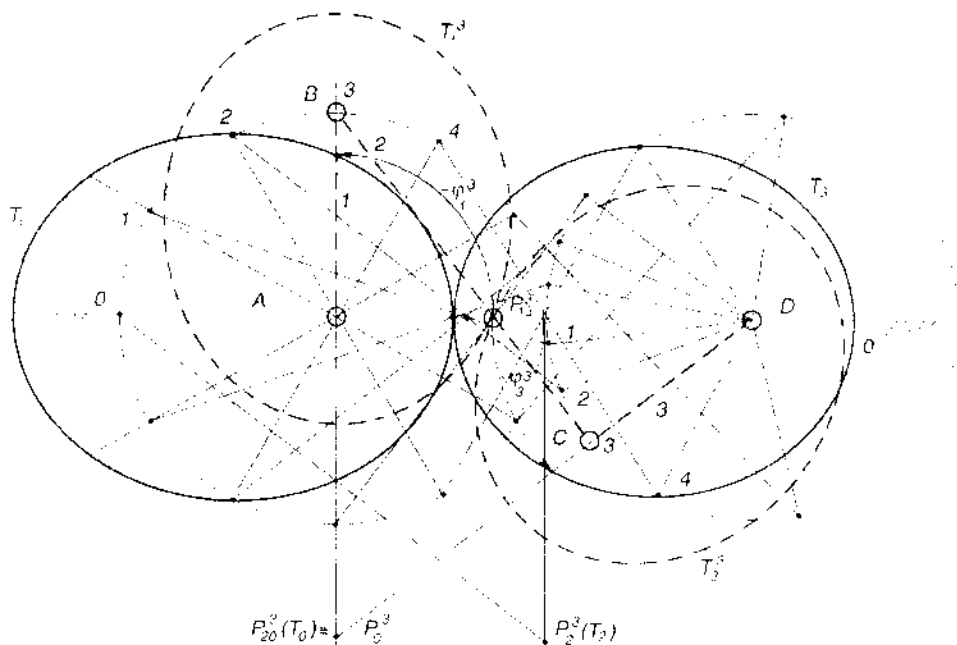
Bài tập giải sẵn

272. Cho cơ cấu phản bình hành ABCD (hình 12.1) với kích thước các khâu $l_{AB} = l_{CD} = 0,03$ m, $l_{CB} = l_{AD} = 0,06$ m. Hãy vẽ cơ cấu tâm tích $T_1 - T_4$ thay thế tương ứng bằng quỹ tích hình học quen thuộc và nghiệm lại kết quả bằng phương pháp chuyển động ngược. Trên hình vẽ chỉ ra tâm tích T_o (tương ứng với P_{13}) và nêu ý nghĩa của T_o .

Cũng trên hình vẽ chỉ ra cặp điểm P_o thuộc T_o , P_2 thuộc T_2 ứng với tâm vận tốc tức thời P_{20} .

Giải

Sở dĩ gọi cơ cấu là phân bình hành bởi thanh truyền BC không song song mà cắt phía trong AC (nên π_1 ngược chiều π_3).



Hình 12.1

1. Hãy vẽ cơ cấu ở 1 vị trí nào đó, thứ tự vị trí $k=3$ của AB (nét đứt trên hình 12.1), thanh truyền BC cắt giá AD tại P_{13}^3 , luôn luôn có thể chứng minh được: "tổng khoảng cách từ P_{13} đến A và B (C và D) là không đổi":

$$P_{13}^k A + P_{13}^k B = P_{13}^k C + P_{13}^k D = \text{const.}$$

Nên quỹ tích P_{13}^k trên mặt phẳng gắn liền với AB (CD) là cặp Ellíp (nét đứt trên hình 12.1). Đó cũng chính là cặp tâm tích T_1 (T_2) cần tìm ở vị trí $k=3$.

2. Ta nghiệm lại kết quả vẽ cặp tâm tích đó bằng phương pháp chuyển động ngược: chia chu kỳ chuyển động của cơ cấu làm 12 vị trí ($k=0, 1, 2, \dots, 12$), do tâm tích vẽ ra là Ellíp đối xứng nên chỉ cần 4 vị trí đầu $k=1, 2, 3, 4$ ứng với:

- Tay quay AB: $AB^1, AB^2, AB^3, AB^4, \dots$
- Thanh truyền BC: $B^1C^1, B^2C^2, B^3C^3, B^4C^4, \dots$
- Tay quay CD: $C^1D, C^2D, C^3D, C^4D, \dots$

- Thanh truyền BC: B^1C^1 , B^2C^2 , B^3C^3 , B^4C^4 ,...

- Tay quay CD: C^1D , C^2D , C^3D , C^4D ,...

- Tâm vận tốc tức thời: P_{13}^1 , P_{13}^2 , P_{13}^3 , P_{13}^4 , ... (trên hình chỉ ghi vị trí P_{13}^3). tập hợp các giao điểm thanh truyền BC và giá AD chính là *tâm tích tĩnh* T_0 khi xét chuyển động tương đối giữa khâu 1 (AB) và khâu 3 (CD).

Nhờ các điểm P_{13}^k thuộc T_0 ta vẽ được các tâm tích T_1 và T_2 .

Từ P_{13}^1 quay cung tâm A bán kính AP_{13}^1 một góc φ_1 *ngược* chiều quay khâu 1, có điểm P_1^1 , tương tự có điểm P_3^1 . Tiếp tục lặp lại với P_{13}^2 , P_{13}^3 , P_{13}^4 , có P_1^2 , P_3^2 , P_1^3 , P_3^3 , P_1^4 , P_3^4 .

Nối các điểm P_1^k (P_3^k), ta có $\frac{1}{4}$ biên dạng tâm tích. T_1 (T_3), là hai tâm tích phải vẽ (sau khi lấy đối xứng qua 2 bán trục của từng Ellíp). T_1 và T_3 là *hai tâm tích động*, tất nhiên, chúng lăn không trượt trên nhau và có thể thay thế cho cơ cấu phân bình hành cho trước về mặt động học (quy luật chuyển động của cơ cấu được đảm bảo).

3. Điểm P_{20}^3 (tâm vận tốc tức thời của khâu 2 - BC - đối với giá 0-AD) là giao điểm của khâu 1 và khâu 3 kéo dài, cũng chính là P_0^3 (cần nhắc lại: chỉ số trên là vị trí: 3). Còn điểm P_2^3 tương ứng được xác định từ phương pháp chuyển động ngược: cho khâu 1 (3) quay một góc $-\varphi_1$ ($-\varphi_3$). Toàn bộ tâm tích T_{10} , T_2 - tham khảo bài tập 277.

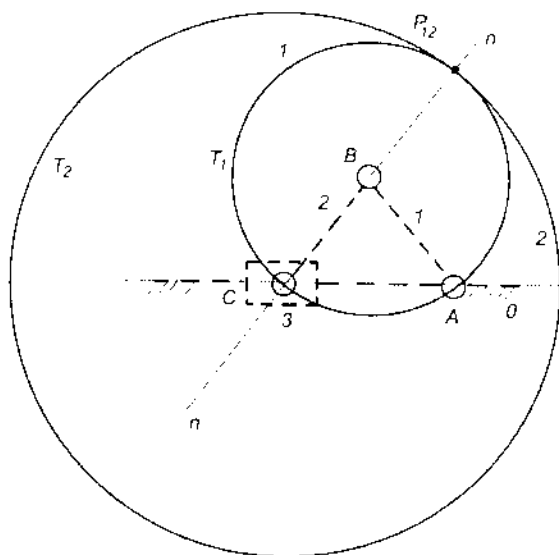
273. Cho lược đồ cơ cấu ma sát trụ hành tinh - nội tiếp hình 12.2: bánh nhỏ 1 có tâm B bán kính $r_1 = 20$ mm, quay quanh A và lăn không trượt với bánh lớn 2 tâm C bán kính $r_2 = 40$ mm, trục bánh 2 tịnh tiến trên phương AC.

1. Tìm vận tốc tức thời P_{12} và chỉ rõ tâm tích T_1 , T_2 .

2. Tìm cơ cấu toàn khớp thấp thay thế cơ cấu ma sát đã cho.

Giải

1. Pháp tuyến vòng tròn lăn đi qua tâm, nên nối dài hai tâm B và C được điểm tiếp xúc của 2 bánh ma sát P_{12} chính là tâm vận tốc tức thời trong chuyển động tương đối của hai khâu 1 và 2. Vì lăn không trượt, nên cũng là 2 tâm tích động T_1 , T_2 (hình 12.2).

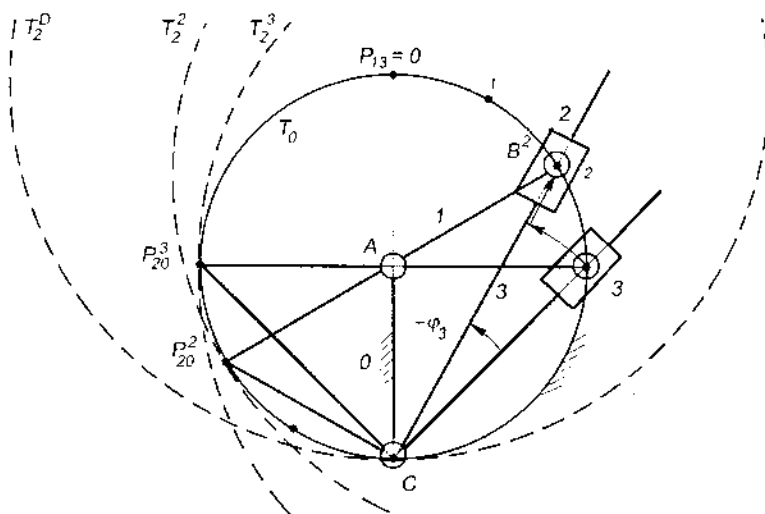


Hình 12.2

2. Để tìm cơ cấu toàn khớp thấp thay thế cơ cấu ma sát đã cho, ta thay thế khớp cao P_{12} bằng 1 khâu và 2 khớp quay đặt tại 2 tâm B và C của 2 vòng lăn cơ cấu ma sát, ngoài ra, bánh lớn có trục tịnh tiến trên phương AC được thay thế bằng con trượt 3. Ta có cơ cấu tay quay con trượt cân (do $AB = BC = 20 \text{ mm}$) toàn khớp thấp thay thế cơ cấu ma sát. (Đây là bài toán ngược với bài toán thuận: cho cơ cấu tay quay con trượt cân, tìm P_{13} và cặp tâm tích T_1, T_3 rồi tìm cơ cấu thay thế; cũng nên chú thích thêm - về nguyên lý cấu trúc cơ cấu - trong cơ cấu ma sát: khớp P_{12} lăn không trượt nên là khớp loại 5, còn trục quay của bánh ma sát 2 vừa quay vừa tịnh tiến trên phương AC là khớp loại 4; nếu nghiệm lại bằng công thức tính bậc tự do cơ cấu phẳng sẽ được cùng một kết quả cho 2 cơ cấu và P_{12} của cơ cấu ma sát đóng vai trò P_{13} của cơ cấu quay con trượt cân - một ý trong bài thi Olympic năm 2007).

274. Cho lược đồ cơ cấu cu lít cân ABC (kích thước tay quay 1 bằng khoảng cách tâm quay trên giá 0: $l_{AB} = l_{AC} = 0.025 \text{ m}$). Hãy tìm cặp tâm tích T_0, T_2 trong chuyển động tương đối của con trượt 2 với giá 0 và cơ cấu thay thế cho hai cơ cấu cu lít và tâm tích.

Giải



Hình 12.3

1) Từ kết quả bài 92, thấy P_{20} luôn nhìn $CP_{13} = \text{const}$ dưới 1 góc vuông, vậy quỹ tích P_{20} là vòng tâm A, bán kính $AB = AC = AP_{13} = AP_{20}$, và P_{20} luôn đối xứng với B qua tâm A. Để tìm từng điểm P_{20}^{k-1} bằng phương pháp chuyển động ngược, thí dụ thời điểm đang xét là vị trí $k - 1 = 2$, thì tại thời điểm sau đó $k = 3$, khâu 2 quay theo khâu 3 một góc $-\varphi_3$, rồi tịnh tiến trên 3 đến B^2 và lấy đối xứng qua tâm A là P_{20} . Đó là vết của P_{20} , trên mặt phẳng cố định cũng là P_{11} trên giá 0 hay tâm tích tĩnh T_{11} (khi xét P_{20}).

Khâu 2 chuyển động có tâm tích động T_2 - vết của P_{20} trên khâu 2 - luôn cách B một khoảng $BP_{20} = 2AB = 2AC = 2AP_{20}$, sẽ là vòng tâm B bán kính $BP_{20} = 2AB$. Cũng bằng phương pháp chuyển động ngược: vị trí cần tìm P_2 (P_{20} trên 2) là $k - 1 = 2$, thì tại thời điểm sau đó $k = 3$, khâu 2 quay theo khâu 3 một góc $-\varphi_3$, rồi tịnh tiến trên 3 đến B^2 và lấy đối xứng qua tâm A, có P_{30} . Đó là vết của P_{20} trên mặt phẳng gắn với khâu 2 (cũng là P_2 trên khâu 2). Cuối cùng lấy B^2 làm tâm, B^2P_{30} làm bán kính quay cung tròn, được vị trí của tâm tích động T_2 (nét đứt trên hình 12.3).

Vậy cơ cấu cu lít cân, khi xét P_{20} , được thay thế bằng tâm tích động T_2 lăn không trượt với tâm tích tĩnh T_1 ; số khâu động là 1, khớp cao P_{20} , nhưng buộc lăn không trượt, là khớp loại 5; nên bậc tự do cũng là 1 ($W = 3.1 - 2.1$, giống bậc tự do của cơ cấu cu lít).

2. Nếu thay thế khớp cao P_{20} bằng 1 khâu và 2 khớp quay đặt tại hai tâm cong của thành phần khớp động là A (nối cân 1 với giá 0 là bánh răng nhỏ cố định) và B (nối cân AB với bánh răng 2 chuyển động), ta có cơ cấu bánh răng hành tinh thay thế cho 2 cơ cấu trên, trong đó cặp tâm tích T_1, T_2 là cặp vòng lăn của 2 bánh răng.

275. Cho 3 tâm tích, lần lượt lăn không trượt tương đối với nhau:

$T_1/T_S, T_2/T_S, T_1/T_2$; trong đó T_S là đường thẳng, còn T_1, T_2 là vòng tròn ngoại tiếp (nội tiếp), tiếp điểm chung là P.

1. Tìm một vài cặp điểm tương ứng của cặp tâm tích T_1 (T_2) lăn không trượt với T_S (T_2).
2. Nếu biên dạng đối tiếp B_S (thuộc T_S) là đường thẳng nghiêng với phương tịnh tiến đều của T_S là 30° . Tìm biên dạng đối ứng B_1 (thuộc T_1) B_2 (thuộc T_2).
3. Trong thực tế kỹ thuật chế tạo máy, vấn đề nêu trên là cơ sở lý thuyết của công nghệ gì? Nêu vấn đề nguyên lý của công nghệ đó và khái niệm về đường ăn khớp.

Giải:

Ba tâm tích lăn không trượt, nên tiếp điểm chung là tâm vận tốc tức thời của cả 3 khâu, khi xét chuyển động tương đối từng cặp (hình 12.4):

$$V_{PS} = V_{P1} = V_{P2}$$

1. Trước hết cho tâm tích T_S tịnh tiến đều sang trái, tương ứng tâm tích T_1 lăn không trượt theo chiều kim đồng hồ, sẽ có cặp điểm tương ứng 1-1, 2-2, 3-3, ... khi xét cặp tâm tích T_S/T_1 (trên hình vẽ 12.4, vẽ $r_1 = 45$ mm, $r_2 = 60$ mm, thì dây cung chắn góc 60° bằng bán kính r_1 , mỗi góc quay của T_1 : góc (0-1), góc (1-2), góc (2-3), (góc (3-4))... là $60^\circ/4 = 15^\circ$, ứng với mỗi đoạn tịnh tiến của T_S là $\frac{\pi d_1}{6.4} \approx 12$ mm).

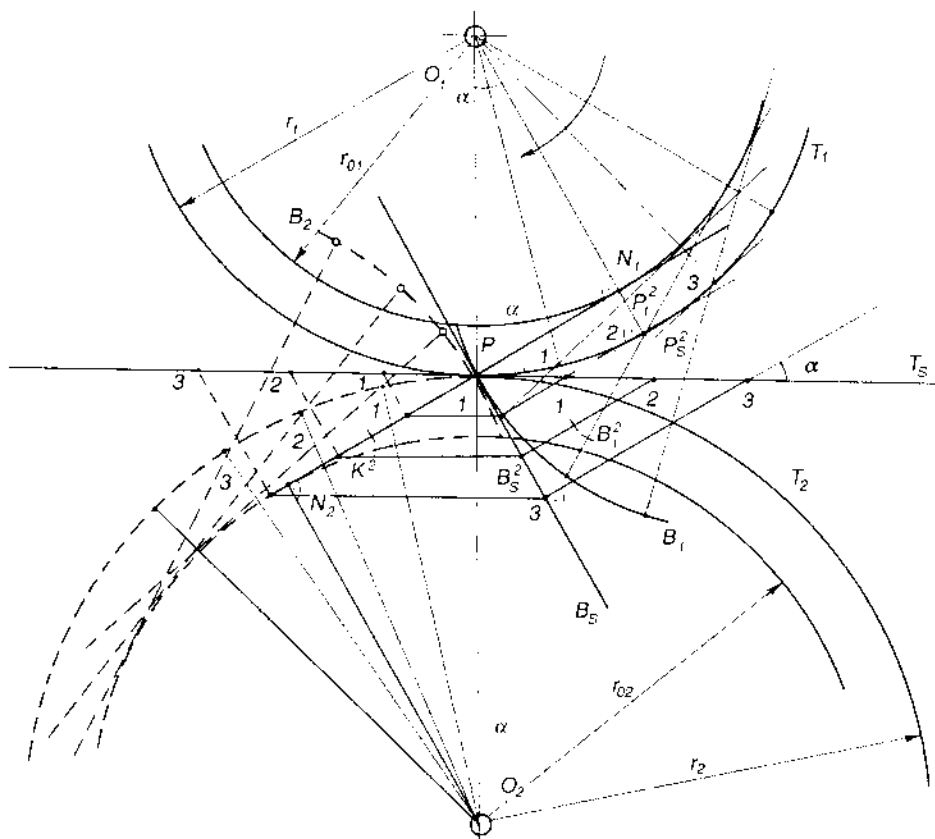
Với cặp điểm trên T_S/T_2 , cũng làm tương tự, nhưng bán kính $r_2 = 60$ mm, nên mỗi góc quay của T_2 chỉ là $45^\circ/4 = 11^\circ 15'$ (trên hình 12.4 thể hiện phía trái P bằng nét đứt).

2. Đây là bài toán tìm biên dạng đối ứng B_1 khi biết cặp tâm tích T_S/T_1 và biên dạng B_S là đường thẳng có pháp tuyến nghiêng với T_S một góc $\alpha = 30^\circ$; tại từng vị trí k của P_S^k ta kẻ pháp tuyến, các pháp tuyến được kẻ từ T_S - tất nhiên song song với nhau vì B_S là đường

thẳng. Cần tìm điểm B_1^2 ở vị trí $k = 2$: trên T_s ứng với góc quay của T_1 là 30° , có pháp tuyến $P_s^2 B_s^2$ (thuộc T_s, B_s), còn pháp tuyến $P_1^2 B_1^2$ (thuộc T_1, B_1 cần tìm) vừa tạo ra với tiếp tuyến của T_1 tại đó 1 góc $\alpha = 30^\circ$ lại có độ dài:

$$P_s^2 B_s^2 = P_1^2 B_1^2 = PK^2$$

(với PK^k là pháp tuyến chung của cặp biên dạng đối tiếp B_j/B_i khi tiếp xúc tại P); các vị trí khác, cũng làm tương tự, rồi nối các điểm B_1^k ta được biên dạng đối tiếp B_1 cần tìm. Biên dạng B_1 có tính chất là pháp tuyến của biên dạng tại bất kỳ thời điểm nào cũng là tiếp tuyến của vòng tròn có bán kính $r_0 = r_1 \cos \alpha = \text{const}$; nên là đường thân khai của vòng tròn có bán kính r_0 (còn gọi là túc bề - theo hình học giải tích đã học "một đường cong phẳng, có hình bao của pháp tuyến đường cong ấy là một vòng tròn, gọi là đường thân khai").



Hình 12.4

Cũng phương pháp vẽ ấy, hoặc suy luận từ hình giải tích vừa nêu, cho cặp T_2/T_s sẽ có cặp B_2/B_s và tất nhiên cho cặp T_1/T_2 sẽ có cặp B_1/B_2 .

3. Liên hệ với cơ cấu bánh răng thân khai đã học, ta thấy:

- Cặp tâm tích là cặp vòng lăn.

- Cặp biên dạng đối tiếp là cặp bánh răng thân khai - thanh răng; cặp bánh răng thân khai nội - ngoại tiếp.

B_s trong chế tạo bánh răng còn gọi là biên dạng sinh, cơ sở của việc chế tạo bánh răng thân khai bằng dao thanh răng hoặc dao phay vít. Mặt khác trong cặp B₁/B₂ - một trong hai bánh răng có thể là dao để cắt bánh răng đối hợp (đặc biệt thuận lợi khi chế tạo bánh răng - răng trong - nội tiếp), miễn là dao có chuyển động, sức bền, góc cắt, góc thoát phoi... phù hợp.

- Ngoài ra trong các cặp biên dạng đối tiếp trên cũng như trong thực tế kỹ thuật chế tạo - sử dụng bộ truyền bánh răng thân khai, khi tiếp xúc - ăn khớp - chỉ ở trên đường thẳng N₁N₂ - nên đường N₁N₂ được gọi là đường ăn khớp.

276. Sau khi nghiên cứu kỹ hai hình vẽ tạo biên dạng xyclôit, épixyclôit và hypoxyclôit (trang 251 phần phụ lục) hãy:

1. Nêu nguyên lý hình thành và bằng một kích thước, tỷ lệ hợp lý; vẽ nét biên dạng xyclôit phía dưới T₁. Ghi rõ: biên dạng sinh, tâm tích tĩnh, tâm tích động. Giải thích xem tại sao còn gọi épixyclôit là xyclôit dẫn, hypoxyclôit là xyclôit co.

2. Cho trước lược đồ cơ cấu bơm root (hình nhỏ trong 12.5), chỉ rõ từng phần biên dạng.

Giải

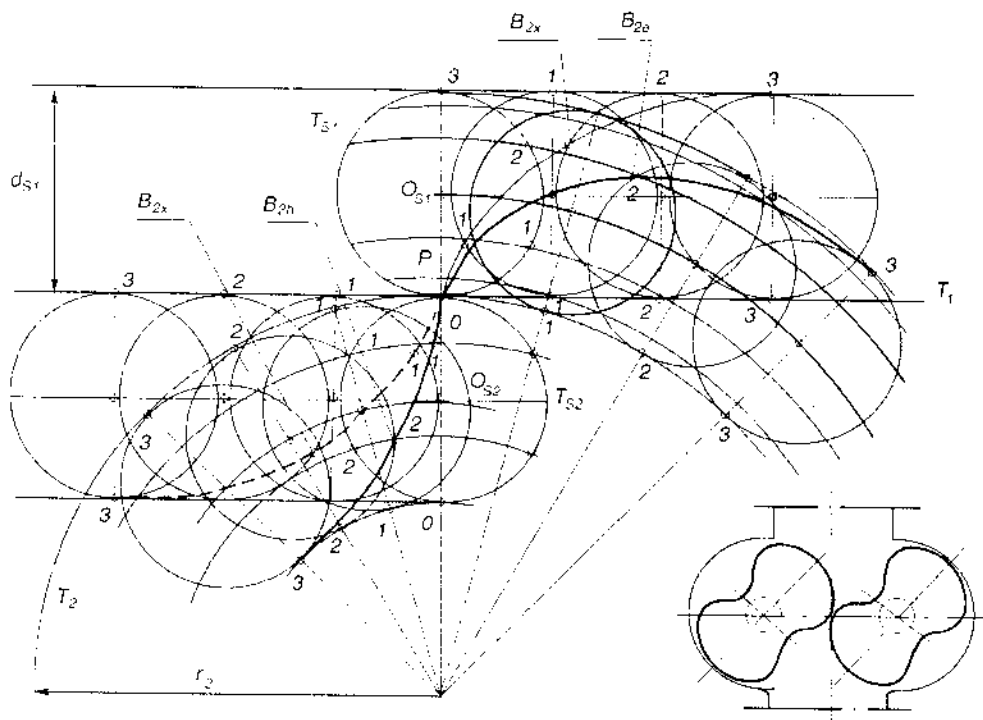
1. Nguyên lý hình thành (cách vẽ, tạo biên dạng) 3 loại đường trên là:

- Vòng tròn T_{S1}, tâm O_{S1} lăn không trượt trên đường thẳng T₁ (cố định), một điểm trên vòng (bắt đầu từ P, 1, 2, 3...) vẽ nên đường xyclôit.

- Cũng vòng tròn ấy, lăn không trượt trên (ngoài) vòng T₂ (cố định), một điểm trên vòng (cũng bắt đầu từ P, 1, 2, 3... cùng chiều kim đồng hồ) vẽ nên đường épixyclôit. Khoảng cách tương ứng trên xyclôit và épixyclôit được dẫn kéo dài ra - nên gọi là épixyclôit dẫn.

- Ngược lại, nếu lăn phía dưới (trong) cùng chiều kim đồng hồ, có hypoxyclôit hay xyclôit co.

Còn việc vẽ nét phần xyclôit phía dưới đường T₁ được lặp lại tương tự (hình 12.5, nét đứt - kích thước r_{S1} = 15 mm, r₂ = 60 mm, mỗi đường, vẽ 3 điểm 1, 2, 3 tương ứng 3 đoạn bằng nhau trên T₁ bằng $\frac{\pi r_{S1}}{3}$ và 3 góc bằng nhau $\frac{\pi}{12}$ (tham khảo bài 199). Các vòng T_{S1} và T_{S2} được gọi là tâm tích động (cũng là tâm tích sinh) còn T₁ và T₂ là tâm tích tĩnh. Biên dạng sinh là 1 điểm trên T_S.



Hình 12.5

2. Lực đồ cơ cấu bơm root (hình 12.5) dùng cặp bánh răng biên dạng đối tiếp là xyclôit dẫn - co, mỗi bánh răng có 2 răng, mỗi răng được hình thành bằng cách vẽ đối xứng qua trục Ox , rồi đối xứng qua trục Oy được 2 răng (để dễ chế tạo, thực tế còn vẽ gần đúng bằng cung tròn).

Bài tập cho đáp số

277. Giả thiết như bài 272, nhưng phải vẽ cơ cấu tâm tích T_2/T_0 ứng với tâm vận tốc tức thời P_{20} và cho nhận xét đáng quan tâm.
278. Cho lực đồ cơ cấu tay quay con trượt cân: $l_{AB} = l_{BC} = 0,02$ m. Tìm tâm vận tốc tức thời P_{20} và cơ cấu tâm tích T_2/T_0 thay thế (hình 12.6).
279. Giải bài 274, nhưng với chuyển động tương đối của tay quay 1 với culít 3.
280. Cho lực đồ cơ cấu tính sin (hình 2.22). Tìm tâm vận tốc tức thời P_{13} và cơ cấu tâm tích thay thế T_1/T_3 . Trên hình, chỉ ra tâm tích tĩnh T_0 trong trường hợp này.

Chương 13

MỘT SỐ BÀI TẬP ÔN TẬP TỔNG HỢP

Vấn đề cần chú ý

1. Những phần trên bao gồm các bài tập thuộc từng chương, mục trong phạm vi giáo trình. Chương này nhằm mục đích yêu cầu ôn tập, rèn luyện phương pháp suy luận, sử dụng những kiến thức của chương này giải quyết những bài toán của các chương khác; từ đó thấy mối quan hệ hữu cơ giữa các phần trong giáo trình.

Mặt khác, một số khái niệm cơ bản nhưng khó hơn (thường in chữ nhỏ trong các giáo trình lý thuyết) cũng được đề cập tới trong một số bài của chương này.

Vì thế muốn làm các bài tập này, cần phải học xong phần lý thuyết của giáo trình (có xem các phần chữ nhỏ) để có cách giải tổng hợp, ngắn gọn nhưng sâu sắc hơn.

2. Có thể sử dụng các bài tập này cho học sinh giỏi nguyên lý máy, hoặc để kiểm tra hoặc thi.

Bài tập giải sẵn

281. Cho cơ cấu sáu khâu (hình 13.1) với kích thước các khâu $l_{BC} = 2l_{AB} = 2l_{AD} = 0,2 \text{ m}$, $l_{CE} = l_{CD} = 0,1\sqrt{2} \text{ m}$; A, D, E thẳng hàng; S₂ ở giữa khâu 2.

1. Phân tích cấu tạo và tính bậc tự do của cơ cấu, vẽ cơ cấu ứng với vị trí $\varphi_1 = 90^\circ$.

2. Cho $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$ vẽ họa đồ vận tốc và gia tốc của cơ cấu, tính ω_3 và ω_4 . Hãy tìm điểm F_A, nếu biết $\mathbf{v}_{E_1} = \mathbf{v}_{S_2}$? Liệu có điểm N₄ ≠ E₄ mà $\mathbf{v}_{N_4} = \mathbf{v}_{E_1}$ không? Giải thích.

3. Cho mômen quán tính của khâu 4: $J_{S_4} = 0,1 \text{ kg.m}^2$ và các ngoại lực: $M_4 = 5 \text{ Nm}$ (cùng chiều với ω_1), $P_5 = 100 \text{ N}$ (hướng từ E tới D).

Tính các đại lượng thay thế về khâu dẫn 1?

Giải

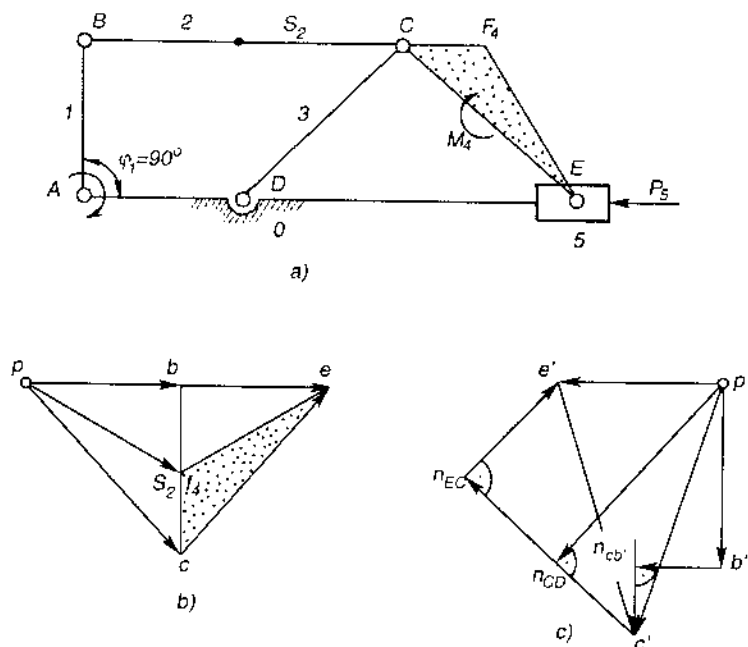
1. Số khâu động của cơ cấu là 5, số khớp loại 5 là $p_5 = 7$ (chú ý là tại C chỉ vẽ lược đồ khớp quay, nhưng có ba khâu 2, 3, 4; theo định nghĩa: khớp động là chỗ nối động giữa hai khâu, phải có hai khớp); nên theo công thức tính bậc tự do của cơ cấu phẳng, ta có:

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

Có nghĩa là phải cho trước một thông số mới xác định được vị trí của cơ cấu. Đó là thông số vị trí của khâu dẫn $\varphi_1 = 90^\circ$ đã cho, ta vẽ lược đồ cơ cấu (hình 13.1a), với tỷ lệ xích:

$$\mu_1 = \frac{l_{AB}}{AB} = \frac{0,1 \text{ m}}{25 \text{ mm}} = 0,004 \text{ [m/mm]}.$$

Theo nguyên lý hình thành: cơ cấu bao gồm khâu dẫn 1 và hai nhóm loại 2: (2, 3) và (4, 5).



Hình 13.1

2. Vẽ họa đồ vận tốc (hình 13.1b) và họa đồ gia tốc (hình 13.1c) lần lượt theo cách viết; phân tích, giải và vẽ các phương trình vectơ vận tốc, gia tốc sau:

$$\begin{aligned} \mathbf{v}_C &= \mathbf{v}_B + \mathbf{v}_{CB}, & \mathbf{v}_E &= \mathbf{v}_C + \mathbf{v}_{EC} \\ \perp CD & \quad \omega_1 l_{AB} & \perp CB & \quad // DE & \quad \perp EC \\ (1) & \quad \perp AB & (1) & \quad (1) & \quad (2) & \quad (1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{a}_C^n + \mathbf{a}_C^t &= \mathbf{a}_B + \mathbf{a}_{CB}^n + \mathbf{a}_{CB}^t, & \mathbf{a}_E &= \mathbf{a}_C + \mathbf{a}_{EC}^n + \mathbf{a}_{EC}^t \\ \omega_3^2 l_{CB} & \perp CD & \omega_1^2 l_{AB} & \omega_2^2 l_{CB} & \perp CB & // DE & \omega_4^2 l_{EC} & \perp EC \\ C \rightarrow B & (1) & B \rightarrow A & C \rightarrow B & (1) & (1) & (2) & E \rightarrow C & (1) \end{aligned}$$

Chú ý tới kích thước và vị trí đặc biệt của cơ cấu, qua các quan hệ tính toán, hình học của các vectơ vận tốc, gia tốc quy về vận tốc, gia tốc của một điểm trên khâu dẫn hoặc vận tốc góc của khâu dẫn, ta vẽ và xác định một cách chính xác kết quả động học cơ cấu. Thật vậy theo đầu bài, phải tính ω_3 và ω_4 .

Vì $\omega_3 = \frac{v_{CD}}{l_{CD}}$ và $\omega_4 = \frac{v_{EC}}{l_{EC}}$, mà $v_{CD} = v_{EC}$ (trên họa đồ vận tốc hình 13.1b) là trị số các vector $pc = ce$ và $l_{CD} = l_{EC}$ (theo đầu bài), nên: $\omega_3 = \omega_4$.

Mặt khác các vector ấy lại là đường chéo của hình vuông cạnh là vector vận tốc v_B (trên họa đồ vận tốc hình 13.1b) là vector $\overline{pb}$, nên ta có:

$$\omega_3 = \frac{v_B \sqrt{2}}{l_{AB} \sqrt{2}} = \omega_1 \text{ (cùng chiều),}$$

và $\omega_4 = -\omega_1$ (ngược chiều).

Để tìm điểm F_4 trên khâu 4 khi cho trước $v_{E_4} = v_{E_1}$, (trên họa đồ vận tốc ở giữa bc, theo nguyên lý đồng dạng thuận) ta dựa vào bài toán ngược của nguyên lý đồng dạng thuận: khi đã biết hai điểm (C và E) trên một khâu (4) thì điểm thứ ba (F_4) cũng trên khâu đó (4) tìm được bằng cách vẽ đồng dạng thuận của hai tam giác: Δcef_4 (thể hiện chấm chấm trên họa đồ vận tốc ở hình 13.1b) đồng dạng với tam giác ΔCEF_4 (cũng được thể hiện chấm chấm trên họa đồ cơ cấu hình 13.1a) bởi các cạnh tương ứng thẳng góc

$$\left(\omega_4 = \frac{v_{EC}}{l_{EC}} = \frac{v_{EF_4}}{l_{EF_4}} = \frac{v_{CF_4}}{l_{CF_4}} \right).$$

Không thể có điểm $N_4 \neq E_4$ mà $v_{N_4} = v_{E_4}$, bởi $v_{E_4} \equiv v_{E_1}$ (vì khâu 5 và khâu 4 nối với nhau bằng khớp quay E), có nghĩa là trên khâu 4 có hai điểm khác nhau mà vận tốc lại như nhau $v_{N_4} = v_{E_4}$ thì khâu này phải tịnh tiến, trái với giả thiết của bài đã cho.

3. Mômen thay thế các ngoại lực về khâu dẫn 1 được tính từ biểu thức:

$$\overline{M}_c = \sum_k \left[\overline{M}_k \frac{\overline{\omega}_k}{\overline{\omega}_1} + \overline{P}_k \frac{\overline{v}_k}{\overline{\omega}_1} \right].$$

Trong bài toán cụ thể:

$$\overline{M}_c = \overline{M}_4 \frac{\overline{\omega}_4}{\overline{\omega}_1} + \overline{P}_5 \frac{\overline{v}_{E_5}}{\overline{\omega}_1}.$$

Theo họa đồ vận tốc và kết quả từ 3): $\omega_4 = -\omega_1$, ta có:

$$M_c = -M_4 - P_5 \frac{2v_B}{\omega_1}$$

$$M_c = -5 - 100 \cdot 2 \cdot 0,1 = -25 \text{ N.m.}$$

Dấu trừ chứng tỏ chiều M_c ngược chiều ω_1 .

Mômen quán tính thay thế của cơ cấu tính từ biểu thức:

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

Trong bài toán cụ thể :

$$J = J_s \left(\frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2.$$

Theo kết quả từ 3:

$$\omega_1 = -\omega_4; \quad J = J_s = 0,1 \text{ kgm}^2.$$

282. Cơ cấu sin ABC (các khâu 4, 5, 6) được dẫn động từ hệ bánh răng (các khâu 1, 2 - 2', 3, 4) ở hình 13.2b, động cơ gắn trực tiếp vào bánh răng 1 quay theo chiều kim đồng hồ với vận tốc $764,34 \text{ vg/ph} = \text{const.}$

1. Phân tích cấu tạo và tính bậc tự do của toàn cơ cấu.
2. Tính ω_4 của cơ cấu sin, nếu số răng của các bánh răng là: $Z_1 = 20$, $Z_2 = 60$, $Z_2' = 20$, $Z_3 = 60$.
3. Xác định vận tốc, gia tốc điểm C bằng một phương pháp và nghiệm lại kết quả bằng phương pháp thứ hai, khi cho kích thước $l_{AB} = 0,1\sqrt{2} \text{ m}$ ($Bx \perp AC$) ở vị trí $\varphi_4 = 45^\circ$.
4. Khâu 6 có khối lượng $m_6 = 10 \text{ kg}$ tập trung tại C, chịu lực $P_0 = 125 \text{ N}$ (hướng từ C tới A). Hãy tính mômen cân bằng trên khâu 4 bằng một phương pháp và nghiệm lại kết quả bằng phương pháp thứ hai.

Giải.

1. Cơ cấu phẳng hỗn hợp, bao gồm:

- a) Hệ bánh răng hành tinh (Z_1 cố định) gồm hai cặp bánh răng ăn khớp (1-2 và 2'-3) và cần 4 mang bánh răng 2 - 2' quay quanh tâm $A_{1,4}$ (hình chiếu cạnh, hình 13.2a).
- b) Cần 4 đồng thời là tay quay AB của cơ cấu sin (hình chiếu đứng, hình 13.2b). Số khâu động trên toàn cơ cấu là $n = 5$, số khớp loại thấp (4 khớp quay, 2 khớp tịnh tiến) cũng là khớp loại 5: $p_5 = 6$ và số khớp loại cao (chỗ ăn khớp của hai cặp bánh răng) cũng là khớp loại 4: $p_4 = 2$. Bậc tự do của cơ cấu là:

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 6 - 1 \cdot 2 = 1.$$

2. Từ quan hệ vận tốc góc các khâu trong hệ vi sai:

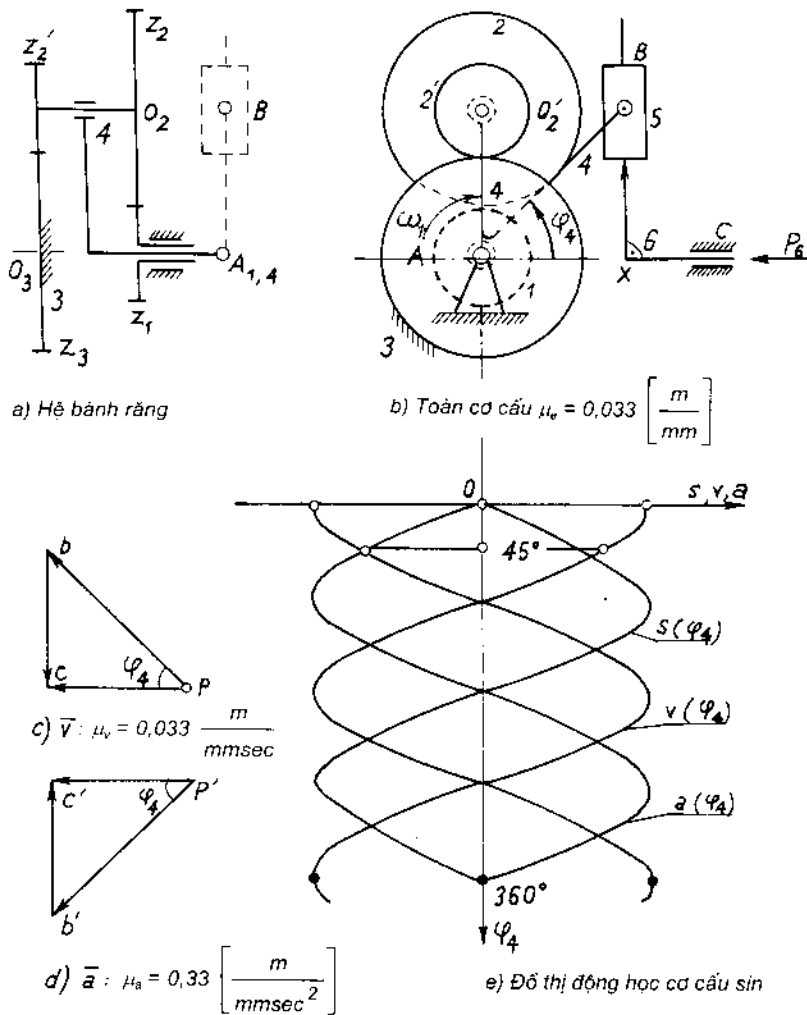
$$i_{1,3}^{\pm} = \frac{\omega_1 - \omega_4}{\omega_3 - \omega_4} = (-1)^2 \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_{2'}}{Z_3}.$$

Theo đầu bài thì $\omega_3 = 0$, nên:

$$-\frac{\omega_1}{\omega_4} + 1 = \frac{60 \cdot 60}{20 \cdot 20} = 9$$

$$\text{Vậy} \quad \omega_4 = -\frac{\omega_1}{8} = -\frac{3,14 \cdot 764,34}{30 \cdot 8} = -10 \text{ s}^{-1}$$

Dấu trừ chứng tỏ ω_4 ngược chiều ω_1 .



Hình 13.2

3. Xác định vận tốc, gia tốc điểm C bằng phương pháp hoạ đồ vector (hình 13.2c, d) theo cách viết, phân tích và giải, vẽ các phương trình vector vận tốc và gia tốc sau:

$$\mathbf{v}_C = \mathbf{v}_{B_c} = \mathbf{v}_{B_c} + \mathbf{v}_{B_c/B_c}$$

$$\parallel Cx \quad \omega_4 \cdot I_{AB} \perp Cx$$

$$(1) \quad \perp AB \quad (1)$$

$$\mathbf{a}_C = \mathbf{a}_{B_c} = \mathbf{a}_{B_c} + \mathbf{a}_{B_c/B_c}$$

$$\parallel Cx - \omega_4^2 \cdot I_{AB} \perp Cx$$

$$(1) \quad B \rightarrow A \quad (1)$$

Chú ý tới vị trí và kích thước đặc biệt của cơ cấu và họa đồ vận tốc, gia tốc, suy ra v_C và a_C là cạnh của hình vuông có đường chéo là v_{B_4} và a_{B_4} :

$$v_C = v_{B_4} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = \omega_4 \cdot I_{AB} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 10 \cdot 0,1 \cdot \sqrt{2} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 1 \text{ [m/s]} \text{ (hướng sang trái)}$$

$$\text{và:} \quad a_C = a_{B_4} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = \omega_4^2 \cdot I_{AB} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 10^2 \cdot 0,1 \cdot \sqrt{2} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 10 \text{ [m/s}^2\text{]} \text{ (hướng sang trái)}.$$

Có thể nghiệm lại kết quả vận tốc, gia tốc trên bằng phương pháp giải tích: vì khâu 6 chuyển động tịnh tiến, nên hành trình của C tại vị trí đang xét được tính là:

$$s_C = A_x = I_{AB} \cdot \cos \varphi_4 \quad (\text{hướng sang phải}).$$

$$\text{Vậy} \quad v_C = \dot{s}_C = -I_{AB} \cdot \sin \varphi_4 \cdot \frac{d\varphi_4}{dt}$$

$$\text{và} \quad a_C = \ddot{s}_C = -I_{AB} \cdot \cos \varphi_4 \cdot \left(\frac{d\varphi_4}{dt} \right)^2.$$

Theo đầu bài và từ kết quả câu 2), thay các trị số của $I_{AB} = 0,1\sqrt{2} \text{ m}$, $\varphi_4 = 45^\circ$, $\frac{d\varphi_4}{dt} = \omega_4 = 10 \text{ s}^{-1}$ vào, ta có:

$$v_C = -0,1 \cdot \sqrt{2} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot 10 = -1 \text{ m/s} \text{ (hướng sang trái)},$$

$$\text{và} \quad a_C = -0,1 \cdot \sqrt{2} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot 10^2 = -10 \text{ m/s}^2 \text{ (hướng sang trái)}.$$

Dấu trừ chứng tỏ vận tốc v_C và gia tốc a_C ngược chiều với hành trình s_C (hình 13.2e) biểu diễn hành trình $s_C(\varphi_4)$, $v_C(\varphi_4)$ và $a_C(\varphi_4)$ trong một chu kỳ chuyển động của cơ cấu; tại vị trí $\varphi_4 = 45^\circ$ có các giá trị cần xác định. Kết quả phù hợp.

4. Mômen cân bằng trên khâu 4 được tính bằng phương pháp phân tích áp lực đã biết, nhưng cần chú ý rằng trong các nhóm tính định gồm hai khâu 5 và 6 tách ra, ngoài lực $P_6 = 100 \text{ N}$ đã cho, còn trọng lượng $G_6 = m_6 \cdot g$ (với g là gia tốc trọng trường, lấy gần đúng là 10 m/s^2), $G_6 = 100 \text{ N}$ hướng thẳng đứng theo phương Bx và lực quán tính $P_{q6} = -m_6 \cdot a_C = -10 \cdot 10 = -100 \text{ N}$ hướng sang phải cân bằng với P_6 . Vì vậy dễ dàng suy ra (mà không cần vẽ) họa đồ lực là hình vuông cạnh 100 N , với kết quả:

$$N_{36} = -G_6 \text{ và } N_{45} = 0, \text{ vậy: } M_{ch} = I_{AB} \cdot N_{45} = 0.$$

Thật vậy, nếu nghiệm lại kết quả bằng phương pháp di chuyển khả dĩ dưới dạng công suất đã biết, thì công suất của G_k không có, công suất của P_n và P_{φ} cân bằng nhau, vậy: $(\perp v_c) M_{ch} = 0$ là kết quả phù hợp.

283. Một mảnh cam ab được gắn ở đầu mút của một trục và lắc qua lại liên tục quanh đường tâm của trục, góc lắc $\varphi = 90^\circ$ (hình 13.3).

1. Hãy xác định biên dạng ab của cam, để dẫn động một cần đẩy nhon theo quy luật $\frac{ds}{d\varphi} = \text{const}$ (s là dịch chuyển của cần, φ là góc quay của cam) với hành trình $s = h$ cho trước theo phương vuông góc với trục quay của cam.

2. Với quy luật truyền động đã cho và với biên dạng cam vừa tìm được ở trên, có thể thay cần đẩy bằng bởi cần đẩy nhon hoặc cần đẩy có con lăn được không? Tại sao?

3. Cũng với biên dạng cam ấy, nhưng thay cần đẩy bởi cần lắc có trục quay song song với trục cam, góc lắc $\psi = \varphi/3$ và quy luật truyền động $\frac{d\psi}{d\varphi} = \text{const}$ (ψ - chuyển vị của cần lắc). Hãy xác định biên dạng của đầu cần.

Giải.

1. Trong trường hợp tổng quát, có thể đặt phương trình tiến của cần cách tâm cam O_1 một đoạn $O_1P = r_{01}$ xác định (thật ra giả thiết này là không cần thiết đối với cam cần đẩy bằng). Mặt khác, theo đầu bài, quy luật chuyển động của cần là:

$$\frac{ds}{d\varphi} = \text{const} \quad \text{hay} \quad \frac{ds/dt}{d\varphi/dt} = \frac{v}{\omega} = \text{const}.$$

trong đó v là vận tốc của cần; ω là vận tốc góc của cam.

Biểu thức trên chứng tỏ P là tâm vận tốc tức thời giữa cam và cần (hình 13.3), đồng thời cũng là tiếp điểm của phương tịnh tiến của cần và bán kính của cam:

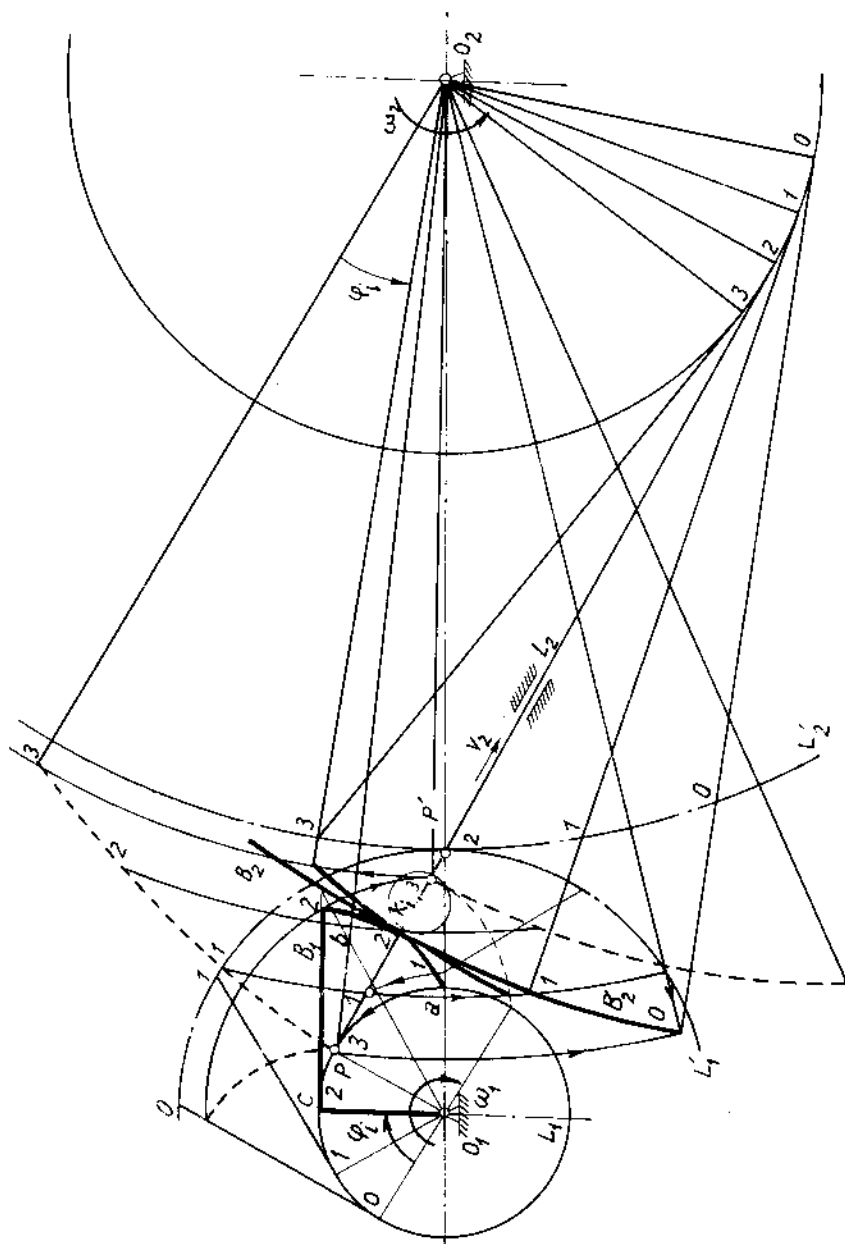
$$r_{01} = \frac{v}{\omega} = \text{const}.$$

Do đó quá trình chuyển động giữa cần và cam là quá trình lăn không trượt giữa phương tịnh tiến của đầu cần (đường lăn L_2) và vòng bán kính $r_{01} = \text{const}$ của cam (vòng lăn L_1). Trong quá trình lăn không trượt ấy, mọi điểm K_1 trên đường lăn (trong trường hợp đầu bài là điểm tiếp xúc giữa biên dạng B_2 của cần bằng và biên dạng B_1 của cam) sẽ vẽ ra đường thân khai - chính là biên dạng B_1 của cam cần tìm.

Cách vẽ cụ thể xem hình 13.3 và tham khảo [1]. Do tính chất của đường thân khai, ứng với hành trình $s = h$ của cần, sẽ tìm được bán kính vòng cơ sở của biên dạng thân khai:

$$\widehat{ca} = 22$$

$$\text{hay} \quad \frac{\pi r_{01}}{2} = h \quad \text{và} \quad r_{01} = \frac{2h}{\pi}.$$



Hình 13.3

2. Với quy luật truyền động đã cho $\frac{ds}{d\varphi} = \text{const}$ và biên dạng cam vừa tìm được là

đường thân khai, có thể thay thế cần đẩy bằng biên dạng B_1 bằng cần đẩy nhon lệch tâm biên dạng là điểm K_1 với khoảng lệch tâm $e = r_{01}$ và phương tịnh tiến của cần không đổi, tiếp tuyến với vòng bán kính r_{01} , đồng thời là pháp tuyến của thân khai. Cũng có thể thay thế cần nhon bằng cần lòn mà tâm con lòn - tất nhiên vẫn ở trên phương tịnh tiến của của cần. Sự dĩ hai biên dạng này đảm bảo điều kiện đầu bài vì các pháp tuyến tại điểm tiếp xúc bất kỳ luôn không đổi và cắt phương tịnh tiến của cần ở điểm P cố định.

3. Nếu thay cần đẩy bằng cần lắc có trục quay O_2 song song với trục cam, góc lắc $\psi = \varphi/3$ và luật truyền động $\frac{d\psi}{d\varphi} = \text{const}$, thì dễ dàng thấy ngay biên dạng B'_2 của cần phải là đường thân khai của vòng cơ sở có bán kính r_{02} , xác định theo định lý ăn khớp:

$$\frac{r_{02}}{r_{01}} = \frac{\overline{O_1 P'}}{\overline{O_2 P'}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\psi}{d\varphi} = \text{const}.$$

Với góc lắc của cần $\psi = \varphi/3$ cho trước, ta có:

$$r_{02} = 3 \cdot r_{01}.$$

Cách vẽ biên dạng B'_2 của cần xem hình 13.3 và tham khảo [1].

Tóm lại, qua bài này ta thấy được mối liên quan chặt chẽ giữa các cơ cấu cam, cơ cấu tâm tích và cơ cấu bánh răng về đặc điểm truyền động cũng như phương pháp nghiên cứu (xem [1]).

284. Chuyển động quay được truyền từ trục 1 sang trục 4 nhờ cặp bánh răng trụ tròn biên dạng thân khai có số răng $Z_2 = 2Z_1$ và khớp trục ổnam gồm ba đĩa tròn đồng chái có cấu tạo đối xứng (xem lược đồ ở hình 13.4); các đĩa 2 và 4 có rãnh trượt hướng tâm, có tâm quay trùng với tâm quay của đĩa. Mômen quán tính đối với trọng tâm các khâu là J_1, J_2, J_3, J_4 . Trọng lượng khâu 3 là G_3 . Mômen cản trên khâu 4 và mômen phát động trên khâu 1 đều không đổi. Bỏ qua ma sát tại các khớp động. Hãy:

1. Tính các đại lượng thay thế trên khâu dẫn 1.
2. Xác định xem chuyển động của khâu dẫn 1 có đều không? Tại sao?
3. Tìm biện pháp làm đều chuyển động, nếu chuyển động của khâu dẫn 1 không đều.

Giải.

Trước hết hãy nhận xét: các khâu 1, 2, 4 đều có chuyển động đơn giản quay quanh những điểm cố định O_1, O_2, O_4 ; còn khâu 3 chuyển động song phẳng: quay theo khâu 2 và 4 lại trượt tương đối đối với chúng (xem lược đồ cơ cấu trên hình 13.4b). Về mặt hình học, có thể thấy ngay quỹ đạo điểm S_1 là vòng tròn tâm O_3 , bán kính $O_3 S_1 = O_2 O_4 / 2$ (S_1 luôn nhìn dây cung $O_2 O_4$ cố định dưới một góc $\angle O_2 S_1 O_4 = 90^\circ = \text{const}$); đồng thời là quỹ tích của tâm vận tốc tức thời P_{30} của điểm S_1 :

$$v_{S_1} = \omega_3 \cdot \overline{S_1 P_{30}} \quad \text{mà } \omega_3 = \omega_2 = \omega_4 = \omega_1/2 \text{ nên } v_{S_1} = \frac{\omega_1}{2} \cdot \overline{O_2 O_4} = \text{const}.$$

1. Tính các đại lượng thay thế trên khâu dẫn 1.

Mômen quán tính thay thế của cơ cấu trên khâu dẫn 1:

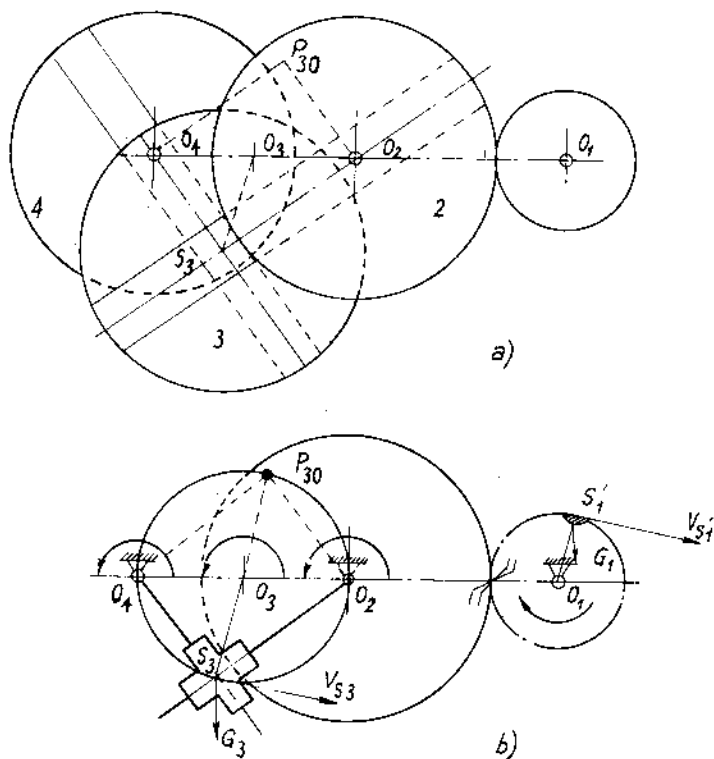
$$J = \sum_{k=2}^n \left[J_{S_k} \left(\frac{\omega_k}{\omega_1} \right)^2 + m_k \left(\frac{v_{S_k}}{\omega_1} \right)^2 \right],$$

trong đó: J_{S_k} - mômen quán tính của khâu k đối với trọng tâm S_k .

m_k - khối lượng khâu k,

$\frac{\omega_k}{\omega_1}$ - tỷ số truyền giữa khâu k và khâu 1,

v_{S_k} - vận tốc trọng tâm của khâu k.



Hình 13.4

Theo đầu bài, cần tính v_{S_k} , như đã nhận xét ở trên.

Vậy
$$J = J_1 + \frac{1}{4} J_2 + \frac{1}{4} J_3 + \frac{1}{4} J_4 + \frac{G_4}{g} \cdot \frac{\omega_1^2}{4} \cdot \overline{O_2 O_4}^2,$$

trong đó g là gia tốc trọng trường, O_3O_4 là khoảng cách giữa trục 2 và trục 4, tất cả đều là những trị số cho trước, xác định, không phụ thuộc vào vị trí các khâu, nên $J = \text{const}$.

Mômen thay thế của cơ cấu trên khâu dẫn 1:

$$\overline{M} = \sum_{k=1}^n \left[\overline{M}_k \frac{\overline{\omega}_k}{\overline{\omega}_1} + \overline{P}_k \frac{\overline{v}_k}{\overline{\omega}_1} \right],$$

trong đó:

$\overline{M}_k$ là mômen phát động $\overline{M}_1$ trên khâu dẫn 1 và mômen cản $\overline{M}_4$ trên khâu 4 không đổi, $\overline{P}_k$ là lực tác động trên các khâu, ở đây là trọng lượng các khâu, nhưng chỉ có điểm đặt S_3 của lực G_3 di động động nên $v_k = v_{S_3}$ (xem hình 13.4b).

Vậy:
$$M = M_1 + \frac{1}{2}M_4 + m_3g \frac{\overline{O_1O_4}}{2} \cos(G_3, v_{S_3})$$

trong đó $\cos(G_3, v_{S_3})$ biến đổi trong quá trình cơ cấu chuyển động, nên $M \neq \text{const}$.

2. Do 1) thấy: trong hai yếu tố phụ thuộc của chuyển động khâu dẫn 1, vẫn còn yếu tố $M \neq \text{const}$, nên chuyển động của khâu dẫn 1 là không đều, với hệ số không đều $\delta > 0$.

3. Muốn làm đều chuyển động của khâu dẫn 1, có thể:

- Thêm mômen quán tính của bánh đà J_d vào cơ cấu sao cho $\delta \leq [\delta]$ (tham khảo [1]).
- Thêm đối trọng vào bánh 1 sao cho $G_1 = G_3$ và trọng tâm S_1 dời đến S'_1 để $O_1S'_1$ song song, bằng và ngược chiều với O_3S_3 . Khi đó, những phân biến đổi trong mômen thay thế sẽ triệt tiêu vì:

$$G_1 \cdot v_{S'_1} \cos(G_1, v_{S'_1}) = -G_3 \cdot v_{S_3} \cos(G_3, v_{S_3}).$$

Thật vậy: $v_{S'_1} = \omega_1 O_1S'_1$ và $v_{S_3} = \omega_3 \overline{O_2O_3}$, mà $\omega_1 = 2\omega_3$ và $O_1S'_1 = 0,5 \cdot O_2O_3$ nên $v_{S'_1} = v_{S_3}$, còn hai góc $(G_1, v_{S'_1})$ và (G_3, v_{S_3}) luôn đối nhau nên cosin của chúng bằng nhau (xem hình 13.4b).

- Xoay cho các trục của cơ cấu luôn luôn thẳng đứng thì G_k và v_k luôn thẳng góc với nhau để cho $\cos(G_k, v'_k) \equiv 0$ khi đó những phân biến đổi trong mômen thay thế sẽ tự triệt tiêu.

Trong hai trường hợp sau này hệ số không đều: $\delta \equiv 0$.

Bạn đọc có thể nghiệm lại bằng tính chất của đồ thị $\Delta E(J)$, xem bài 160

285. Cho cơ cấu 6 khâu (hình 13.5) với kích thước các khâu: $l_{AB} = l_{BC} = l_{CD} = l_{DE} = l_{DA}/2 = 0,1 \text{ m}$. C, A, E thẳng hàng; $\varphi_1 = 30^\circ$, $\omega_1 = 10 \text{ rad/s}$ và ngoại lực $P_S = 100 \text{ N}$ hướng từ E đến A.

1. Xác định vận tốc các điểm B, C, D, E và vận tốc góc các khâu bằng:

a. Vẽ hoạ đồ vectơ vận tốc.

b. Các tâm vận tốc tức thời qua đa giác ảnh tâm vận tốc tức thời và nghiệm lại kết quả $\overline{V}$, $\overline{\omega}$.

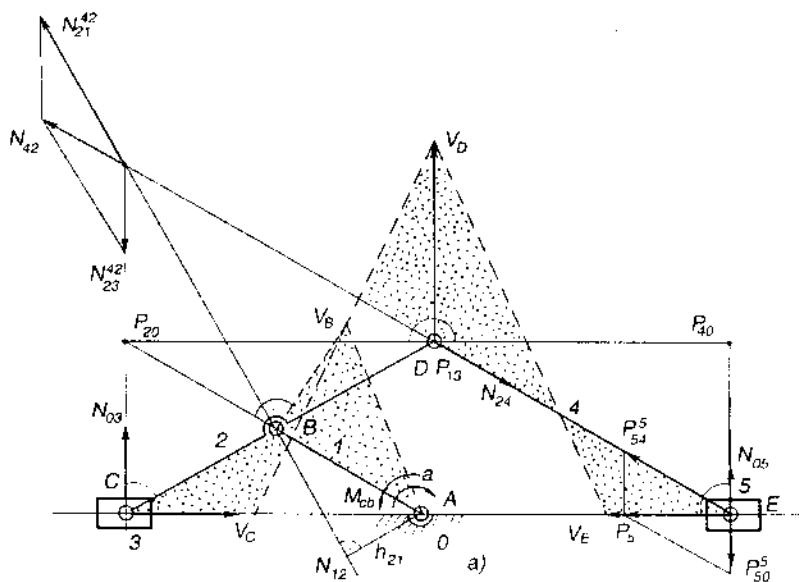
c. Từ kết quả trên, hãy vẽ đường phân bố vận tốc các điểm trên các khâu.

2. Xác định các áp lực khớp động bằng:

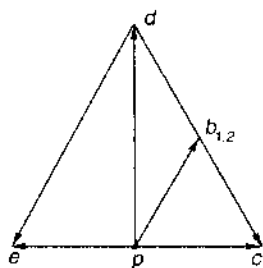
a. Cách vẽ họa đồ lực khi tách nhóm tĩnh định.

b. Phương pháp phân lực trực tiếp.

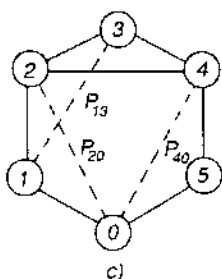
3. Nghiệm lại kết quả tính mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 bằng các cách khác nhau.



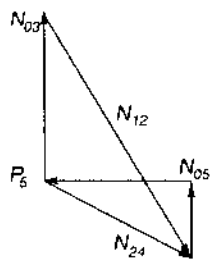
Phân lực trực tiếp và phân bố vận tốc



b)
Họa đồ vận tốc



c)
Đa giác ảnh tâm vận tốc tức thời



d)
Họa đồ lực

Hình 13.5

Giải

Cơ cấu có 1 bậc tự do, được vẽ trên hình 13.5a với tỷ lệ xích chiều dài thích hợp.

1. Xác định vận tốc:

a. Lần lượt viết phương trình vector vận tốc cho điểm C, bằng đồng dạng thuận có vận tốc điểm D, rồi vận tốc điểm E, thể hiện trên họa đồ vận tốc hình 13.5b) với tỉ lệ xích vận tốc thích hợp. Chú ý tới kích thước vị trí của cơ cấu, ta có: $v_{B_1} = v_{B_2} = \omega_1 l_{AB} = 10.0.1 = 1 \text{ m/s}$, còn các điểm khác: $v_C = v_B = v_E$ và $v_{D_1} = v_B \sqrt{3} = \sqrt{3} \text{ m/s}$ (chiều như trên hình 13.6b).

Do $v_{C_1B} = v_B$, mà $l_{AB} = l_{BC}$ nên $\omega_2 = \omega_1 = 10 \text{ //s}$, tương tự cũng do: $v_{D_1C} = v_{D_1D}$, mà $l_{CD} = l_{DD}$ nên $\omega_3 = \omega_2 = 19 \text{ //s}$.

b. Để nghiệm lại kết quả trên bằng phương pháp tâm vận tốc tức thời, cần tìm các tâm vận tốc tức thời cần thiết qua đa giác ảnh tâm vận tốc tức thời hình 13.5c) (hoặc định lý A. Kennedy - 1886) - đó chính là P_{13} , liên hệ từ khâu 3 sang khâu dẫn 1, có v_{C_3} cũng tức là v_{C_2} ; tâm vận tốc tức thời P_{20} sẽ biết v_{D_2} , cũng tức là v_{D_3} và tâm vận tốc tức thời P_{40} thì bài toán vận tốc giải xong.

Thật vậy, từ P_{14} :

$$v_{P_1} = v_{P_3} \quad (= \omega_1 l_{AB} = \omega_1 l_{AD}, \text{ theo đầu bài}),$$

nhưng khâu 3 tịnh tiến, vậy:

$$v_C = v_{P_3} = v_{B_1}$$

Tiếp theo, từ P_{20} , xác định được:

$$\omega_2 = \frac{v_C}{l_{CP_{20}}} = \frac{v_{B_1}}{l_{AB}} \quad (\text{theo đầu bài} = \omega_1, \text{ nhưng ngược chiều});$$

tính tiếp:

$$v_D = \omega_2 \cdot l_{DP_{20}} = \omega_1 l_{AB} \sqrt{3} \quad (\text{theo đầu bài}),$$

nên:

$$v_D = v_{B_1} \sqrt{3},$$

lại có P_{40} , xác định được:

$$\omega_4 = \frac{v_D}{l_{DP_{40}}} = \frac{v_{B_1} \sqrt{3}}{l_{AB} \sqrt{3}} = \omega_1 \quad (\text{cùng chiều});$$

từ đó tính nốt:

$$v_E = \omega_4 \cdot l_{EP_{40}} = \omega_1 l_{AB} \quad (\text{theo đầu bài})$$

Kết quả y hết họa đồ vận tốc (hình 13.5b).

c. Để vẽ đường phân bố vận tốc trên mỗi khâu, chỉ cần biết vận tốc hai điểm trên khâu đó:

- Khâu 1: vẽ v_{B_1} , nối nút vận tốc với A;

- Khâu 2: vẽ thêm v_C , nối nút $v_{B_1} \equiv v_{B_2}$ với nút v_C , kéo dài đường nối cho gặp đường thẳng góc với DP_{20} ;

- và khâu 4: vẽ thêm v_E , nối nút v_D với nút v_E .

Các đường nối vẽ nét đứt trên hình 13.5a chính là đường phân bố vận tốc các điểm trên các khâu của cơ cấu.

2. Xác định các áp lực khớp động:

a. Bằng cách vẽ họa đồ lực cho nhóm tĩnh định (5, 4), rồi (3, 2) trên hình 13.5d) với chú ý là: có thể tính N_{12} từ việc cân bằng mômen trên khâu 2 với điểm B, hoặc từ định lý ba lực cân bằng phải đồng quy (điểm đồng quy chính là tâm vận tốc tức thời P_{25} - bạn đọc tự suy ra điểm này qua đa giác ảnh của tâm vận tốc tức thời và hình 13.5a).

Kết quả là:

$$N_{24} = 2N_{05} = \frac{2P_5\sqrt{3}}{3} = \frac{2.100\sqrt{3}}{3} N = \frac{200\sqrt{3}}{3} N$$

có phương trên khâu 4, hướng về E;

$$N_{12} = 2N_{24} \frac{\sqrt{3}}{2} = 2.200 \cdot \frac{\sqrt{3}}{3} \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} = 200 N$$

có phương nghiêng xuống thẳng góc với khâu 2, còn N_{05} có giá trị bằng N_{24} (hướng lên như N_{05} thẳng góc với phương tịnh tiến của khâu 3 và khâu 5).

b. Bằng cách phân lực trực tiếp:

- Phản P_5 thành 2 lực lần lượt hướng nghiêng lên khâu 4 và hướng xuống giá 0 thẳng góc với phương tịnh tiến của khâu 5:

$$P_5 = P_{54}^S + P_{50}^S$$

do cân bằng lực trên khâu 5 và khâu 4, sẽ xác định được các áp lực:

$$N_{24} = -P_{54}^S (= 200 \frac{\sqrt{3}}{3} N)$$

và

$$N_{05} = -P_{50}^S \text{ (có giá trị bằng } \frac{N_{24}}{2} = 100 \frac{\sqrt{3}}{3} N),$$

Tiếp theo, phân $N_{42} = -N_{24}$ ra hai thành phần lần lượt thẳng góc với phương tịnh tiến khâu 3 tại C và phương thẳng góc với khâu 2 tại B (cũng từ định lý 3 lực cân bằng phải đồng quy):

$$N_{42} = N_{33}^{42} + N_{21}^{42}$$

do cân bằng lực trên khâu 3 và khâu 1, sẽ xác định được các áp lực:

$$N_{03} = -N_{23}^{42} \text{ (có giá trị bằng } N_{24} = 200 \frac{\sqrt{3}}{3} \text{ N)}$$

và

$$N_{12} = -N_{21}^{42} \text{ (có giá trị bằng } 2P_4 = 200 \text{ N)}$$

Kết quả đúng như phương pháp 2.a) trên nhưng gọn gàng dễ hiểu hơn.

3. Có thể tính M_{cb} trên khâu dẫn 1 bằng cả 3 cách:

a. Từ hoạ đồ lực (phần 2.a) và 2.b)

$$M_{cb} = -h_{21}N_{21} = -\frac{l_{AB}}{2} N_{21} = -\frac{0,1}{2} \cdot 200 = -10 \text{ Nm}$$

(dấu trừ nói lên M_{cb} ngược chiều mômen N_{21} - tức là ngược chiều quay của kim đồng hồ).

b. Bằng phương pháp công suất, từ hoạ đồ vận tốc hình 12.5b):

$$M_{cb} = -\frac{1}{\omega_1} P_5 \cdot v_1 = -0,1 \cdot 100 = -10 \text{ Nm}$$

(dấu trừ chứng tỏ M_{cb} ngược chiều ω_1 - tức là ngược chiều quay của kim đồng hồ).

c. Từ ý nghĩa của mômen thay thế các ngoại lực về khâu dẫn 1 (trong phạm vi bài toán không cho khối lượng các khâu) cân bằng với M_{cb} trên khâu dẫn 1:

$$M = \frac{\sum \bar{P}_i \cdot \bar{V}_i + \bar{M}_i \bar{\omega}_i}{\omega_1} = \frac{P_5 \cdot v_E}{\omega_1} = \frac{100 \cdot 1}{10} \text{ Nm} = 10 \text{ Nm}$$

rõ ràng là

$$M_{cb} = -M = -10 \text{ Nm}$$

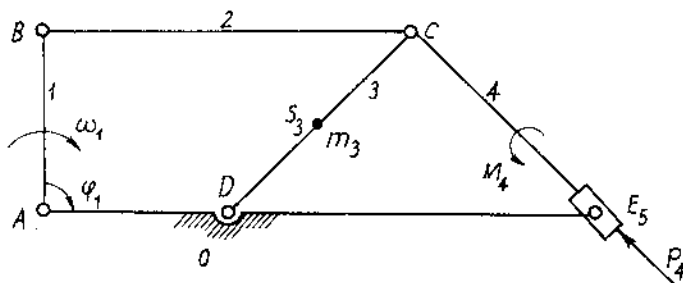
(dấu trừ chứng tỏ M_{cb} ngược chiều ω_1 - tức là ngược chiều quay của kim đồng hồ).

Bài tập cho đáp số

286. Cho cơ cấu 6 khâu (hình 13.6) kích thước các khâu: $l_{BC} = l_{DE} = 2l_{AB} = 0,2 \text{ m}$, $l_{CD} = l_{CE} = 0,1 \cdot \sqrt{2} \text{ m}$, A, D, E thẳng hàng. Khối lượng khâu 3 là $m_3 = 5 \text{ kg}$ tập trung tại S_3 giữa khâu 3; mômen quán tính khâu 4 là $J_{S4} = 0,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Lực tác dụng đến khâu 4 là $P_4 = 100 \text{ N}$ (hướng

từ E tới C) và $M_4 = 10 \text{ Nm}$ (ngược chiều kim đồng hồ). Khâu dẫn 1 quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$ ngược chiều M_4 . Tại vị trí $\varphi_1 = 90^\circ$. Hãy:

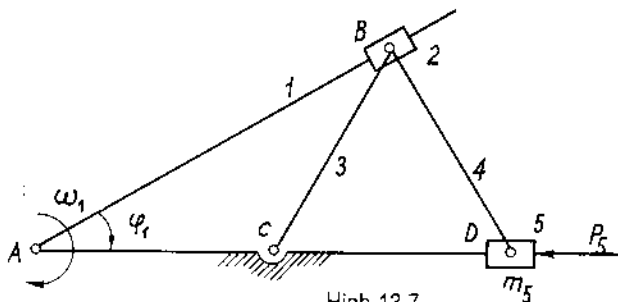
1. Vẽ họa đồ vận tốc và gia tốc của cơ cấu, tìm ω_3 , ω_4 và nghiệm lại kết quả bằng phương pháp tâm vận tốc tức thời.
2. Tìm điểm M_2 trên khâu 2, nếu biết $v_{M_2} = 0$, và cũng nghiệm lại kết quả bằng phương pháp tâm vận tốc tức thời.
3. Tính mômen quán tính thay thế và mômen thay thế các ngoại lực về khâu dẫn 1.



Hình 13.6

287. Cho cơ cấu 6 khâu (hình 13.7), với kích thước các khâu là $l_{BC} = l_{BD} = l_{AC} = 0,1 \text{ m}$. Khâu 5 có khối lượng $m_5 = 5 \text{ kg}$ tập trung tại D, mômen quán tính khâu 3 là $J_{S_3} = 0,01 \text{ kgm}^2$. Khâu dẫn 1 quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$. Tại vị trí $\varphi_1 = 30^\circ$, hãy:

1. Vẽ họa đồ vận tốc và gia tốc của cơ cấu, tìm vận tốc góc ω_3 , ω_4 và nghiệm lại kết quả bằng phương pháp tâm vận tốc tức thời.
2. Tính các lực quán tính trong cơ cấu, nếu có.
3. Tính mômen cân bằng trên khâu dẫn 1 bằng một phương pháp và nghiệm lại kết quả bằng phương pháp thứ hai, nếu $P_5 = 100 \text{ N}$ (hướng từ D tới C).



Hình 13.7

288. Cho hệ bánh răng (hình 13.8) với số răng các bánh răng là $Z_1 = Z_2 = Z_3 = 20$, $Z_2' = 10$, $Z_4 = 40$, $Z_4' = 30$, $Z_5 = 120$.

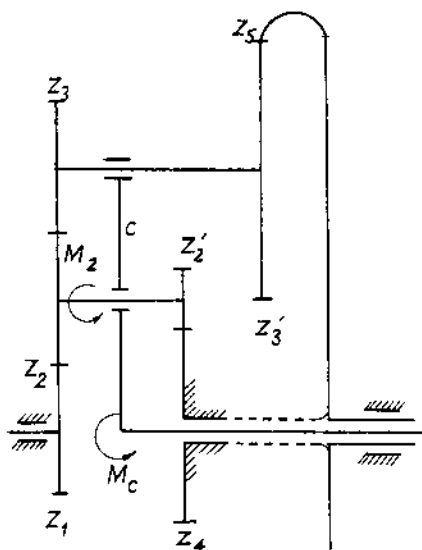
1. Phân tích cấu tạo của hệ (hệ gì, tính bậc tự do). Nếu không cho số răng Z_4 , hãy nêu điều kiện và suy ra Z_4 .

2. Tính vận tốc góc của cần C, bánh răng 2 và bánh răng 5. Từ kết quả tính ra, liệu có thể thay đổi cấu tạo của hệ bằng cách nối cứng bánh răng 4 vào bánh răng 5 (vẽ nét đứt trên hình 13.8), được không? Cho biết tên của hệ này.

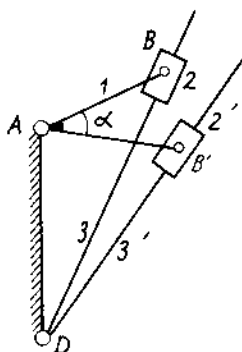
3. Cho mômen tác dụng trên bánh răng 2 và cần C là $M_2 = M_c = 20 \text{ N m}$ (cùng chiều với ω_1). Hãy tính mômen thay thế các ngoại lực về các bánh răng 1.

289. Cho cơ cấu culit như ở hình 13.9, các chiều dài $l_{AB} = l_{AB'}$, góc $\angle BAB' = \alpha \neq 0$.

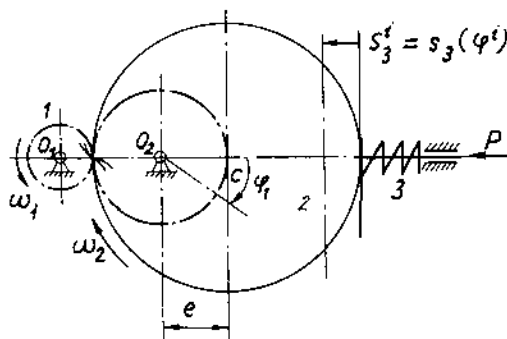
1. Tính bậc tự do và xếp loại cơ cấu.
2. Tỷ số truyền i_{13} và $i_{13'}$ có như nhau không? Tại sao?
3. Với những điều kiện hình học nào thì những culit 3 và 3' có thể gắn cứng với nhau thành một khâu được?



Hình 13.8



Hình 13.9



Hình 13.10

290. Cơ cấu cam cần đẩy đáy bằng (khâu 2 và 3) được dẫn động bằng cặp bánh răng trụ tròn biên dạng thân khai có số răng $Z_1 = Z_2/2$. Cam 2 là đĩa tròn lệch tâm, có tâm sai $O_2C = e$; đáy cần vuông góc với phương tịnh tiến của cần (xem hình 13.10). Trọng tâm của khâu 1 cũng như khâu 2 đều trùng với tâm quay, mômen quán tính đối với trọng tâm tương ứng là J_1 và J_2 , khối lượng cần đẩy là m_3 .

Lực phát động trên trục 1 và lực cản trên trục 2 đều có mômen không đổi, lực đẩy P của lò xo (để bảo toàn khớp cao) biến đổi theo quy luật:

$$P = k(c - s_3)$$

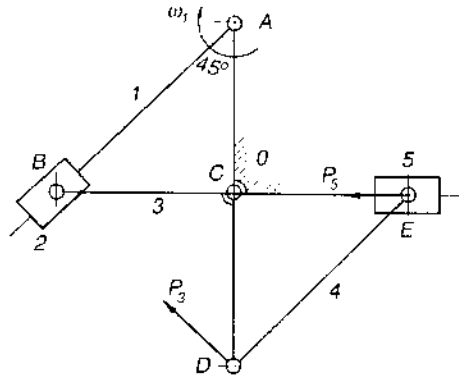
trong đó k là hằng số tỷ lệ, s_3 là chuyển vị của cần, đo từ vị trí xa nhất (xem hình 13.10).

Bỏ qua ma sát, hãy:

1. Xác định quy luật chuyển vị của cần đẩy: $s_3 = s_3(\varphi_2)$, với φ_2 là góc quay của cam.
2. Tính các đại lượng thay thế.
3. Xét xem khâu 1 chuyển động có đều không? Tại sao?
4. Biện pháp làm đều, nếu khâu dẫn 1 chuyển động không đều.

291. Cho dữ liệu như bài 120 và $\omega_1 = 10 \text{ rad/s}$, xác định:

1. Vận tốc các điểm, vận tốc góc các khâu bằng họa đồ vectơ vận tốc.
2. Nghiệm lại kết quả vận tốc các điểm, vận tốc góc các khâu bằng phương pháp tâm vận tốc tức thời (qua đa giác ảnh để tìm tâm vận tốc tức thời cần thiết) và vẽ đường phân bố vận tốc mọi điểm trên các khâu của cơ cấu.
3. Nghiệm lại kết quả bài 120 về áp lực khớp động bằng phương pháp phân lực trực tiếp và M_{ch} bằng các phương pháp khác nhau.



Hình 13.11

292. Cho cơ cấu như hình 13.11 với kích thước, vị trí và ngoại lực như sau: $l_{AC} = l_{BC} = l_{CD} = l_{CE} = 0,1 \text{ m}$; $\varphi_1 = 45^\circ$, phương ACD thẳng góc với phương BCE: $P_5 = 10\sqrt{2} \text{ N}$ hướng từ E đến C, $P_3 = 20 \text{ N}$ hướng từ D đến B.

1. Xác định vận tốc các điểm, vận tốc góc các khâu bằng đồ vectơ vận tốc, biết $\omega_1 = 10 \text{ //s}$.

2. Nghiệm lại kết quả trên bằng phương pháp tâm vận tốc tức thời (qua việc tìm tâm vận tốc tức thời cần thiết bằng đa giác ảnh tâm vận tốc tức thời); vẽ đường phân bố vận tốc mọi điểm trên các khâu của cơ cấu.

3. Tính áp lực khớp động bằng họa đồ lực của các nhóm tĩnh định, rồi nghiệm lại kết quả bằng phân lực trực tiếp.

4. Tính M_{ch} trên khâu dẫn I bằng các phương pháp khác nhau.

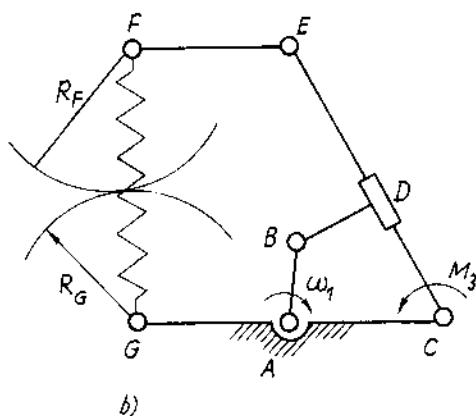
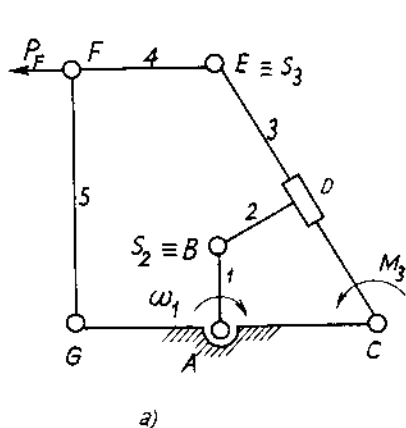
Đề thi "Olympic Nguyên lý máy toàn quốc"

Khi đã học xong giáo trình A của môn học Nguyên lý máy, bạn đọc ưa thích môn học có thể tham khảo toàn bộ vấn đề thi này về Nguyên lý máy nói riêng và Cơ học nói chung trong "Olympic cơ học toàn quốc lần thứ XI - 1999, XII - 2000, XIII - 2001 và XIV - 2002" do Hội Cơ học Việt Nam tổ chức và xuất bản.

Dưới đây chỉ nêu ra một số đề thi "Olympic Nguyên lý máy toàn quốc" trong những năm gần đây (có thể coi như những bài ôn tập nâng cao của môn học).

293. Đề thi lần thứ XI - 1999 (gồm 4 bài).

I. Cho cơ cấu 6 khâu, vị trí và kí hiệu như hình 13.12, với các số liệu sau:



Hình 13.12

- Kích thước: $l_{AB} = l_{BD} = l_{BC} / 2 = 1 \text{ m}$; $l_{AC} = l_{CD} = l_{DE} = l_{EF} = l_{AG}$;

- $\angle BAC = \angle BDC = \angle EFG = \angle FGA = 90^\circ$;

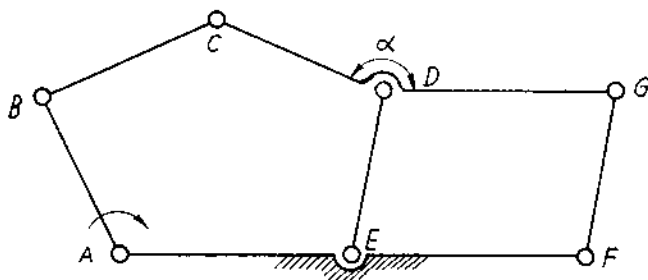
- Khâu dẫn AB quay đều với vận tốc góc $\omega_1 = 10 \text{ s}^{-1}$
- Khối lượng các khâu: $m_2 = m_3 = 1 \text{ kg}$ đặt tại trọng tâm các khâu tương ứng: $S_2 \equiv B, S_3 \equiv E$;
- Mômen quán tính các khâu: $J_{S_2} = J_{S_3} = 1 \text{ kgm}^2$;
- Lực tác động $P_F = 1000 \text{ N}$ trên phương khâu 4, hướng sang trái.
- Mômen lực: $M_3 = 1000 \text{ Nm}$ ngược chiều kim đồng hồ.

Hãy:

1. Vẽ hoạ đồ vận tốc của cơ cấu và tính vận tốc điểm F.
2. Vẽ hoạ đồ gia tốc của cơ cấu và tính gia tốc điểm E.
3. Tính mômen cân bằng trên khâu dẫn AB.
4. Tìm các tâm vận tốc tức thời trong chuyển động tương đối giữa hai khâu, rồi từ đó viết các biểu thức tính các vận tốc góc của các khâu và nghiệm lại kết quả vận tốc của điểm F.
5. Nếu bỏ khâu 5 và thay bằng hai bánh tròn có bán kính $R_F + R_G = FG$ (hình 13.12b) các tâm F và G nối với nhau bằng lò xo để hai bánh tròn luôn tiếp xúc với nhau. Hãy nhận xét và giải thích chuyển động của hai loại cơ cấu trên.

II. Cho cơ cấu 6 khâu như hình 13.13 mà AB là khâu dẫn. Quan hệ kích thước giữa các khâu như sau: $AB = BC = CD = DE = FG = 2AE/3$; $AE = EF = DG$.

Hãy xác định góc $\angle CDG$ để khâu dẫn AB quay toàn vòng.

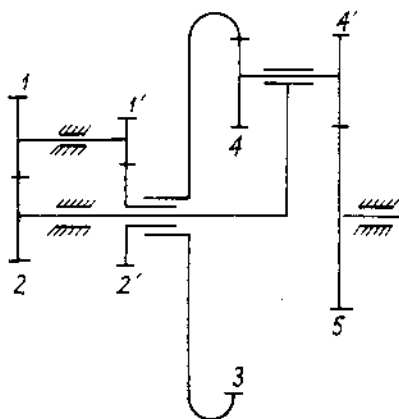


Hình 13.13

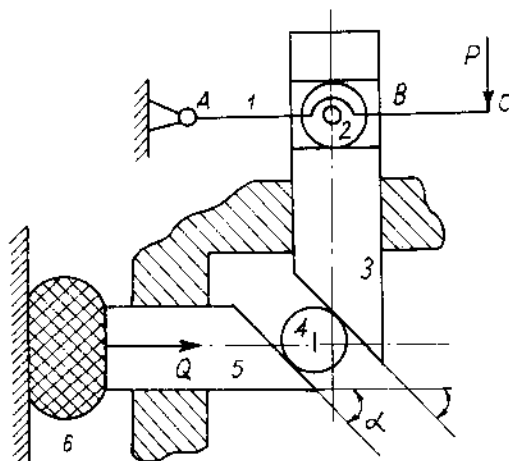
III. Cho hệ bánh răng như hình 13.14, với số răng các bánh răng: $Z_1 = Z_2 = 30, Z_3 = Z_4 = Z_5 = 20, Z_6 = Z_7 = 40$. Hãy:

1. Xác định hệ trên thuộc hệ gì? Tính bậc tự do của hệ.
2. Nêu điều kiện hình học của hệ. Để hệ làm việc tốt, cần bổ sung thêm điều kiện gì về kết cấu hình học và hình động học.
3. Cho bánh răng 3 cố định, tính i_{25} nếu hai cặp bánh răng 3-4 và 4'-5 đều tiêu chuẩn và cùng môđun.

4. Cho bánh răng 3 chuyển động nhưng nối cứng với bánh răng 2' thì hệ trên sẽ là hệ gì?
 Tính i_{15} .



Hình 13.14



Hình 13.15

IV. Cho cơ cấu kẹp - ép vật như trên hình 13.15. cần đẩy 1 có vị trí nằm ngang. Khi ép bằng lực đẩy P thẳng đứng, qua con lăn 2 đẩy chêm 3 theo phương lực P, qua con lăn 4 ép chêm 5 vào vật cần kẹp 6. Vật 6 tác động trở lại với lực Q nằm ngang theo phương chuyển động của chêm 5. Chỉ ma sát trượt giữa giá và chêm là đáng kể với hệ số ma sát trượt f. Hãy:

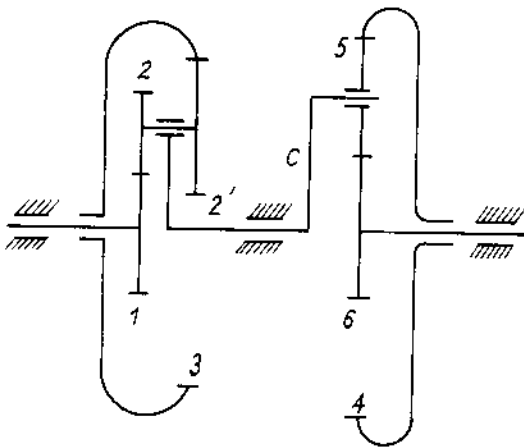
1. Xác định quan hệ giữa lực đẩy P để tạo lực dẫn Q.
2. Xác định điều kiện tự hãm khi kẹp - ép và khi tháo lỏng.

294. Đề thi lần thứ XII - 2000 (gồm 3 bài).

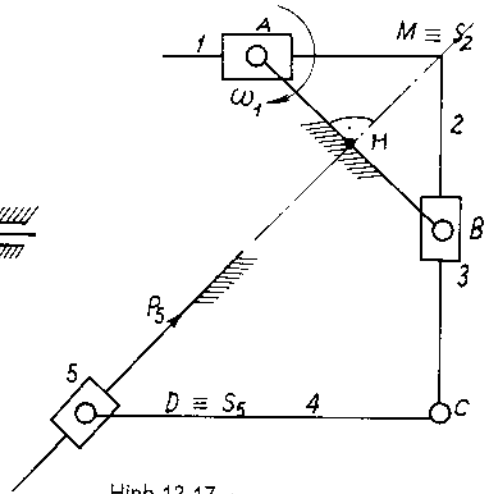
I. Cho cơ cấu toàn khớp thấp như trên hình 13.17, với các kích thước: $AM = MB = MC/2 = CD/2 = 1 \text{ m}$; $HA = HB$. Tại vị trí khâu dẫn 1 nằm ngang, DH vuông góc với AB ; $\angle AMB = \angle BCD = 90^\circ$; $M - B - C$ thẳng hàng; $\omega_1 = 1 \text{ s}^{-1}$ (cùng chiều kim đồng hồ) = hằng; lực đẩy $P_S = 1000 \text{ N}$ (theo hướng DH); khối lượng các khâu $m_2 = m_5 = 1 \text{ kg}$; mômen quán tính $J_{C2} = 1 \text{ kgm}^2$.

1. Tìm tâm vận tốc tức thời của khâu 2 (P_{v2})?
2. Vẽ họa đồ vận tốc của cơ cấu, tính vận tốc trọng tâm S_2 ($\equiv M$) của khâu 2 và vận tốc điểm D? Tìm vận tốc góc các khâu?
3. Vẽ họa đồ gia tốc của cơ cấu, tính gia tốc điểm S_2 và điểm D;
4. Tính mômen lực thay thế về khâu dẫn 1?
5. Tính mômen quán tính thay thế về khâu 1?

6. Tại vị trí trên, với $\omega_1 = 1 \text{ s}^{-1}$, hãy tìm gia tốc góc của khâu I để gia tốc điểm D: $a_D = 0$?
7. Tìm điều kiện quay toàn vòng của khâu dẫn 1, nếu chỉ xét về mặt hình - động học.



Hình 13.16



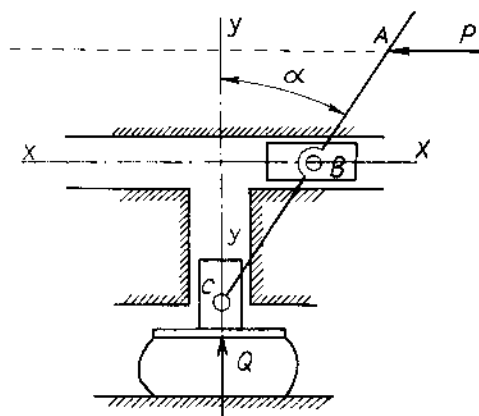
Hình 13.17

II. Cho hệ bánh răng như hình 13.16, với số răng các bánh răng: $Z_1 = Z_2 = 40$; $Z_3 = 20$ (hai cặp bánh răng 1-2 và 2'-3 là tiêu chuẩn và cùng môđun); $Z_4 = Z_5 = 30$; $Z_6 = 90$;

1. Đây là hệ bánh răng gì? Tính bậc tự do của hệ và số răng bánh răng 3.
2. Nếu cố định hai bánh răng 3 và 4, tính tỷ số truyền i_{16} ?
3. Nếu cố định bánh răng 4 và nối cứng bánh răng 3 với bánh răng 1, tính tỷ số truyền i_{16} ?
4. Nếu để bánh răng 3 quay cùng tốc độ nhưng ngược chiều bánh răng 1 và cố định bánh răng 4; mômen lực tác dụng trên các bánh răng $M_1 = 10 \text{ Nm}$ (ngược chiều ω_1), $M_6 = 1000 \text{ Nm}$ (ngược chiều ω_6), bỏ qua ma sát và hệ được cân bằng hoàn toàn các lực quán tính ly tâm. Hãy:
 - a) Tính mômen tác động lên trục bánh răng dẫn động 1 để hệ quay đều.
 - b) Thêm vào, rồi vẽ xích động bánh răng nối bánh răng 1 và bánh răng 3 đảm bảo điều kiện $\omega_1 = -\omega_3$.

III. Cho cơ cấu kẹp - nén vật như trên hình 13.18, với kích thước và vị trí như sau: $AB = BC$; A - B - C thẳng hàng làm với phương trượt của con trượt C thẳng đứng yy một góc α ; con trượt B trượt ngang theo phương xx (thẳng góc với yy). Bỏ qua ma sát trong các khớp quay, hệ số ma sát tại các khớp tịnh tiến là f.

1. Tính lực đẩy P nằm ngang (song song với xx) để kẹp - nén vật, tạo lực dãn Q (song song với yy).
2. Xác định góc α để cơ cấu tự hãm khi kẹp - nén và khi tháo lỏng.



Hình 13.18

295. Đề thi lần thứ XIII - 2001 (gồm ba bài)

1. Cho cơ cấu đặt trong mặt phẳng đứng (hình 13.19 I) với kích thước các khâu: $l_{AB} = 2l_{BH} = 2l_{HK} = 2\text{ m}$; $l_{BK} = l_{KC} = l_{DE}$ và vị trí B, C, D thẳng hàng; H, C, E thẳng hàng; ECH vuông góc với AHB; CD vuông góc với DE; khâu dẫn 1 quay với vận tốc góc $\omega_1 = 1\text{ s}^{-1}$ và gia tốc điểm C: $a_c = 0$ tại thời điểm đang xét.

1. Vẽ họa đồ vận tốc của cơ cấu và xác định vận tốc của điểm C, điểm D.
2. Tìm tâm vận tốc tức thời của khâu 2.
3. Vẽ họa đồ gia tốc của cơ cấu và xác định gia tốc góc của khâu dẫn 1.

4. Cho trọng tâm khâu dẫn 1 trùng với A ($S_1 \equiv A$), trọng tâm khâu 3 trùng với D ($S_3 \equiv D$); mômen quán tính khâu dẫn 1: $J_{A1} = 1\text{ kgm}^2$; khối lượng khâu 3: $m_3 = 1\text{ kg}$; lực tác động tại C: $P_c = 1000\text{ N}$ (hướng từ C tới H). Tính mômen đặt trên khâu dẫn 1 để cân bằng các lực tại vị trí đã cho.

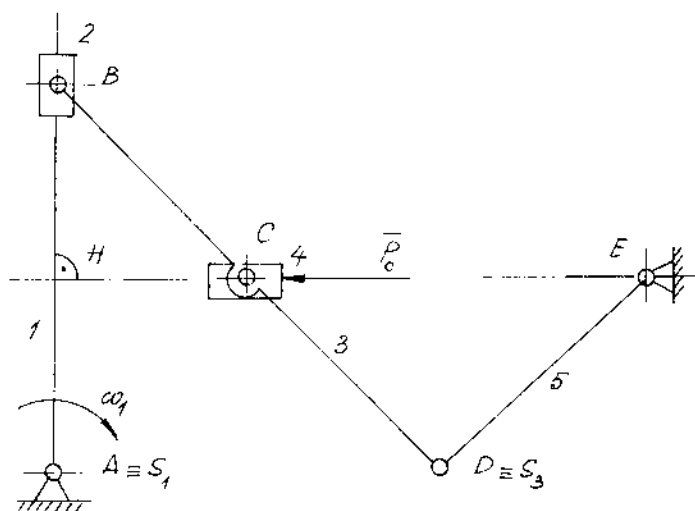
5. Nếu cho $BC = CD = DE = a$.

a. Tìm quỹ đạo của điểm B thuộc cơ cấu 4 khâu mà giá nối với các khâu 4, 5 bằng các khớp quay E, khớp tịnh tiến C và khâu 5 nối với khâu 3 bằng khớp quay D.

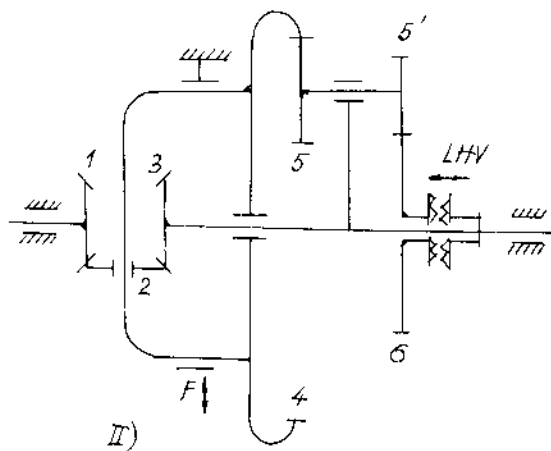
b. Hãy xác định vị trí của khớp A để khâu 1 quay được toàn vòng (nếu chỉ xét riêng về mặt động học).

c. Hãy thay thế cơ cấu 4 khâu như đã nêu trên (5a) bằng các cơ cấu khác có số khâu nhỏ hơn hay bằng 4 (≤ 4) mà quỹ đạo điểm B vẫn không đổi.

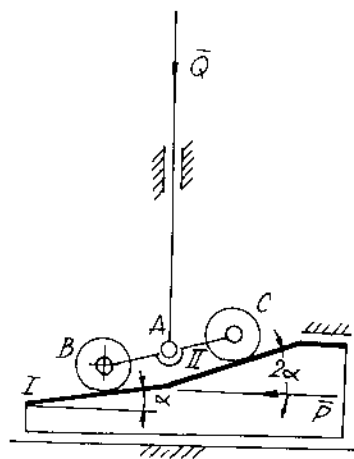
II. Cho hệ bánh răng (hình 13.19 II) với số răng các bánh răng: $Z_1 = Z_2 = Z_3$; $Z_4 = 4Z_5$; $Z_5 = Z_6$; F là phanh (thắng), tang phanh nối cứng với bánh răng Z_4 ; ly hợp vấu (LHV) để nối tách bánh răng Z_6 với trục bánh răng Z_3 .



I)



II)



III)

Hình 13.19

1. Nếu nhả phanh F, tách ly hợp vấu LHV; tính bậc tự do của hệ.
2. Nếu bóp phanh giữ chặt bánh răng 4; tính bậc tự do của hệ và tỉ số truyền $i_{4,6}$.
3. Nếu nhả phanh F, đóng ly hợp vấu LHV nối cứng bánh răng 6 vào trục bánh răng 3; tính bậc tự do của hệ và tỉ số truyền $i_{1,3}$.
4. Nếu bóp phanh F giữ chặt bánh răng 4 và đóng ly hợp vấu LHV để bánh răng 6 nối cứng với trục bánh răng 3, hãy nhận xét về đặc điểm hoạt động của hệ.

III. Cho lược đồ cơ cấu trên hình 12.19 III; khâu 1 có dạng chêm với góc nghiêng của mặt I là α và mặt II là 2α ; hai con lăn tâm B và C có cùng bán kính và $AB = AC$. Tại vị trí đang xét, cơ cấu cân bằng dưới tác dụng của lực đẩy chêm P và lực đè cân Q. Cho hệ số ma sát trượt tại các khớp tịnh tiến là f, bỏ qua ma sát lăn và ma sát tại các khớp quay.

1. Xác định quan hệ giữa 2 lực P, Q trong cả 2 chiều chuyển động.
2. Tìm điều kiện để tránh hiện tượng tự hãm đối với lực đẩy P và điều kiện tự hãm đối với lực đè Q.

296. Đề thi lần thứ XIV - 2002 (gồm ba bài)

I. Cho lược đồ cơ cấu trên mặt phẳng thẳng đứng (hình 13.20. I) với các kích thước $l_{AB} = l_{BC} = l_{AK} = l_{BK} = l_{AK}/2 = l_{CK}/2 = l_{DK}/2 = 1 \text{ m}$.

1. Tại vị trí đã vẽ trên hình 13.20 I, khâu dẫn 1 có vận tốc góc tức thời là $\omega_1 = 1 \text{ s}^{-1}$ (theo chiều kim đồng hồ) và khâu 5 có gia tốc góc $\varepsilon_5 = 0$; trọng tâm S_1 trùng E, S_2 trùng F; $m_1 = m_2 = 1 \text{ kg}$, $J_{S_1} = J_{S_2} = 1 \text{ kgm}^2$; $P_1 = 100 \text{ N}$ (đặt tại G và vuông góc với DG), $M_2 = 100 \text{ Nm}$ (ngược chiều kim đồng hồ).

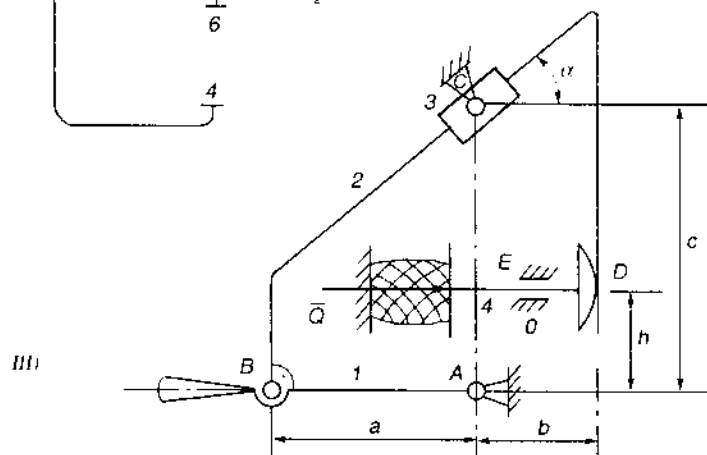
- a. Vẽ hoạ đồ vận tốc của cơ cấu và xác định vận tốc điểm G.
- b. Vẽ hoạ đồ gia tốc của cơ cấu.
- c. Tính mômen quán tính thay thế (thu gọn) về khâu 1.
- d. Tính mômen cân bằng đặt trên khâu 1.

2. Vẫn cơ cấu như trên, nhưng khâu 2 là khâu dẫn (động cơ dẫn động có thân - stator nối cứng trên khâu 1, trục quay rotor nối cứng với khâu 2) với vận tốc góc quanh điểm B bằng 1 s^{-1} (cùng chiều kim đồng hồ). Vẽ hoạ đồ vận tốc của cơ cấu.

3. Xác định vị trí của cơ cấu tại thời điểm khâu 3 tức thời tịnh tiến. Chứng minh sự tồn tại của vị trí đó ứng với các kích thước của cơ cấu đã cho ở trên.

II. Cho hộp tốc độ bánh răng như trên hình 13.20 II: L_1 là ly hợp để tách rời hoặc nối cứng bánh răng 1 với bánh răng 3; L_2 là ly hợp để tách rời hoặc nối cứng bánh răng 6 với trục C; F_1 là phanh (thắng) để thả hoặc kẹp chặt bánh răng 3; F_2 là phanh (thắng) để thả hoặc kẹp chặt bánh răng 6. Hãy xét 4 trường hợp sau:

1. Tách rời các ly hợp L_1, L_2 và thả lỏng các phanh F_1, F_2 . Hệ là hệ gì? Tính bậc tự do.
2. Kẹp chặt cứng các phanh F_1 và F_2 . Tính bậc tự do của hệ và tỷ số truyền $i_{1,6}$ từ trục 1 đến trục C.
3. Chỉ phanh cứng F_1 và nối cứng ly hợp L_2 . Tính tỷ số truyền $i_{1,6}$ từ trục 1 đến trục C.



224

4. Còn bao nhiêu cách phối hợp làm việc của các phanh F_1, F_2 và các ly hợp L_1, L_2 của hộp tốc độ. Hãy tính tỷ số truyền i_{α} cho từng trường hợp đó.

III. Cho cơ cấu kẹp chặt với các thông số: a, b, c, h như trên hình 13.20 III, và hệ số ma sát tại khớp tịnh tiến là f (bỏ qua ma sát tại khớp quay).

1. Tại vị trí đã cho với $b = c \operatorname{tg} \alpha$, hãy:

a. Tính mômen tác động trên khâu 1 để tạo lực kẹp Q .

b. Tính mômen tác động trên khâu 1 để giữ khâu 1 không cho lực kẹp Q đẩy ngược ra. Xác định khoảng cách h , để cơ cấu ở trạng thái tự hãm.

2. Cũng vẫn tại vị trí đó và các kích thước a, c, h, α như trên, nhưng thay đổi kích thước b thì khi cơ cấu làm việc có xảy ra trạng thái tự hãm không? giải thích và suy ra điều kiện.

PHẦN ĐÁP SỐ CÁC BÀI TẬP

Chương 1.

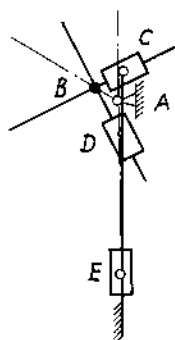
4. Khớp thấp loại 4. Khớp thấp loại 5
5. Khớp cao loại 2. Khớp cao loại 3.
6. Khớp thấp loại 5
7. Khớp thấp loại 5. Khớp thấp loại 3.
8. Khớp cao loại 4
9. Cố định hai khâu với nhau. Cấu trên mặt phẳng. Cấu lơ lửng trong không gian. Không có khớp động loại 6 và loại 0 vì không thành khớp động theo định nghĩa và công dụng của nó.
15. Đây là cơ cấu bốn khâu bản lề $W = 1$.
16. Cơ cấu bốn khâu bản lề ở vị trí biên (hoặc tử điểm tùy theo tay quay hoặc cánh cửa là khâu dẫn) $W = 1$.
17. Cơ cấu bốn khâu bản lề, thanh truyền mang cửa quay, $W = 1$ (bỏ qua chuyển động quay của đĩa cửa).
18. Cơ cấu bốn khâu bản lề $W = 1$, ràng buộc thừa $s = 1$.
19. Cơ cấu xylanh quay $W = 1$.
20. Cơ cấu culit $W = 1$.
21. Cơ cấu thanh truyền, hai con trượt, $W = 1$.
22. Cơ cấu tay quay con trượt (hình 1.21a) nối thêm một nhóm thanh truyền con trượt và ba khớp thấp, $W = 1$.
Cơ cấu bốn khâu bản lề (hình 1.21b) nối thêm một nhóm thanh truyền con trượt và ba khớp thấp, $W = 1$.
23. Cơ cấu bánh răng và cơ cấu culit $W = 1$.
Về nguyên lý cấu tạo không khác nhau. Về cấu tạo cụ thể, phía dưới đã thay cần lắc (hình 1.22a) bằng con trượt (hình 1.22b) cũng là một loại cần lắc nhưng tâm quay ở xa vô cùng, $W = 1$.
24. Cơ cấu hình 1.23a dẫn động bằng cam, cần lắc lăn và cơ cấu bốn khâu bản lề, $W = 1$, $W_i = 1$.
Cơ cấu hình 1.23b dẫn động bằng trục lệch tâm và hai cơ cấu bốn khâu bản lề, $W = 1$.
25. Hình 1.24a, gồm cơ cấu cam, bánh răng và cơ cấu bốn khâu bản lề. $W = 1$, $W_i = 1$.
Hình 1.24b gồm cơ cấu bánh răng và cơ cấu các nhóm bốn khâu sáu khớp bản lề $W = 1$
26. Hình 1.25a: cơ cấu cam cần đẩy lăn: $W = 1$, $W_i = 1$, loại 2.

- Hình 1.25b: cơ cấu xylanh quay và cơ cấu bốn khâu bản lề, $W = 1$, loại 2.
27. Hình 1.26a: cơ cấu xylanh quay $W = 1$, loại 2.
- Hình 1.26b: hai cơ cấu xylanh quay và cơ cấu bốn khâu bản lề, $W = 2$, loại 2.
32. Hình 1.31a: $W = 1$, loại 2, hình 1.31b: $W = 1$, loại 3.
33. Hình 1.32a: $W = 1$, loại 3. Hình 1.32b: $W = 1$, loại 3.
34. Hình 1.33: $W = 1$, loại 2.
35. Hình 1.34: $W = 1$, loại 3.
36. Hình 1.35: $W = 1$, $W_1 = 1$, loại 2.
37. Hình 1.36: $W = 1$, $W_1 = 1$, loại 2.
38. Hình 1.37: $W = 1$, $W_1 = 1$, loại 2.
39. Hình 1.38: $W = 1$, $W_1 = 1$, loại 2.
40. Hình 1.39: $W = 1$, loại 2.
41. Hình 1.40: $W = 1$, $W_1 = 2$, loại 2.
42. Hình 1.41: $W = 1$, loại 2.
43. Hình 1.42: $W = 1$, $W_1 = 2$, loại 2.
44. Hình 1.43a: $W = 1$, loại 2. Hình 1.43b: $W = 1$, loại 2.
45. Hình 1.44a: $W = 2$, loại 3. Hình 1.44b: $W = 2$, loại 3.

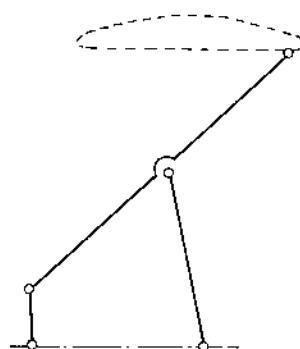
Chương 2.

50. Hình 2.5a: $\varphi_1 = 116^{\circ}26'$, hình 2.5b: $\varphi_1 = 104^{\circ}2'$.

51. và 52. Xem hình Đ.1 và Đ.2.



Hình Đ.1



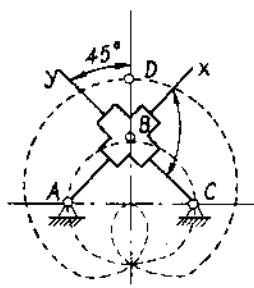
Hình Đ.2

Có thể dùng làm cần trục Cảng

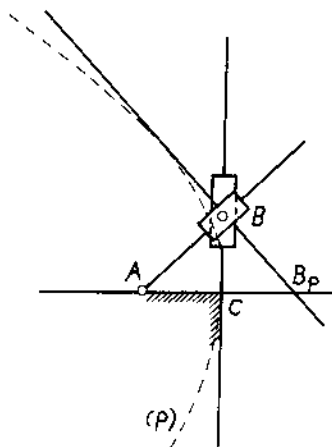
53. Xem hình Đ.3.

54. Xem bài 180 và Phụ lục 1.

55. Xem hình Đ.4.
 59. Xem 4) bài 56.
 60. Xem 4) bài 58.
 61. $v_E = 0$, $a_E \approx 9,625 \text{ m/s}^2$.



Hình Đ.3



Hình Đ.4

62. $v_{S_1} = 1,4 \text{ m/s}$, $v_{S_2} = 0,6 \text{ m/s}$, $a_{S_1} = 14 \text{ m/s}^2$, $a_{S_2} = 7,1 \text{ m/s}^2$,
 $\omega_3 = 1,5 \text{ s}^{-1}$, $\epsilon_3 = 17,5 \text{ s}^{-2}$
 Họa đồ vận tốc là một đoạn thẳng thẳng góc với AB. Họa đồ gia tốc là một đoạn thẳng thẳng góc với CD.
63. $v_E = 1,5 \text{ m/s}$, $a_E \approx 1 \text{ m/s}^2$; $v_E = 0 \text{ m/s}$, $a_E \approx 17 \text{ m/s}^2$.
64. $v_E = 0,06 \text{ m/s}$, $a_E \approx 2,31 \text{ m/s}^2$.
 Chiều dài tay quay AB bằng chiều dài giá, nên bằng phương pháp tâm quay tức thời suy ra ngay $\omega_1 = 2\omega_3 = \text{const}$.
66. $v_{D_2} = 4,8 \text{ m/s}$, $a_{D_2} = 87 \text{ m/s}^2$.
67. $v_3 = 0,67 \text{ m/s}$, $a_3 = 7,8 \text{ m/s}^2$.
68. $a_D = 4,5 \text{ m/s}^2$.
69. $v_{EC} = 0,523 \text{ m/s}$.
73. $v_C = v_B = 1 \text{ m/s}$.
74. $v_C = 2 \text{ m/s}$, $a_C = 10 \text{ m/s}^2$, $\omega_2 = 0$, $\epsilon_2 = 75 \text{ s}^{-2}$; $\omega_3 = 5 \text{ s}^{-1}$, $\epsilon_3 = 125 \text{ s}^{-2}$.
75. $v_C = 0$, $a_C = 60 \text{ m/s}^2$.
76. $v_D = 2 \text{ m/s}$, $a_D = 22,8 \text{ m/s}^2$.
77. $\omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = 10 \text{ s}^{-1}$; $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0$, $\epsilon_3 = 100 \text{ s}^{-2}$.
78. a. $\omega_2 = \omega_1/3$; b. $\omega_2 = \omega_1/2$; c. $\omega_2 = \omega_1$,
79. $v_D = 0,5 \text{ m/s}$.

80. $v_F = 1 \text{ m/s}$, $a_F = 5,8 \text{ m/s}^2$.

83. $\omega_3 = 40 \text{ s}^{-1}$.

84. $v_F = 0,14 \text{ m/s}$.

85. $v_C = 0,26 \text{ m/s}$.

86. $v_C = 0,29 \text{ m/s}$.

87. $v_B = v_{B'} = 0$, $v_{B_1} = 2,25 \text{ m/s}$, $v_{B_2} = 5,3 \text{ m/s}$.

91. $V_C (= V_B) = 1 \text{ m/s}^2$ (hướng từ A $\rightarrow$ C), $a_C (= a_B \sqrt{3}) = 10 \sqrt{3} \text{ m/s}^2$ (hướng từ C $\rightarrow$ A); $V_{P_{20}} = 0$, $a_{P_{20}} = 20 \text{ m/s}^2$ (hướng từ $P_{20} \rightarrow$ A), $Q_{20} \equiv A$.

Hai phương pháp cho kết quả duy nhất.

92. $V_{B_1} = \frac{\sqrt{3}}{2} \text{ m/s}^2$, $a_{B_1} = 2,5 \sqrt{3} \text{ m/s}^2$, $\omega_3 = \omega_2 = \frac{\omega_1}{2} = 5 \text{ s}^{-1}$ (cùng chiều), $a_{P_{20}} = 5 \text{ m/s}^2$ (hướng từ B $\rightarrow$ A). P_{20} đối xứng với B qua A, Q_{20} đối xứng với B qua P_{20} và $BQ_{20} = 4BA$.

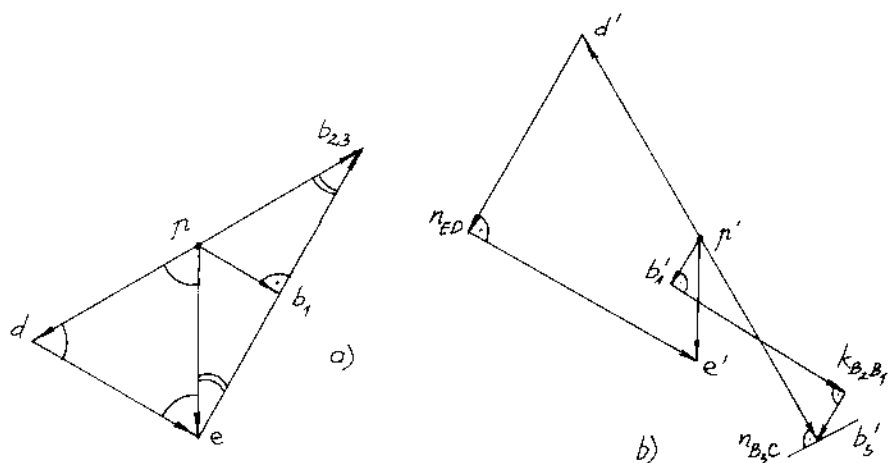
Quỹ đạo của P_{13} là 1 điểm cố định, của P_{20} là vòng tâm A bán kính $AP_{20} = AB$, của Q_{20} là vòng tâm A bán kính $AQ_{20} = 3AB$.

93. Đa giác ảnh là tứ giác, vẽ vị trí P_{ij} tương tự bài 88; $\omega_2 = \frac{\omega_1}{4}$ (cùng chiều). Hai phương pháp cho kết quả là duy nhất.

94. Tương tự bài 92. K_3C là cạnh huyền tam giác vuông, có góc nhọn tại C là 60° , K_3 ở phía trái khâu 3.

95. Phân tích thành 2 cơ cấu: bản lề 4 khâu ABCD - giải tương tự bài 88, 93 và tay quay con trượt DCE giải tương tự bài 89 và bài 91: $\omega_2 = \omega_3 = \frac{\omega_1}{2} = 5 \text{ s}^{-1}$, $\omega_4 = \frac{\omega_1}{6} = \frac{5}{3} \text{ s}^{-1}$, $V_E = 10 \frac{\sqrt{3}}{3} \text{ m/s}^2$ (hướng từ D $\rightarrow$ E).

96. Phân tích thành 2 cơ cấu: culít ABC - giải tương tự như bài 89 và 92 và tay quay con trượt CDE - giải tương tự như bài 89 và 91: $\omega_4 = \omega_3 = 2\omega_1 = 20 \text{ s}^{-1}$, $a_E = 40 \frac{\sqrt{3}}{3} \text{ m/s}^2$, $\epsilon_3 = \epsilon_2 = \epsilon_1 = 0$, $\epsilon_4 = \frac{8\sqrt{3}}{3} \text{ s}^{-2}$ (hình Đ5).



Hình D5.

Chương 3.

100. $N = 100 \text{ W}$.

101. $M = 14 \text{ Nm}$.

102. $R_2 = 48 \text{ N}$. Bố trí nhiều bánh vệ tinh để các áp lực triệt tiêu lẫn nhau.

103. Xem hình 2.10 và $P_{q4} = 18 \text{ N}$, $M_{q4} = 0,32 \text{ Nm}$, $P_{q5} = 45 \text{ N}$.

104. Xem hình 3.6 và $P_{q1} = 8000 \text{ N}$, $P_{q2} = 1240 \text{ N}$, $P_{q3} = 832 \text{ N}$.

105. $P_{q5} = 45 \text{ N}$, $P_{q3} = 32 \text{ N}$.

106. $P_{q3} = 20 \text{ N}$ đặt tại tâm dao động K của khâu 3 cách trọng tâm 5 một khoảng $l_{SK} = 0,01 \text{ m}$; $P_{q5} = 10 \text{ N}$.

113. $R_{12} = R_{03} = 500\sqrt{2} \text{ N}$; $M_{cb} = 50 \text{ Nm}$.

114. $R_A = R_B = R_C = R_D = 500\sqrt{2} \text{ N}$; $M_{cb} = 50 \text{ Nm}$.

không phụ thuộc vì không yêu cầu tính P_q .

115. $R_A = R_B = R_C = \frac{2000}{\sqrt{3}} \text{ N}$; $R_{03} = \frac{2000}{\sqrt{3}} \text{ N}$ cách C một khoảng $0,1 \text{ m}$. $M_{cb} = 100 \text{ Nm}$.

116. $R_A = R_B = R_C = P_1$; $R_{C'} = R_{C''} = 350 \text{ N}$; $M_{cb} = \frac{100}{\sqrt{2}} \text{ Nm}$.

117. $R_A = R_B = R_C = 500 \text{ N}$, $R_{1'} = 1000\sqrt{2} \text{ N}$, $R_{1''} = 500\sqrt{5} \text{ N}$, $R_{1'''} = 1000 \text{ N}$, $M_{cb} = 1000 \text{ Nm}$.
Không được vì chưa xác định được lực trên khâu dẫn và chưa kể tới ảnh hưởng của ngoại lực trên những nhóm xa khâu dẫn.

118. Tất cả các áp lực đều bằng 1000 N , $M_{cb} = 150 \text{ Nm}$.

119. $R_A = R_B = 1000\sqrt{2} \text{ N}$, $R_C = 2 R_C = 2000 \text{ N}$, $M_{C\phi} = 100 \text{ Nm}$.

120. $R_B = R_S$, $R_A = R_B = R_C = 2P_S$, $R_D = P_S \sqrt{10}$, $M_{ch} = 40 \text{ Nm}$.

121. $R_{05} = 32 \text{ N}$, $R_C = 232 \text{ N}$, $R_{21} = 68 \text{ N}$, $M_{Cb} = 1.22 \text{ Nm}$. Có phụ thuộc vận tốc góc khâu dẫn, vì tính áp lực khớp động kể đến ảnh hưởng của lực quán tính.

122. $R_B = 200 \text{ N}$, $M_{CB} = 80 \text{ Nm}$.

123. $R_B = 200 \text{ N}$, $M_{CB} = 8,6 \text{ Nm}$.

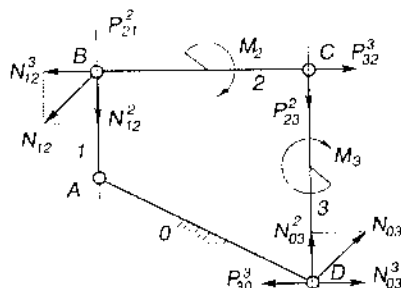
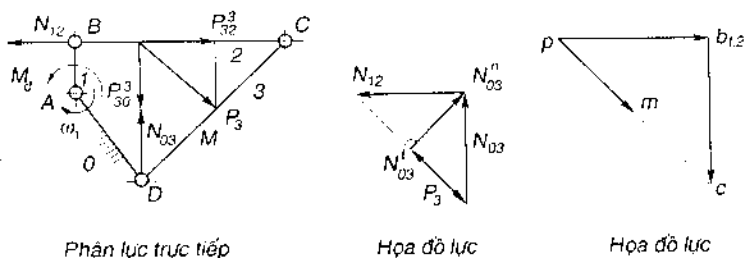
124. $N_{12} = 400 \frac{\sqrt{3}}{3} \text{ N } (= N_{21})$, $N_{03} = 200 \text{ N}$; $M_{03} = -20 \text{ Nm}$. (ngược chiều $\overline{\omega_1}$).

125. $N_{05} = 50\sqrt{3} \text{ N}$ (hướng lên), $N_{24} = 100\sqrt{3} \text{ N}$ (hướng từ C $\rightarrow$ E), $N_{03} = 100 \frac{4-\sqrt{3}}{3} \text{ N}$.

$$N_{1,} = 400(2 + \sqrt{3}) \text{ N}; M_{1,} = 32,32 \text{ Nm. (cùng chiều } \overline{\omega}_1).$$

126. $N_{05} = 100 \frac{\sqrt{3}}{3} N$, $N_{34} = 200 \frac{\sqrt{3}}{3} N$, $N_{01} = 400 \frac{\sqrt{3}}{3} N$, $N_{12} = 200 N$;
 $M_{ck} = 20 Nm$. (ngược chiều $\vec{\omega}_1$).

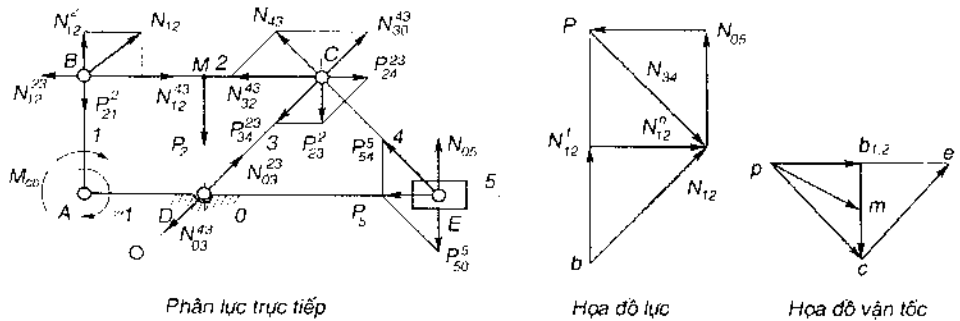
130. $R_A = R_B = R_C = R_D = 500\sqrt{2} \text{ N}$; $M_{CB} = 50\sqrt{2} \text{ Nm}$. (ngược chiều kim đồng hồ).



131. (Hình Đ7) Thay thế M_2 , M_2 thành 2 ngẫu lực: $P_{21}^2 - P_{23}^2$, $P_{32}^3 - P_{30}^3$ sẽ có kết quả đúng như bài 110, hình 3.9.

132. Thay thế P_2 bằng 2 lực song song không gây nên mômen: $P_2 = P_{21}^2 + P_{23}^2$.

$$N_{05} = 100\sqrt{2} \text{ N}, N_{34} = 200 \text{ N}, N_{03} = 0, N_{12} = 200 \text{ N}, M_{ch} = 10\sqrt{2} \text{ Nm (xem hình Đ8)}.$$



Hình Đ8.

Chương 4.

142. a. $M_C = 0$, $J = 0$, b. $M_C = 0,705 \text{ Nm}$, $J = 0,0005 \text{ kgm}^2$.

c. $M_C = 1 \text{ Nm}$, $J = 0,001 \text{ kgm}^2$.

Các đại lượng thay thế phụ thuộc vào vị trí của khâu thay thế.

143. a. $M_C = 0$, $J = 0$, b. $M_C = 100 \text{ Nm}$, $J = 0,25 \text{ kgm}^2$.

Các đại lượng thay thế phụ thuộc vào vị trí của khâu thay thế.

144. $M_C = 10 \text{ Nm}$.

145. a. $M_C = 2,5 \text{ Nm}$, $J = 0,001 \text{ kgm}^2$, b. $M_C = 0 \text{ Nm}$, $J = 0 \text{ kgm}^2$.

Các đại lượng thay thế phụ thuộc vào vị trí của khâu thay thế.

146. $M_C = 5 \text{ Nm}$, $J = 0,005 \text{ kgm}^2$.

147. $M_C = 2 \text{ Nm}$.

Nguyên tắc thay thế là phải đảm bảo công suất không đổi nên M tăng thì ω giảm và ngược lại.

148. $M_C = 10 \text{ Nm}$.

Vì các khâu đều là bánh răng truyền động với tỷ số truyền không đổi nên $M_C = \text{const}$.

149. $J = 0,413 \text{ kgm}^2$.

Vì các khâu đều là bánh răng truyền động với tỷ số truyền không đổi nên $J = \text{const}$.

150. $\varepsilon = 20 \text{ s}^{-2}$.

151. Chuyển động bình ổn $\omega_{\max} = 25,24 \text{ s}^{-1}$, $\omega_{\min} = 14,76 \text{ s}^{-1}$,

ứng với $\varphi_{\max} = 3\pi/2$, $\varphi_{\min} = \pi/2$.

152. $\omega_{\max} = 31,8 \text{ s}^{-1}$, $\omega_{\min} = 28 \text{ s}^{-1}$, $\delta = 0,127$.

153. $\omega = 150(1 - e^{-25t})$, $\omega_{\text{th}} = 150$,

154. $\omega = 95(1 - e^{-10t})$, $\omega_{\text{th}} = 95$.

155. $J_d = \pi \text{ kgm}^2$, $m = 16\pi/100 \text{ kg}$.

156. $GD^2 = 36\pi \text{ Nm}^2$, $\delta = 1/800$,

157. 8 lần đạt trị số ω_{th} ứng với những vị trí $k\pi/4$, với $k = 0, 1, 2, 3, \dots, 7$.

4 lần đạt trị số $\omega_{\max}$ ứng với những vị trí $k\pi/8$, với $k = 1, 5, 9, 13$.

4 lần đạt trị số $\omega_{\min}$ ứng với những vị trí $k\pi/8$, với $k = 3, 7, 11, 15$.

Nếu $J \neq \text{const}$ kết luận trên sẽ sai khác đi. $G = 47 \text{ N}$.

158. $J_d = 1,91 \text{ kgm}^2$.

159. $J_d = 0,5/\pi \text{ kgm}^2$.

160. - Vận tốc góc của máy chỉ phụ thuộc vào năng lượng E , như các máy tiện, phay truyền động qua các khâu có tỷ số truyền không đổi.

- Vận tốc góc của máy không phụ thuộc năng lượng E : thực tế không có.

- Vận tốc góc của máy luôn không đổi. Lý tưởng.

- $\delta = 0,11$.

- J và δ tỷ lệ nghịch với nhau.

Chương 5.

168. Hình 5.7a: $P = 379 \text{ N}$, $\eta = 0,708$. Hình 5.7b: $P = 425 \text{ N}$, $\eta = 0,632$.

169. $\alpha < \omega$ không thể tự xuống được.

170. $\tan \alpha = f_{\alpha}(\sqrt{m+1} + \sqrt{m})^2$ với $m = G_k/G$. $G' = \sqrt{(G+G_k)G_k}$.

171. $M = 9900 \text{ Nm}$, $l = 0,5 \text{ m}$, $\eta = 0,132$.

172. $P = 40 \text{ N}$.

173. $P = 84000 \text{ N}$.

174. $P_{\text{kéo}} = 600 \text{ N}$, $P_{\text{hãm}} = 9620 \text{ N}$.

175. $P = Q \frac{e^{\eta} + 1}{e^{\eta} - 1} \cdot \frac{b}{a}$.

176. $S_0 = 2250 \text{ N}$, $N = 4500 \text{ N}$, $W_{C_1} = 12,825 \text{ kW}$.

Chương 6.

182. $m_C = 0,54 \text{ kg}$, $N = 7300 \text{ N}$.

183. $m_I = m_{II} = 1,25 \text{ kg}$.

184. $m_I = 0 \text{ kg}$, $m_{II} = 10 \text{ kg}$.

Tương tự cân bằng tĩnh.

185. $m_{C1} = 13,4 \text{ kg}$, $m_{C2} = 14,75 \text{ kg}$.

186. $m_{C1} = 12 \text{ kg}$, $m_{C2} = 9 \text{ kg}$.

187. $m_C = 3,25 \text{ kg}$.

Chương 7.

191. $l_{AB} = 0,215 \text{ m}$, $l_{BC} = 1,030 \text{ m}$.

192. $l_{CD} = 0,54 \text{ m}$, $l_{BC} = 0,8 \text{ m}$.

Khâu dẫn là tay quay.

193. $l_{AB} = 0,2 \text{ m}$, $l_{BC} = 0,5 \text{ m}$, $\alpha_{\max} = 58^\circ$. Nếu dùng cơ cấu chính tâm $\alpha_{\max} = 27^\circ$.

194. $l_{AB} = 0,119 \text{ m}$, $l_{BC} = 0,374 \text{ m}$, $e = 0,017 \text{ m}$.

195. $l_{AB} = 0,1 \text{ m}$, $l_{CD} = 0,8 \text{ m}$.

196. $l_{AC} = 0,1 \text{ m}$, $l_{CD} = 0,1 \text{ m}$, $l_{DE} = 0,3 \text{ m}$.

Chương 8.

206. $\frac{v_2}{\omega_1} = \text{const.}$

Cam biên dạng thân khai, cần đẩy bằng và cặp thanh răng thẳng - bánh răng thân khai ăn khớp. (cách vẽ biên dạng thân khai - xem phụ lục).

207. 1. $i_{12} = 2$, bánh răng chốt, 2. $\varepsilon = Z_1$.

208. Biên dạng bánh răng ngoài là cung trên đường cách đều của đường hypoxycloit (khoảng cách đều là r_c .) do OC vạch ra khi vòng bán kính r_1 lăn không trượt trên vòng bán kính r_2 .

209. Biên dạng răng bánh 2 là cung trên đường cách đều của đường thân khai (khoảng cách đều là r_c .) do A vạch ra khi đường lăn lăn không trượt trên vòng lăn.

210. Biên dạng răng của thanh răng 1 là cung trên đường cách đều đường xycloit.

211. $\rho_M = 86,8 \text{ mm}$, $\alpha_M = 60^\circ$, $\text{inv } \alpha_M = 0,6849$.

212. $\varepsilon = 1,62$. Chỉ những thông số ăn khớp thay đổi: $\alpha' = 25^\circ 10'$; $\varepsilon = 0,74$.

213. $\varepsilon = 1,95$, $\alpha' = 13^{\circ}30'$, $\varepsilon' = 0,77$.

214. $N_1 N_2 = 92,34 \text{ mm}$, $\widehat{C_1 C_2} = 98,23 \text{ mm}$, $r_{c1} = 145 \text{ mm}$, $r_{c2} = 168,5 \text{ mm}$.

215. 1. $\varepsilon = 1,75$. Thay thanh răng bằng bánh răng thì ε giảm.

2. $\Delta = 7,57 \text{ mm}$.

218. $s = 15,7 \text{ mm}$, $s_c = 6,92 \text{ mm}$, $\xi = -0,865$.

219. $Z < \frac{2(f'' - \xi)}{1 - \cos \alpha}$, $Z < 42$.

220. $Z = 34$.

221. Không, vì số răng bánh răng thay thế $Z'_1 > 17$. $Z = 7$.

222. $A = 103,57 \text{ mm}$, $\varepsilon = 2,01$,

223. 1. Không thể là bánh răng tiêu chuẩn vì phải đảm bảo khoảng cách trục A cho trước.

2. Có thể là cặp bánh răng nghiêng với góc nghiêng $\beta = 11^{\circ}10'$

Chương 9.

227. $\beta_1 = 63^{\circ}26'$, $\beta_2 = 26^{\circ}34'$; $d_1 = d_2 = 223,6 \text{ mm}$, $A = 223,6 \text{ mm}$.

228. $\beta_1 = \beta_2 = 45^{\circ}$; $d_1 = 141,42 \text{ mm}$, $d_2 = 282,84 \text{ mm}$, $A = 212,13 \text{ mm}$.

229. Được. Tiếp xúc theo đường thẳng sinh của răng. $\beta = 60^{\circ}$; biên dạng pháp tuyến của răng là hình thang cân. $m_n = 10 \text{ mm}$, $\alpha_n = 20^{\circ}$

230. Được. Tiếp xúc theo đường thẳng sinh của mặt xoắn ốc thân khai của răng. $m = 10$,
 $\alpha_{n1} = \alpha_{n2}$.

231. Khi đó bán kính bánh vít lớn vô cùng.

232. 1. $Z_1 = 2$, $Z_2 = 42$, $\lambda_1 = 14^{\circ}2'$.

2. $v_1 = 7,3 \text{ m/s}$.

233. $\varphi_1 = 26^{\circ}34'$, $\varphi_2 = 63^{\circ}26'$, $Z_{1\min} = 15$. Dịch chính đều: $\xi_1 = -\xi_2 = 0,41$.

234. Trục quay tức thời là đường sinh chung của mặt nón lăn. Để tính tỷ số truyền dùng phương trình vector:

$$\vec{\omega}_2 = \vec{\omega}_1 + \vec{\omega}_{21}.$$

Chương 10.

242. $i_{17} = -3,3$, $A = 0,3 \text{ m}$.

243. $i_{14} = -6$. lắp bánh răng 2' ở phía dưới bánh răng 3.

244. $i_{15} = 576$, $n_5 = 2,5 \text{ vg/ph}$.

245. 1. $Z_4 = 50, Z_5 = 58, Z_8 = 76.$

2. Hệ có 6 tỉ số truyền: 6,85; 14,01; 9,65; 2,42; 4,49; 3,40,

3. Trục bị động có 6 tốc độ : 146; 71; 104; 413; 203; 295 *vg/ph*.

246. $Z_3 = 34, Z_4 = 20, Z_5 = 25, Z_6 = 35, Z_7 = 19, Z_8 = 41,$

247. $n_c = 1856,25 \text{ vg/ph}, n_2 = 4950 \text{ vg/ph}.$

248. $n_c = 40 \text{ vg/ph}, n_3 = -60 \text{ vg/ph}.$

249. Khi hai bánh răng 2 và 2' ở cùng một phía của trục quay cần C: $i_{1c} = \frac{5}{3}$

Khi hai bánh răng 2 và 2' ở hai phía của trục quay cần C: $i_{1c} = \frac{1}{3}$

(Tham khảo bài 232).

250. $n_c = 100 \text{ vg/ph}, n_2 = -300 \text{ vg/ph}.$ 251. $i_{14} = -\frac{9}{125}.$

252. $n_6 = -160 \text{ vg/ph}.$ 253. $n_6 = -10 \text{ vg/ph}.$

254. $n_6 = -25 \text{ vg/ph}.$ 255. $i_{14} = \frac{18}{5}.$

Phải dùng thêm bánh răng trong với số răng $Z_2 = 144.$

256. $i_{15} = 2,222...$ 257. $i_{1c} = 1\,980\,000.$

Chương II.

263. $S = 20 \text{ mm}.$ $\alpha = 0^\circ, 19^\circ 30', 0^\circ.$

Sơ với cơ cấu cam hình 11.1: truyền động nhẹ nhàng, hiệu suất cao, nhưng phức tạp hơn (xem bài 258).

264. 1. $\alpha = \arcsin\left(\frac{\sin \varphi}{3}\right), |\alpha|_{\min} = 0^\circ, |\alpha|_{\max} = 19^\circ 30'.$

$$\varphi_{\alpha'_{\min}} = k\pi \quad (k = 0, 1, 2, \dots), \quad \varphi_{\alpha'_{\max}} = \frac{1}{2}k\pi \quad (k = 1, 2, 3, \dots)$$

2. $s = a \left[3\sqrt{1 - \left(\frac{\sin \varphi}{3}\right)^2} - \cos \varphi - 2 \right]$ (xem bài 263).

265. Nếu chỉ thay dạng đầu cần:

- Qui luật biến thiên góc áp lực sẽ khác đi.

- Qui luật biến thiên của hành trình cũng khác đi xem bài 258 và 264.

266. $v = \frac{50}{\pi} = \text{const}.$ Biên dạng cam là đường xoắn ốc Ácsimét.

267. $\alpha_{\max} = 46^{\circ}40'$.

268. $\alpha = 0''$.

269. $R_{\min} = 67,2 \text{ mm}$.

270. $R_{\min} = 179,4 \text{ mm}$.

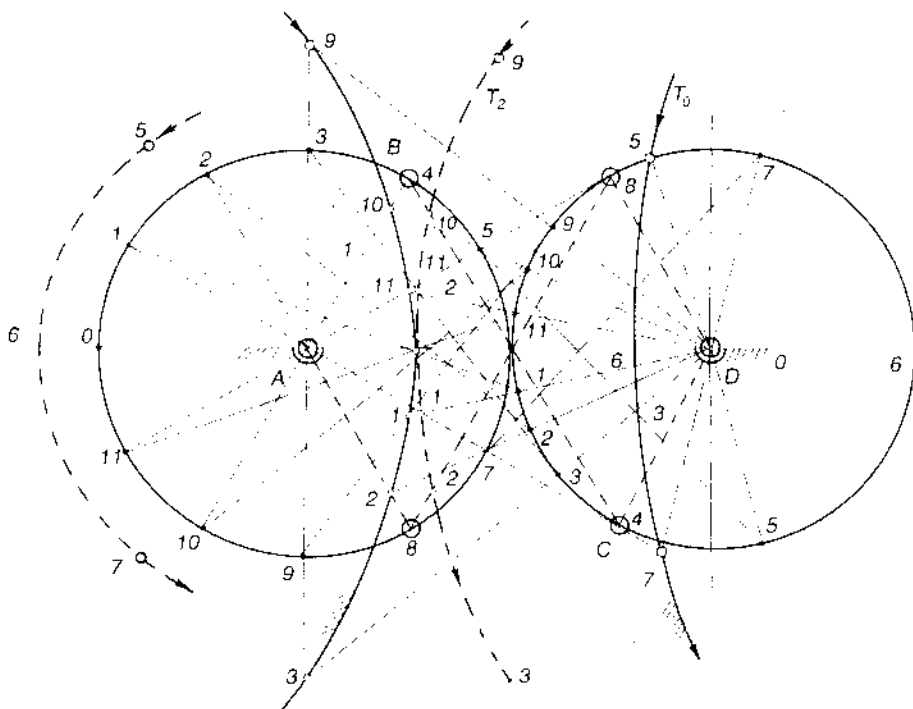
271. a. $\psi = 30''$. b. $\alpha = 14^{\circ}2'$.

Chương 12.

277.

- Tâm tích tĩnh T_0 (nét liền), tâm tích động T_2 (nét đứt hình Đ.9).

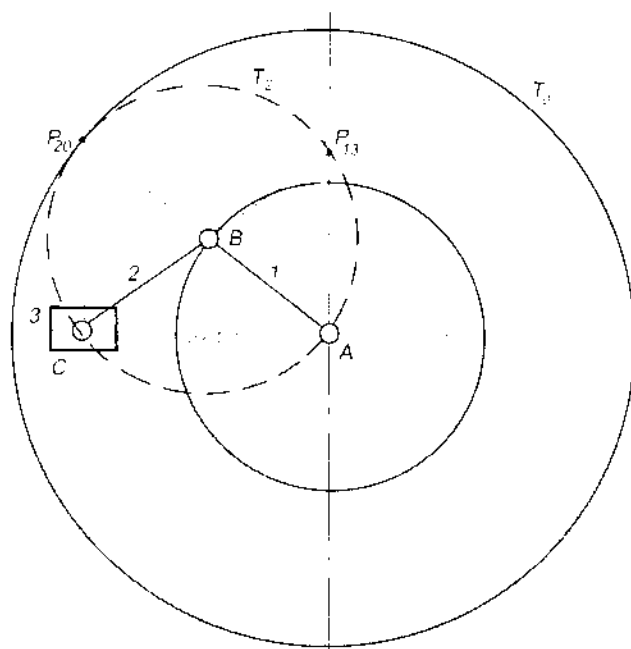
- Tại vị trí 4 và 8 (nét đứt): 1 và 3 gần song song P_{20} , ra ∞ , các tâm tích có dạng hypecbôn (Elip đã suy biến) và cơ cấu tâm tích chỉ có ý nghĩa về mặt lý thuyết (cách vẽ như vị trí 3 bài 272).



Hình Đ.9

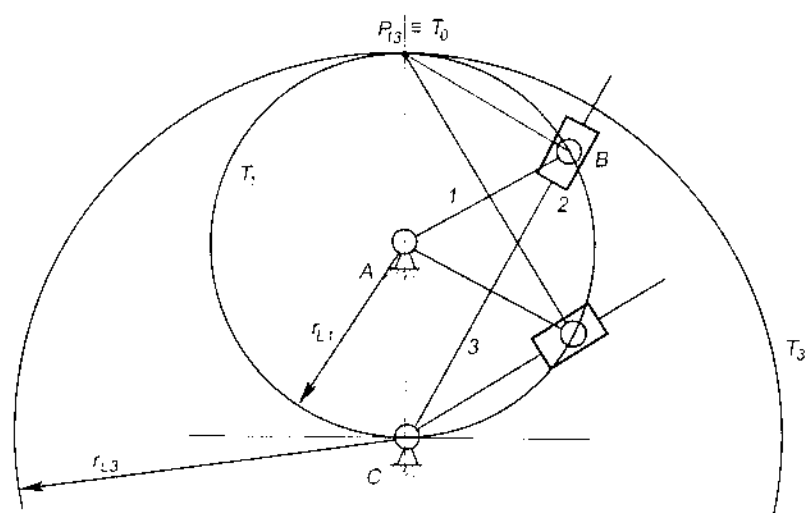
278.

- Tâm tích tĩnh T_0 (nét liền) là vòng $\{A, 2/_{AB}\}$ và tâm tích động T_2 (nét đứt hình Đ.10) là vòng $\{B, 1/_{AB}\}$, tâm B di động quay quanh A.



Hình Đ.10

279.



Hình Đ.11

Chương 13.

286. 1. Từ họa đồ vận tốc: $\omega_2 = \frac{1}{2} \omega_1$ (cùng chiều), $\omega_3 = \omega_1$ (cùng chiều), $\omega_4 = 0$.

Theo phương pháp tâm vận tốc tức thời: P_{20} đối xứng với B qua A, P_{13} ở vô cùng, P_{35} trùng với D ($\omega_4 = \omega_5$) nên kết quả phù hợp.

2. M_2 trùng với tâm vận tốc tức thời P_{20} . Kết quả phù hợp với bài toán ngược của phương pháp đồng dạng thuận về vận tốc.

3. $M_c = 11,64 \text{ Nm}$ (ngược chiều ω_1), $J = 0,025 \text{ kgm}^2$.

287. 1. Từ họa đồ vận tốc:

$\omega_3 = 2\omega_1$ (cùng chiều), $\omega_4 = 2\omega_1$ (ngược chiều).

Theo phương pháp tâm vận tốc tức thời: P_{31} trùng với D, P_{40} đối xứng với C qua B, nên kết quả là phù hợp.

2. $P_{45} = 200 \text{ N}$ (ngược chiều P_5).

3. $M_{c3} = 20\sqrt{3} \text{ Nm}$ (ngược chiều ω_1).

288. 1. Hệ hỗn hợp: hành tinh 1-2, 2'-4 cố định, C, và vi sai 1-2-3, 3'-5, C; $\omega = 1$; điều kiện tìm Z_4 : các bánh răng tiêu chuẩn cùng môđun: $Z_4 = Z_1 + Z_2 - Z_2$.

2. $\omega_1 = 5 \text{ s}^{-1}$ (ngược chiều ω_1), $\omega_2 = 20 \text{ s}^{-1}$ (ngược chiều ω_1); $\omega_5 = 0$; có thể nối cứng bánh răng 4 vào bánh răng 5 thành hệ vi sai kín.

3. $M_{ch} = 50 \text{ Nm}$ ngược chiều ω_1 .

289. 1. $W = 1$, loại 2.

2. Qui luật biến thiên của tỷ số truyền như nhau, nhưng lệch pha một góc α ; giá trị tỷ số truyền tại mỗi thời điểm khác nhau.

3. $AB = AD$ và $\angle BAB' = 2\angle BDB'$.

290. 1. $s_1 = e(1 + \cos\varphi_2)$.

2. $J = J_1 + \frac{1}{4} J_2 + \frac{1}{4} m_1 e^2 \sin^2 \varphi_2$, $M = \frac{1}{4} k e^2 \sin \varphi \cos \varphi$.

3. Khâu dẫn 1 chuyển động không đều với vận tốc góc:

$$\omega = \sqrt{\frac{E_0 + \frac{k e^2}{4} \sin^2 \varphi}{J_1 + \frac{1}{4} J_2 + \frac{1}{4} m_1 e^2 \sin^2 \varphi}}.$$

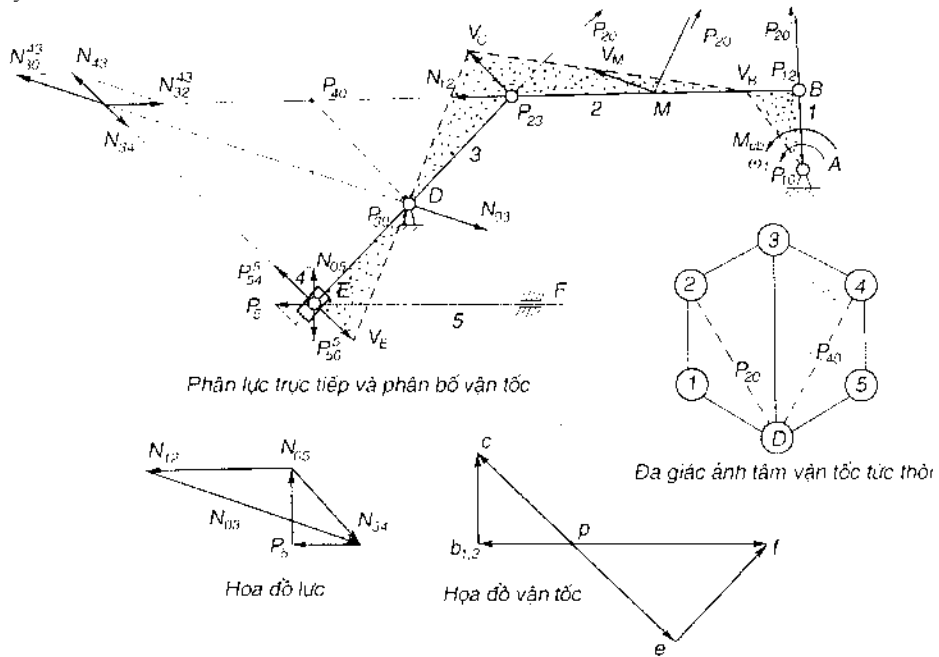
4. Nếu chọn $E_0 = J_0 \frac{k}{m_1}$ thì khâu dẫn quay đều (tham khảo bài 284).

291. 1. $v_F = v_E \sqrt{2} = v_C \sqrt{2} = 2v_B = 1 \text{ m/s}$; $\omega_2 = 2,5 \text{ l/s}$, $\omega_3 = 5\sqrt{2} \text{ l/s}$.

2. Tâm vận tốc tức thời cần thiết là: P_{20} và P_{40} ; so sánh vận tốc dài và bán kính với

tâm vận tốc tức thời, suy ra: $\omega_2 = \omega_1/4 = 2,5 \text{ //s}$, $\omega_3 = \omega_4 = 2\omega_2\sqrt{2} = 5\sqrt{2} \text{ //s}$ và các vận tốc các điểm như trên; đường phân bố vận tốc các điểm trên khâu vẽ nét đứt (hình Đ13).

3. $N_{05} = P_5 = 400 \text{ N}$, $N_{14} = P_5\sqrt{2} = 400\sqrt{2} \text{ N}$; $N_{12} = 2P_5 = 800 \text{ N}$ và $N_{01} = P_5\sqrt{10} = 400\sqrt{10} \text{ N}$; $M_{cb} = 40 \text{ Nm}$ (và tính bằng N_{21} , bằng nguyên lý di chuyển khả dĩ và mômen thay thế).



Hình Đ13

292. 1. $v_{B1} = v_D =$

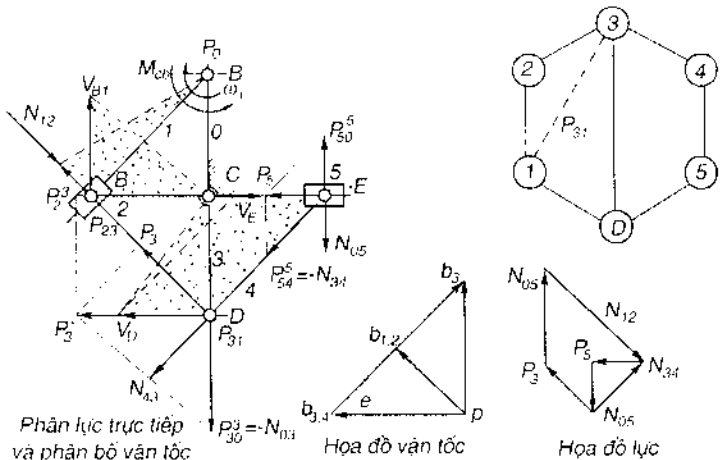
$$v_E = v_{B1}\sqrt{2} = 2 \text{ m/s};$$

$$\omega_1 = 2\omega_1 = 20 \text{ //s},$$

$$\omega_4 = 0.$$

2. Chỉ cần tâm vận tốc tức thời P_{13} ; $\omega_1 = 2\omega_1$ và các kết quả như trên. Đường phân bố vận tốc các điểm trên các khâu vẽ nét đứt (hình Đ14).

3. Bảng họa đồ lực: $N_{12} = N_{01}\sqrt{2} = 2P_5\sqrt{2} = 40 \text{ N}$.



Hình Đ14

Bảng phân lực trực tiếp: $N_{43} = N_{05} \sqrt{2} = P_5 \sqrt{2} = 20 \text{ N} = N_{21}/2$.

4. $M_{cb} = 4 \sqrt{2} \text{ Nm}$ (tính bằng N_{21} , nguyên lý di chuyển khả dĩ và mômen thay thế).

Thang điểm và đáp số của đề thi Olympic Nguyên lý máy toàn quốc năm 1999 và 2000.

293. [40 điểm].

I. [19 điểm].

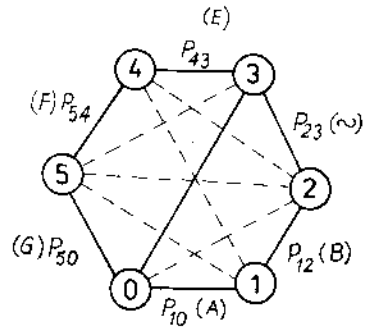
1. [4 điểm]. Vẽ được họa đồ vận tốc và tính được: $v_p = 1,5 \text{ m/s}$.

2. [5 điểm]. Vẽ được họa đồ gia tốc và tính được: $a_p = 1 \text{ m/s}^2$.

3. [5 điểm]. Từ họa đồ vận tốc, tính mômen cân bằng bằng phương pháp công suất

$$M_b = (2000 + 67 \sqrt{3}/12) \text{ Nm}.$$

4. [2 điểm]. Các tâm quay tức thời vẽ trên hình Đ.16, được tìm bằng đa giác tâm vận tốc tức thời (hình Đ.15) với đỉnh lần lượt là ký hiệu khâu, cạnh nối liền là tâm vận tốc tức thời dễ thấy. đường chéo nét đứt là các tâm quay tức thời tìm bằng định lý 3 tâm vận tốc tức thời (hình Đ.16).



Hình Đ.15

Tổng số tâm vận tốc tức thời là:

$$3. M_{cb} = 20 \sqrt{3} \text{ Nm (ngược chiều } \omega_1). C_6^2 = \frac{6!}{2!(6-2)!} = 15.$$

- Nổi hai trong ba tâm vận tốc tức thời: P_{41} , P_{20} , P_{40} có thể xác định được quan hệ vận tốc góc các khâu trong cơ cấu theo tính chất của tâm vận tốc tức thời (xem trang 66).

Từ P_{41} :

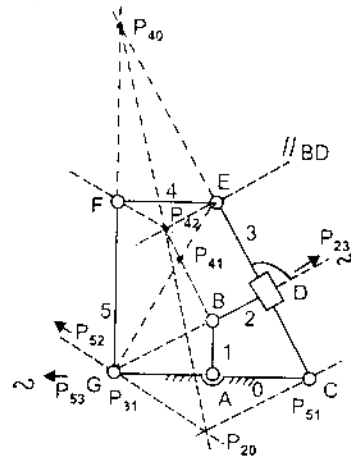
$$\begin{aligned} \omega_1 \cdot \overline{AP_{31}} &= \omega_3 \cdot \overline{CP_{31}} \\ \rightarrow \omega_3 &= \omega_1 \cdot \frac{\overline{AP_{31}}}{\overline{CP_{31}}} = \omega_2 \end{aligned}$$

Từ P_{40} :

$$\begin{aligned} \omega_4 \cdot \overline{P_{40}E} &= \omega_3 \cdot \overline{CE} \\ \rightarrow \omega_4 &= \omega_3 \cdot \frac{\overline{CE}}{\overline{P_{40}E}} \end{aligned}$$

và

$$\begin{aligned} \omega_5 \cdot \overline{GF} &= \omega_4 \cdot \overline{P_{40}F} \\ \rightarrow \omega_5 &= \omega_4 \cdot \frac{\overline{P_{40}F}}{\overline{GF}} \end{aligned}$$

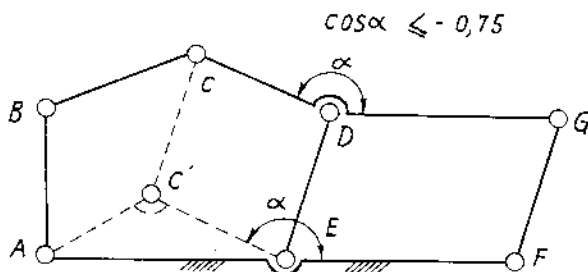


Hình Đ.16

Với kích thước, vị trí cho trước người đọc nghiệm lại kết quả v_F cụ thể.

5. [1 điểm] Hai cơ cấu tương đương về mặt động học, nếu không quan tâm đến chuyển động quanh tâm của hai bánh tròn.

II. [2 điểm] Khâu CDG tịnh tiến tròn, nên nếu thêm vào một ràng buộc thừa là một khâu với hai khớp quay C và C' (vẽ nét đứt trên hình D17), thì về mặt hình động học không đổi và điều kiện quay toàn vòng của khâu AB trong cơ cấu bản lề bốn khâu ABCC' đã biết trong giáo trình. Viết và suy ra: $\cos \alpha \leq -0,75$.



Hình D.17

III. [10 điểm]

1. [1 điểm] Hệ vi sai - thường, nối tiếp, $W = 2$.

2. [1 điểm] Điều kiện đồng trục: $\Lambda_{34} = A_{34}$.

Cần bổ sung thêm:

- Hệ phải cân bằng lực quán tính của các bánh vệ tinh và cần, nên phải chú ý đến điều kiện lắp sao cho cân bằng và không vướng nhau.

3. [4 điểm] $Z_3 = 80$; chú ý $\omega_1 = 0$, $\omega_c = \omega_2$ và tách hai hệ để tính, rồi hợp lại:

$$i_{25} = i_{2c} \cdot i_{c5} = 1/6.$$

4. [4 điểm] Hệ vi sai thường, kín; chú ý $i_{3c} \equiv i_{2c} \equiv i_{22}$ và suy ra: $i_{15} = i_{1c} \cdot i_{c5} = -1/2$.

IV. [11 điểm]

1. [5 điểm] Từ cân bằng lực từng khâu, có :

$$P = \frac{Q \sin[90^\circ - (\alpha - \varphi)]}{2 \sin(\alpha - \varphi)}$$

2. [6 điểm] Khi ép - kẹp, 3 dẫn động sẽ tự hãm khi $\alpha \leq \varphi$.

Khi tháo lỏng, $P = 0$ và các khâu có xu hướng chuyển động ngược lại, có :

$$P = \frac{Q \sin[90^\circ - (\alpha + \varphi)]}{2 \sin(\alpha + \varphi)} \text{ và tự hãm khi } (\alpha + \varphi) \geq 90^\circ.$$

294. [40 điểm]

I. [18 điểm]

1. [2 điểm] Nếu tách nhóm tĩnh định (4, 5) ra, phần còn lại là lược đồ cơ cấu On-đam (nối trục chữ thập), tâm vận tốc tức thời P_{21} , chạy trên vòng đường kính AB; tại thời điểm cho trước nó đối xứng với M qua tâm H.

2. [4 điểm] Vẽ được hoạ đồ vận tốc và tính: $\omega_1 = \omega_2 = \omega_3; \omega_4 = 0$.

$$v_M = v_{S_2} = \sqrt{2} \text{ m/s}; \quad v_D = v_C = \sqrt{2} \text{ m/s}.$$

3. [4 điểm] Vẽ được hoạ đồ gia tốc và tính:

$$a_D = a_M, \quad a_{S_2} = 2\sqrt{2} \text{ m/s}^2.$$

4. [1,5 điểm] Từ hoạ đồ vận tốc tính mômen lực thay thế về khâu dẫn 1:

$$M = -(1000\sqrt{2} - 20) Nm \text{ (ngược chiều } \omega_1).$$

5. [1,5 điểm] Tương tự: $J = 5 \text{ kgm}^2$.

6. [2 điểm] Chú ý tới giả thiết hoạ đồ vận tốc không đổi, chỉ $a_D = 0$ nếu có nhiều cách xác định (biết a_C , tính như cơ cấu loại 2; hoặc vẽ mặt gia tốc, biết khâu dẫn 5, tính như cơ cấu loại 3; hoặc bằng giải tích vectơ, rồi chiếu trên phương chuyển động của khâu 5) được $\varepsilon_1 = 2 \text{ s}^{-2}$ (ngược chiều ω_1).

7. [3 điểm] Chú ý tới đặc điểm cơ cấu On-đam luôn quay toàn vòng, ta chỉ cần xét miền với tới của điểm C_4 (tương tự cơ cấu tay quay con trượt), suy ra điều kiện quay toàn vòng của khâu 1:

$$CD \geq AB/2 + |MC|$$

(cũng có thể dùng giải tích vectơ để xét vị trí xa nhất - cực trị của bán kính vectơ điểm C_2 so với phương trượt của khâu 5).

II. [13 điểm]

1. [4 điểm] Hệ vi sai kép; $W = 3; Z_3 = 100$.

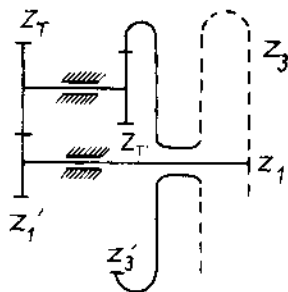
2. [3 điểm] $i_{16} = 9/16$.

3. [3 điểm] Khi 1 và 3 nối cứng, sẽ cùng với 2 và 2' tạo thành khớp nối răng giống như nối then hoa, nên $\omega_1 = \omega_c$ và $\omega_4 = 0$, suy ra $i_{16} = 1/4$.

4. [5 điểm]

a) [4 điểm] Mômen đặt vào khâu dẫn 1 để hệ quay đều là mômen cân bằng trên khâu dẫn 1:

$$M_{cb} = 4090/9 \text{ Nm}.$$



Hình Đ.18

b) [1 điểm] Thực hiện điều kiện $\omega_1 = -\omega_3$, tức là cơ cấu đã giảm 1 bậc tự do - nói khác đi là thêm vào một ràng buộc (về mặt cấu tạo cơ cấu là thêm vào một khâu, một khớp thấp và hai khớp cao). Về mặt xích động thì đơn giản nhất là thêm vào 2 cặp bánh răng với trục trung

gian T như hình Đ.18 đảm bảo:

$$i_{1T} \cdot i_{T3} = \frac{Z_T}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_T} = -1$$

và tạo thành hệ vi sai kín (1, T, 3, 2, C) nối tiếp với hệ vi sai còn lại (c, 5, 4, 6).

III. [9 điểm]. Tương tự như bài 293.IV.

1. [5 điểm] $P = Q \frac{f \cos \alpha + \sin \alpha}{(2-f) \cos \alpha - f \sin \alpha}$

2. [4 điểm]. Cơ cấu tự hãm ứng với trị số α :

- khi kẹp nén: $\tan \alpha \leq \frac{2-f}{f}$

- khi tháo lỏng: $\tan \alpha \leq f$.

295. [40 điểm]

I. [21 điểm]

1. [6 điểm]: họa đồ vận tốc: hình Đ.19.1; $V_c = \frac{4}{3} \text{ ms}^{-1}$, $V_D = \frac{2\sqrt{2}}{2} \text{ ms}^{-1}$.

2. [2 điểm]: hình Đ.19.2.

3. [6 điểm]: hình Đ.19.3; $\varepsilon = \frac{2}{3} \text{ s}^{-2}$.

4. [4 điểm]: $M_{ch} = 1325.85 \text{ Nm}$ (cùng chiều $\overline{\omega_1}$).

5. [3 điểm]:

a. bảng giải tích $\left(\frac{x_B}{3a}\right)^2 + \left(\frac{y_B}{a}\right)^2 = 1$ và bằng cách vẽ hình Đ.19.5.a.

b. hình Đ.19.5b: khớp A phải nằm trong ellíp - quỹ đạo của B.

c. Cơ cấu vẽ hình ellíp. cơ cấu bánh răng hành tinh - bánh trung tâm 3 cố định có $r_{13} = 2a$ và bánh vệ tinh 2 có $r_{12} = a$ và điểm B trên bánh vệ tinh cách tâm 1 khoảng $2a$, cần 1 dẫn động.

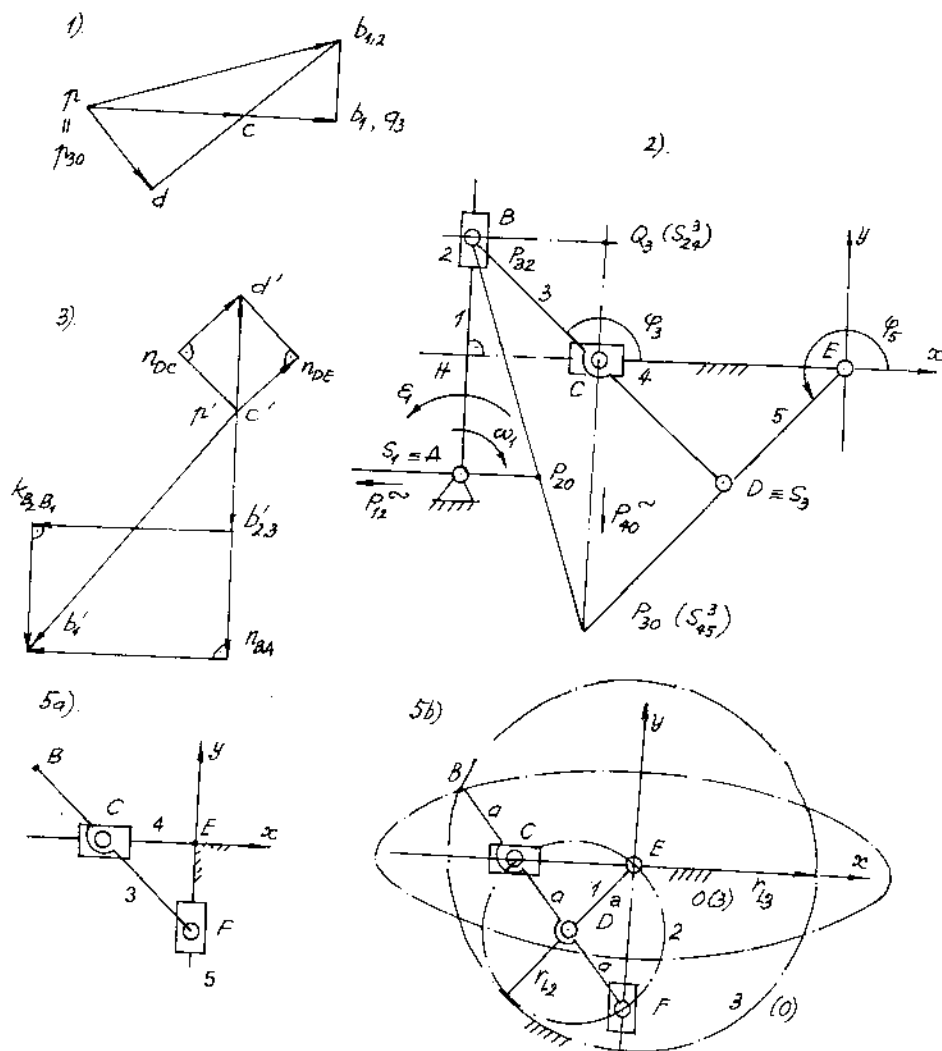
II. [11 điểm]

1. [2 điểm]. Hệ 2 vi sai, nối tiếp, không gian, họ 3, $w = 2$.

2. [4 điểm]. Hệ thường - hành tinh; $w = 1$; $i_{16} = -\frac{1}{5}$.

3. [4 điểm]. Hệ vi sai kín; $w = 1$; $i_{16} = 1$.

4. [1 điểm]. Hệ vị phanh cứng, không chuyển động.



Hình Đ.19

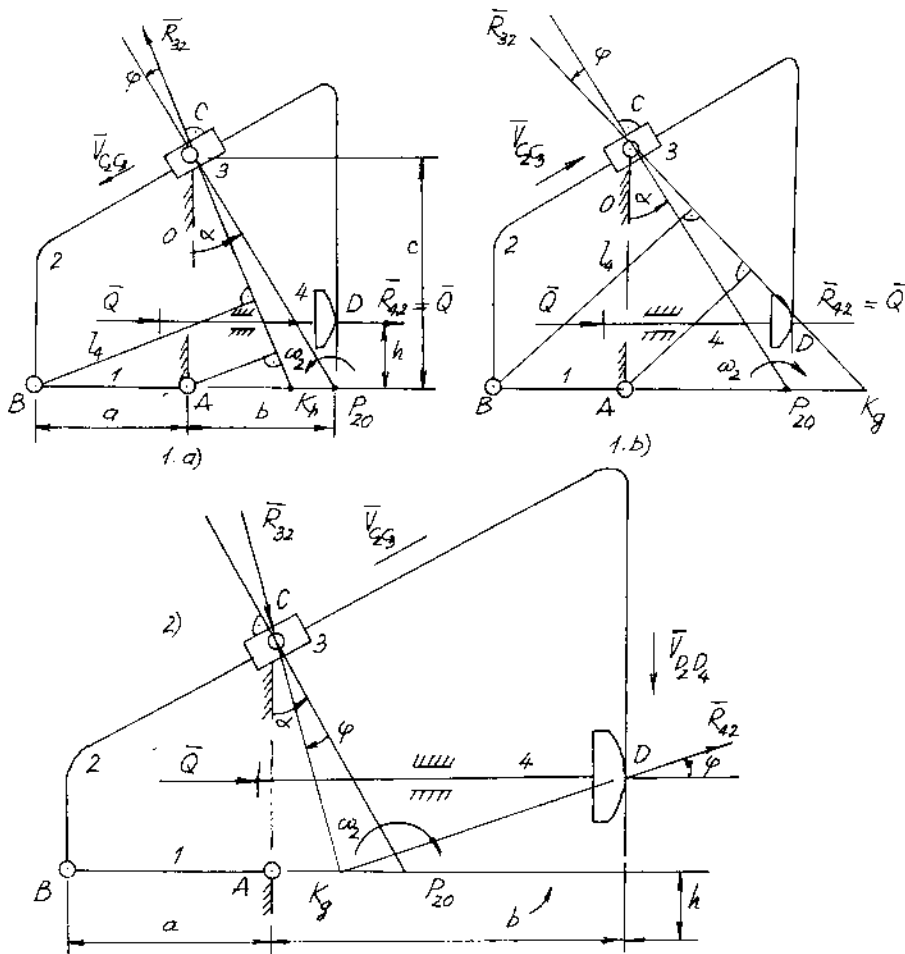
III. [8 điểm]. (hình Đ.20)

1. [6 điểm]. đủ phương trình cân bằng lực: đi vào: $P = Q \frac{\sin(\theta + \varphi)}{\sin[90^\circ - (\theta + \varphi)]}$;

đi ra: $P = Q \frac{\sin(\theta - \varphi)}{\sin[90^\circ - (\theta - \varphi)]}$

2. [2 điểm]: để tránh tự hãm khi P đẩy: $\theta + \varphi < 90^\circ$

sẽ tự hãm khi Q đè: $\theta \leq \varphi$



Hình Đ.22

III. [6 điểm]. (hình Đ.22)

1.a) [3 điểm] $M_i = Qh - R_{32}[AK_k \cdot \cos(\alpha - \varphi)]$. (nên dùng P_{21})

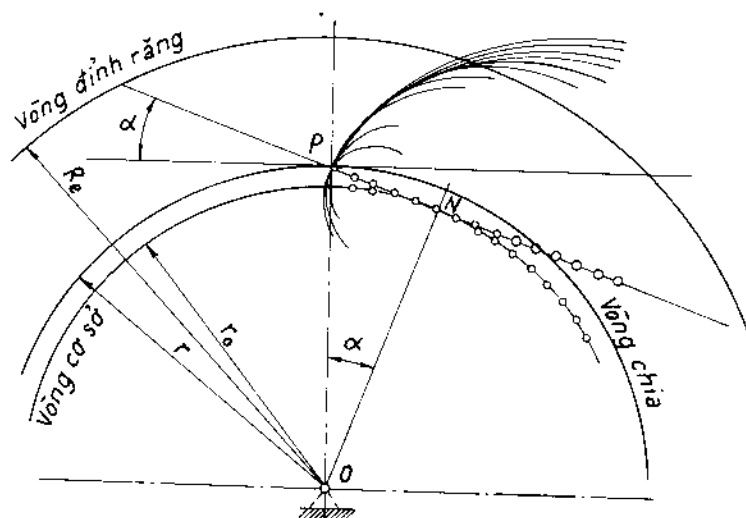
1.b) [2 điểm] $M_i = Qh - R_{32}[AK_k \cdot \cos(\alpha + \varphi)]$ ($h = 0$ dẫn đến R_{21} xuyên tâm A. trạng thái tự hãm).

2. [1 điểm] $b = c \cdot \tan(\alpha - \varphi) + h \cdot \cot \varphi$. (nên dùng P_{20})

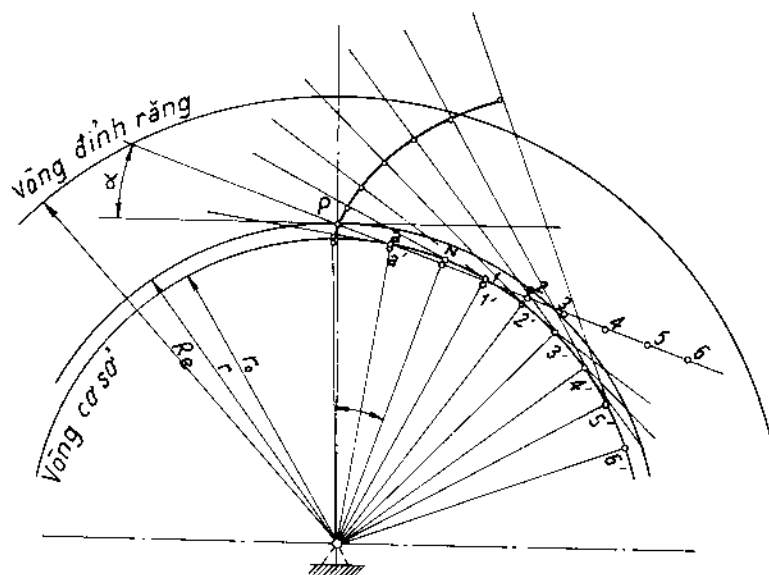
PHẦN PHỤ LỤC

Cách vẽ đường thân khai

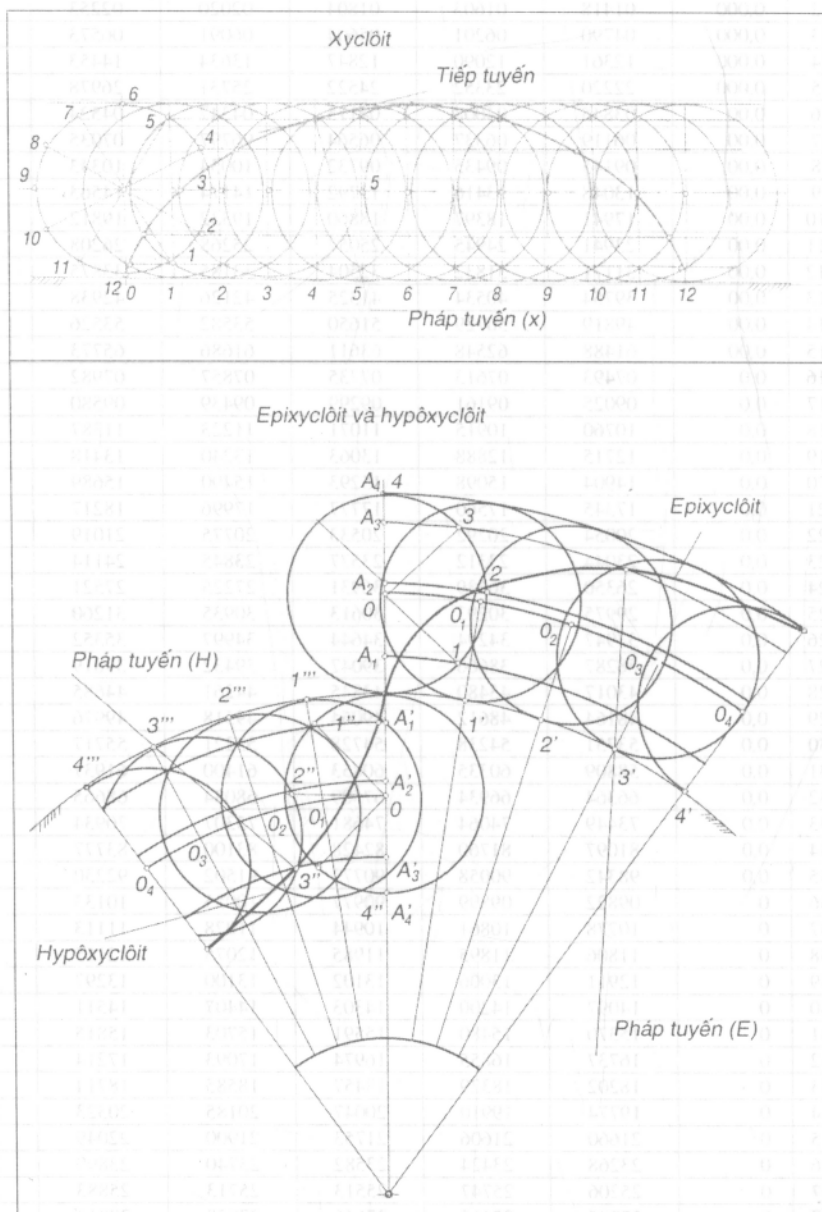
Phương pháp thứ nhất



Phương pháp thứ hai



Cách vẽ đường xyclôit, êpixyclôit, hypôcyclôit



Bảng 1. Bảng tra hàm tan khai

α'	Thứ tự	0'	5'	10'	15'	20'	25'
1	0.000	00177	00225	00281	00346	00420	00504
2	0.000	01418	01603	01804	02020	02253	02503
3	0.000	04790	06201	07604	09091	06573	07078
4	0.000	12361	12090	12847	13634	14453	15305
5	0.000	22220	23352	24522	25731	26978	28266
6	0.00	03845	04008	04175	04347	04524	04706
7	0.00	06119	06337	06564	06797	07035	07279
8	0.00	09145	09435	09732	10034	10343	10659
9	0.00	13048	13416	13792	14174	14563	14960
10	0.00	17941	18397	18860	19332	19812	20299
11	0.00	23941	24945	25057	25268	26208	26797
12	0.00	31171	31832	32504	33185	33875	34555
13	0.00	39754	40534	41325	42126	42938	43760
14	0.00	49819	50729	51650	52582	53526	54482
15	0.00	61488	62548	63611	64686	65773	66873
16	0.0	07493	07613	07735	07857	07982	08197
17	0.0	09025	09161	09299	09439	09580	09722
18	0.0	10760	10915	11071	11223	11387	11547
19	0.0	12715	12888	13063	13240	13418	13598
20	0.0	14904	15098	15293	15490	15689	15890
21	0.0	17345	17560	17777	17996	18217	18410
22	0.0	20054	20292	20533	20775	21019	21266
23	0.0	23044	23312	23577	23845	24114	24386
24	0.0	26350	26639	26931	27225	27521	27820
25	0.0	29975	30293	30613	30935	31260	31587
26	0.0	33947	34294	34644	34997	35352	35700
27	0.0	38287	38666	39047	39432	39819	40209
28	0.0	43017	43480	43845	44261	44685	45110
29	0.0	48164	48612	49064	49518	49976	50437
30	0.0	53751	54238	54728	55221	55717	56217
31	0.0	58809	60335	60853	61400	61937	62478
32	0.0	66364	66934	67509	68084	68665	69250
33	0.0	73449	74064	74681	75307	70934	76565
34	0.0	81097	81760	82428	83100	83777	84457
35	0.0	98342	90058	90777	91502	92230	92963
36	0	09822	09899	09977	10055	10133	10212
37	0	10778	10861	10944	11028	11113	11197
38	0	11806	11895	11985	12075	12165	12257
39	0	12911	13006	13102	13100	13297	13395
40	0	14097	14200	14303	14407	14511	14616
41	0	15370	15480	15591	15703	15815	15928
42	0	16737	16855	16974	17093	17214	17335
43	0	18202	18329	18457	18585	18714	18811
44	0	19774	19910	20047	20185	20323	20463
45	0	21660	21606	21753	21900	22049	22198
46	0	23268	23424	23582	23740	23899	24059
47	0	25206	25747	25513	25713	25883	26056
48	0	27285	27465	27646	27828	28012	28196
49	0	29516	29709	29903	30098	30265	30432
50	0	31909	32116	32824	32534	32745	32957

Bảng 1. Bảng tra hàm thân khai tiếp theo.

α''	Thứ tự	30'	35'	40'	45'	50'	55'
1	0.000	00598	00704	00821	00950	01092	01248
2	0.000	02771	03058	03364	03689	04035	04402
3	0.000	07610	08167	08751	09365	10000	10668
4	0.000	16189	17107	18059	19045	20057	21125
5	0.000	29594	30963	32394	33827	35323	49864
6	0.000	04892	05083	05280	05481	05687	05898
7	0.000	07528	07783	08044	08310	08582	08861
8	0.000	10980	11308	11643	11984	12322	12687
9	0.000	15363	15774	16493	16618	17051	17492
10	0.000	20795	21299	21810	22330	22859	23396
11	0.000	27394	28001	28016	29241	29875	30518
12	0.000	35285	36005	36735	37474	38224	38984
13	0.000	44593	45437	46291	47157	48033	48291
14	0.000	55448	56427	45417	58420	59434	60460
15	0.000	67985	69110	70248	71398	72561	73738
16	0.0	08234	08362	08492	08623	08756	08889
17	0.0	09866	10012	10158	10307	10456	10608
18	0.0	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0.0	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0.0	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	0.0	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0.0	21514	21765	22018	22272	22529	22788
23	0.0	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0.0	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0.0	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0.0	36069	36432	36798	37166	37537	37910
27	0.0	40602	40397	41395	41797	42201	42607
28	0.0	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0.0	50901	51363	51838	52312	52788	53268
30	0.0	56720	57226	57736	58249	58765	59285
31	0.0	63092	63570	64122	64677	65236	65798
32	0.0	69838	73430	71026	71626	72230	72838
33	0.0	77200	77839	78483	79130	79781	80437
34	0.0	85142	85832	86525	87223	87925	88631
35	0.0	93701	94443	95190	95942	96698	97459
36	0	10292	10371	10452	10533	10614	10696
37	0	11283	11396	11455	11542	11630	11718
38	0	12348	12441	12534	12627	12721	12815
39	0	13493	13592	13692	13792	13893	13995
40	0	14722	14829	14936	15043	15152	15261
41	0	16041	16156	16270	16386	16502	16619
42	0	17457	17579	17702	17826	17951	18076
43	0	18975	19106	19238	19371	19505	19639
44	0	20603	20743	20885	21028	21171	21315
45	0	22348	22499	22651	21804	21958	23112
46	0	24220	24382	24545	24709	24874	25040
47	0	26228	26401	26576	26752	26929	27107
48	0	28381	28567	28755	28943	29133	29324
49	0	30691	30891	31092	31295	31498	31708
50	0	33171	33385	33681	33818	34037	34257

Thí dụ cách tra bảng: 1. Tìm inv góc $\alpha = 20''$, inv $20'' = 0,014904$. 2. Tìm inv góc $\alpha = 14''30'$, inv $14''30' = 0,0055448$. 3. Tìm inv góc $\alpha = 22''18'25''$. Tra bảng có inv $22''15' = 0,020775$, hiệu số trong bảng với $0,000241$ là $5'$, lượng thêm của inv là $0,000044205 = 0,000166$, suy ra inv $22''8'25'' = 0,020775 + 0,000166 = 0,020941$.

Bảng 2. Hệ số dịch chỉnh dao ξ_1 và ξ_2 với bánh răng ăn khớp ngoài dịch chỉnh không đều khi $1 \leq i_2 \leq 2$

z_2	11		12		13		14		15		16		17	
z_1	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2
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	0,525	-	-	-	-	-	-
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	0,646
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	0,776	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	0,510	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	0,537	0,769	0,554
23	-	-	0,693	0,334	0,770	0,372	0,763	0,414	0,792	0,458	0,815	0,497	0,836	0,543
24	-	-	0,706	0,333	0,745	0,396	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	0,483	0,808	0,517
27	-	-	-	-	-	-	0,826	0,399	0,862	0,488	0,892	0,480	0,916	0,511
28	-	-	-	-	-	-	0,810	0,397	0,881	0,431	0,907	0,470	0,936	0,504
29	-	-	-	-	-	-	-	-	0,894	0,430	0,921	0,407	0,952	0,500
30	-	-	-	-	-	-	-	-	0,908	0,428	0,936	0,465	0,968	0,496
31	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,951	0,462	0,981	0,495
32	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,967	0,459	0,999	0,490
33	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,455	1,014	0,487
34	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,030	0,483
35	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
36	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
37	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
38	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
39	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
41	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
42	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
43	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
44	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
45	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
46	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
47	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
48	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Bảng 2. Hệ số dịch chỉnh dao ξ_1 và ξ_2 với bánh răng ăn khớp ngoài dịch chỉnh không đều khi $1 \leq i_{12} \leq 2$ (tiếp theo).

i_{12}	18		19		20		21		22		23		24	
i_{12}	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2	ξ_1	ξ_2
11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
13	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
14	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
16	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
17	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
18	0,684	0,684	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
19	0,723	0,658	0,720	0,720	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
20	0,756	0,639	0,756	0,699	0,755	0,755	-	-	-	-	-	-	-	-
21	0,792	0,617	0,793	0,676	0,793	0,731	0,782	0,782	-	-	-	-	-	-
22	0,814	0,609	0,830	0,652	0,831	0,707	0,821	0,758	0,812	0,812	-	-	-	-
23	0,819	0,588	0,860	0,636	0,836	0,686	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	0,884	0,761	0,872	0,820	0,865	0,865
25	0,898	0,566	0,915	0,609	0,926	0,651	0,925	0,696	0,921	0,742	0,913	0,793	0,893	0,845
26	0,916	0,561	0,937	0,601	0,948	0,645	0,951	0,683	0,950	0,729	0,940	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	0,906	0,804
28	0,958	0,543	0,980	0,583	0,997	0,615	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	0,608	1,023	0,651	1,031	0,691	1,038	0,723	1,033	0,764
30	0,991	0,532	1,017	0,571	1,038	0,602	1,045	0,641	1,051	0,681	1,055	0,718	1,060	0,750
31	1,011	0,528	1,038	0,562	1,056	0,594	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	0,589	1,082	0,629	1,094	0,662	1,101	0,696	1,105	0,729
33	1,041	0,522	1,071	0,554	1,093	0,584	1,102	0,622	1,114	0,655	1,121	0,689	1,127	0,720
34	1,059	0,516	1,088	0,550	1,110	0,580	1,122	0,614	1,131	0,650	1,145	0,678	1,149	0,710
35	1,072	0,515	1,102	0,547	1,127	0,578	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	0,573	1,157	0,603	1,172	0,634	1,180	0,665	1,188	0,696
37	-	-	1,131	0,542	1,159	0,570	1,171	0,601	1,187	0,631	1,200	0,659	1,206	0,690
38	-	-	1,145	0,540	1,173	0,568	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	0,634	1,324	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	0,646

Bảng 3. Bảng tra bánh răng theo giáo sư V.N. KUDRIAXEP. hệ số giảm đỉnh răng ψ với bánh răng ăn khớp ngoài dịch chỉnh không đều khi $2 \geq i_{12} \geq 1$.

z_1	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
ψ	0,110	0,127	0,145	0,160	0,175	0,190	0,202	0,215	0,227	0,239

z_1	20	21	22	23	24	25
ψ	0,250	0,257	0,265	0,272	0,278	0,285

Bảng 4. Hệ số giảm đỉnh răng ψ và hệ số dịch chỉnh dao ξ_1 với bánh răng ăn khớp ngoài dịch chỉnh không đều khi $5 \geq i_{12} \geq 2$.

z_1	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
ψ	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,25	0,25
ξ_1	0,66	0,73	0,80	0,86	0,92	0,98	1,04	1,10	1,16	1,22	1,27	1,31

Bảng 5. Hệ số dịch chỉnh dao ξ_2 với bánh răng ăn khớp ngoài dịch chỉnh không đều khi $5 \geq i_{12} \geq 2$.

$z_1 \backslash z_2$	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
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	0,566	-
50	0,709	0,696	0,685	0,684	0,682	0,677	0,674	0,671	0,667	0,662	0,623	0,594
55	0,754	0,745	0,734	0,732	0,731	0,728	0,727	0,722	0,720	0,716	0,677	0,647
60	-	0,789	0,782	0,880	0,779	0,778	0,777	0,773	0,772	0,769	0,729	0,697
65	-	-	0,822	0,825	0,826	0,827	0,825	0,823	0,821	0,820	0,778	0,748
70	-	-	-	0,866	0,870	0,872	0,874	0,871	0,869	0,868	0,826	0,797
75	-	-	-	-	0,909	0,914	0,917	0,920	0,919	0,916	0,876	0,846
80	-	-	-	-	-	0,954	0,957	0,961	0,962	0,965	0,924	0,891
85	-	-	-	-	-	-	0,998	1,001	1,003	1,008	0,964	0,998
90	-	-	-	-	-	-	-	1,042	1,046	1,048	1,005	0,975
95	-	-	-	-	-	-	-	-	1,086	1,088	1,045	1,013
100	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,129	1,087	1,057
105	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,131	1,098

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. *Đinh Gia Tường, Nguyễn Xuân Lạc, Trần Doãn Tiến*: Nguyên lý máy, NXB. Đại học và Trung học chuyên nghiệp - 1970.
- [2]. *Tạ Ngọc Hải*: Bài tập nguyên lý máy, Đại học Bách khoa Hà Nội - 1965.
- [3]. *Nguyễn Xuân Lạc*: Giáo trình nguyên lý máy chuyên nghiệp, Đại học Bách khoa Hà Nội - 1971.
- [4]. *Đinh Gia Tường, Tạ Khánh Lâm*: Nguyên lý máy, NXB. Khoa học và Kỹ thuật - 1999.
- [5]. *Tạ Ngọc Hải, Phan Văn Đồng*: Nguyên lý máy, Khoa tại chức Đại học Bách khoa Hà Nội - 1990.
- [6]. *Tạ Ngọc Hải, Phan Văn Đồng*: Công trình khoa học kỷ niệm 40 và 45 năm thành lập trường Đại học Bách khoa Hà Nội, 1996 và 2001.
- [7]. *Hội Cơ học Việt Nam*: OLYMPIC Cơ học toàn quốc lần thứ XI - 1999 và lần thứ XII - 2000.
- [8]. *Nguyễn Xuân Lạc*: Luận án tiến sĩ, Đại học Bách khoa Hà Nội - 1976.
- [9]. *Hồ Trọng Tuệ*: Luận án tiến sĩ, Đại học Xây dựng Hà Nội - 1979.
- [10]. *И.И. Артоблевский*: "Сборник задач по теории механизмов и машин". Изд. "Технико теоретической литературы". Москва, 1995, 1998.
- [11]. *Е.С. Безвесельный*: "Сборник задач и заданий по теории механизмов и машин". Изд. "Харьковского университета", 1958.
- [12]. *Е.С. Безвесельный*: "Курсовое проектирование по теории и машин в примерах". Изд. "Харьковского университета", 1960.
- [13]. *Н.Н. Бухгольц*: "Основной курс теоретической механики". Изд. "Наука", Москва, 1960.
- [14]. *Г.А. Смирнова*: "Механика машин". Изд. "Высшая школа", Москва, 1996.

Chịu trách nhiệm xuất bản : TS. PHẠM VĂN DIỄN
Biên tập: NGỌC KHUÊ
Vẽ bìa : TRỊNH TIẾN HÙNG

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
70 Trần Hưng Đạo- Hà Nội

In 700 cuốn, khổ sách 16 x 24 tại Xưởng in NXB Văn hoá Dân tộc.
Số đăng ký KHXB: 209-2009 / CXB / 539 -10 / KHKT cấp ngày 18/3/2009.
Quyết định xuất bản số: 50 / QĐXB- NXB KH&KT, cấp ngày 25/3/2009
In xong và nộp lưu chiểu quý 2/ 2009.

476018 3

209054B05



Giá: 43.000đ