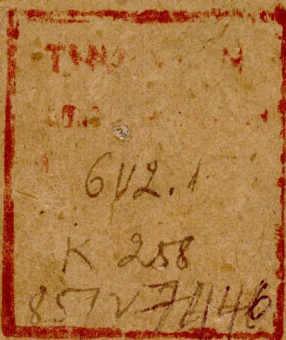
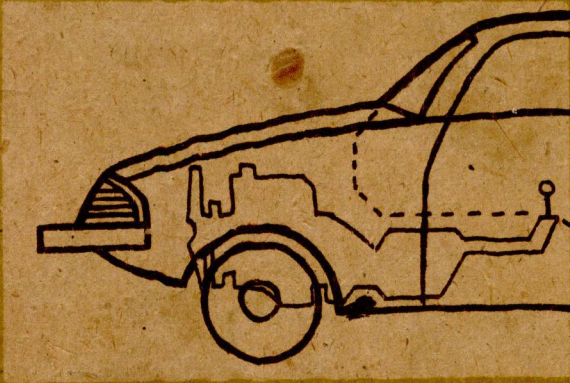


TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG ĐƯỜNG SẮT VÀ ĐƯỜNG BỘ



KẾT CẤU VÀ TÍNH TOÁN Ô TÔ

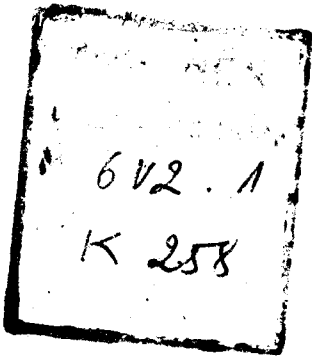
THU VIỆN ĐẠI HỌC THUY SƠN



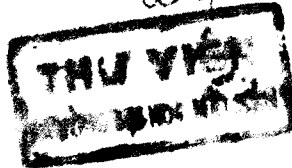
1000011585

NHÀ XUẤT BẢN GIAO THÔNG VẬN TẢI

TRƯỜNG ĐẠI HỌC GIAO THÔNG ĐƯỜNG SẮT VÀ ĐƯỜNG BỘ



KẾT CẤU VÀ TÍNH TOÁN ÔTÔ



85/12/7/46

Đ 11585

NHÀ XUẤT BẢN GIAO THÔNG VẬN TẢI

HÀ NỘI - 1984

LỜI NÓI ĐẦU

Nền công nghiệp ôtô ngày một trở mạnh đã cho ra đời nhiều mức xe có tính năng kinh tế kỹ thuật tiên tiến. Đó chính là kết quả của sự phát triển ngành khoa học động cơ đốt trong và xe ôtô sử dụng động cơ đốt trong. Ngược lại, thực tiễn sản xuất của công nghiệp ôtô đã thúc đẩy cho ngành khoa học này không ngừng phát triển.

Cùng với các bộ môn khoa học khác, « Kết cấu và tính toán ôtô » là một bộ phận hợp thành khoa học nêu trên. Đó là một môn học nghiên cứu phương án kết cấu, động học và động lực học của các cơ cấu và chi tiết chủ yếu của ôtô, trên cơ sở đó xây dựng phương pháp tính toán độ bền, phương pháp đánh giá hiệu quả công tác và cuối cùng định ra các thông số cơ bản cho các cơ cấu và chi tiết nêu trên. Nói một cách tổng quát, môn học này trang bị cho chúng ta những cơ sở lý luận về động lực học và độ bền máy, áp dụng cụ thể ở ôtô để có thể tiếp tục nghiên cứu sâu hơn về thiết kế, chế tạo, sử dụng hoặc sửa chữa ôtô.

Khi nghiên cứu một đối tượng cụ thể, môn học « Kết cấu và tính toán ôtô » thường tuân theo trình tự như sau :

1. Dựa trên yêu cầu sử dụng, có xét đến khả năng công nghệ và giá thành chế tạo, phân tích ưu điểm và nhược điểm của phương án kết cấu.
2. Xây dựng mô hình động lực học.
3. Xác định chế độ tải trọng tác dụng lên mô hình động lực học.
4. Chọn lựa phương pháp tính toán độ bền, từ đó định ra các thông số cơ bản.
5. Xây dựng chỉ tiêu đánh giá hiệu quả công tác.

Đối với chuyên ngành cơ khí, ôtô, « Kết cấu và tính toán ôtô » là môn học bắt buộc tiếp nối sau các môn « Cấu tạo ôtô », « Động cơ đốt trong », « Lý thuyết ôtô », đồng thời làm cơ sở cho các môn học về sử dụng, sửa chữa và chế tạo ôtô. « Kết cấu và tính toán ôtô » trang bị cho kỹ sư tương lai những kiến thức sâu sắc về một kết cấu. Họ có thể vận dụng vốn kiến thức đó để phân tích, tìm hiểu những phương án kết cấu mới sẽ xuất hiện trên các mức xe tương lai hoặc đi xa hơn là sáng chế phát minh. Về một phương diện khác, môn học này chủ yếu trang bị cho họ những hiểu biết vững vàng về động lực học và độ bền máy áp dụng cho từng cơ cấu của ôtô. Trên cơ sở đó là khai thác, sử dụng ôtô một cách hợp lý nhất, đánh giá đúng nguyên nhân, mức độ hư hỏng và có thể thiết kế mới để chế tạo thay thế hoặc thiết kế cải tiến để phục vụ sửa chữa. Với môn học « Kết cấu và tính toán ôtô », các kỹ sư tương lai còn có thể làm quen với nhiệm vụ thiết kế một mức xe mới.

Nội dung cũng như phương pháp nghiên cứu của môn học sẽ không ngừng được nâng cao bổ sung theo sự phát triển nhanh chóng của nền công nghiệp ôtô, của các ngành khoa học cơ bản cũng như kỹ thuật tính toán hiện đại. Vì lẽ đó, mỗi bản giáo trình của môn học « Kết cấu và tính toán ôtô » chỉ có thể phát huy tác dụng nhất định trong một giai đoạn nào đó của toàn bộ lịch sử phát triển ngành ôtô.

Cuốn sách này do đồng chí PTSKHKT Thái Nguyễn Bạch Liên khởi thảo và phân công bổ sung, hiệu đính và sửa chữa như sau :

dịch Trịnh Chi Thiện : các chương 1, 2 3 4, 5, 6, 7, 8 12

dịch Tô Đức Long : các chương 9 11.

dịch Nguyễn Văn Bang : chương 10

Vì trình độ có hạn, nên cuốn sách không tránh khỏi những thiếu sót. Chúng tôi chân thành cảm ơn sự góp ý của các đồng chí và các bạn.

Các tác giả

CHƯƠNG 1

ĐẠI CƯƠNG VỀ ÔTÔ

1. Cấu tạo chung của ô tô

Ô tô là một phương tiện vận tải đường bộ, có tên gọi là automobil hình thành từ phân từ « auto » gốc Hi-lạp có nghĩa là « tự mình » và phân từ « mobil » gốc La tinh có nghĩa là « chuyển động ».

Theo quan điểm động lực học, chúng ta có thể chia ô tô thành các phần sau đây :

— Động cơ (viết tắt ĐC) là nguồn năng lượng cơ học, phần lớn sử dụng động cơ đốt trong, động cơ điện kèm theo nguồn điện. Động cơ hơi nước ít dùng.

— Thân vỏ : Là phần công tác hữu ích của ô tô, dùng để chở khách hoặc hàng hóa. Đối với xe tải là buồng lái và thùng xe, đối với xe con và xe khách là chỗ của người lái và hành khách.

— Gầm bệ :

a) Hệ thống truyền lực bao gồm các cơ cấu và tổng thành làm nhiệm vụ truyền mômen xoắn từ động cơ đến bánh xe chủ động, thay đổi giá trị và chiều quay của mômen xoắn tùy theo trạng thái chuyển động của ô tô. Hệ thống truyền lực thường bao gồm các cơ cấu và tổng thành như sau :

- Bộ ly hợp (viết tắt LH)
- Hộp số (— HS)
- Hộp phân phối (— P)
- Truyền lực các đăng (— C)
- Truyền lực chính (— TC)
- Bộ vi sai (— VS)
- Nửa trục (— N)

b) Bộ phận vận hành là nơi lắp đặt tất cả tổng thành của ô tô và đưa xe chuyển động trên đường, gồm có :

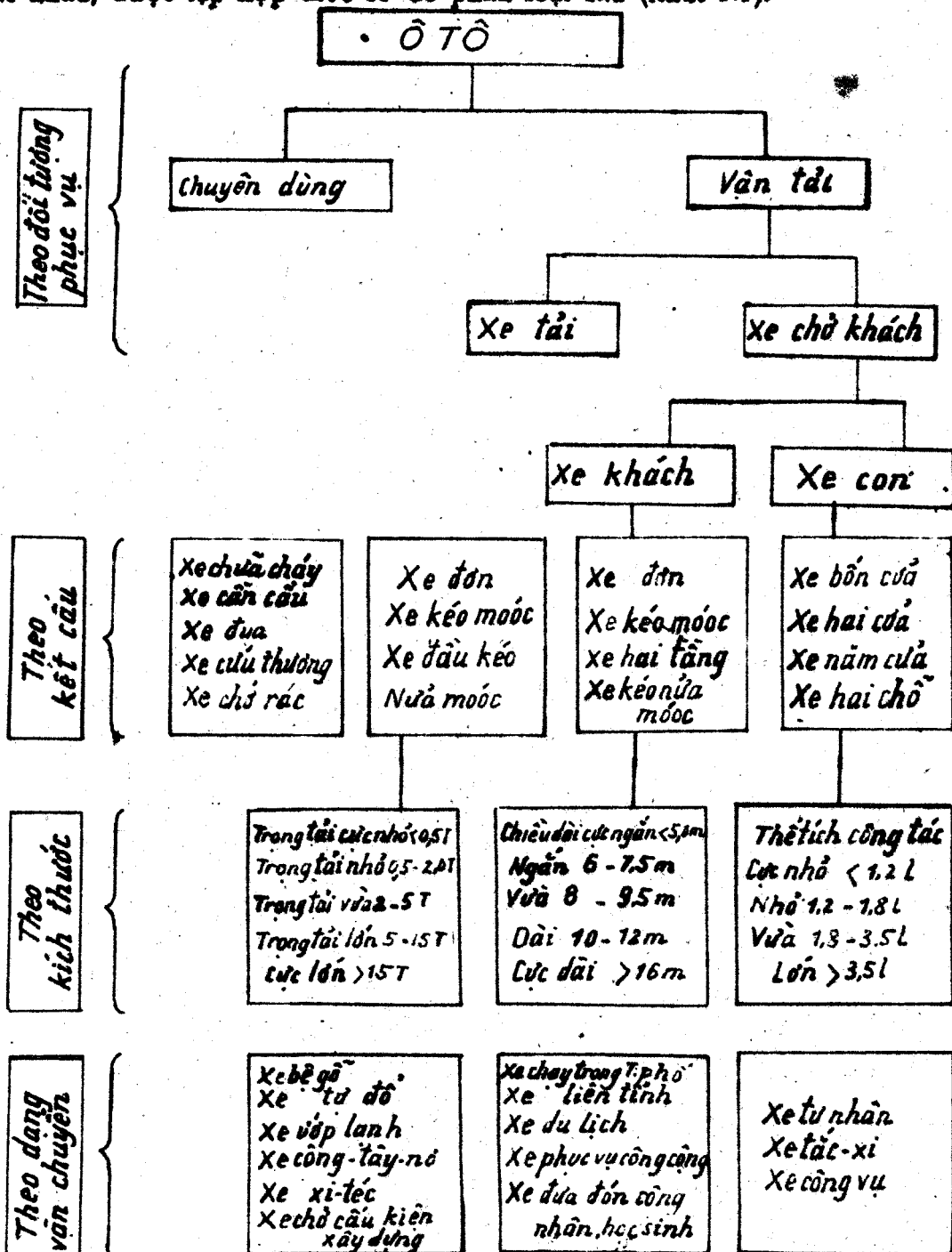
- Khung xe
- Dầm cầu
- Hệ thống đàn hồi (hay còn gọi là hệ thống treo)
- Bánh xe.

c) Các hệ thống điều khiển phương hướng chuyển động của ôtô, điều khiển sự dừng khẩn cấp hoặc làm chậm dần tốc độ, gồm có :

- Cơ cấu lái.
- Hệ thống phanh.

2. Phân loại ôtô

Nhu cầu về vận chuyển hàng hóa và khách hàng bằng các phương tiện vận tải ôtô rất lớn. Để đáp ứng đầy đủ các yêu cầu vận chuyển đó, ôtô có rất nhiều chủng loại khác nhau, được tập hợp theo sơ đồ phân loại sau (hình 1.1).



Hình. 1.1 Sơ đồ phân loại

Ngoài ra, còn nhiều cách phân loại khác như: Phân loại theo nhiên liệu dùng để chạy động cơ (ôtô chạy xăng, ôtô chạy dầu diesel, ôtô điện...), phân loại theo điều kiện sử dụng (ôtô thường, ôtô có tính cơ động cao...).

3. Những yêu cầu chung đối với ôtô

3.1. Những yêu cầu về thiết kế chế tạo:

— Xe ôtô phải mang tính hiện đại, các tổng thành trên xe có kết cấu hiện đại, kích thước nhỏ gọn, bố trí hợp lý phù hợp với các điều kiện đường sá và khí hậu.

— Vỏ xe phải đẹp, phù hợp với yêu cầu về thẩm mỹ công nghiệp.

— Vật liệu chế tạo các chi tiết phải có độ bền cao, độ chống mòn, chống gỉ cao, nhằm nâng cao tính tin cậy và tuổi thọ của xe. Nên tăng loại vật liệu nhẹ để giảm tự trọng của xe.

— Kết cấu của các chi tiết phải có tính công nghệ cao, dễ gia công, số lượng các nguyên công trong qui trình công nghệ chế tạo ít.

3.2. Những yêu cầu về sử dụng:

— Xe phải có các tính năng động lực cao như: tốc độ trung bình cao nhằm quay vòng xe nhanh, nâng cao năng suất vận chuyển, thời gian gia tốc và quãng đường gia tốc ngắn, xe khởi động dễ dàng.

— Xe phải có tính an toàn cao, đặc biệt đối với hệ thống phanh và hệ thống lái.

— Xe phải đảm bảo tính tiện nghi cho lái xe và hành khách, thao tác nhẹ và dễ dàng, đảm bảo tầm nhìn tốt.

— Mức tiêu hao nhiên liệu, dầu mỡ bôi trơn, săm lốp và các vật liệu chạy xe ít.

— Kích thước thùng xe phải phù hợp với trọng tải để nâng cao hệ số sử dụng trọng tải.

— Kích thước và hình dáng xe phải đảm bảo cho công tác xếp dỡ hàng hóa được thuận tiện và nhanh chóng.

— Xe chạy phải êm, không ồn, giảm lượng độc hại trong khí thải.

3.3. Những yêu cầu về bảo dưỡng sửa chữa:

Giờ công bảo dưỡng và sửa chữa xe so với chế tạo rất lớn, so với cả đời xe thường gấp 30 — 50 lần giờ công chế tạo.

Nếu mọi chi phí cho đời xe từ khi chế tạo đến khi thanh lý là 100%, thì các phần được phân bổ như sau (số liệu của nhà máy GAZ — Liên xô):

Thiết kế, chế tạo ôtô	1,4
Bảo dưỡng ôtô	45,4
Sửa chữa thường xuyên	46,0
Sửa chữa lớn	7,2

Qua đó, chúng ta thấy giờ công bảo dưỡng, sửa chữa rất lớn. Để giảm khối lượng công việc, kéo dài chu kỳ bảo dưỡng, ôtô phải đảm bảo các yêu cầu sau :

1. Số lượng các điểm bôi trơn phải ít để giảm giờ công bơm dầu mỡ, thay thế các điểm bôi trơn có vù mỡ bằng vật liệu bôi trơn vĩnh cửu. Các vù mỡ phải bố trí thẳng hàng, cùng phía thuận lợi cho công tác bảo dưỡng.

2. Giảm giờ công kiểm tra xiết chặt bằng cách sử dụng các bulông, vít cấy, đai ốc... có tính tự hãm cao, đúng tiêu chuẩn và ít chủng loại để đỡ phải thay đổi dụng cụ tháo lắp.

3. Giảm giờ công điều chỉnh bằng cách thay các khâu điều chỉnh bằng tay bằng điều chỉnh tự động, hoặc dễ điều chỉnh.

4. Kết cấu của xe phải đảm bảo cho công tác tháo lắp được dễ dàng, thuận tiện cho công tác sửa chữa thay thế phụ tùng.

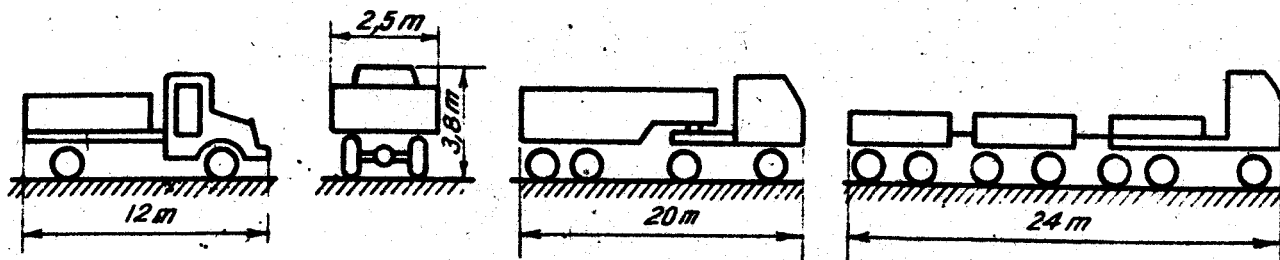
5. Kết cấu cũng như vật liệu chế tạo của các chi tiết có độ hao mòn lớn phải đủ bền sau khi phục hồi, sửa chữa. Các mặt chuẩn (công nghệ, định vị...) của chi tiết phải được bảo toàn, tạo điều kiện cho gia công cơ khí sửa chữa đáp ứng được các yêu cầu kỹ thuật.

4. Các thông số kích thước, trọng lượng của ôtô

4.1. Các thông số kích thước

Kích thước và hình dáng xe phải phù hợp với chức năng sử dụng. Theo GOST 9314-59 của Liên xô qui định chiều rộng của xe không quá 2,5m, chiều cao không quá 3,8m, dài không quá 12m, trường hợp kéo nửa móc dài không quá 20m, kéo 2 móc thì chiều dài tổng cộng không quá 24m (hình 1.2).

Các thông số đảm bảo tính cơ động của xe được thể hiện ở bảng 1.1.

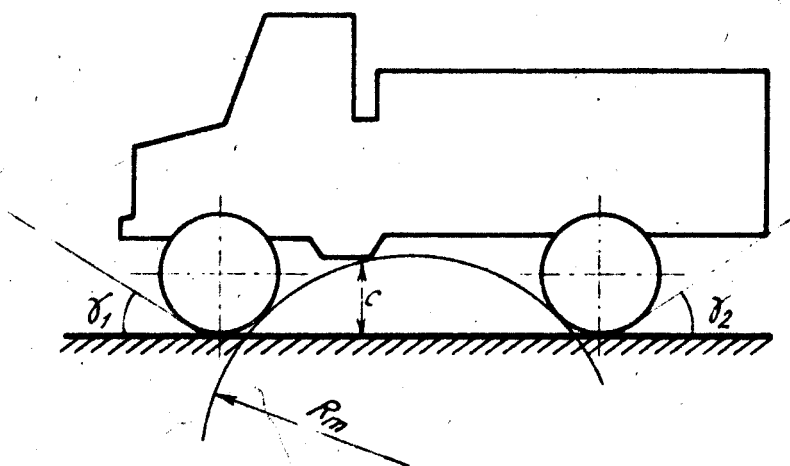


Hình 1.2. Kích thước giới hạn của ôtô (GOST9314-59)

Các thông số hình học đảm bảo tính cơ động của ô tô (hình 1.3)

Loại xe	Khoảng sáng gầm xe C mm	Các góc vát (độ)		Bán kính thông qua dọc R _m
		Trước γ_1	Sau γ_2	
1. Xe con	160—210	20—35 45*	15—25 35*	2—4,5
2. Xe tải: Trọng tải 1,5—5t Trọng tải 8—12t Thông qua cao	200—260	35—55	20—30	1,5—3,0
	270—300	30—40	20—35	3,0—5,0
	250—400	40—50	30—45	1,5—3,5
3. Xe khách (dài từ 7,0—16,5m)	240—270	10—20	8—18	4,0—8

* Xe có tính thông qua cao



Hình 1.3. Các thông số hình học của tính năng cơ động.

4.2. Các thông số trọng lượng.

Hội đồng tương trợ kinh tế giữa các nước xã hội chủ nghĩa đã thống nhất đại trọng tải của xe tải thùng gỗ như sau: 0,5t—1t—0t—1,5t—3,0t—5t—8t—13t. Giảm tự trọng của xe là một trong những phương hướng nghiên cứu chế tạo ô tô. Tỷ lệ giữa tự trọng của xe và trọng tải là hệ số chất tải K.

$$K = \frac{m_0}{q_h} \quad (1.1)$$

Trong đó: m_0 , q_h — Tự trọng của xe và trọng tải của xe.

Hệ số K được thể hiện như sau:

q_h	1,5	3,0	5,0	8,0—12,0
K	1,15	0,8	0,7	0,65

Tải trọng cho phép tác động lên cầu chủ động của các xe do Liên xô chế tạo được quy định trong GOST 9314-59 (Bảng 1.2)

Bảng 1.2.

Tải trọng cho phép tác động lên cầu

Loại đường	Khoảng cách giữa hai trục (m)	
	> 3m	< 3m
	kN	kN
I - II	100	90
Các loại xe	60	55

4.3. Công thức bánh xe.

Công thức bánh xe được thể hiện bằng tích giữa hai số $a \times b$ (trong đó a là số lượng bánh xe, b là số lượng cầu chủ động). Thí dụ:

4×2 — Xe có một cầu chủ động (có 4 bánh xe, trong đó có hai bánh xe chủ động)

4×4 — Xe có hai cầu chủ động (có 4 bánh xe đều là chủ động).

6×4 — Xe tải hoặc khách có một cầu chủ động (có 6 bánh xe trong đó cầu chủ động có 4 bánh).

6×6 — Xe có ba cầu chủ động (tất cả các bánh xe đều là chủ động)

5. Bố trí chung trên ôtô

Bố trí động cơ và các tổng thành trên ôtô phải thỏa mãn các yêu cầu cơ bản như sau :

Hệ số sử dụng chiều dài λ phải lớn.

$$\lambda = \frac{l}{L} \quad (1.2)$$

Trong đó : l — Chiều dài thùng chứa, buồng chứa (m)

L — Chiều dài toàn bộ của ôtô (m) :

Chỗ ngồi của người lái phải đảm bảo an toàn, dễ thao tác và vệ sinh công nghiệp. Có chỗ để chăm sóc bảo dưỡng các tổng thành. Sự phân bố tải trọng lên các cầu xe hợp lý, hài hòa các yêu cầu về kéo, hãm, hãm, chuyển hướng, ổn định, êm dịu v.v...

5.1. Bố trí động cơ.

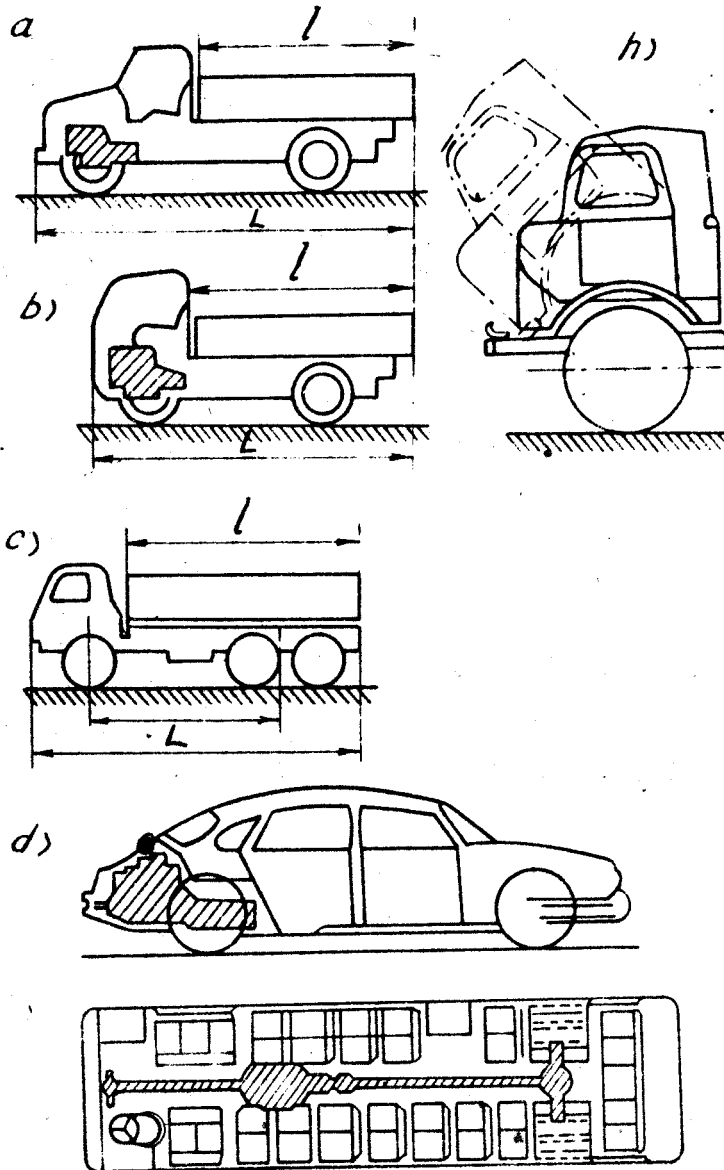
Trên ôtô động cơ thường được bố trí theo các phương án sau đây :

a) Bố trí động cơ đằng trước và ngoài buồng lái.

Phương án này được sử dụng nhiều ở xe tải, tạo điều kiện chăm sóc bảo dưỡng động cơ dễ dàng, song hệ số sử dụng chiều dài bé và người lái nhìn không thoáng (hình 1.4a)

b) Bố trí động cơ đằng trước và trong buồng lái: Phương án này đã khắc phục những nhược điểm của phương án trên, tạo một vị trí ngồi cho người lái rất tốt và nâng cao hệ số sử dụng chiều dài. Song do động cơ đặt bên trong buồng lái nên thể tích của buồng lái bị thu hẹp, phải có những thiết bị cách nhiệt và cách âm. Sử dụng cầu tạo buồng lái lật để có điều kiện chăm sóc bảo dưỡng động cơ. Những xe sử dụng phương án này thường có chiều cao trọng tâm lớn, không lợi cho tính ổn định (hình 1.4b).

c) Bố trí động cơ ở giữa buồng lái và thùng chứa hàng: Phương án này đã khắc phục một phần nhược điểm của phương án trên, song lại khó khăn khi chăm sóc bảo dưỡng động cơ và phải tính toán sao cho vị trí của trọng tâm ở chỗ thích hợp (hình 1.4c).



Hình-1.4. Bố trí động cơ

- a) Trước buồng lái, b) Trong buồng lái, c) Giữa buồng lái và bệ,
d) Đằng sau, e) Dưới sàn, f) Buồng lái lật.

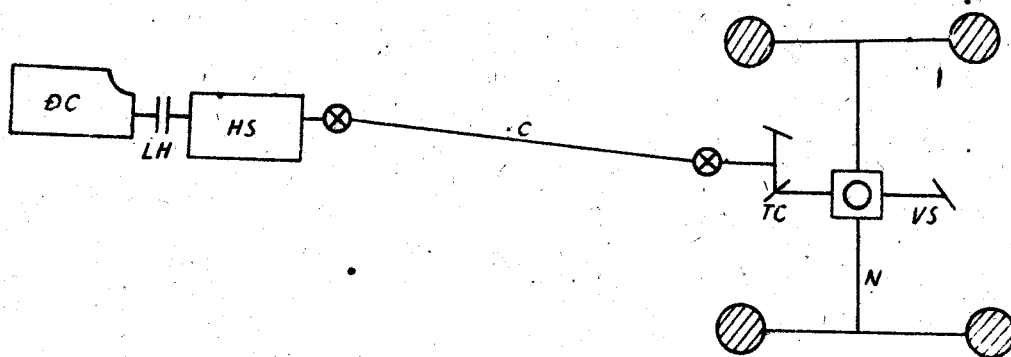
d) **Bố trí động cơ đằng sau:** Phương án này được sử dụng nhiều ở xe con, xe khách vì hệ số sử dụng chiều dài tăng, vị trí ngồi của người lái rất tốt, khoảng hành khách được cách nhiệt tốt, kết cấu của hệ thống truyền lực gọn. Song cơ cấu điều khiển động cơ, bộ li hợp, hộp số v.v... có phức tạp hơn (hình 1.4d).

e) **Bố trí động cơ ở dưới sàn:** Phương án này thường được sử dụng ở xe khách, có những ưu điểm như phương án trên, song làm giảm khoảng sáng của gầm và khó chăm sóc bảo dưỡng động cơ vì vị trí chật chội (hình 1.4e).

5.2. Bố trí hệ thống truyền lực.

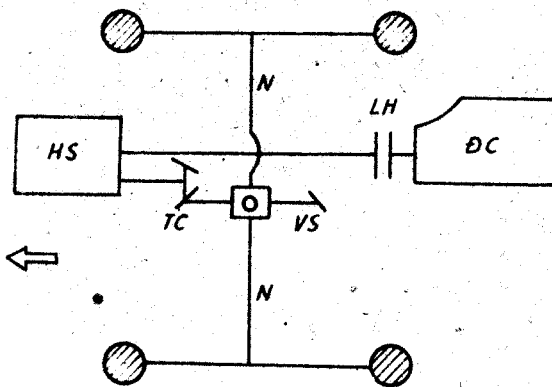
Đánh giá độ phức tạp của hệ thống truyền lực thường phải dựa vào công thức bánh xe $a \times b$. Sau đây là một vài sơ đồ bố trí điển hình.

a) Sơ đồ 4×2 (cầu sau chủ động, động cơ đặt trước) biểu thị trên hình 1.5. Đây là cách bố trí cổ điển và rất cơ bản, được sử dụng nhiều ở xe con hoặc xe tải cỡ nhỏ.

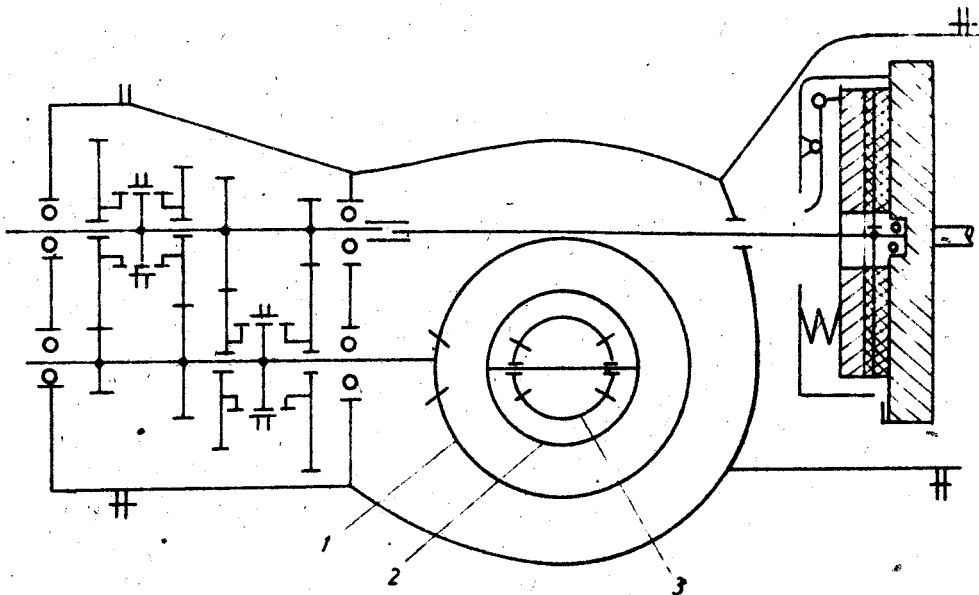


Hình 1.5. Sơ đồ 4×2 (cầu sau chủ động, động cơ đặt trước)

b) Sơ đồ 4×2 (cầu sau chủ động, động cơ đặt sau) biểu thị trên hình 1.6. Cách bố trí này rất gọn, không dùng truyền lực cácđăng, toàn bộ động cơ, bộ li hợp, hộp số, cầu sau chủ động liên kết thành một khối. Sơ đồ này ở xe du lịch VW1200 của CHDC Đức sản xuất năm 1967.



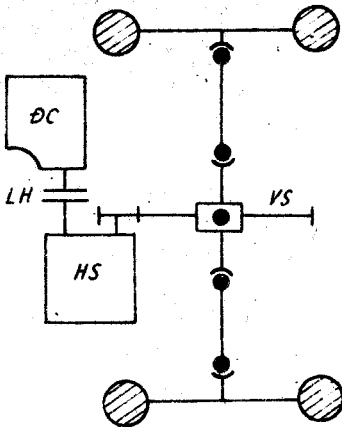
Hình 1.6. Sơ đồ 4×2 (cầu sau chủ động, động cơ đặt sau)



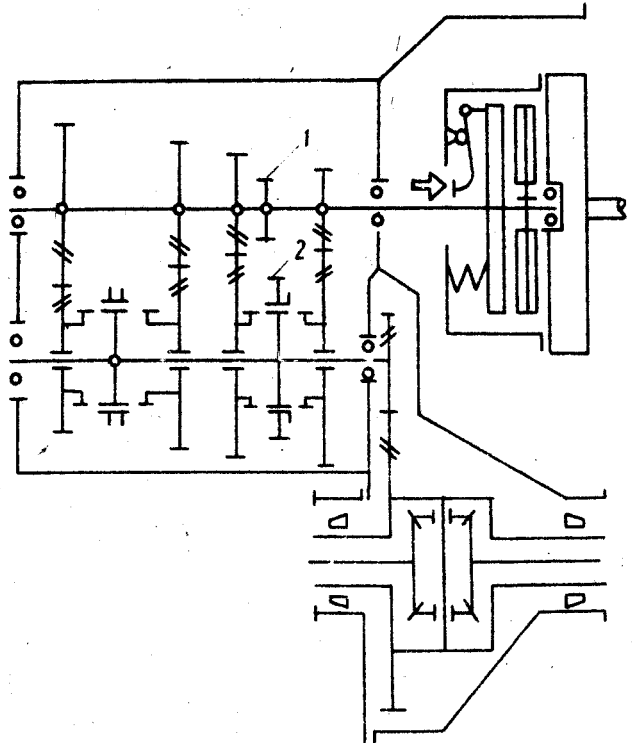
Hình 1.7. Sơ đồ động của xe VW1200

- 1. Bánh răng vành chấu.
- 2. Vỏ bộ vi sai
- 3. Bánh răng của nửa trục (Không thể hiện số lùi trên bản vẽ)

c) Sơ đồ 4×2 (cầu trước chủ động, động cơ đặt trước) biểu thị trên hình 1.8, được sử dụng trên xe con TALBOT SOLARA của Pháp sản xuất 1979. Cách bố trí này gọn hơn vì động cơ nằm ngang.

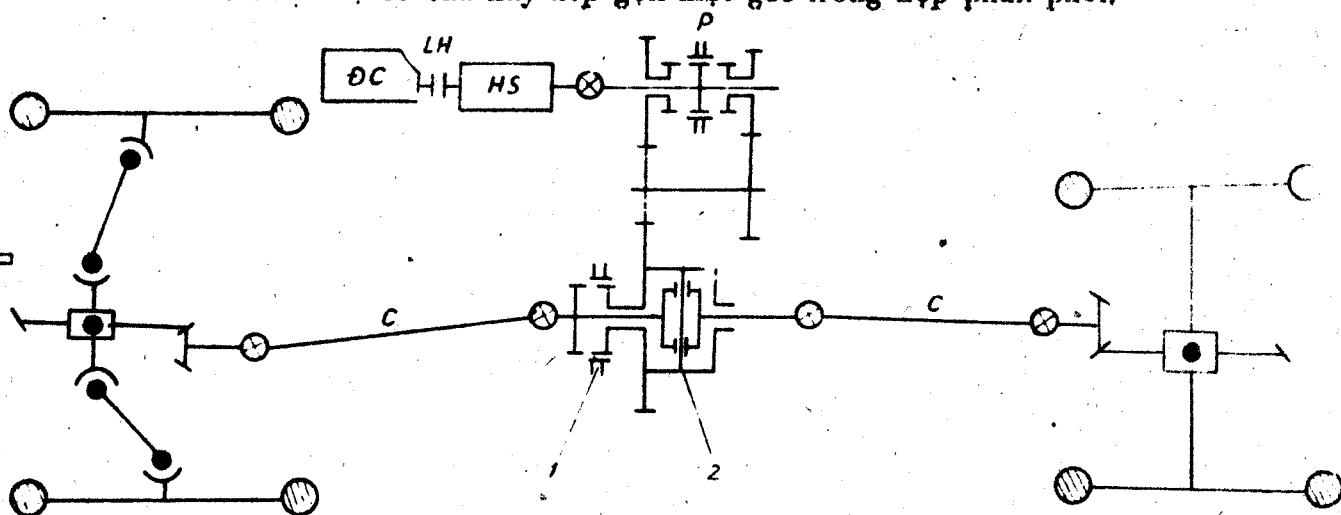


Hình 1.8. Sơ đồ 4×2 (cầu trước chủ động, động cơ đặt trước)



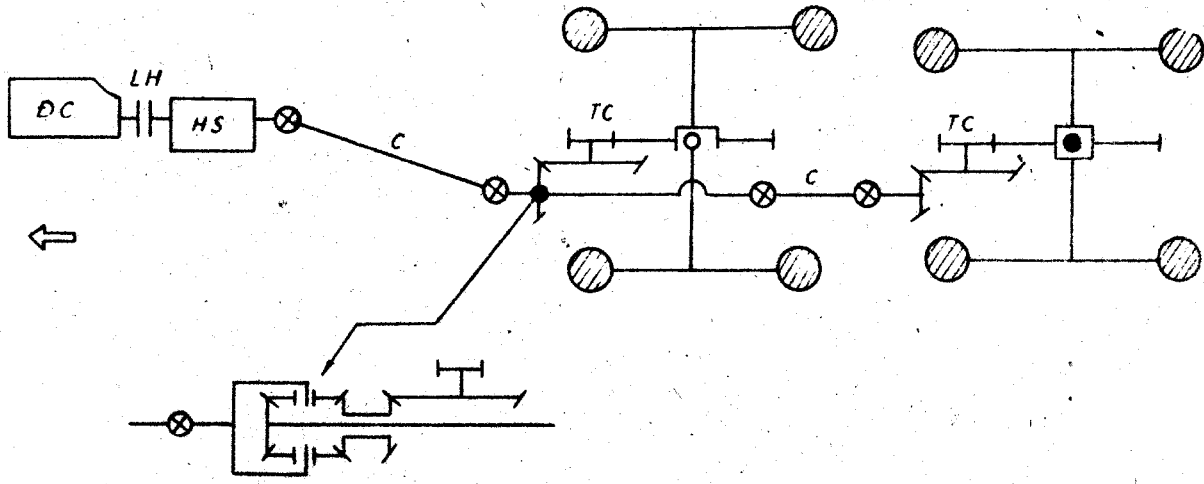
Hình 1.9. Sơ đồ động của xe TALBOT SOLARA
1,2 — cơ cấu sang số lùi (không thể hiện hết trên bản vẽ)

d) Sơ đồ 4 × 4 được dùng trên xe hai cầu chủ động như GAZ-63, GAZ-66. Hình 1.10, trình bày một sơ đồ 4 × 4 dùng ở xe con VAZ-2121 của Liên xô sản xuất năm 1977. Đặc điểm của sơ đồ này là có bộ vi sai giữa hai cầu và bộ phận khóa vi sai đó khi cần thiết. Toàn bộ cơ cấu này xếp gọn một góc trong hộp phân phối.



Hình 1.10. Sơ đồ 4 × 4 dùng trên xe ô tô du lịch có tính cơ động cao VAZ 2121.
1. Bộ phận khóa vi sai giữa hai cầu, 2. Bộ vi sai giữa hai cầu.

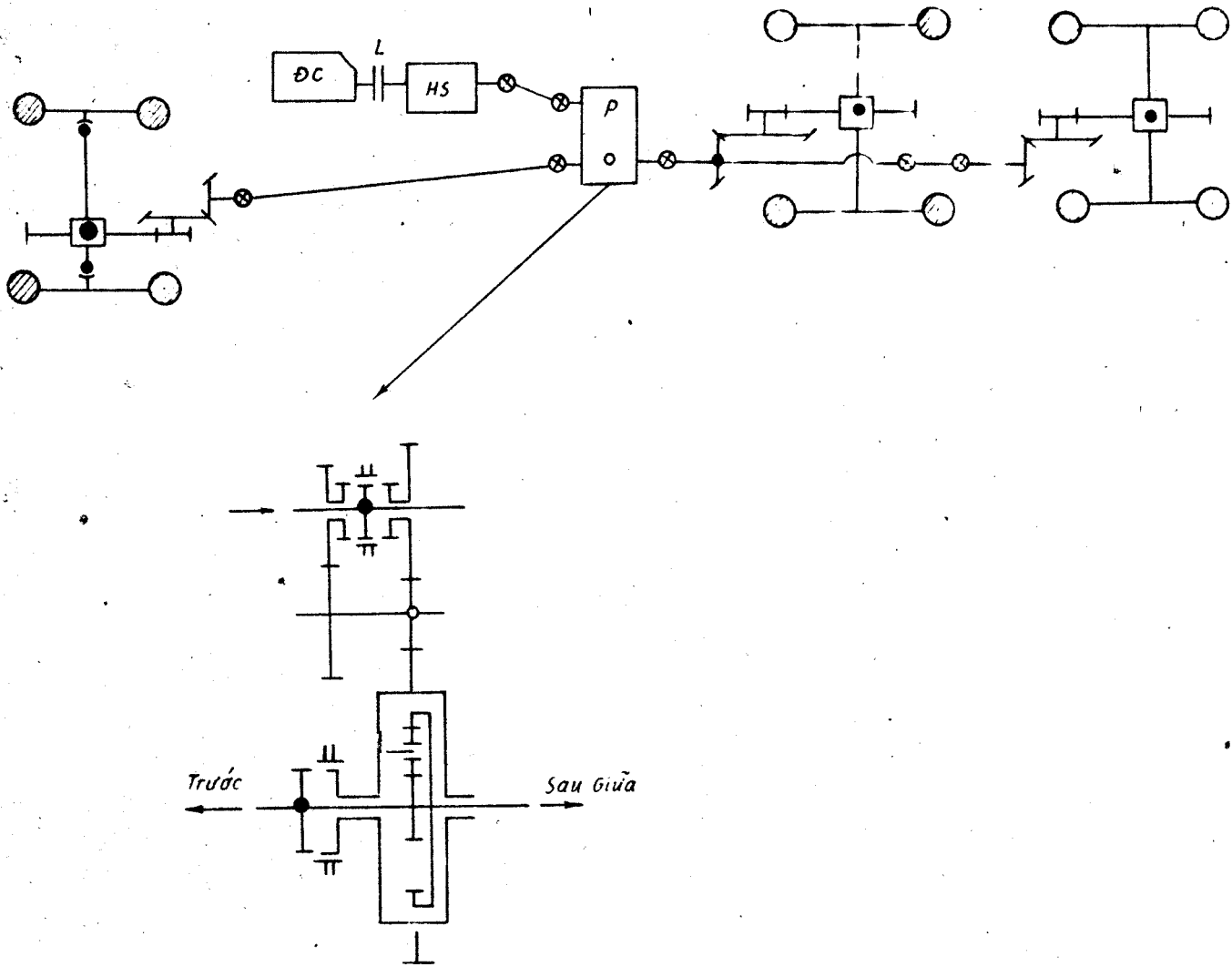
e) Sơ đồ 6 × 4 được dùng trên xe tải loại vừa KAMAZ-5320 của Liên xô sản xuất năm 1976. Đặc điểm của sơ đồ này là không dùng hộp phân phối mà dùng một cơ cấu vi sai giữa hai cầu rất gọn (xem hình 1.11).



Hình 1.11. Sơ đồ 6 × 4 dùng trên xe tải KAMAZ-5320

f) Sơ đồ 6 × 6 được dùng trên xe tải URAL375 (Liên xô) được thể hiện trên hình 1.12, trong hộp phân phối có cơ cấu vi sai kiểu hệ bánh răng trụ nhằm chia công suất ra các cầu trước, cầu giữa, cầu sau. Giữa cầu sau và cầu giữa lại sử dụng vi sai kiểu bánh răng nón (như sơ đồ e).

Ngoài các sơ đồ 6 × 6 (ở mục f), sơ đồ 4 × 4 (ở mục d) còn có những sơ đồ không dùng bộ vi sai giữa các cầu như ZIL 131, ZIL 157K.



Hình 1.12. Sơ đồ 6 × 6 dùng trên xe tải UPAL375)

TẢI TRỌNG TÁC DỤNG LÊN CÁC CƠ CẤU VÀ CHI TIẾT ÔTÔ

Ôtô là một hệ động lực học phức tạp, chuyển động với tốc độ cao trên các loại đường khác nhau, cho nên tình trạng chịu tải không đơn giản. Khi nghiên cứu độ bền của các cơ cấu và chi tiết ô tô, ngoài tải trọng tĩnh cần xét đến tải trọng động. Thông qua sự tổng hợp giữa tải trọng tĩnh, hệ số an toàn, thống kê xác suất tải trọng động, chúng ta có một chế độ tải trọng dùng trong tính toán thiết kế.

Môn học « lý thuyết ô tô » đã trình bày phương pháp lựa chọn động cơ trên cơ sở biết trước trọng tải q , tốc độ v , hệ số lực cản không khí K , diện tích hứng gió F của ô tô và hệ số cản ϕ của mặt đường. Giá trị lớn nhất của mômen xoắn của động cơ đã chọn $M_{e \max}$ được xem là tải trọng tĩnh. Khi xe chạy, các cơ cấu và chi tiết ô tô còn chịu những tải trọng động có giá trị rất lớn, song thời gian tác dụng ngắn. Chúng ta có thể dùng hệ số tải trọng động.

$$K_d = \frac{\text{tải trọng động}}{\text{tải trọng tĩnh}}$$

để biểu thị mức độ ác liệt lúc có tải trọng động tác dụng. Sau đây là một số trường hợp sinh ra tải trọng động, nghiên cứu về mặt định tính cũng như định lượng của tải trọng động để có biện pháp về sử dụng cũng như về kết cấu nhằm hạn chế ảnh hưởng của nó.

1. Các trường hợp sinh ra tải trọng động.

1.1. Nối bộ ly hợp đột ngột: Khi khởi hành ô tô, việc nối bộ ly hợp đột ngột sẽ sinh ra tải trọng động rất lớn, vì tốc độ góc của phần bị động tăng lên rất nhanh trong một thời gian rất ngắn, do đó dẫn đến sự xuất hiện gia tốc góc và mômen quán tính. Hậu quả của cách sử dụng này là xe giật mạnh hoặc động cơ sẽ tắt máy. Hiện nay chưa có phương pháp giải tích để tính toán tải trọng động sinh ra trong trường hợp này, nên sử dụng công thức kinh nghiệm sau đây để có khái niệm về định tính.

$$K_d = \beta \frac{i + 8}{i} \quad (2.1).$$

Trong đó:

β — Hệ số dự trữ của bộ ly hợp (xem chương 3).

i — Tỷ số truyền chung cho cả hệ thống truyền lực ứng với tỷ số đang nghiên cứu.

Kết quả thí nghiệm trên xe GAZ 51 được ghi trong bảng (2.1) chứng tỏ nối bộ ly hợp đột ngột gây ảnh hưởng xấu.

Khởi hành tại chỗ với các tay số	Hệ số K khi nối bộ ly hợp đột ngột	Tỷ lệ giữa mômen động và tĩnh của bộ ly hợp
2	3	1,67
3	3,35	1,82
4	3,66	2,03

1.2. Phanh không cắt bộ ly hợp.

a) Trong quá trình phanh

Những lúc khẩn cấp người ta vẫn phải phanh ôtô bằng cơ cấu phanh mà không cắt bộ ly hợp. Đây là một trường hợp gây ra tải trọng dưới dạng mômen quán tính.

Do tác dụng của cơ cấu phanh nên xe chuyển động chậm dần với gia tốc âm j_p . Lúc này bộ ly hợp không bị cắt, nên j_p thông qua hệ thống truyền lực được chuyển thành gia tốc góc âm ε ở trục khuỷu động cơ. Các chi tiết quay của động cơ — chủ yếu là bánh đà chuyển động với gia tốc góc âm ε nên xuất hiện mômen quán tính.

$$M_j = J_{BD} \cdot \varepsilon \quad (2.2)$$

Trong đó:

J_{BD} — Mômen quán tính của bánh đà ($kg \cdot m^2$)

ε — Gia tốc góc (s^{-2})

M_j — Tải trọng động (N.m)

Quan hệ giữa ε và j_p như sau:

$$\varepsilon = \frac{i_0 \cdot i_h}{r_{BX}} \cdot j_p$$

Trong đó: i_0 — Tỷ số truyền của truyền lực chính.

i_h — Tỷ số truyền của hộp số ứng với tay số đang sử dụng.

r_{BX} — Bán kính bánh xe (m)

j_p — Gia tốc phanh ($m \cdot s^{-2}$)

Khi sử dụng hết lực phanh $P_{p \max} = G \cdot \varphi$ thì gia tốc phanh lớn nhất là:

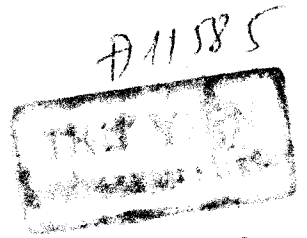
$$j_{\max} = \frac{\varphi \cdot g}{\delta}$$

Trong đó: φ — Hệ số bám.

g — Gia tốc trọng trường ($m \cdot s^{-2}$)

δ — Hệ số tính theo công thức sau:

$$\delta = 1 + \frac{g}{G} \cdot \frac{\sum J_{BX}^x}{r_{BX}^2} + \frac{g}{G} \cdot \frac{J_{BD} \cdot i_0^2 \cdot i_h^2 \cdot \nu}{r_{BX}^2}$$



Handwritten numbers: 85/27/446

Trong đó: G — Trọng lượng của ôtô (N)

J_{BX} — Mômen quán tính của một bánh xe (kg.m^2).

n — Số lượng bánh xe của ôtô.

η — Hiệu suất truyền lực.

và mômen lực quán tính lớn nhất là:

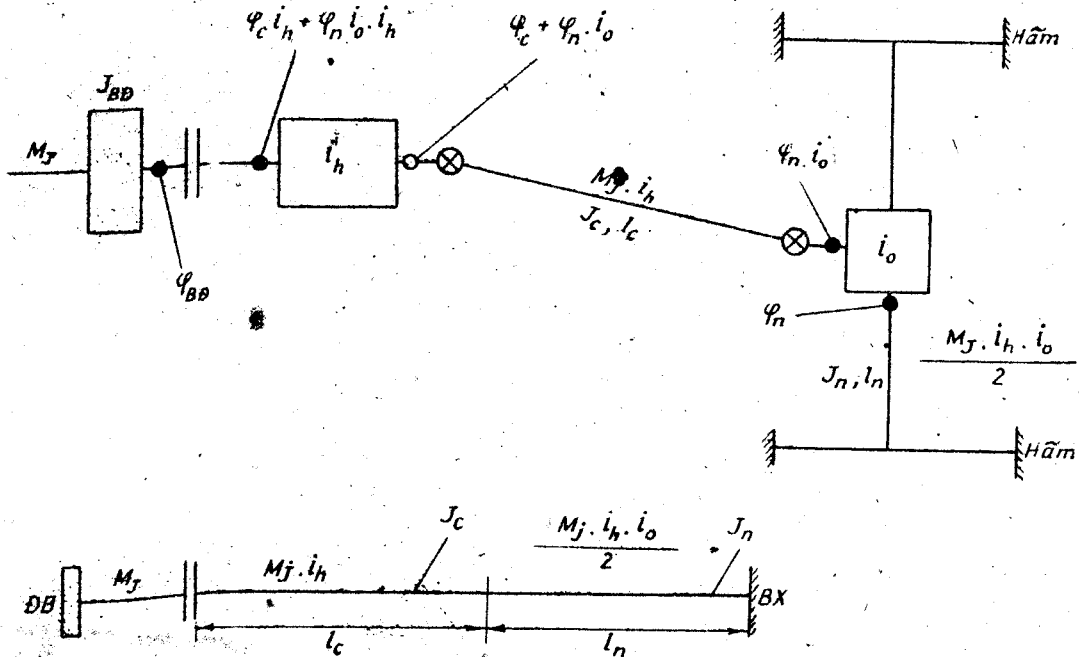
$$M_{j \max} = J_{BD} \cdot \frac{i_0 \cdot i_h}{r_{BX}} \cdot \frac{\varphi \cdot g}{\delta} \quad (2.3).$$

Nếu mômen quán tính lớn nhất $M_{j \max}$ này không vượt quá giá trị mômen ma sát sinh ra trong bộ ly hợp (bộ ly hợp không trượt) thì nó sẽ tác dụng lên hệ thống truyền lực. Bộ ly hợp có chức năng tự động cắt khi mômen truyền qua nó quá lớn ($> \beta \cdot M_{e \max}$) đó là một biện pháp an toàn cho ôtô khi gặp tải trọng động.

b) Sau khi các bánh xe đã bị hãm. Mặc dầu các bánh xe đã hãm chặt, xe dừng, do không cắt bộ ly hợp nên quán tính bánh đà còn quay một góc φ_{BD} rồi mới dừng hẳn. Đó là chuyển động chậm dần với gia tốc góc $\frac{d\omega_{BD}}{dt}$ và xuất hiện mômen quán tính:

$$M_j = J_{BD} \cdot \frac{d\omega_{BD}}{dt} \quad (2.4)$$

mômen này lại truyền qua bộ ly hợp gây ra xoắn hệ thống truyền lực theo sơ đồ như hình 2.1.



Hình 2.1. Sơ đồ tính toán tải trọng động trong trường hợp phanh không cắt bộ ly hợp.

Từ sơ đồ chịu lực rút ra quan hệ góc xoắn.

$$\varphi_{BD} = \varphi_c \cdot i_h + \varphi_n \cdot i_0 \cdot i_h \quad (2.5)$$

Trong đó: φ_c — Góc xoắn của trục cácđăng (rad)

φ_n — Góc xoắn của một nửa trục (rad)

Các góc xoắn φ_c, φ_n tính bằng công thức trong môn học « Sức bền vật liệu ».

$$\varphi_c = \frac{M_j \cdot i_h \cdot l_c}{J_c \cdot G}$$

$$\varphi_n = \frac{M_j \cdot i_0 \cdot i_h \cdot l_n}{2 \cdot J_n \cdot G}$$

Trong đó: l_c, l_n — Chiều dài của trục cácđăng và nửa trục (m).

J_c, J_n — Mômen quán tính độc cực của tiết diện trục cácđăng và nửa trục (m⁴)

G — Mô đun trượt của vật liệu (N.m⁻²)

Thay các giá trị φ_c, φ_n vào hiệu thức (2.5), có:

$$\varphi_{BD} = M_j \left(\frac{i_h^2 \cdot l_c}{J_c \cdot G} + \frac{i_0^2 \cdot i_h^2 \cdot l_n}{2J_n \cdot G} \right)$$

Nếu gọi: $C = \frac{1}{\frac{i_h^2 \cdot l_c}{J_c \cdot G} + \frac{i_0^2 \cdot i_h^2 \cdot l_n}{2J_n \cdot G}}$ (2.6)

là độ cứng chống xoắn của hệ thống truyền lực khi các bánh xe cùng bị hãm (N.m.rad⁻¹) sẽ thu được một biểu thức khác biểu tại mômen quán tính:

$$M_j = C \cdot \varphi_{BD} \quad (2.7)$$

So sánh hai biểu thức (2.4) và (2.7) rút ra phương trình vi phân sau:

$$J_{BD} \cdot \frac{d\omega_{BD}}{dt} = C \cdot \varphi_{BD} \quad (2.8)$$

Dùng phương pháp tách biến và điều kiện ban đầu là ω_{BD0} (tốc độ góc của bánh đà lúc bắt đầu quá trình chuyển động chậm dần của trục khuỷu) tìm được:

$$\varphi_{BD\max} = \omega_{BD0} \sqrt{\frac{J_{BD}}{C}} \quad (2.9)$$

$$M_{j\max} = \omega_{BD0} \sqrt{J_{BD} \cdot C} \quad (2.10)$$

Giá trị $M_{j\max}$ có trị số cực đại khi xe đang sử dụng số truyền thẳng $i_h = 1$, tất nhiên tải trọng động này có tác dụng lên hệ thống truyền lực hay không là còn tùy thuộc vào hệ số dự trữ β của bộ ly hợp (xem mục a).

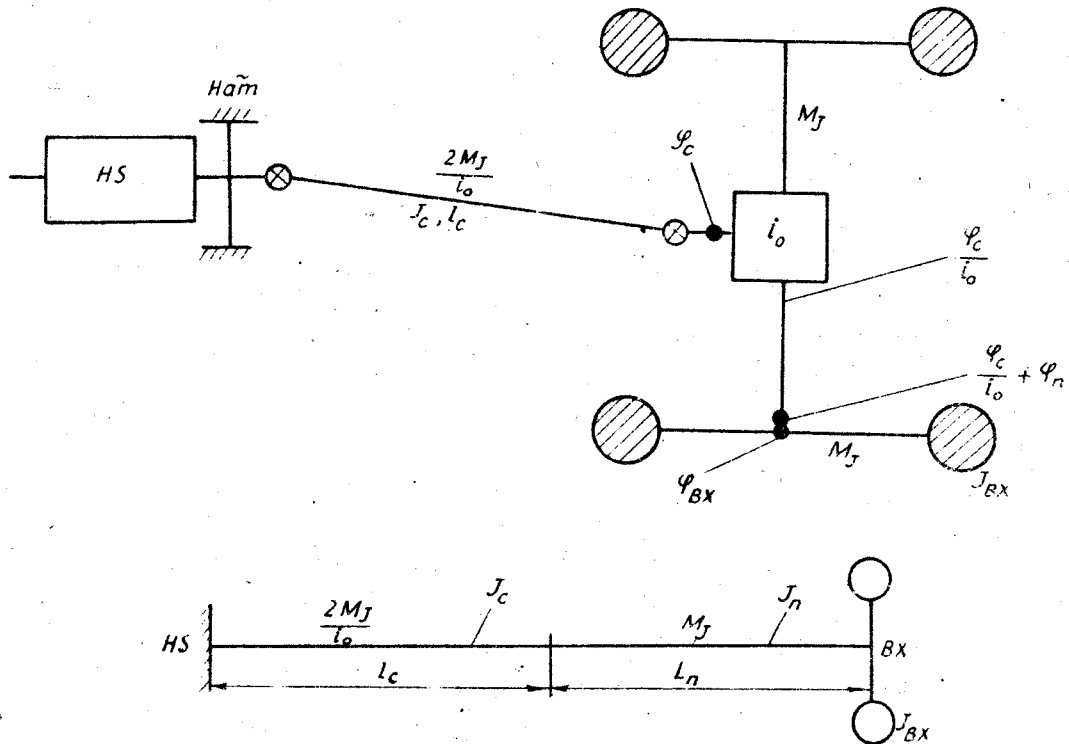
1.3. Sử dụng phanh trung ương đột ngột khi xe đang chạy.

Xe đang chạy trên đường không sử dụng phanh chân để hãm các bánh xe, mà sử dụng phanh tay cho đến lúc xe dừng hẳn. Phanh tay có hiệu lực khi trục thứ hai

của hộp số bị hãm chặt, động lực không truyền đến trục các đăng được. Nhưng do quán tính, bánh xe còn quay một góc φ_{BX} rồi mới dừng hẳn. Đó là chuyển động chậm dần với gia tốc góc $\frac{d\varphi_{BX}}{dt}$ làm xuất hiện mômen quán tính

$$M_j = J_{BX} \cdot \frac{d\varphi_{BX}}{dt} \quad (2.11)$$

mômen này chuyển ngược trở lại tác dụng lên hệ thống truyền lực theo sơ đồ như hình 2.2 và gây ra xoắn.



Hình 2.2. Sơ đồ tính toán tải trọng động trong trường hợp sử dụng phanh tay đột ngột.

Từ sơ đồ chịu lực trên rút ra quan hệ góc xoắn.

$$\varphi_{BX} = \frac{\varphi_c}{i_0} + \varphi_n \quad (2.12)$$

Trong đó :

$$\varphi_c = \frac{2M_j \cdot l_c}{i_0 \cdot J_n \cdot G}$$

$$\varphi_n = \frac{M_j \cdot l_n}{J_n \cdot G}$$

và cuối cùng là :

$$\varphi_{BX} = M_j \left(\frac{2 \cdot l_c}{i_0^2 \cdot J_n \cdot G} + \frac{l_n}{J_n \cdot G} \right)$$

Nếu gọi

$$C = \frac{1}{\frac{2 \cdot l_1}{i_0^2 \cdot J_0 \cdot G} + \frac{l_n}{J_n \cdot G}}$$

là độ cứng chống xoắn của hệ thống truyền lực khi hãm bằng phanh tay, chúng ta thu được một biểu thức khác biểu thị mômen quán tính:

$$M_j = C \cdot \varphi_{BX} \quad (2.13)$$

So sánh hai biểu thức (2.11) và (2.13) có phương trình vi phân như sau:

$$J_{BX} \cdot \frac{d\omega_{BX}}{dt} = C \cdot \varphi_{BX} \quad (2.14)$$

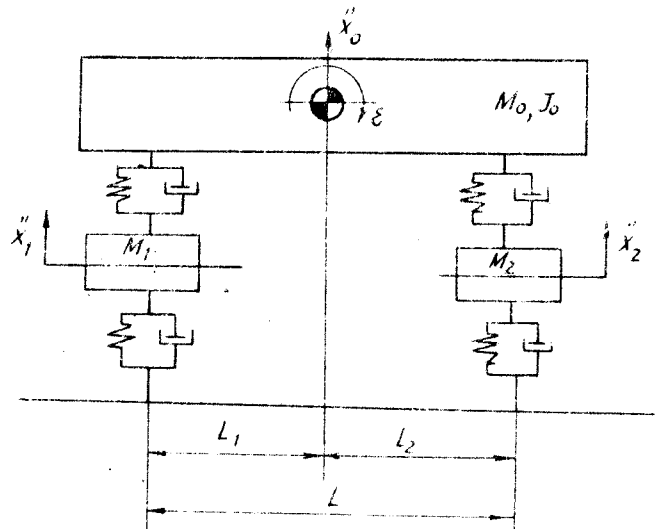
Bằng cách giải tương tự được:

$$\varphi_{BX \max} = \omega_{BX0} \sqrt{\frac{J_{BX}}{C}} \quad (2.15)$$

$$M_{j \max} = \omega_{BX0} \sqrt{J_{BX} \cdot C} \quad (2.16)$$

1.4. Ôtô chạy trên đường không bằng phẳng.

Khi ô tô chạy trên mặt đường không bằng phẳng hiện tượng dao động sẽ gây ra, toàn bộ ô tô xem như một hệ động lực học và mỗi thành phần của hệ đều có gia tốc dao động, do đó chịu thêm tải trọng động ma (trong đó: m — khối lượng, a — gia tốc dao động). Thông thường tải trọng động này được xét đến khi tính toán bộ phận vận hành và hệ thống lái. Hình 2.3 trình bày một mô hình đơn giản về dao động của xe và cách tính tải trọng động.



Hình số 2.3. Mô hình dao động của ô tô.

\ddot{x} — Gia tốc, ε — Gia tốc góc
 M — Khối lượng, J — Mômen quán tính

Tải trọng động đối với các cầu như sau:

$$P_{d1} = M_0 \cdot \ddot{x}_0 \cdot \frac{L_2}{L} + J_0 \cdot \frac{\varepsilon}{L} + M_1 \cdot \ddot{x}_1$$

$$P_{d2} = M_0 \cdot \ddot{x}_0 \cdot \frac{L_1}{L} - J_0 \cdot \frac{\varepsilon}{L} + M_2 \cdot \ddot{x}_2$$

2. Tải trọng tính toán dùng trong thiết kế ô tô

2.1. Tải trọng tính toán dùng cho hệ thống truyền lực

Tính toán ô tô theo tải trọng động rất phức tạp vì nó thay đổi tùy từng điều kiện sử dụng và đường sá. Hiện nay người ta chủ trương tính toán ô tô theo tải trọng tĩnh và có xét đến điều kiện động bằng cách chọn hệ số an toàn thích hợp hoặc dựa vào hệ số tải trọng động thực nghiệm.

Phương pháp xác định tải trọng để tính toán như sau: Tính mômen từ động cơ và mômen theo sự bám giữa lốp với mặt đường truyền đến chi tiết đang nghiên cứu, sau đó lấy mômen có giá trị nhỏ hơn để đưa vào các công thức tính bền. Sử dụng làm như vậy để tránh thừa kim loại vô ích. Nếu mômen truyền từ động cơ xuống chi tiết lớn hơn mômen tính theo bám lên thì chi tiết ấy sẽ chịu tải trọng bởi mômen tính theo bám, vì mômen của động cơ thừa ra chỉ để quay trơn vô ích của bánh xe chủ động chứ không tăng thêm tải trọng lên chi tiết. « Nếu mômen tính theo bám lên lớn hơn mômen của động cơ truyền xuống thì chi tiết chịu tải trọng bởi mômen của động cơ truyền xuống vì trên thực tế trong trường hợp này không sử dụng hết mômen tính theo bám.

Mômen truyền từ động cơ xuống tính theo công thức.

$$M_k = M_{emax} \cdot i \cdot \eta \quad (2.17).$$

Trong đó:

M_{emax} — Mômen xoắn lớn nhất của động cơ (N.m)

i — Tỷ số truyền tính từ động cơ đến chi tiết tính toán.

η — Hiệu suất truyền lực từ động cơ đến chi tiết tính toán.

Mômen tính theo điều kiện bám.

$$M_\varphi = \frac{x \cdot P_{BX} \varphi \cdot r_{BX}}{i \cdot \eta} \quad (2.18).$$

Trong đó x — Số lượng bánh xe chủ động.

P_{BX} — Tải trọng thẳng đứng mà bánh xe chủ động chịu đựng (N).

φ — Hệ số bám (0,7 — 0,8)

r_{BX} — Bán kính của bánh xe chủ động (m).

i — Tỷ số truyền tính từ chi tiết đang tính toán đến bánh xe chủ động.

η — Hiệu suất truyền lực từ chi tiết đang đến bánh xe chủ động tính toán.

2.2. Tải trọng tính toán dùng cho các hệ thống khác.

a) Chế độ tải trọng tác dụng lên cơ cấu phanh: Chọn chế độ tính toán cho cơ cấu phanh phải chú ý khả năng phanh xe với hiệu suất cực đại, nghĩa là khi sử dụng toàn bộ lực bám của bánh xe khi phanh với đường, đến khi trượt lê hay gần trượt lê. Khi đó mômen phanh của bánh xe M_p có giá trị.

$$M_p = z_{bx} \cdot \varphi \cdot r_{bx}$$

Đối với ôtô hai cầu, mômen phanh phía trước M_{p1} và mômen phanh sau được xác định.

$$\left. \begin{aligned} M_{p1} &= \varphi \cdot R_{bx} \cdot \frac{m_0 \cdot g}{2L} (b + \varphi h_g) \\ M_{p2} &= \varphi \cdot R_{bx} \cdot \frac{m_0 \cdot g}{2L} (a - \varphi \cdot hg) \end{aligned} \right\} (2.19)$$

Trong đó : Z_{bx} — Phản lực thẳng đứng của đường tác dụng lên bánh xe.

L, h_g, a, b — Chiều dài cơ sở, chiều cao trọng tâm xe khoảng cách của cầu trước, và cầu sau đến trọng tâm xe.

g — Gia tốc trọng trường

m_0 — Hệ số phân bố tải trọng.

Nếu tỷ lệ $\frac{M_{p1}}{M_{p2}} = \text{const}$, phanh chỉ đạt được hiệu quả cao ở một giá trị φ_0 nhất định. Hệ số bám có phạm vi thay đổi lớn (0,5 — 1,0) cho nên trong tính toán thường chọn giá trị trung bình $\varphi_{tb} = 0,4 - 0,55$. Khi phanh với cường độ cực đại trên đường có $\varphi < \varphi_{tb}$, bánh trước bị khóa cứng và trượt lê, xe mất tính dẫn hướng, còn $\varphi > \varphi_{tb}$ thì bánh sau bị khóa cứng trước.

Khi xác định độ bền của các chi tiết thuộc cơ cấu phanh và dẫn động phanh loại không tự động thường chọn : Lực đạp của chân người lái xe khoảng 1500N, lực tay kéo khoảng 800N, còn đối với xe con chỉ chọn trong khoảng 40—50% các giá trị kể trên.

Đối với loại dẫn động tự động, lực tác dụng lên các chi tiết dẫn động chọn theo trị số cực đại tương ứng với áp suất khí hoặc chất lỏng trong các xilanh lực.

b) Tải trọng tác dụng lên hệ thống treo và cầu : Tính toán bền cho các chi tiết của hệ thống treo và dầm cầu theo tải trọng cực đại P_{max} khi xe chuyển động thông qua tải trọng tĩnh P_t đã biết và hệ số tải trọng động k_d .

$$k_d = \frac{P_{max}}{P_t} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_t} \quad (2.20)$$

Trong đó σ_{max}, σ_t — Ứng suất cực đại trong các chi tiết hệ thống treo và ứng suất tĩnh.

Ứng suất của các chi tiết thuộc bộ phận chạy xe được xác định bằng tải trọng tác dụng của các khối lượng được treo và không được treo. Khi xe chuyển động trên đường bằng phẳng, tải trọng tác dụng chủ yếu là từ khối lượng được treo, còn trên đường gồ ghề, tải trọng và ứng suất trong dầm cầu chủ yếu là tải trọng động từ các khối lượng không được treo.

Thực nghiệm chứng tỏ rằng K_d tăng khi độ cứng của hệ thống treo và tốc độ chuyển động tăng, và tải trọng của nó giảm. Trong điều kiện ôtô hoạt động bình thường tải trọng động cực đại ít xuất hiện.

Để xác định tải trọng do trọng lượng bản thân cầu sinh ra, ta chia cầu ra làm nhiều phần (khoảng 8 — 12 phần) và xác định khối lượng của mỗi phần. Tải trọng động của mỗi phần xác định theo công thức :

$$P_d = m_i \cdot \frac{d_v}{d_t} \quad (2.21)$$

Trong đó : m_i — Khối lượng của từng phần $\frac{d_v}{d_t}$ gia tốc thẳng đứng của cầu :

c) Tải trọng tác dụng lên hệ thống lái : tính toán bên cho các chi tiết cơ cấu lái có thể theo các chế độ tải trọng sau :

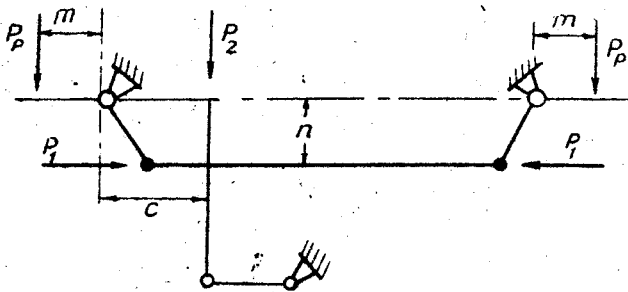
— Mômen cực đại đặt lên vành tay lái.

$$M = P_{\max} \cdot R$$

Trong đó : P_{\max} — Lực cực đại đặt lên vành tay lái, thường chọn cho xe tải nặng và trung bình khoảng 400 — 500N, còn cho xe con là 150 — 200N.

R — Bán kính vành tay lái.

— Lực phanh cực đại tác dụng lên một hoặc hai bánh xe dẫn hướng khi chạy trên đường có hệ số bám $\varphi = 0,8 — 1,0$. Theo sơ đồ hình 2.4 các lực P_1 và P_2 xác định.



Hình 2.4

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= Z_{bx} \varphi \frac{m}{n} \\ P_2 &= Z_{bx} \varphi \frac{m}{c} \end{aligned} \right\} (2.22)$$

— Tính theo lực va đập lên các bánh xe dẫn hướng khi xe qua các đoạn đường gồ ghề. Trị số lực ngang tác dụng lên các chi tiết cơ cấu lái khi xuất hiện va đập phụ thuộc vào tốc độ chạy xe.



CHƯƠNG 3.

LY HỢP

Ly Hợp

1. Công dụng, phân loại, yêu cầu

1.1. Công dụng

Ly hợp là một cơ cấu có nhiệm vụ nối và cắt động cơ với hệ thống truyền lực. Ngoài ra ly hợp còn được sử dụng như một bộ phận an toàn, nghĩa là nó có thể tự động cắt sự truyền dẫn khi mômen quá mức qui định.

1.2. Phân loại

— Theo cách truyền mômen xoắn có ly hợp ma sát (loại một và nhiều đĩa, loại lò xo nén biên, loại lò xo nén trung tâm, loại càng tách ly tâm và nửa ly tâm), ly hợp thủy lực (loại thủy động và thủy tĩnh) ly hợp nam châm điện, ly hợp liên hợp.

— Theo cách điều khiển có: do lái xe (đạp chân, loại có trợ lực thủy lực hoặc khí), loại tự động.

Trong các loại ly hợp trên, ly hợp loại ma sát được sử dụng nhiều trong ô tô vì nó có nhiều ưu điểm.

1.3. Yêu cầu

— Truyền được mômen xoắn lớn nhất của động cơ mà không bị trượt trong bất cứ điều kiện nào, muốn vậy mômen ma sát sinh ra trong ly hợp phải lớn hơn mômen xoắn của động cơ.

$$M_1 = \beta \cdot M_{e \max}$$

Trong đó: M_1 — Mômen ma sát sinh ra trong ly hợp (N.m)

$M_{e \max}$ — Mômen xoắn lớn nhất của động cơ (N.m)

β — Hệ số dự trữ của ly hợp (phải lớn hơn 1)

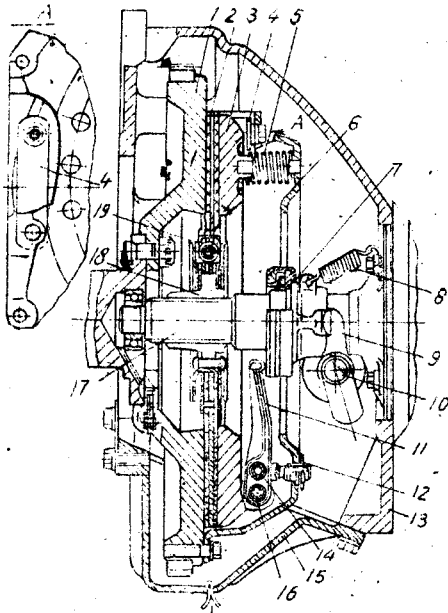
- Khi nối phải êm dịu để không gây ra sự va đập trong hệ thống truyền lực.
- Khi tách phải dứt khoát để dễ gài số.
- Mômen quán tính của phần bị động phải nhỏ
- Ly hợp phải làm nhiệm vụ của một bộ phận an toàn, do đó hệ số dự trữ β phải nằm trong giới hạn.
- Điều khiển thuận lợi.
- Kết cấu đơn giản.
- Đảm bảo thoát nhiệt tốt.

2. Phân tích kết cấu bộ ly hợp.

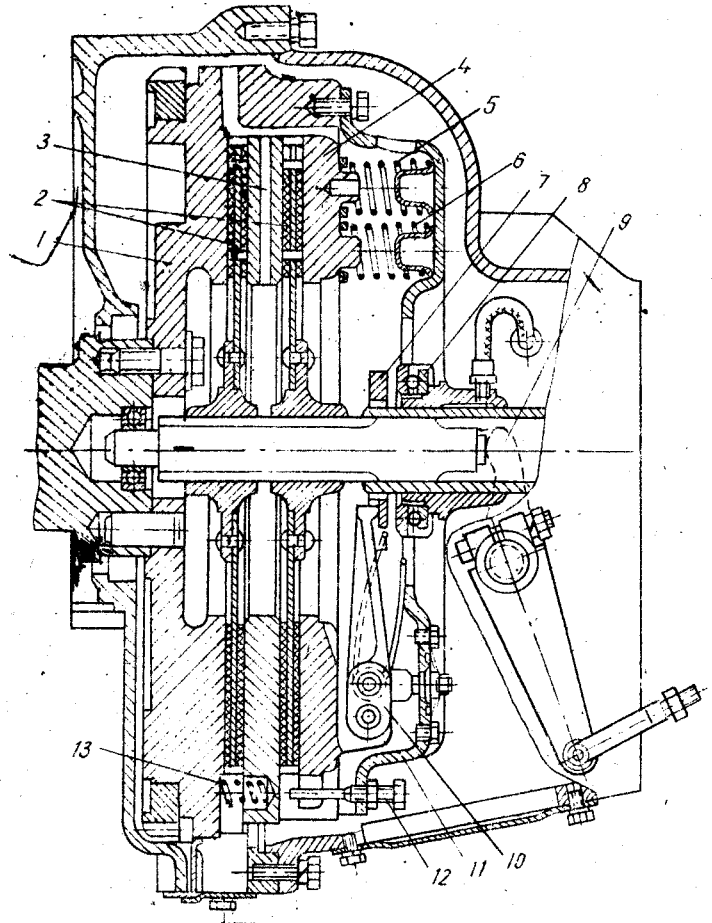
2.1. Bộ ly hợp ma sát

Phổ biến là loại ly hợp ma sát khô. Bộ ly hợp một đĩa (hình 3.1) có lò xo nén biên được sử dụng rộng vì kết cấu đơn giản, đảm bảo thoát nhiệt tốt, thuận tiện cho bảo dưỡng và sửa chữa, được sử dụng trong các xe zil 130, volga M24.

Nhưng nếu mômen quay truyền qua bộ ly hợp quá lớn (700 -- 800N.m) để giảm đường kính, người ta tăng số lượng đĩa, thường là bộ ly hợp hai đĩa, số đĩa tăng làm kết cấu bộ ly hợp phức tạp (hình 3.2) và tách khó dứt khoát, được sử dụng trong các xe giải phóng CA-10, MAZ 500A.



Hình 3.1. Bộ li hợp một đĩa. 1. Bánh đà, 2. đĩa bị động, 3. Đĩa ép, 4. Lò xo lá, 5. Lò xo ép biên, 6. Vỏ li hợp, 7. Vòng bi tí, 8. Lò xo hồi vị, 9. Càng cua, 10. Chốt, 11. Càng tách, 12. Vít điều chỉnh, 13. Vỏ ngoài, 14., 16. Thanh lăn, 15. Nắp che dưới, 17. Trục li hợp, 18. Moayơ, 19. Giảm chấn.



Hình 3.2. Li hợp hai đĩa. 1. Bánh đà, 2. Đĩa bị động, 3. Đĩa ép trung gian, 4. Đĩa ép chính, 5. 6. Lò xo ép, 7. Phiến tí, 8. Vòng bi tí, 9. Càng cua, 10. Càng tách, 11. Vỏ li hợp, 12. Vít truyền lực, 13. Lò xo tách đĩa ép.

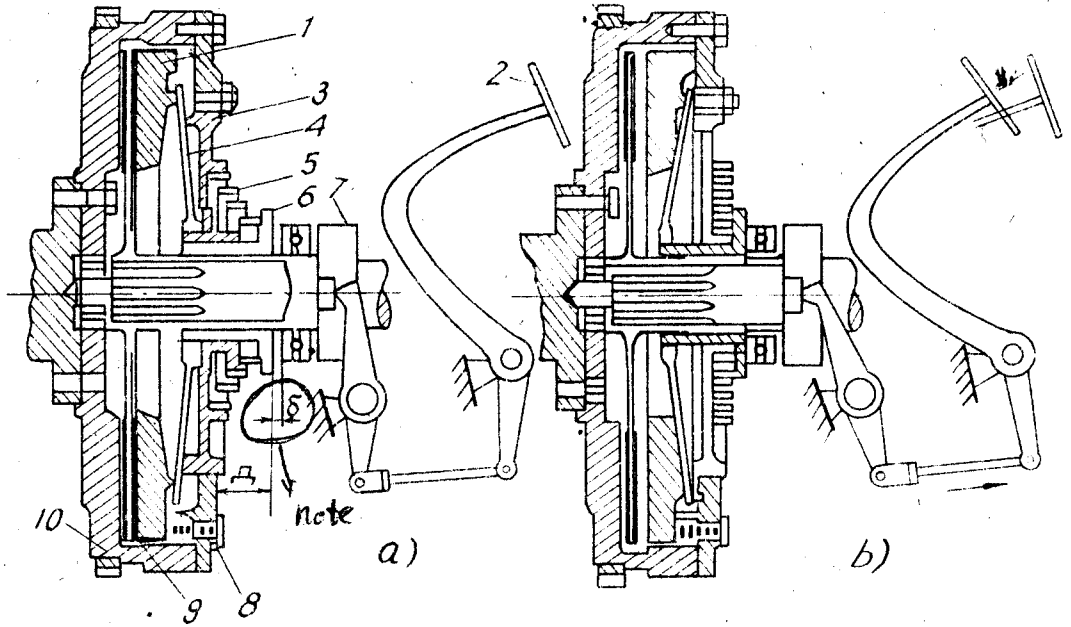
Trên xe ôtô họ MAZ và SKODA thường sử dụng li hợp có lò xo ép trung tâm (hình 3.3).

Li hợp có lò xo ép loại đĩa được dùng trong xe VAZ2101. Đặc điểm là lò xo ép loại đĩa làm luôn nhiệm vụ đòn mở, do đó kết cấu đơn giản (hình 3.3).

Thông qua một số kết cấu li hợp của các xe, chúng ta sơ bộ có một số kết luận chung.

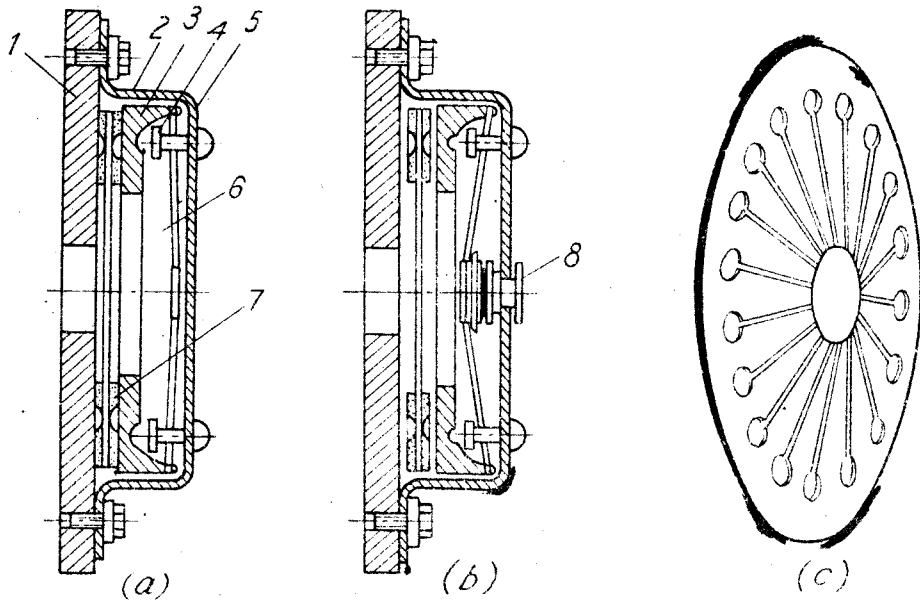
— Các tấm ma sát được gắn lên đĩa bị động bằng đinh tán. Trên đĩa bị động có các rãnh sê hướng tâm, chia đĩa thành nhiều phần vành so với nhau để tăng độ đàn hồi, tăng độ êm dịu khi đóng nối li hợp. Kết cấu của đĩa bị động mỏng, nhẹ để khi ngắt li hợp được rút khoát và quán tính nhỏ. Có hàng lỗ để gắn đối trọng nhằm cân bằng đĩa khi cần thiết.

— Đĩa ép quay cùng với bánh đà, có nhiệm vụ truyền công suất vào mặt ma sát của đĩa bị động, cho nên nó phải nối với bánh đà thông qua các vấu nối càng tách (hình 3.1) chốt ngang (hình 3.2) hoặc bulông (hình 3.3). Đĩa ép dày, có trọng lượng lớn để nhiệt từ các bề mặt ma sát truyền nhanh vào trong đĩa ép rồi thoát ra không khí. Trên đĩa ép có gờ dẫn hướng để định vị lò xo ép và giữ lò xo không bị văng khi quay, giữa lò xo ép và đĩa ép có vòng cách nhiệt để tăng tuổi thọ của lò xo.



Hình 3.3. Li hợp có lò xo ép trung tâm.

1. Đĩa ép, 2. Bàn đạp, 3. Vỏ, 4. Càng tách, 5. Lò xo trung tâm, 6. Ống trượt, 7. Ống có bi ti, 8. Lò xo tách rút khoát, 9. Đĩa bị động, 10. Bánh đà.



a. Nối li hợp

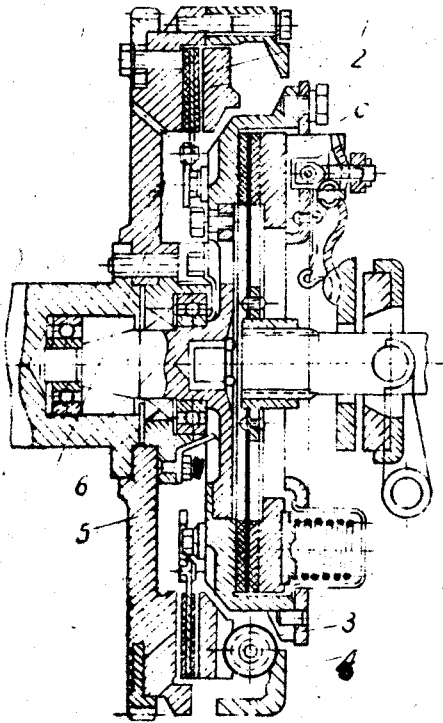
b. Mờ li hợp

c. Lò xo đĩa

Hình 3.4. Li hợp có lò xo ép loại đĩa.

1. Bánh đà, 2. Vỏ, 3. Đĩa ép, 4 — 5. Vòng ti, 6. Lò xo đĩa, 7. Đĩa bị động, 8. Ống bi ti.

— Trong quá trình đóng, ngắt li hợp, các tấm ma sát bị bào mòn, làm khoảng cách giữa vòng bi ti và đầu càng tách giảm đi, hành trình tự do của li hợp giảm xuống, quá trình động học của li hợp xấu đi, do đó trong li hợp phải có cơ cấu điều chỉnh để duy trì khoảng cách nói trên đúng qui định.



Hình 3.5. Li hợp xe Xakxômát. 1. Đĩa bị động
2. Đĩa ép. 3. Con lăn, 4. Vỏ, 5. Bánh đà,
6. Khớp một chiều.

2.2. Li hợp li tâm.

Trên xe Xakômát (Tây Đức) có lắp bộ li hợp một đĩa kiểu li tâm (hình 3.5), điều khiển ngắt nối tự động theo độ biến thiên tốc độ góc của động cơ. Khi tốc độ góc của trục khuỷu tăng tới 105 rad/s, lực li tâm lớn, con lăn 3 văng ra theo rãnh trên đĩa ép 2 và mặt vát trên vỏ 4 ép chặt đĩa ép vào đĩa bị động 1 và bánh đà. Khi tốc độ góc giảm dưới 105 rad/s li hợp tự động ngắt. Ngoài ra còn có li hợp một đĩa có lò xo ép C phục vụ cho thao tác chuyển số của hộp số.

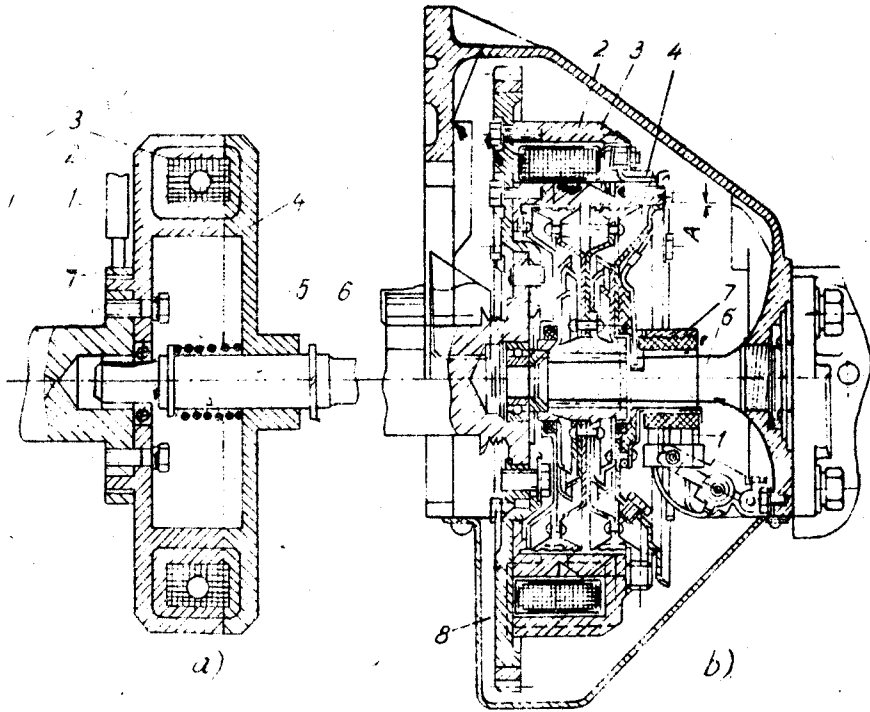
Ưu điểm của li hợp loại này là không có sự trượt khi động cơ quay nhanh. Nhưng kết cấu phức tạp vì phải lắp thêm một li hợp phụ và một khớp một chiều 6 để truyền mômen theo hướng ngược lại khi phanh bằng động cơ.

2.3. Li hợp điện từ.

Có hai loại: hỗn hợp sắt từ và không có hỗn hợp sắt từ.

Sơ đồ li hợp không có hỗn hợp sắt từ của xe Mécxêdec ở hình 3.6a. Nguồn điện từ ắc quy và máy phát qua chổi 1 và vòng 2 vào cuộn dây 3, tạo lên một từ trường, hút chặt phần ứng 4 vào lõi 2. Mômen xoắn của động cơ truyền qua lõi 2, phần ứng 4 đến trục thứ nhất 6 của hộp số. Lò xo 5 là để ngắt li hợp. Ưu điểm của loại này là kết cấu đơn giản, dễ tự động hóa quá trình điều khiển. Nhược điểm là phải dùng sắt nguyên chất để chế tạo lõi và phần ứng để đảm bảo ngắt li hợp được rứt khoát.

Gần đây li hợp có hỗn hợp sắt từ (hình 3.6b) bắt đầu được sử dụng rộng rãi. Sắt từ gồm có bột calinol sắt hoặc thép hợp kim. Lõi điện từ 2 (phần tử chủ động) có cuộn dây 3 gắn trên bánh đà 8. Phần ứng 4 nối với trục 6 bằng then hoa, khoảng không gian $A = 0,6 - 0,8\text{mm}$ chứa đầy hỗn hợp sắt từ. Khi quay, bột sắt do lực li tâm văng ra phần ngoài. Cho dòng điện (công suất 50—60W) vào cuộn dây 3 (thuộc bộ phận chủ động) tạo nên một từ trường hút các bột sắt, nối liền lõi 2 với phần ứng 4, làm quay trục hộp số. Mômen phụ thuộc vào giá trị cường độ dòng điện và khe hở A là nơi chứa bột sắt từ. Ưu điểm của loại li hợp này là không phải điều chỉnh, các mặt ma sát hao mòn ít. Nhược điểm là bộ phận bị động có mômen quán tính lớn.



Hình 3.6. Li hợp điện từ

a) Không có hỗn hợp sắt từ, b) Có hỗn hợp sắt từ, 1. Chổi quét, 2. Lõi điện từ, 3. Cuộn dây, 4. Phần ứng, 5. Lò xo, 6. Trục hộp số, 7. Vòng góp, 8. Bánh đà.

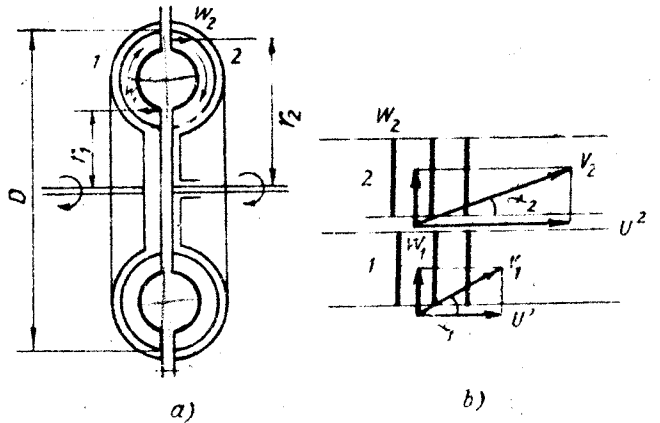
2.4. Li hợp thủy lực.

Có hai loại thủy tĩnh và thủy động. Loại thứ hai được sử dụng nhiều trong ôtô hiện đại.

Sơ đồ li hợp thủy động ở hình (3.7a): đĩa bơm 1 gắn với trục khuỷu động cơ, đĩa tuốc bin 2 gắn với trục hộp số. Cả hai đĩa có các cánh hướng kính (hình 3.7b). Chất lỏng tuần hoàn theo rãnh giữa các cánh.

Sơ với li hợp ma sát, thì kích thước và trọng lượng của li hợp thủy động lớn hơn, nhưng trọng lượng toàn bộ của ôtô không tăng vì các đĩa bơm làm luôn nhiệm vụ của bánh đà.

Khi động cơ làm việc, đĩa bơm quay, do lực li tâm, chất lỏng chuyển động từ tâm với tốc độ tuyệt đối V_1 theo các cánh ra ngoài rìa với tốc độ tuyệt đối V_2 ($V_2 > V_1$) (hình 3.12) bắn vào cánh tuốc bin, buộc đĩa này phải quay theo. Chất lỏng tiếp tục di chuyển từ rìa vào tâm đĩa tuốc bin và sang đĩa bơm, chu kỳ tuần hoàn được lập lại.



a) Sơ đồ li hợp thủy lực b) Sơ đồ vận tốc của bộ li hợp thủy lực.

Hình 3.7. Sơ đồ li hợp thủy động
1. Đĩa bơm, 2. Tuốc bin

Mômen quay ở trục đĩa bơm bằng hiệu mômen xung lượng trong một giây của chất lỏng khi đi ra và đi vào đĩa bơm.

$$M_b = \frac{G}{g} (R_2 V_2 \cos \alpha_2 - R_1 V_1 \cos \alpha_1) \quad (3.1)$$

Trong đó: $\frac{G}{g}$ khối lượng chất lỏng chảy qua các cánh của đĩa bơm trong 1 giây;
 R_2, R_1 — bán kính ở điểm ra và điểm vào (m) α_2, α_1 — Góc hợp thành giữa tốc độ tuyệt đối V_2, V_1 với tốc độ theo u_2, u_1 . Còn W_2, W_1 là tốc độ tương đối.

Vì tốc độ tuyệt đối của chất lỏng đi vào và đi ra đĩa tước bin bằng tốc độ tuyệt đối của chất lỏng đi ra và đi vào đĩa bơm cho nên mômen quay của đĩa tước bin M_T bằng mômen quay của đĩa bơm M_b .

$$M_T = M_b \quad (3.2)$$

Khi chất lỏng tuần hoàn theo các cánh thì một phần công suất bị tiêu hao do ma sát và do va đập.

$$N_b = N_T + N_R \quad (3.3)$$

Trong đó N_b, N_T, N_R — công suất đĩa bơm, tước bin, tổn hao do ma sát và va đập

Hiệu suất truyền của li hợp thủy lực.

$$\eta = \frac{N_T}{N_b} = \frac{M_T \cdot n_T}{M_b \cdot n_b} = \frac{n_T}{n_b} = 1 - \frac{n_b - n_T}{n_b} \quad (3.4)$$

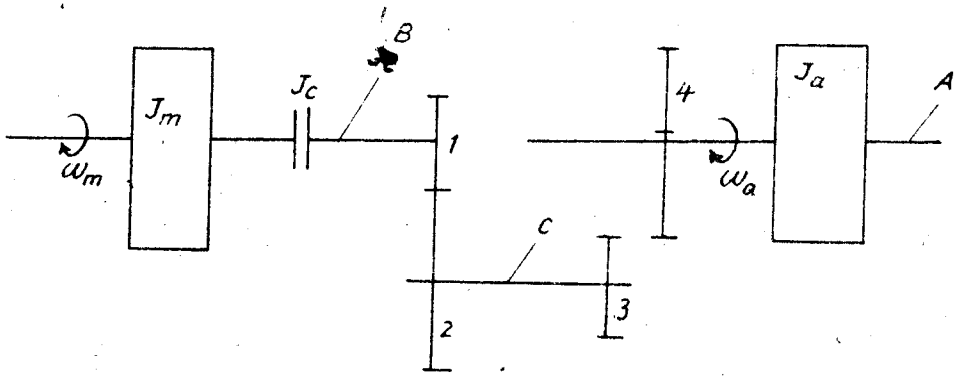
Trong đó: n_T, n_b — số vòng quay tương ứng của đĩa tước bin và bơm.

Đại lượng $\frac{n_b - n_T}{n_b}$ là độ trượt của đĩa tước bin so với đĩa bơm khi ôtô bắt đầu khởi động tại chỗ, đĩa tước bin chưa quay ($n_T = 0$). Trong quá trình lấy đà, tốc độ quay của đĩa tước bin càng gần tốc độ quay của đĩa bơm, độ trượt càng giảm, hiệu suất truyền càng tăng.

3. Ảnh hưởng của bộ li hợp đến sự gài số.

Khác với các máy móc tĩnh tại, sự sang số đòi cấp tốc độ ở ôtô được thực hiện ngay trong lúc xe đang chạy và động cơ đang làm việc, chính vì vậy mà xuất hiện lực va đập (hay còn gọi lực xung kích) khi các bánh răng không có cùng một tốc độ góc gài vào nhau. Sự cắt hay nội bộ li hợp có ảnh hưởng rất lớn đến giá trị của lực va đập nêu trên.

Hình số 3.8 trình bày sơ đồ quá trình gài số (bánh răng 4 ăn khớp với bánh răng 3) mà không cắt bộ li hợp.



Hình 3.8. Quá trình gài số không cắt bộ N hợp.

Khi các bánh răng 3 và 4 chưa gài với nhau, trục A có tốc độ góc là ω_a (theo chiều quay tính của tay số cũ), lúc bắt đầu gài số biến đổi thành ω_0 và kéo trục C quay theo với tốc độ góc $\frac{\omega_0}{i_{43}}$ (*) (xem như trục A dẫn động trục C). Nhưng khi đã gài hoàn toàn và ổn định thì cả hệ thống đều bị trục B dẫn động, do đó trục C có tốc độ góc là $\frac{\omega_m}{i_{12}}$. (**) Có thể tóm tắt điều vừa trình bày bằng bảng 3.1. :

Bảng 3.1.

	Chưa gài số	Bắt đầu gài số	Gài xong
Trục A	ω_a	ω_0	
Trục C		$\frac{\omega_0}{i_{43}}$	$\frac{\omega_m}{i_{12}}$

Dùng bảng trên để thành lập các phương trình mômen xung lượng đối với các trục A, C.

Đối với trục A

$$P \cdot r_4 \cdot t = J_a (\omega_0 - \omega_a) \quad (3.5)$$

Trong đó: P lực tác dụng, r_4 bán kính bánh răng 4, t — thời gian gài số, J_a — mômen.

Đối với trục C (trường hợp không cắt bộ N hợp nên phải tính qui dẫn J_m, J_1 về trục đó)

$$\begin{aligned} P \cdot r_3 \cdot t &= (J_m + J_1) \cdot i_{12}^2 \cdot \left(\frac{\omega_m}{i_{12}} - \frac{\omega_0}{i_{43}} \right) \\ &= (J_m + J_1) \cdot \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 \cdot \left(\omega_m \cdot \frac{r_1}{r_2} - \omega_0 \cdot \frac{r_4}{r_3} \right) \end{aligned}$$

(*) i_{43} — tỷ số truyền cặp bánh răng 4-3 (**) i_{12} — tỷ số truyền cặp bánh răng 1-2.

Trong đó r_3 bán kính răng 3, J_m mômen quán tính bánh đà, J_1 mômen quán tính li hợp, ω_m tốc độ góc bánh đà, r_1 bán kính bánh răng 1. (3.6)

Nhân hai vế của biểu thức (3.6) với $\frac{r_4}{r_3}$

$$P \cdot r_4 \cdot t = (J_m + J_1) \cdot \left[\omega_m \cdot \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{r_4}{r_3} - \omega_0 \left(\frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{r_4}{r_3} \right)^2 \right]$$

Trong đó :

$$i_h = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{r_4}{r_3}$$

kết quả cuối cùng :

$$P \cdot r_4 \cdot t = (J_m + J_1) \cdot (\omega_m \cdot i_h - \omega_0 \cdot i_h^2)$$

So sánh với biểu thức (3.5) rút ra phương trình :

$$J_a \cdot (\omega_0 - \omega_a) = (J_m + J_1) \cdot (\omega_m \cdot i_h - \omega_0 \cdot i_h^2)$$

và giải được :

$$\omega_0 = \frac{(J_m + J_1) \cdot \omega_m \cdot i_h + J_a \cdot \omega_a}{(J_m + J_1) \cdot i_h^2 + J_a} \quad (3.7)$$

Đưa giá trị ω_0 thay vào biểu thức (3.5) tìm mômen xung lượng.

$$P \cdot r_4 \cdot t = \frac{J_a \cdot (J_m + J_1) \cdot i_h (\omega_m - \omega_a \cdot i_h)}{(J_m + J_1) \cdot i_h^2 + J_a}$$

Trường hợp cắt bộ li hợp thì trong biểu thức (3.8) không còn thành phần J_m nữa do đó mômen xung lượng là :

$$P' \cdot r_4 \cdot t' = \frac{J_a \cdot J_1 \cdot i_h (\omega_m - \omega_a \cdot i_h)}{J_1 \cdot i_h^2 + J_a} \quad (3.9)$$

Chia hai biểu thức (3.9) và (3.8) với nhau chúng ta có :

$$\frac{P' \cdot t'}{P \cdot t} = \frac{J_1 \cdot [(J_m + J_1) \cdot i_h^2 + J_a]}{(J_1 \cdot i_h^2 + J_a) \cdot (J_m + J_1)} = \frac{\left(1 + \frac{J_1}{J_m}\right) \cdot i_h^2 + \frac{J_a}{J_m}}{\left(i_h^2 + \frac{J_a}{J_1}\right) \cdot \left(1 + \frac{J_1}{J_m}\right)}$$

vì $J_1 < J_m$ nên để cho dễ so sánh có thể xem $\frac{J_1}{J_m}$ là số vô cùng bé và bỏ qua, kết quả thu được.

$$\frac{P' \cdot t'}{P \cdot t} = \frac{i_h^2 + \frac{J_a}{J_m}}{i_h^2 + \frac{J_a}{J_1}} \quad (3.10)$$

Cũng vì $J_1 < J_m$ cho nên $\frac{J_a}{J_1} > \frac{J_a}{J_m}$ và tỷ số $\frac{P' \cdot t'}{P \cdot t} < 1$.

Điều đó cho ta thấy rằng khi gài số mà cắt bộ li hợp giảm được lực va đập.

Khi đã sử dụng đúng quy trình gài số cắt bộ li hợp và còn muốn giảm lực va đập thì ta phải nghiên cứu đến biện pháp kết cấu (xem biểu thức 3.9).

— Giảm mômen quán tính bộ phận bị động của bộ li hợp J_1 .

Trong hộp số dùng các bộ đồng tốc để hiệu số $(\omega_m - \omega_n \cdot i_k)$ giảm xuống 0 (trường hợp li tưởng).

4. Công trượt sinh ra trong quá trình đóng ly hợp

4.1. Quá trình đóng li hợp.

Khi đóng li hợp phần chủ động của li hợp quay với tốc độ góc ω_m còn phần bị động quay với tốc độ ω_n . Trước khi được nối liền thành 1 khối do có sự chênh lệch về tốc độ góc $\omega_m \neq \omega_n$ nên giữa phần chủ động và phần bị động bao giờ cũng sinh ra sự trượt (nhất là khi khởi động tại chỗ $\omega_n = 0$).

Hiện tượng trượt sinh ra công ma sát, phần công này sẽ biến thành nhiệt nung nóng các chi tiết, làm giảm hệ số ma sát của li hợp, từ đó ảnh hưởng không tốt tới quá trình làm việc của ô tô.

Để nghiên cứu quá trình trượt của li hợp ta xét đồ thị quá trình tăng tốc của ô tô (hình 3.9).

Khi khảo sát sự trượt trong quá trình đóng li hợp chúng ta xét trong hai trường hợp sau:

a) Đóng li hợp đột ngột:

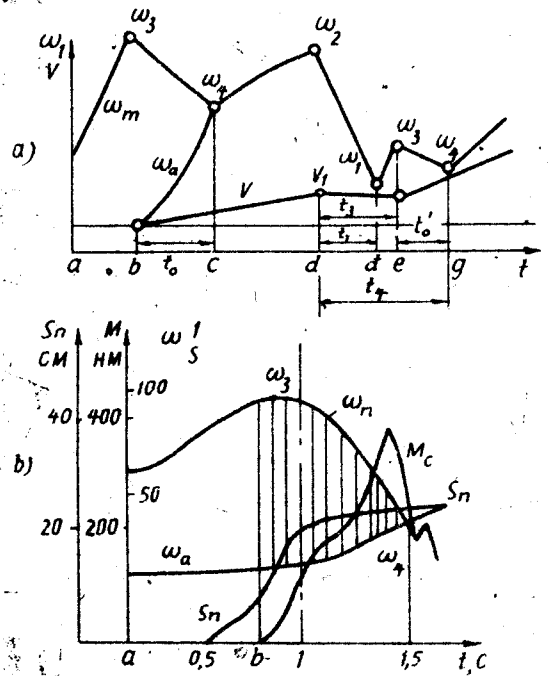
Ở trường hợp này người lái dễ động cơ quay với tốc độ cao, rồi đột ngột thả bàn đạp (ứng với điểm b trên đồ thị). Việc khởi động động cơ như vậy sẽ dẫn đến sự giật lớn, đặc biệt là với những li hợp có hệ số dư trữ β lớn.

Quá trình đóng li hợp không có lợi nhưng trong thực tế ở một số trường hợp người ta vẫn sử dụng.

Trên đồ thị, giá trị ω_1 là tốc độ góc của trục động cơ trước khi đóng li hợp và ω_2 là tốc độ góc sau khi đóng li hợp (cuối quá trình trượt). Gọi hệ số giảm tốc độ góc tương đối của trục động cơ khi đóng li hợp là $K_s = \frac{\omega_1}{\omega_2}$, thì trường hợp này $K_s = 0,35 - 0,5$.

b) Đóng li hợp từ từ:

Khi sử dụng ô tô, đảm bảo sự êm dịu khi khởi động là một yêu cầu quan trọng. Trong trường hợp này người lái thả từ từ bàn đạp của li hợp cho xe chuyển động từ từ do đó thời gian đóng li hợp và công trượt trong trường hợp này sẽ tăng.



Hình 3.9. Đồ thị quá trình khởi động ô tô
a) Lực đẩy, b) Thực tế

Ở chế độ này hệ số $K_3 = 0,6 - 0,9$.

Sự thay đổi của tốc độ trục động cơ ω_m và trục li hợp ω_l . Khi khởi động động cơ tại chỗ được biểu thị trên đồ thị (hình 3.9a, b).

Tại điểm a số vòng quay của trục động cơ bắt đầu tăng. Thời gian đo kể từ khi bắt đầu khởi động ôtô (điểm b) đến điểm ω_4 , khi đó $\omega_m = \omega_l$ tương ứng với thời kỳ trượt li hợp. Thời gian trượt t_0 phụ thuộc vào chế độ đóng của li hợp, giá trị của t_0 (ứng với khi khởi động tại chỗ) có thể lấy như sau: $t_0 = 0,6 - 1,1$ giây (khi đóng đột ngột), $t_0 = 1,6 - 2,5$ giây (khi đóng êm dịu).

Sau đó ôtô tăng tốc, tốc độ của ôtô sẽ đạt tới V_1 tương ứng với tốc độ góc cực đại của trục động cơ là ω_3 .

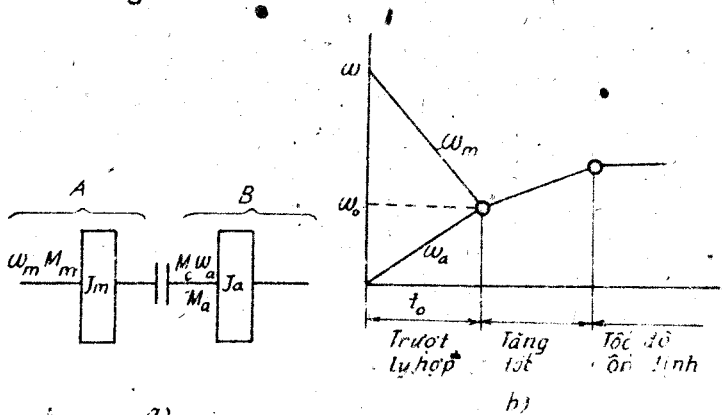
Tốc độ góc ω_3 là giá trị tốc độ góc lớn nhất của trục động cơ ở số vòng quay xác định hoặc số vòng quay hạn chế có sử dụng hệ hạn chế tốc độ trên các xe tải, hoặc số vòng qui định theo sử lí của người lái.

Tại điểm d, li hợp được mở ra, người lái giảm ga, tốc độ góc của trục khuỷu giảm đến ω_1 . Mức độ giảm tốc độ góc của trục động cơ khi thả bàn đạp ga và mở li hợp được biểu thị bằng hệ số $K_2 = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t}$. Khác với khi làm việc ổn định, trị số của

K_2 nằm trong khoảng $(94 - 105)S^{-1}$. Số liệu này tính ở chế độ nhiệt định mức của động cơ xăng 6 xi lanh, công suất 75 mã lực. Trong thời gian t_1 (giữa điểm d và đ) và thời gian tiếp theo người lái tiến hành sang số. Trước khi thả bàn đạp li hợp người lái ép lên bàn đạp ga để tăng số vòng quay của trục động cơ ω_m , thời gian này ứng với điểm e trên đồ thị. Tốc độ của trục khuỷu tại điểm đó là ω_2 sẽ giảm xuống do li hợp bị «hãm cứng».

Thời gian t_2 là thời gian trượt của li hợp khi sang số. Ở điểm g tốc độ của trục động cơ là ω_4 . Quá trình tiếp theo đó người lái tiếp tục tăng tốc độ ôtô ở các tay số tiếp theo.

Tốc độ v ở điểm d đạt giá trị cực đại ở số truyền đã cho sẽ giảm xuống trong thời gian t_3 đến giá trị tốc độ tại điểm e. Khi li hợp bị «hãm cứng», tốc độ ôtô lại bắt đầu tăng.



Hình 3.10. Sơ đồ tính công trượt
a) Mô hình (tính toán); b) Đồ thị vận tốc góc.

Toàn bộ quá trình sang số chiếm thời gian là t .

Để xác định các thông số cơ bản đặc trưng cho công trượt của li hợp, người ta khảo sát đồ thị hình 3.10.

$\omega_m, \omega_a, \omega_3$ — tốc độ góc trục khuỷu, trục li hợp, tốc độ góc của khối lượng có mômen quán tính là J_m, J_a sau khi li

hộp trượt; J_m, J_a — mômen quán tính của bánh đà và các chi tiết động cơ qui dẫn về bánh đà, mômen quán tính của ô tô và rơ moóc qui dẫn về trục li hợp; M_m, M_c, M_a — các mômen của động cơ; ma sát trong li hợp; cản chuyển động qui dẫn về trục li hợp.

Phần A trên đồ thị là phần chủ động, còn B là phần bị động của li hợp và các phần có liên quan tới phần bị động của li hợp. Mômen quán tính của ô tô và rơ moóc J_a qui dẫn về trục li hợp được tính:

$$J_a = (m_a + m_n) \frac{r_{bx}}{(i_h i_p i_o)^2}$$

Trong đó: m_a — khối lượng toàn bộ của ô tô

m_n — khối lượng toàn bộ của rơ moóc

r_{bx} — bán kính của bánh xe

i_h, i_p, i_o — tỷ số truyền hộp số chính, phụ và truyền lực chính.

Mômen cản chuyển động M_a qui dẫn về trục li hợp xác định:

$$M_a = [(m_a + m_n) g \phi + KFV^2] \frac{r_{bx}}{i_h i_p i_o} \quad (3.12)$$

Trong đó: g — gia tốc trọng trường (m/s^2)

ϕ — hệ số cản của đường

K — hệ số cản không khí

F — diện tích mặt chính diện của ô tô (m^2)

V — tốc độ của ô tô (km/h).

Công trượt của li hợp được xác định theo phương trình

$$L = \int_0^x M_c dx \quad (3.13)$$

Trong đó: M_c — mômen ma sát của li hợp

α — góc trượt.

Để tính toán công trượt, có hai phương pháp tương ứng với hai quá trình đóng li hợp đột ngột và đóng từ từ.

4.2. Các phương pháp tính toán công trượt

a) Phương pháp thứ nhất: Giả thiết quá trình đóng li hợp là đột ngột. Trong thời kỳ đóng li hợp giá trị M_m, M_a, M_c không đổi thì phương trình của hệ chủ động động cơ li hợp (Phần A) là:

$$J_m (\omega_m - \omega_0) + M_{mt_0} = M_{at_0} \quad (3.14)$$

Còn phần bị động li hợp ô tô (phần B):

$$J_a (\omega_0 - \omega_a) + M_{at_0} = M_{ct_0} \quad (3.15)$$

Từ hai phương trình trên rút ra được tốc độ góc ở cuối thời kỳ trượt :

$$\omega = \frac{J_m \omega_m (M_c - M_a) + J_a \omega_a (M_c - M_m)}{J_m (M_c - M_a) + J_a (M_c - M_m)} \quad (3.16)$$

Các kí hiệu ω_m , ω_a , ω_c ở hình 3.10.

Từ các phương trình trên ta xác định được thời gian trượt của li hợp t_0

$$t_0 = \frac{J_m \cdot J_a (\omega_m - \omega_a)}{J_m (M_c - M_a) + J_a (M_c - M_m)} \quad (3.17.)$$

Góc trượt α được xác định theo phương trình :

$$\alpha = \omega_{tb} t_0$$

ở đây : ω_{tb} — tốc độ góc trung bình khi trượt.

$$\omega_{tb} = \frac{\omega_m - \omega_a}{2}$$

Vi vậy :

$$\alpha = \frac{0,5 J_m \cdot J_a (\omega_m - \omega_a)^2}{J_m (M_c - M_a) + J_a (M_c - M_m)} \quad (3.18)$$

Công trượt trong thời kỳ đóng ly hợp đột ngột sẽ là :

$$L = M_c \cdot \alpha = \frac{M_c \cdot J_m \cdot J_a (\omega_m - \omega_a)^2}{2 \cdot J_m (M_c - M_a) + J_a (M_c - M_m)} \quad (3.19)$$

b) Phương pháp thứ hai.

Phương pháp này tính toán đến các giai đoạn thực tế của quá trình đóng li hợp, bao gồm :

— Giai đoạn 1 : Tăng mômen của li hợp M_c khi đóng li hợp từ 0 đến M_a . Khi đó ôtô bắt đầu khởi động tại chỗ.

— Giai đoạn 2 : Tăng mômen của li hợp M_c đến giá trị không có sự trượt của li hợp.

Công của động cơ ở giai đoạn đầu với thời gian t_1 sẽ tiêu tốn cho sự trượt và nung nóng li hợp, được tính bằng công thức.

$$L_1 = M_a \cdot \frac{\omega_m - \omega_a}{2} t_1$$

Công của động cơ ở giai đoạn 2 với thời gian t_2 dùng để tăng tốc độ trục bị động của li hợp và để nối chúng với hệ cân chuyển động của ôtô.

Giá trị của công trượt trong giai đoạn 2 có thể tìm được từ công thức.

$$L_2 = \frac{1}{2} J_a (\omega_m - \omega_a)^2 + \frac{2}{3} M_a (\omega_m - \omega_a) t_2$$

Công trượt toàn bộ của li hợp là :

$$L = L_1 + L_2 = M_a (\omega_m - \omega_a) \left(\frac{t_1}{2} + \frac{2}{3} t_2 \right) + \frac{1}{2} J_a (\omega_m - \omega_a)^2 \quad (3.20)$$

Khoảng thời gian đóng li hợp t_1 tính như sau

$$t_1 = \frac{M_a}{K}$$

Khoảng thời gian t_2 theo công thức.

$$t_2 = \frac{A}{\sqrt{K}}$$

Ở đây K — hệ số tỷ lệ kể đến mức độ tăng của mômen M_c khi đóng li hợp.

Đối với xe con $K = 50 - 150 \frac{\text{Nm}}{\text{S}}$

Đối với xe tải $K = 150 - 740 \frac{\text{Nm}}{\text{S}}$

Giá trị k lớn ứng với những xe có công suất riêng lớn.

và:
$$A = \sqrt{2J_a (\omega_m - \omega_a)} \quad (3.21)$$

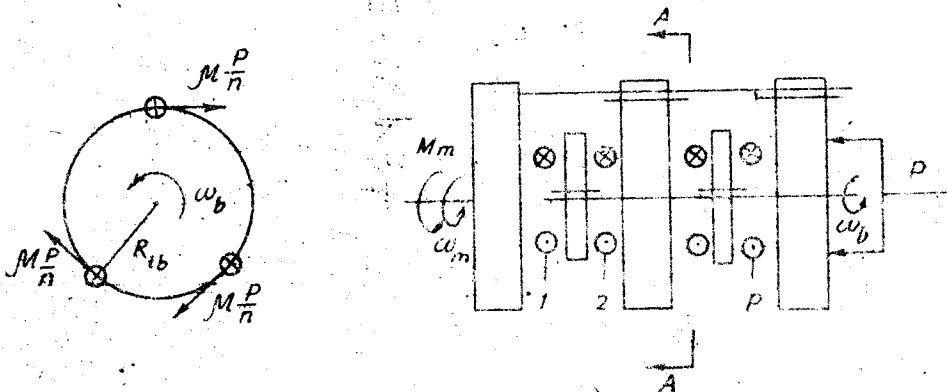
Tốc độ góc của trục động cơ khi đóng li hợp có thể cố định bằng tốc độ ứng với mômen xoắn lớn nhất của động cơ.

Từ các công thức trên cho ta thấy giá trị công trượt tăng lên khi tăng giá trị của hiệu số $(\omega_m - \omega_a)$. Để giảm công suất trượt (tức là giảm sự mài mòn của các tấm ăn sát của ly hợp), người lái xe cần giảm giá trị của hiệu số $(\omega_m - \omega_a)$. Hiệu $(\omega_m - \omega_a)$ lớn nhất khi khởi động ôtô tại chỗ. Khi đó $\omega_a = 0$. Khi tăng khối lượng của ôtô và của đoàn xe thì công trượt cũng tăng. Khi khởi động ôtô tại chỗ, để giảm công trượt, người lái xe khởi động ôtô ở số truyền thấp, sẽ giảm được giá trị của mômen của qui dẫn về trục li hợp.

5. Cơ sở tính toán thiết kế bộ li hợp.

5.1. Xác định tải trọng

Hình số 3.11. trình bày sơ đồ bộ li hợp có nhiều đĩa ma sát, dựa trên điều kiện cân bằng mômen quay có thể xác định tải trọng để tính toán thiết kế bộ li hợp.



Hình 3.11. Sơ đồ hình thành và cân bằng mômen quay của bộ li hợp.

Mômen xoắn lớn nhất có thể truyền qua bộ li hợp.

$$M_m = \beta \cdot M_{e \max}$$

Trong đó : $M_{e \max}$ — Mômen xoắn lớn nhất của động cơ (N.m)

β — Hệ số dự trữ của bộ li hợp

Ôtô du lịch $\beta = (1,3 - 1,75)$

Ôtô tải không có môóc $\beta = (1,6 - 2,25)$.

Ôtô tải có môóc $\beta = (2,0 - 3,00)$.

Mômen ma sát sinh ra trong bộ li hợp.

$$M_m = \mu \cdot P \cdot R_{tb} \cdot p \quad (3.27)$$

Trong đó : μ — Hệ số ma sát.

P — Lực nén tổng cộng lên các đĩa (N)

R_{tb} — Bán kính ma sát trung bình, tức là bán kính của điểm đặt lực ma sát tổng hợp (m).

p — Số lượng đôi bề mặt ma sát

$$p = \Sigma C + \Sigma B - 1$$

ΣC — Số lượng đĩa chủ động.

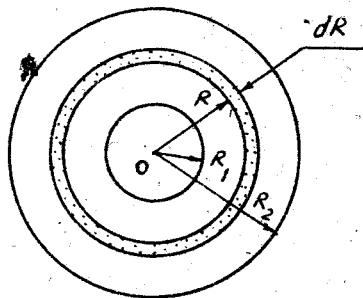
ΣB — Số lượng đĩa bị động.

Muốn truyền được mômen xoắn M_m phải thỏa mãn điều kiện sau

$$M_1 = M_m$$

và do đó lực nén tổng cộng cần thiết là

$$P = \frac{\beta \cdot M_{e \max}}{\mu \cdot R_{tb} \cdot p} \quad (3.23)$$



Hình 3.12. Sơ đồ tính toán R_{tb} .

Tóm lại : tải trọng tính toán dùng trong thiết kế bộ li hợp biểu thị dưới dạng mômen quay ($\beta \cdot M_{e \max}$) hoặc lực nén P ở biểu thức (3.23). Sau đây là cách tính bán kính ma sát trung bình R_{tb} . Giả thiết một đôi bề mặt ma sát bán kính trong R_1 ; bán kính ngoài R_2 có hệ số ma sát μ và chịu lực nén P (hình 3.12).

Trên một phần tử vòng cách tâm O một bán kính R và có độ dày dR tác dụng mômen ma sát dM_1

$$dM_1 = \mu \cdot q \cdot 2\pi R \cdot dR \cdot R$$

Trong đó :

Áp suất

$$q = \frac{P}{\pi(R_2^2 - R_1^2)}$$

Diện tích : $2\pi R \cdot dR$

Cánh tay đòn : R

Mômen ma sát toàn bộ :

$$M_1 = \int_{R_1}^{R_2} \mu \cdot \frac{P}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} \cdot 2\pi R \cdot dR \cdot R = \mu \cdot P \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2}$$

So sánh với biểu thức (3.27) trong trường hợp một đôi bề mặt ma sát ($p = 1$) thu được biểu thức tính toán bán kính ma sát trung bình như sau :

$$R_{tb} = \frac{2}{3} \cdot \frac{(R_2^3 - R_1^3)}{(R_2^2 - R_1^2)} \quad (3.24)$$

Cũng có thể sử dụng công thức gần đúng để tính toán

$$R_{tb} = \frac{R_2 + R_1}{2} \quad (3.25)$$

5.2. Đĩa bị động

a) Thiết kế sơ bộ.

— Chọn đường kính ngoài D_2 : đường kính ngoài của đĩa bị động bị giới hạn bởi đường kính của bánh đà động cơ, thường chọn sơ bộ theo công thức kinh nghiệm.

$$D_2 = 3,16 \sqrt{\frac{M_{e \max}}{C}} \quad (\text{cm}) \quad (3.26)$$

$M_{e \max}$ — Mômen xoắn cực đại của động cơ [N.m].

C — Hệ số kinh nghiệm

- Ôtô con $C = (4,7)$
- Ôtô tải trọng điều kiện sử dụng bình thường $C = (3,6)$
- Ôtô tải trọng điều kiện sử dụng nặng nhọc $C = (1,9)$

— Xác định bán kính trong R_1 : Bán kính trong R_1 và bán kính ngoài R_2 không được khác nhau quá lớn, vì sự chênh lệch bán kính dẫn đến sự chênh lệch tốc độ trượt tiếp tuyến và gây ra hiện tượng mòn không đều của vòng ma sát kể từ trong ra ngoài, do đó.

$$R_1 = (0,53 - 0,75)R_2$$

giới hạn 0,53 dùng với động cơ có vòng quay thấp, giới hạn 0,75 dùng với động cơ có vòng quay cao.

— Hệ số ma sát μ : Hệ số ma sát μ phụ thuộc vào tính chất vật liệu, tình trạng bề mặt, tốc độ trượt và nhiệt độ của vòng ma sát. Trong tính toán, để đơn giản, có thể thừa nhận hệ số ma sát chỉ phụ thuộc vào tính chất vật liệu (xem bảng 3.2).

Bảng 3.2

Nguyên liệu của các bề mặt ma sát	Hệ số ma sát μ		Áp suất cho phép ($\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}$)
	Khô	Trong dầu	
Thép với gang	0,15 — 0,18		150 — 300
Thép với thép	0,15 — 0,20	0,03 — 0,07,	250 — 400
Thép với phê-ra-đô	0,25 — 0,35	0,07 — 0,15	100 — 250
Gang với phê-ra-đô	0,2		100 — 250
Thép với phê-ra-đô cao su	0,4 — 0,5	0,07 — 0,15	100 — 250

Thường thường ở bộ li hợp ôtô dùng các bề mặt ma sát thép với phê-ra-đô đồng có hệ số μ (khô) = 0,35, nhưng tính đến các điều kiện nhiệt độ, tốc độ trượt, cho nên trong thiết kế lấy $\mu = 0,25 - 0,30$.

— Xác định số lượng đôi bề mặt ma sát p . Có hai cách: hoặc chọn p theo một kết cấu tương tự, hoặc sơ bộ tính theo công thức.

$$p = \frac{\beta M_o \max}{\mu P \cdot R_{tb}}$$

Trong đó: $P = 2\pi R_{tb} b [q]$

$[q]$ — áp suất cho phép ở bảng (3.2)

$b = (R_2 - R_1)$ — chiều rộng của tấm ma sát và biểu thức kết quả.

$$p = \frac{\beta \cdot M_o \max}{2\pi \cdot \mu \cdot [q] \cdot b \cdot R_{tb}^2} \quad (3.27)$$

— Phân then hoa moay-ơ của đĩa bị động chọn theo trục thứ nhất của hộp số có các tham số sau đây:

n — Số lượng moay-ơ, $n = \frac{P}{2}$

z — Số răng then hoa của moay-ơ

D — Đường kính ngoài.

d — Đường kính trong

h — Chiều cao của răng then hoa.

l — Chiều dài của răng then hoa.

r_{tb} — Bán kính trung bình.

h và r_{tb} — Chọn theo bảng (3.3)

Dạng răng	h	r_{tb}
+ Thân khai	m	$0,5 z \cdot m$
+ Chữ nhật	$0,5 (D-d)$	$0,25 (D+d)$

m — môđun

b) Kiểm chứng và hiệu chỉnh.

— Áp suất trên bề mặt ma sát.

$$q = \frac{P}{\pi(R_2^2 - R_1^2) \rho} \leq [q] \quad (3.28)$$

Trong đó : P — Lực nén [N] tính theo (3.23)

R_1 — Bán kính trong (m)

R_2 — Bán kính ngoài (m)

ρ — Số lượng đôi bề mặt ma sát.

$[q]$ — Áp suất cho phép bằng (3.2).

Nếu điều kiện (3.28) không thỏa mãn phải hiệu chỉnh lại số liệu thiết kế sơ bộ R_1 , R_2 và ρ , hoặc chọn lại vật liệu để có $[q]$ hợp lí. Áp suất trên bề mặt ma sát chưa đánh giá hết khả năng chống mòn của bộ li hợp, vì sự hao mòn còn phụ thuộc vào yếu tố trọng tải của xe, cho nên phải kiểm tra lại công trượt trên một đơn vị diện tích bề mặt ma sát — công trượt riêng.

— Công trượt riêng.

$$l_0 = \frac{L_0}{\pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \rho} \leq [l_0] \quad (3.29)$$

Trong đó : L_0 — Công trượt (N.m) hoặc (J)

$[l_0]$ — Công trượt riêng cho phép ($J \cdot m^{-2}$) tra theo bảng 3.4.

Bảng 3.4

Loại ô tô	$[l_0]$
— Ô tô tải trọng có trọng tải đến 50kN	150.000 — 250.000 $J \cdot m^{-2}$
— Ô tô tải có trọng tải trên 50kN	400.000 — 600.000 $J \cdot m^{-2}$
— Ô tô du lịch	1.000.000 — 1.200.000 $J \cdot m^{-2}$

Tương tự cũng phải hiệu chỉnh số liệu thiết kế sơ bộ R_1 , R_2 và ρ khi điều kiện (3.29) không thỏa mãn.

— Ứng suất dập trên răng của then hoa.

$$\sigma_d = \frac{\beta M_{e \max}}{\rho \cdot z \cdot r_{tb} \cdot h \cdot l \cdot \alpha} \leq [\sigma_d] \quad (3.30)$$

etc $\sigma_d = \frac{\beta \cdot M_{e \max}}{\rho \cdot z \cdot r_{tb} \cdot h \cdot l \cdot \alpha} \leq [\sigma_d]$ 41

- Trong đó: $M_{e\max}$ — Mômen quay lớn nhất của động cơ (N.m)
 β — Hệ số dự trữ của bộ li hợp
 n — Số moay σ .
 Z — Số răng then hoa của moay- σ .
 r_{tb} — Bán kính trung bình (m), (xem phần a)
 h — Chiều cao của răng then hoa (m) (xem phần a).
 l — Chiều dài của răng then hoa, tức là chiều dài của moay σ (m).
 α — Hệ số tính đến sự phân bố tải trọng không đều $\alpha = 0,7 - 0,8$
 $[\sigma_d] = 30 - 40 \text{ MN/m}^2$

5.3. Đĩa ép.

Mỗi lần đóng nối bộ li hợp để cho xe chuyển bánh, công trượt sinh ra biến thành nhiệt năng và nung nóng các chi tiết tiếp xúc với đĩa bị động như bánh đà, đĩa ép v.v... Để bảo đảm điều kiện làm việc cho các chi tiết nêu trên, chúng ta phải khống chế độ gia tăng nhiệt độ ΔT sau mỗi lần khởi hành, hoặc sau mỗi lần cắt nối bộ li hợp, và đó cũng là cơ sở để thiết kế sơ bộ đĩa ép.

$$m \geq \frac{Y \cdot L_0}{C \cdot \Delta T} \quad (3.31)$$

- Trong đó: m — Khối lượng của đĩa ép (kg)
 L_0 — Công trượt (J)
 Y — Hệ số xác định phần công trượt biến thành, nhiệt năng nung nóng chi tiết.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{— Đối với đĩa ép ngoài và bánh đà } Y = \frac{1}{2 \cdot \Sigma B} \\ \text{— Đối với đĩa ép trung gian } Y = \frac{1}{\Sigma B} \end{array} \right.$$

Trong đó:
 ΣB — Số lượng đĩa bị động.

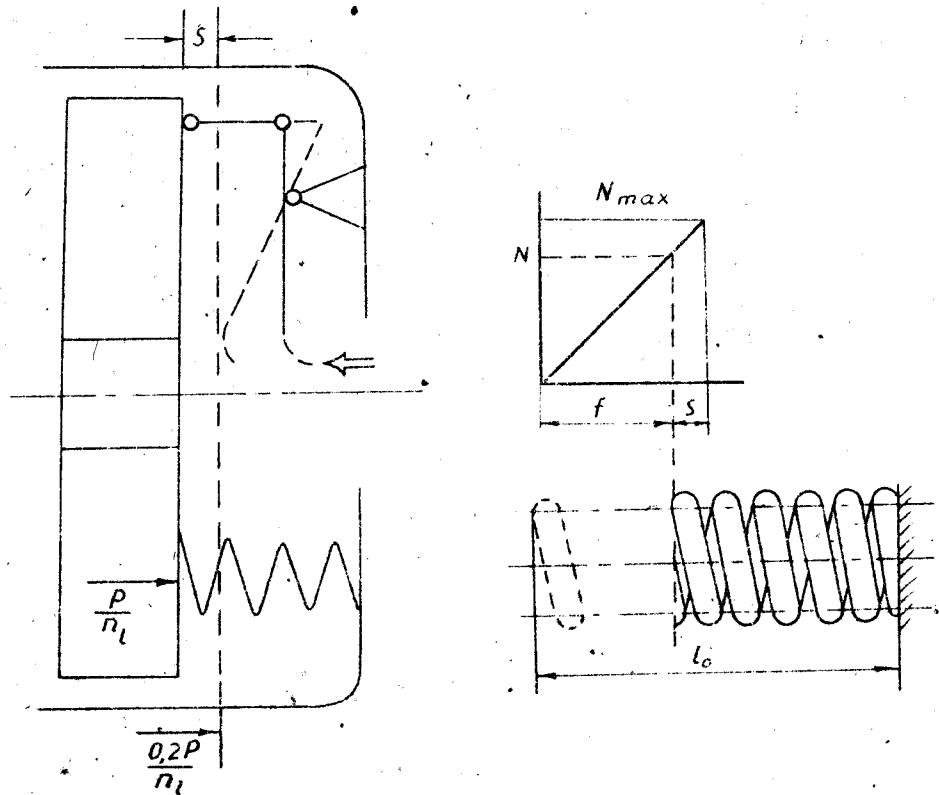
C — Nhiệt dung riêng của thép và gang $482 \div 500 \text{ J/kg. độ}$.

ΔT — Độ gia tăng nhiệt độ sau mỗi lần đóng nối bộ li hợp để khởi hành, $\Delta T < 15 \text{ độ}$.

5.4. Lò xo ép.

Để tạo ra lực nén P có thể sử dụng một lò xo hình côn trung tâm hoặc nhiều lò xo hình trụ bố trí trên một vòng tròn có bán kính bằng R_0 . Cơ sở để thiết kế lò xo ép là giá trị lực nén N_{\max} .

Giả thiết có n_1 lò xo, để tạo ra một lực nén tổng cộng P lên các đĩa của bộ li hợp thì bản thân mỗi lò xo phải chịu một lực nén $N = \frac{P}{n_1}$ và bị ép đi một đoạn f (hình số 3.13).



Hình 3.13. Lò xo ép của bộ li hợp

Khi cắt mở bộ li hợp, đĩa ép dịch ra một đoạn S và nén tiếp các lò xo, do đó tải trọng dùng để tính toán thiết kế là:

$$N_{\max} = \frac{1,2P}{n_1} \quad (\text{N}) \quad (3.32)$$

Trong đó: P — Lực nén tổng cộng tính theo biểu thức (3.23) (N)

n_1 — Số lượng lò xo.

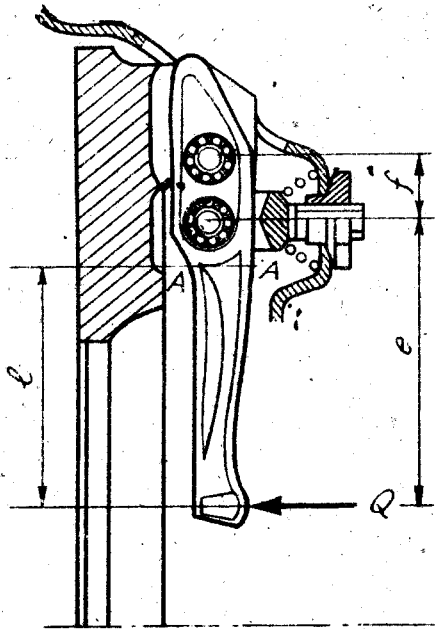
1,2 — Hệ số tính đến lò xo bị nén thêm khi cắt mở bộ li hợp.

Tính toán lò xo theo giáo trình « chi tiết máy ».

5.5. Đòn mở (hình 3.14).

Muốn cắt mở được bộ li hợp cần phải tác dụng lên các đòn mở một lực lớn hơn lực nén tổng cộng của các lò xo trong trường hợp đĩa ép dịch chuyển một đoạn S . Giả thiết có n_d đòn mở, thì mỗi đòn mở chịu một lực:

$$Q = \frac{1,2P}{n_d \cdot i} \quad (\text{N}) \quad (3.33)$$



Lực Q gây ra mômen uốn $Q \cdot l$ và có thể làm cho đòn mở bị gãy ở tiết diện nguy hiểm A — A. Cơ sở thiết kế đòn mở là tỉ số truyền $i = \frac{e}{f}$ phải thỏa mãn điều kiện điều khiển và khả năng chống uốn.

$$\sigma_u = \frac{Q \cdot l}{W_u} \leq [\sigma_u] \quad (3.34)$$

Trong đó:

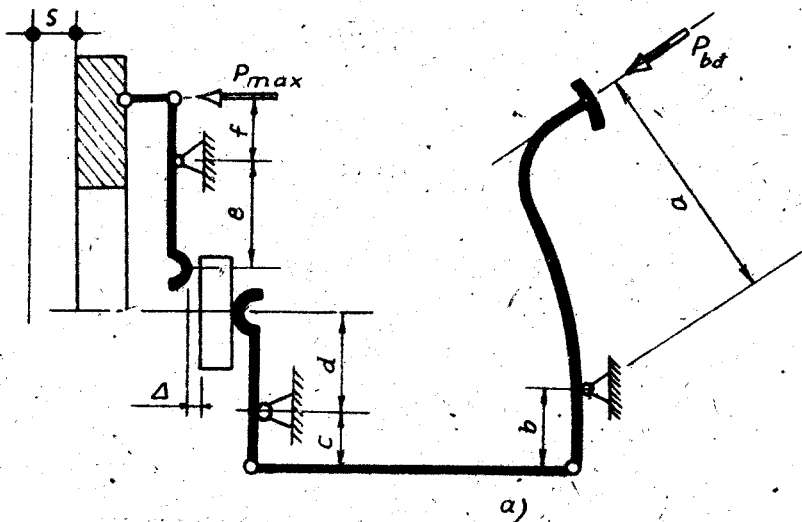
$$[\sigma_u] = 300 - 400 \text{ MN/m}^2$$

W_u : Mômen chống uốn

Hình 3.14. Sơ đồ chịu lực của đòn mở

5.6. Cơ cấu điều khiển

Có hai cơ cấu thường được sử dụng để đóng mở bộ li hợp, đó là điều khiển bằng cơ khí (xem hình số 3.15a) và điều khiển bằng thủy lực (xem hình số 3.15b).



Hình 3.15. Sơ đồ cơ cấu điều khiển bộ li hợp

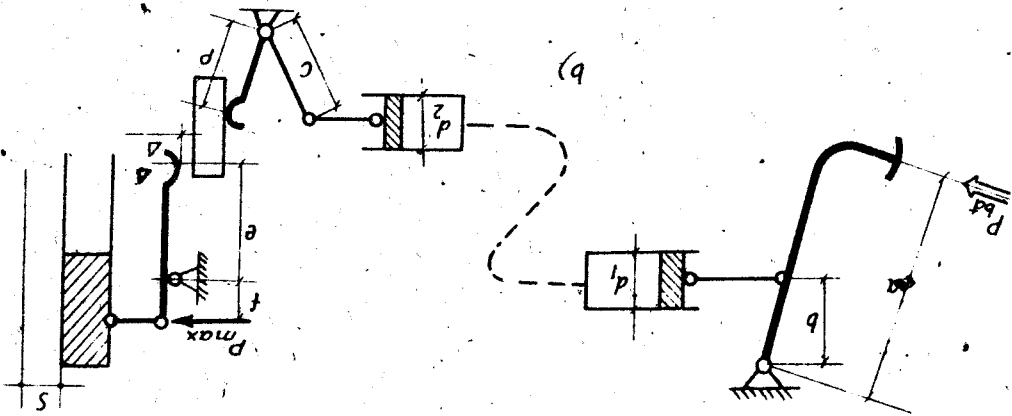
a) Bằng cơ khí, b) Bằng thủy lực (trên hình vẽ không thể hiện các lò xo hồi vị).

Sau khi đã chọn phương án chúng ta phải thiết kế tính toán tỉ số truyền i của cơ cấu thỏa mãn các yêu cầu sau đây:

- Phù hợp với cấu tạo chung, nghĩa là có chỗ để bố trí các hệ đòn bẩy.
- Hạn chế đến mức thấp nhất số lượng các khâu ma sát cơ khí để nâng cao hiệu suất truyền lực.

— Hành trình bàn đạp và lực tác dụng lên bàn đạp bộ li hợp phải nằm trong phạm vi cho phép.

— Tải trọng tác dụng lên từng chi tiết phải nhỏ.



Hình 3.15b

Công thức tính toán tỉ số truyền:

— Đối với cơ cấu điều khiển bằng cơ khí.

$$i_{CK} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f} \quad (3.35)$$

— Đối với cơ cấu điều khiển bằng thủy lực.

$$i_{TL} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \quad (3.36)$$

Trong đó : d_1, d_2 là đường kính xi lanh thủy lực.

Kiểm chứng và điều chỉnh :

a) Hành trình của bàn đạp bộ li hợp.

— Đối với cơ cấu điều khiển bằng cơ khí.

$$S_{bd} = S \cdot i_{CK} + \Delta S = S \cdot i_{ck} + \Delta \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \quad (3.37)$$

— Đối với cơ cấu điều khiển bằng thủy lực

$$S_{bd} = S \cdot i_{TL} + \Delta S = S \cdot i_{TL} + \Delta \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \quad (3.38)$$

Trong đó : S_{bd} — Hành trình tổng cộng của bàn đạp thông thường trong phạm vi 150 — 180mm.

ΔS — Hành trình tự do của bàn đạp, thông thường trong phạm vi 35 — 60mm.

Δ — Khe hở giữa đầu đôn mở và bạc mở, thông thường trong phạm vi 2 — 4mm.

S — Hành trình dịch chuyển của các đĩa ép. Để đảm bảo cho bộ li hợp được cắt mở một cách dứt khoát mỗi đôi bề mặt ma sát phải có khoảng cách 0,75 — 1mm, do đó $S = (0,75 - 1) \cdot p$ (trong đó p là số lượng đôi bề mặt ma sát).

b) Lực tác dụng lên bàn đạp bộ li hợp.

$$P_{bd} = \frac{1,2P}{i \cdot \eta} \leq 200N \quad (3.39)$$

Trong đó: P — Lực nén tổng cộng tác dụng lên các đĩa của bộ li hợp (N) tính theo công thức (3.23)

1.2 — Hệ số tính đến các lò xo ép của bộ li hợp bị nén thêm khi cắt mở.

i — Tỷ số truyền tính theo công thức (3.35) hoặc (3.36).

η — Hiệu suất truyền lực.

— Đối với cơ cấu điều khiển bằng cơ khí

$$\eta = \eta_{ck} = 0,7 - 0,8$$

— Đối với cơ cấu điều khiển bằng thủy lực.

$$\eta = \eta_{TL} = 0,8 - 0,9.$$

c) Công mở bộ li hợp.

$$A = \frac{(P + 1,2P)}{2} \cdot S \leq 30J \quad (3.40)$$

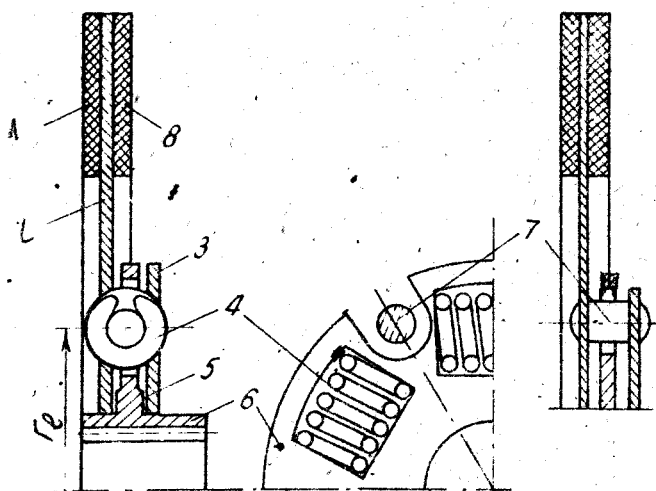
Nếu $A > 30J$ thì phải nghiên cứu thiết kế bộ phận trợ lực.

d) Kiểm tra bền cho từng chi tiết (xem giáo trình « Sức bền vật liệu »).

5.7. Cơ cấu giảm chấn trong bộ li hợp.

Để có thể giảm và dập tắt các dao động xoắn của trục khuỷu truyền cho hệ thống truyền lực (hoặc ngược lại) người ta thiết kế và lắp đặt cơ cấu giảm chấn cho bộ li hợp.

Về phương diện động lực học có thể chia đĩa bị động (hình 3.16) thành ba phần; mô hình tương đương ở hình (3.17).



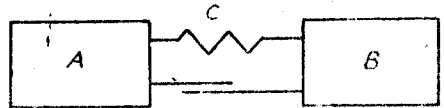
Hình 3.16. Cơ cấu giảm chấn trong bộ li hợp:

1. Vòng phê-ra độ ma sát, 2. Xương sắt, 3. Tấm ốp,
4. Lò xo giảm chấn, 5. Tấm ma sát giảm chấn, 6. Moay-ơ đĩa bị động, 7. Chốt nối xương sắt và tấm ốp.

A — Phần liên kết với bánh đà của động cơ khi đóng nối bộ li hợp, gồm có các chi tiết 1, 8, 2, 3, 7.

B — Phần gắn liền với hệ thống truyền lực và bánh xe phía sau, gồm có các chi tiết 6.

C — Phần liên kết đàn hồi giữa A, B gồm có các chi tiết : 4, 5



Hình 3.17. Sơ đồ động lực học trong đường

Khi truyền mômen quay, mỗi liên hệ sẽ là. Vòng phê-ra-đô 1,8 đến phần xương sắt 2, tấm ốp 3 (liên kết bằng chốt cứng 7), lò xo 4, tấm ma sát giảm chấn 5 và moay-ơ 6, do đó nếu xuất hiện dao động xoắn thì lò xo 4 và tấm ma sát giảm chấn 5 sẽ thu hút năng lượng dao động và đi đến dập tắt các dao động đó. Lò xo 4 giảm chấn ở tần số cao, vòng 5 giảm chấn ở tần số thấp.

Cơ sở thiết kế lò xo giảm chấn 4 là xác định độ cứng tối thiểu của nó theo mômen quay cực đại tính ở điều kiện bám.

$$M_{\max} = \frac{G_{\varphi} \cdot \varphi \cdot r_{BX}}{i_0 \cdot i_{h1}} \quad (\text{N.m}) \quad (3.41)$$

Trong đó : G_{φ} — Trọng lượng bám của xe ôtô (N)

φ — Hệ số bám, thường lấy $= 0,8$

r_{BX} — Bán kính bánh xe (m)

i_0 — Tỷ số truyền của truyền lực chính.

i_{h1} — Tỷ số truyền số 1 của hộp số.

Sau đó chuyển đổi thành lực nén cho mỗi lò xo.

$$N_{\max} = \frac{M_{\max}}{n_1 \cdot R_1} \quad (\text{N}) \quad (3.42)$$

n_1 — Số lượng lò xo giảm chấn.

R_1 — Bán kính vị trí của lò xo giảm chấn (xem hình 3.16) (m)

CHƯƠNG 4

HỘP SỐ

I. Công dụng yêu cầu phân loại

1.1. Công dụng

Biến đổi tỉ số truyền i và mômen xoắn từ động cơ xuống bánh xe chủ động nhằm cải thiện đường đặc tính kéo của động cơ cho phù hợp với điều kiện làm việc của ô tô. Để đảm bảo tính kinh tế, người ta chọn động cơ cho ô tô theo điều kiện chuyển động trên đường bằng phẳng có mặt đường cứng ($f = 0,015$). Như vậy, khi xe chuyển động trên các loại đường xấu (hệ số cản đường cao hơn 0,015) phải có hộp số để tăng lực kéo ở bánh xe chủ động.

— Thay đổi chiều chuyển động của ô tô (tiến và lùi).

— Cho xe dừng tại chỗ mà không cần tắt máy hoặc cắt bộ li hợp (vị trí số không «0»).

— Dẫn động lực ra ngoài cho bộ phận công tác đối với các xe chuyên dụng (xe có tời kéo, xe có thùng tự chũt, xe xi téc, xe ô tô cần trục ...).

1.2. Yêu cầu

— Có dãy tỉ số truyền phù hợp để nâng cao tính năng động lực học và tính năng kinh tế của ô tô.

— Hiệu suất truyền lực cao, khi làm việc không gây ra tiếng ồn, sang số nhẹ nhàng không sinh ra lực va đập ở các bánh răng.

— Kết cấu gọn gàng, chắc chắn, dễ điều khiển, dễ bảo dưỡng hoặc kiểm tra khi có hư hỏng.

1.3. Phân loại

— Theo phương pháp thay đổi tỉ số truyền, hộp số được chia thành hộp số có cấp và hộp số vô cấp.

Hộp số có cấp lại được chia theo:

— Sơ đồ động học gồm có loại trục cố định (hai trục, ba trục...) và loại hành tinh (một hàng, hai hàng...).

— Dãy tỉ số truyền gồm có một dãy tỉ số truyền (ba số, bốn số, năm số...) và hai dãy tỉ số truyền.

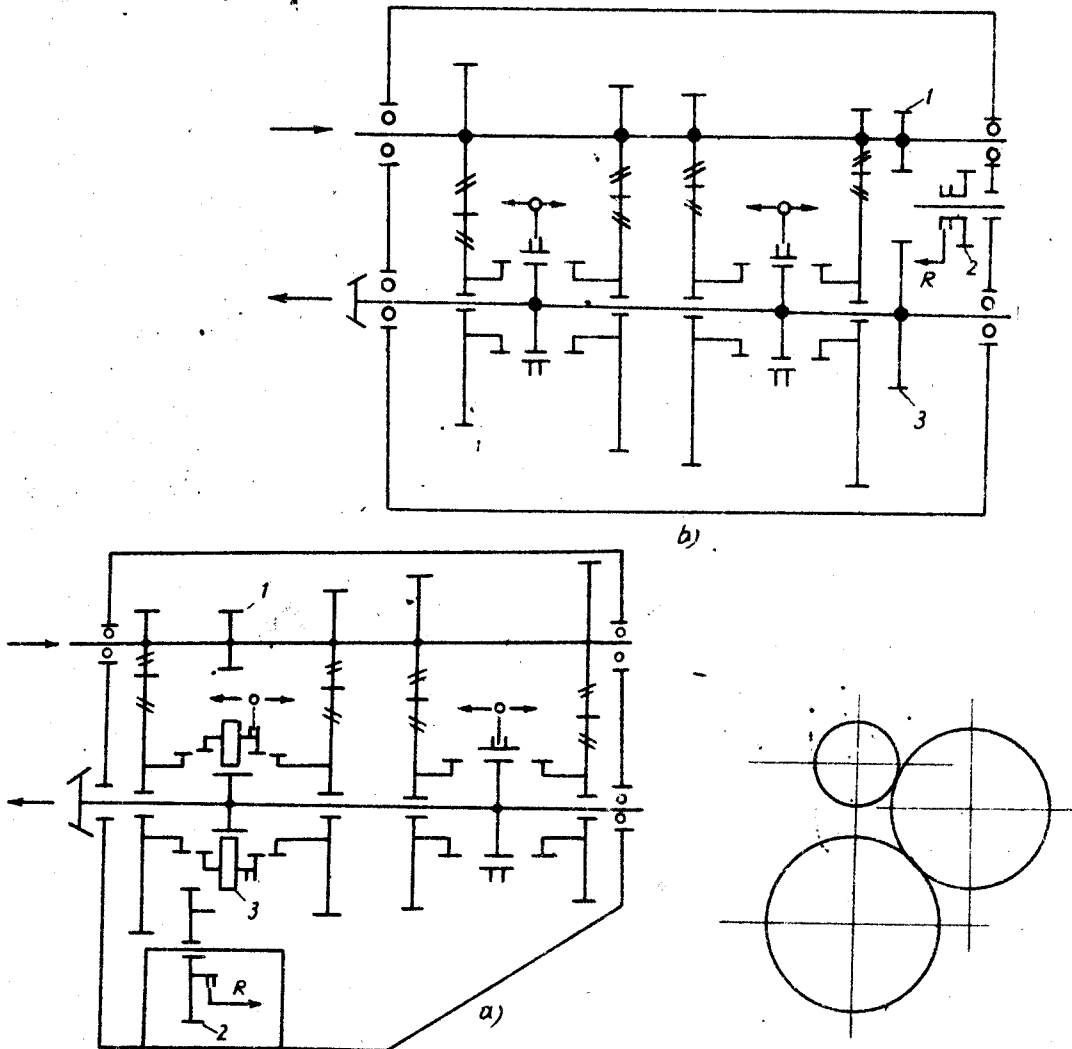
— Phương pháp sang số chia thành điều khiển bằng tay hoặc tự động.

Hộp số vô cấp lại được chia theo: Hộp số thủy lực (loại thủy tĩnh, thủy động...) hộp số điện, hộp số ma sát.

2. Một số sơ đồ động học và phân tích kết cấu hộp số

2.1. Sơ đồ động học hộp số hai trục

Trên hình số 4.1 trình bày sơ đồ động học hộp số hai trục bốn cấp (*), khi gài các số tiến đều sử dụng bộ đồng tốc do đó tránh được sự va đập của các bánh răng, riêng lúc gài số lùi thì dịch chuyển bánh răng thẳng 2 tạo thành sự ăn khớp 1-2 và 2-3. Có thể chế tạo bánh răng 3 riêng biệt và lắp cố định trên trục di động như ở hộp số xe AUDI (hình 4.1b) hoặc chế tạo liền với vành răng của bộ đồng tốc như ở hộp số xe. SKODA 1000MB (hình số 4.1a).



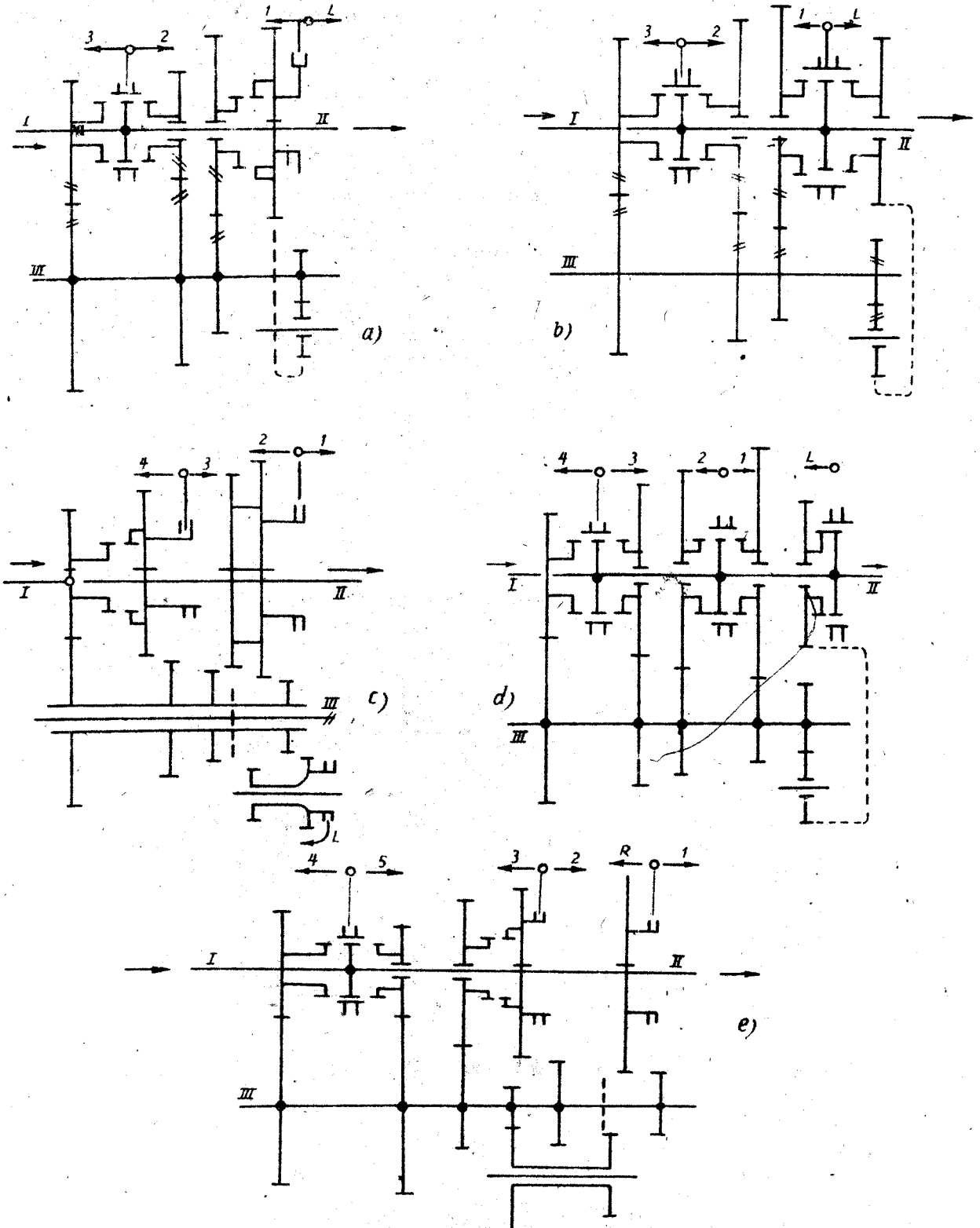
Hình 4.1. Sơ đồ động học hộp số hai trục
a) SKODA 1000MB (Tiệp khắc) b) AUDI (Tây đức).

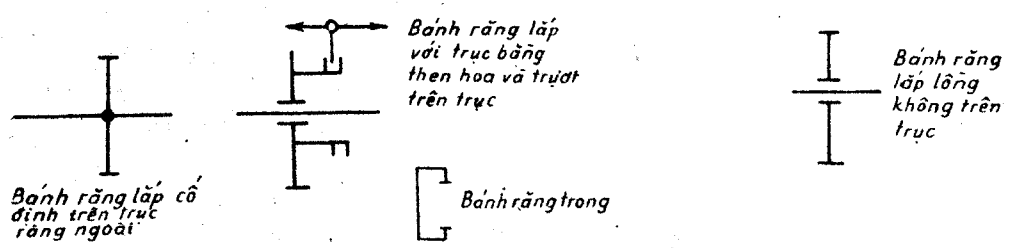
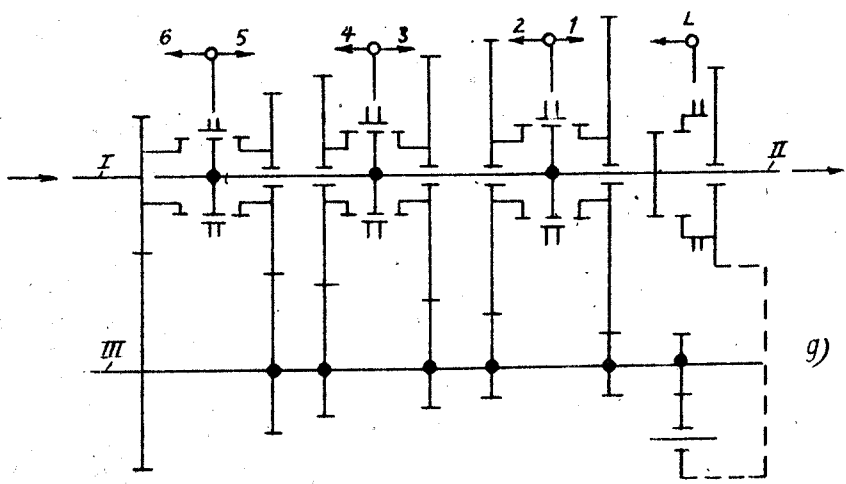
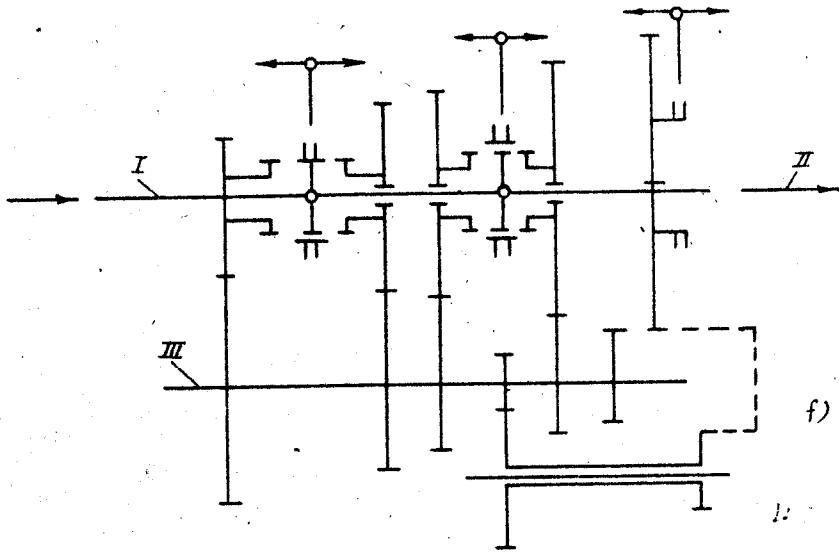
(*) Không kê cấp số lùi. I. Trục thứ I (chủ động) II. Trục thứ II III. Trục trung gian. 1, 2, 3 số tiến L. số lùi.

2.2. Sơ đồ động học hộp số ba trục

Loại hộp số này được sử dụng rộng rãi trong nhiều loại ôtô. Hộp số của ôtô con thường từ 3 — 4 số, ôtô tải và chở khách thường từ 4 — 6 số các xe có trọng tải lớn, xe dầu kéo, xe có tính cơ động cao, có khi có tới 10 — 12 số. Tăng lượng cấp số làm tăng trọng lượng của hộp số, kết cấu phức tạp, khó điều khiển.

Hình 4.2 biểu thị một số sơ đồ động học hộp số ba trục có từ ba đến sáu số tiến, tuy mức độ phức tạp nhau nhưng tất cả đều có chung một số đặc điểm và xu hướng phát triển về mặt kết cấu.

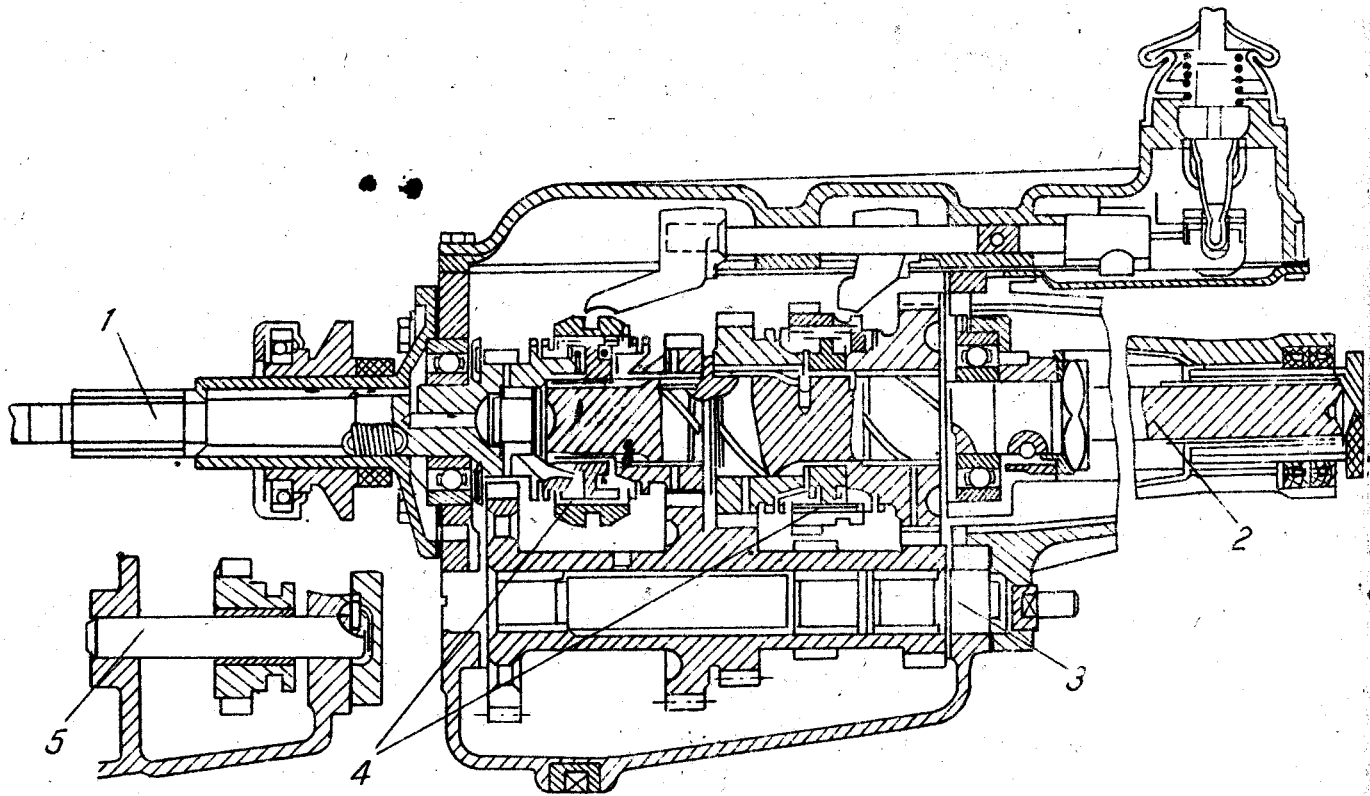




Hình 4.2. Sơ đồ động học hộp số ba trục

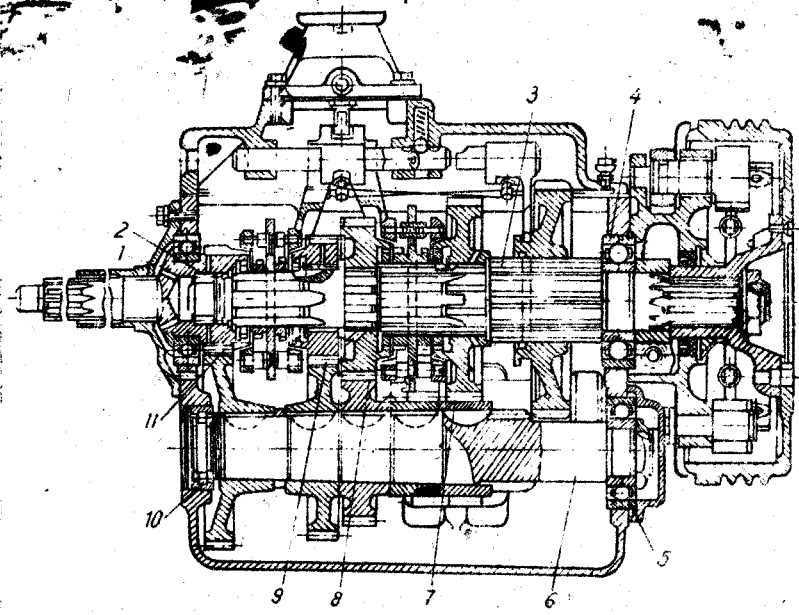
- a) OPELOLYMPIA (ba cấp), b) PONTIAK SM 326 (ba cấp), c) 6AZ-51 (bốn cấp),
 d) TURNER T4 200 (bốn cấp), e) CA.10 (năm cấp), f) ZIL. 130, g) ZFAK6.80 (sáu cấp)

Hình 4.3 là hộp số xe Volga GAZ-24 có sơ đồ động học tương tự 4.2b, hình 4.4 là hộp số xe Zil 130 có sơ đồ động học hình 4.2f, hình 4.5 là hộp số xe CA-10B có sơ đồ động học hình 4.2e. Qua các kết cấu đã nêu, ta có một số nhận xét:



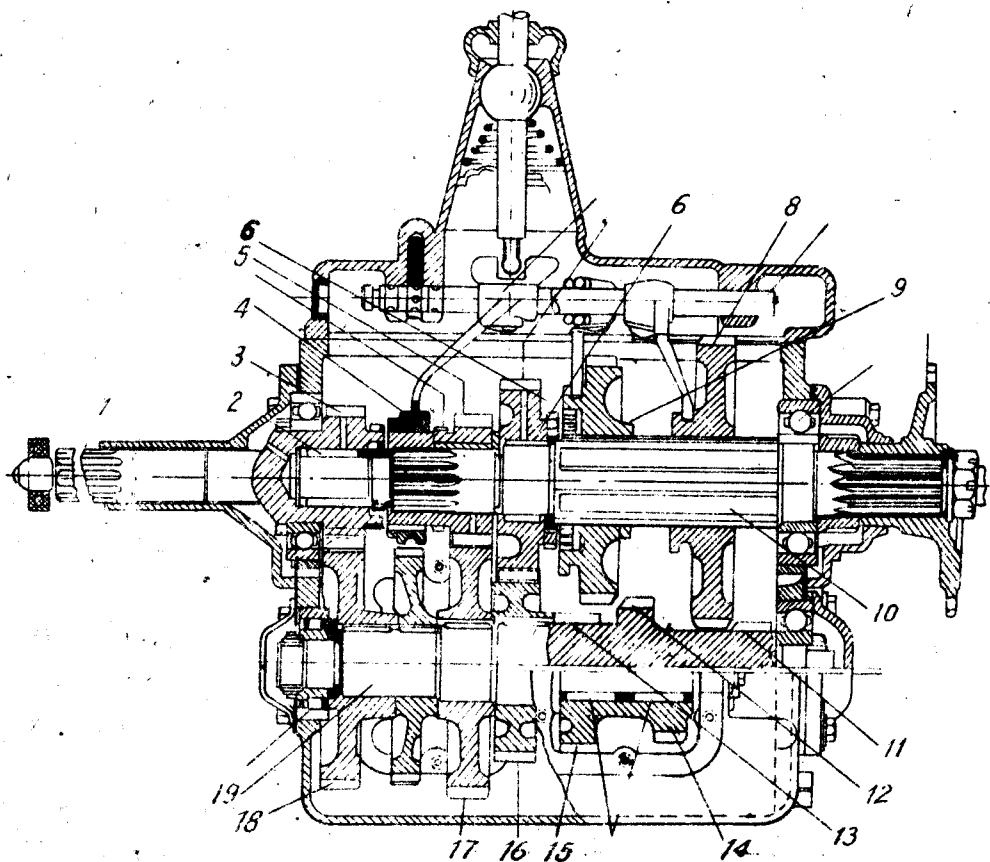
Hình 4.3. Hộp số ba cấp Volga GAZ-24.

1. Trục thứ nhất, 2. Trục thứ hai, 3. Trục trung gian, 4. Đồng tốc, 5. Trục lui



Hình 4.4. Hộp số xe Zil 130.

1. Trục thứ nhất, 2. Ô lăn, 3. Trục thứ hai, 4-5-10. Ô lăn, 6. Trục trung gian, 7. Cấp bánh răng số hai, 8. Cấp bánh răng số ba, 9. Cấp bánh răng số bốn, 11. Cấp bánh răng luôn luôn ăn khớp.



Hình 4.5. Hộp số xe GA-10B

1. Trục thứ nhất, 2. Ổ lăn, 3-18. Cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp, 4. Ống để gài số
 5-17. Cặp bánh răng số năm, 6-16. Cặp bánh răng số ba, 8. Bánh răng số 1 và lùi, 9.12. Cặp
 bánh răng số hai, 11. Bánh răng số lùi, 10. Trục thứ hai, 14-15. Bánh răng số lùi, 19. Trục trung gian.

a) Trong hộp số đều có một cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp để dẫn truyền mômen quay từ trục thứ nhất đến trục trung gian. Trục thứ nhất được chế tạo liền thành một khối với bánh răng chủ động của cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp và một vành răng ngoài để gài số truyền thẳng ($i = 1$). Trục thứ nhất được đỡ bằng hai ổ bi, một ổ đặt trong bánh đà và một ổ đặt ở vỏ hộp số, ổ bi này thường chọn có đường kính ngoài lớn hơn bánh răng chủ động để đảm bảo tháo lắp trục thứ nhất được dễ dàng.

b) Trên trục trung gian lắp cố định nhiều bánh răng để dẫn truyền mômen quay đến trục thứ hai, giá trị của mômen quay được thay đổi tùy theo cách gài các bánh răng lắp trượt và cùng quay trên trục thứ hai. Có trường hợp trục trung gian không chịu mômen xoắn mà nó chỉ đỡ cả khối bánh răng như hộp số GAZ-24 hình (4-3) hoặc GAZ51, còn đa số trục trung gian đều được đỡ trên hai ổ bi đặt ở vỏ hộp số. Thường các bánh răng trên trục trung gian có hướng đường nghiêng của răng cùng chiều để giảm lực chiều trục tác dụng lên trục (hướng phải).

c) Trục thứ hai được đỡ bằng hai ổ bi trong đó ổ bi, kim được đặt ngay trong lỗ đầu trục thứ nhất, biện pháp này nhằm đảm bảo độ đồng tâm giữa hai trục và tiện lợi cho việc gài số truyền thẳng. Ổ bi thứ hai đặt ở vỏ hộp số. Trong các xe không có hộp số phụ thường lắp bộ do tốc độ ở đuôi trục thứ hai.

d) Xu hướng phát triển trong thiết kế hộp số là sử dụng bộ đồng tốc với mọi tay số và do đó tất cả các bánh răng luôn luôn ăn khớp và thường sử dụng bánh có răng nghiêng (so sánh các sơ đồ a và b, c và d, e và f trong hình 4.2 hình 4.7).

3. Hộp số kiểu hành tinh.

So với các loại hộp số đã nêu ở mục trên, hộp số kiểu hành tinh có các ưu điểm sau :

— Hiệu suất truyền/lực cao hơn một ít vì không bị tổn hao phần công suất truyền qua chuyển động theo.

— Kích thước đường kính bánh răng bằng nhau thì hộp số kiểu hành tinh có tỷ số truyền lớn hơn.

— Khi gài số, trục, ổ bi của bánh răng trung tâm và thanh dẫn không chịu lực hướng kính

— Việc sang số được tiến hành bằng các phanh hãm và các bộ li hợp, nên không có hiện tượng ngắt quãng việc truyền công suất, tạo điều kiện tự động hóa quá trình sang số.

— Kết cấu của hộp số kiểu hành tinh rất phức tạp, kích thước cỡng kình, giá thành đắt.

Loại hộp số kiểu hành tinh có nhiều số, ít được sử dụng. Loại hộp số có từ 2 — 3 số thường được sử dụng trong truyền động thủy cơ, bao gồm có biến mô thủy lực và hộp số phụ như ở các xe Zil 114, GAZ 13, điều khiển tự động và bán tự động.

Sơ đồ hình 4.6a là hộp số của xe GAZ-13 «traï ka» bao gồm một dãy hành tinh, một bánh răng vành khấn ăn khớp trong ($z_2 = 74$) và bánh răng trung tâm 1 và 3 ($Z_1 = 26$, $Z_3 = 63$) ba bánh răng hành tinh dài và ba bánh răng hành tinh ngắn cùng lắp trên một trục, truyền, các bánh răng hành tinh dài và ngắn khớp với nhau theo thứ tự từng cặp (đường nét đứt). Bánh răng vành khấn ăn khớp trong lắp trên trục dẫn động ra. Việc gài số được tiến hành bằng hai li hợp nhiều đĩa và hai phanh giải.

Ở vị trí số không «0» hộp số có ba bậc tự do. Khi gài số, phải đóng hai trong bốn phần tử của li hợp. Khi gài các số tiến, li hợp LH_1 luôn luôn đóng để nối trục chủ động với trục của bánh răng trung tâm 1.

Khi gài số một phanh T_2 hãm trục dẫn, hộp số hoạt động giống như một hộp số đơn giản, vì thế hiệu suất truyền lực không cao ($\approx 0,93 - 0,94$).

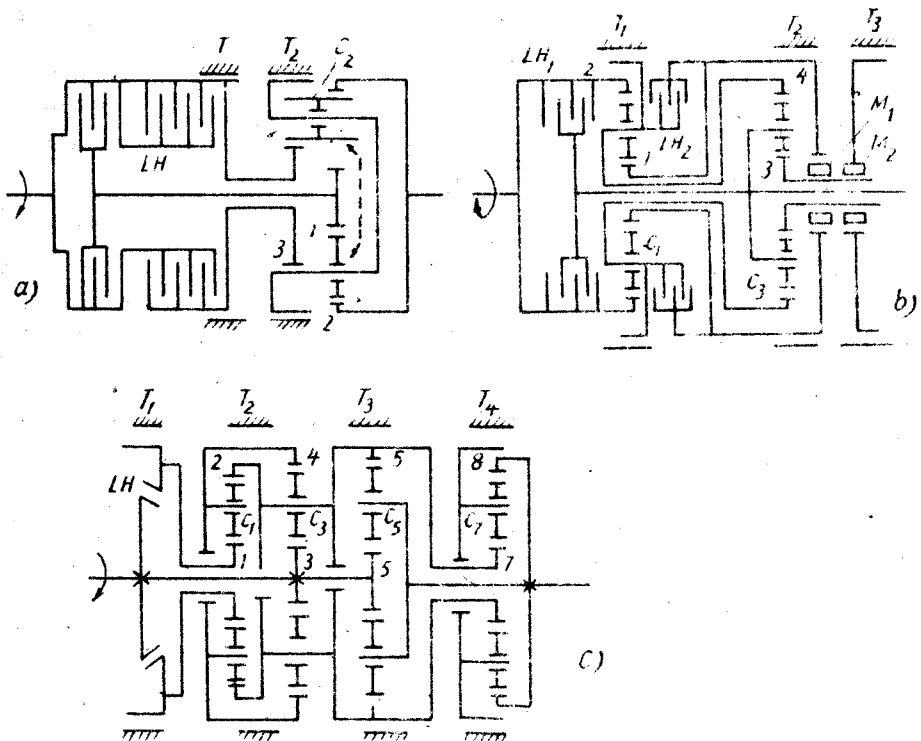
Khi gài số hai, phanh T_1 hãm cứng bánh răng 3, phanh T_2 như phanh T_1 phải hãm sớm, trước khi phanh T_2 nhả hoàn toàn để tránh dứt quãng việc truyền công suất. Ở vị trí số hai, hộp số hoạt động như một hộp giảm tốc hành tinh, công suất được truyền không chỉ qua các dây hành tinh ăn khớp, mà còn qua trục dẫn trong chuyển động quay theo, nhờ đó hiệu suất truyền lực tăng tới 0,96.

Khi gài số ba (truyền thẳng) thì cả hai li hợp đều đóng, nhưng li hợp LH_2 đóng sớm, trước khi phanh T_1 nhả hoàn toàn. Dây hành răng hành tinh bị gài cứng.

Gài số lùi bằng cách đóng li hợp LH_1 và hãm phanh T_2 .

Sơ đồ hình 4.6b là hộp số hai dây hành tinh ba số, phanh T_2 lắp trực tiếp lên trục của bánh răng trung tâm 1 thuộc dây trái, còn phanh T_3 qua khớp nối một chiều M_2 liên kết với trục của bánh răng trung tâm 3.

Gài số một bằng cách hãm hai phanh T_2 và T_3 để gài cứng khớp M_2 và bánh răng 3. Công suất được truyền thứ tự qua hai dây hành tinh, nên hiệu suất truyền cao (0,97), gài số hai bằng cách đóng li hợp LH_2 rồi nhả phanh T_1 , còn phanh T_2 vẫn hãm. Khớp một chiều M_1 được lắp làm sao không cản trở sự quay của trục bánh răng 1. Do đóng li hợp LH_2 nên các bánh răng dây trái bị gài cứng, chỉ có dây phải hoạt động, hiệu suất truyền tới 0,985. Gài số ba (truyền thẳng) bằng cách đóng li hợp LH_1 . Gài số lùi bằng cách hãm phanh T_1 , bánh răng vành khăn ăn khớp trong 4 bị giữ lại, dây trái làm việc như một bộ truyền đơn giản. Công suất truyền từ bánh răng 1 qua khớp nối M_1 đến bánh răng trung tâm dây phải và dẫn ra ngoài. Hiệu suất truyền lực của số lùi thấp.



Hình 4.6. Sơ đồ các hộp số kiểu hành tinh. a) Có một dây hành tinh. b) Có hai dây hành tinh. c) Có nhiều dây. 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8; Các bánh răng số; T_1, T_2, T_3, T_4 : phanh hãm; LH, LH_1, LH_2 : Các li hợp; M_1, M_2 khớp nối

Sơ đồ hình 4.6. là hộp số bốn dãy hành tinh nhiều số của xe Uynson (Anh). Ở vị trí không « 0 » hộp số có hai bậc tự do. Để gài số trong hộp số có bốn phanh giải và một li hợp hình nón (truyền thẳng). Mỗi phanh dùng để gài một số. Như vậy hộp số này có 4 số tiến và một số lùi.

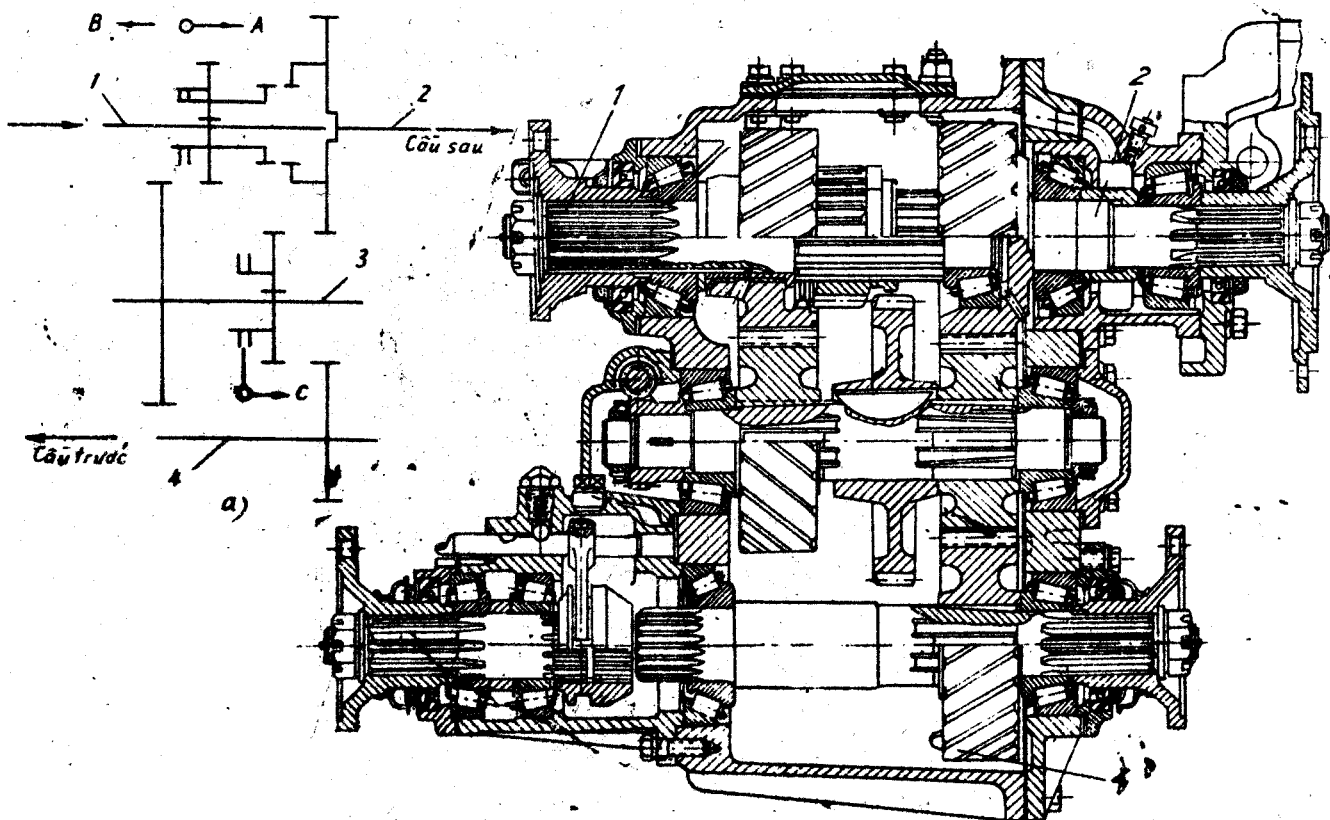
Muốn xác định tỉ số truyền cho các cơ cấu hành tinh phức tạp, phải lập phương trình động học cho từng dãy. Giải hệ phương trình đó sẽ nhận được giá trị tỉ số truyền chung.

4. Sơ đồ động học và kết cấu của hộp phân phối

Trong bố trí ở các xe có nhiều cầu chủ động sau hộp số còn có hộp phân phối làm nhiệm vụ phân phối mômen quay cho các cầu chủ động và một lần nữa biến đổi tỉ số truyền.

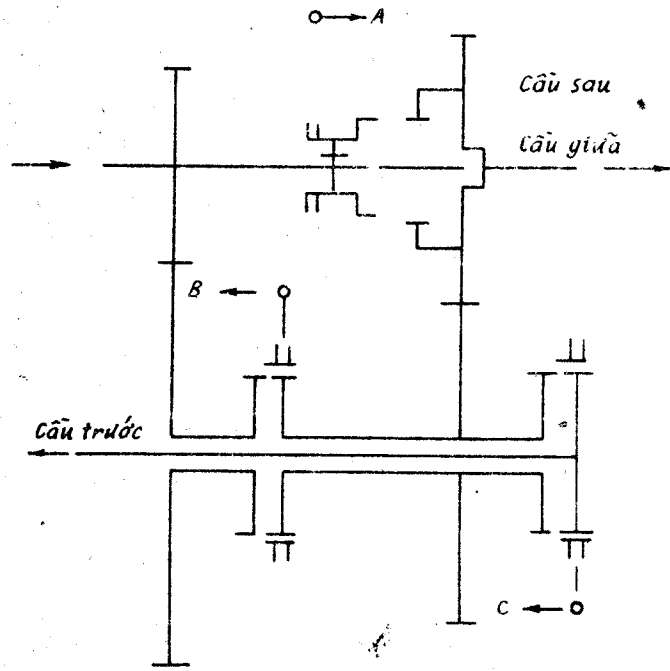
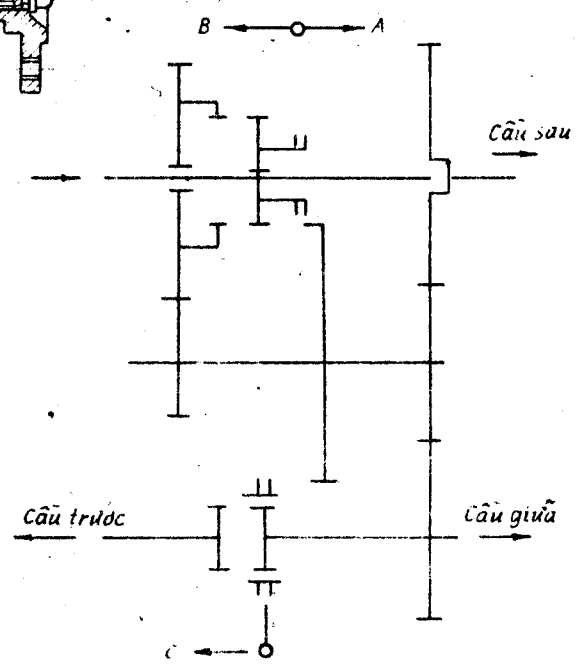
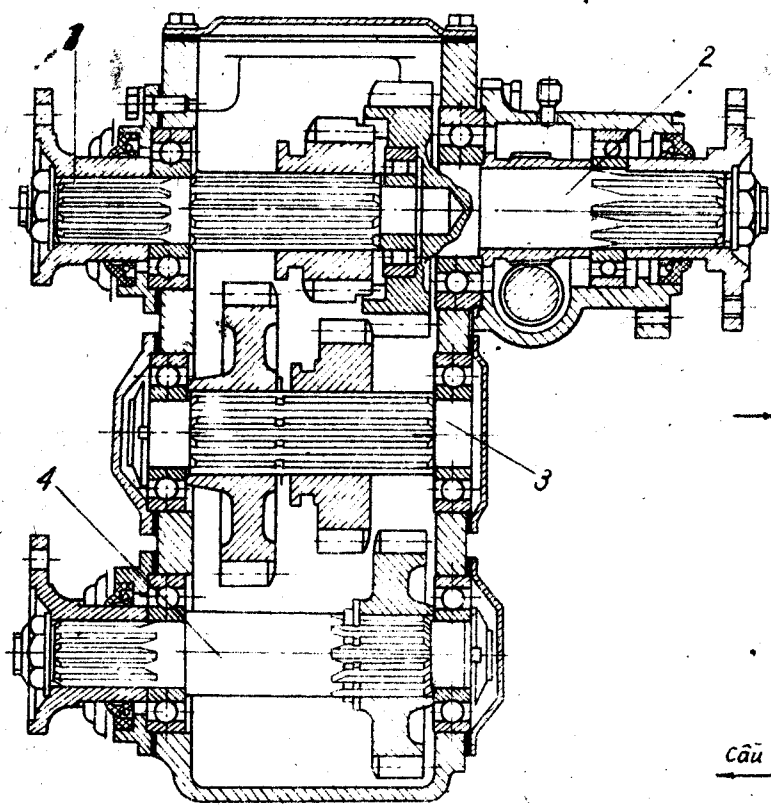
Kết cấu của hộp phân phối phải đáp ứng các yêu cầu sau :

- Khi gài số thấp sẽ tăng mômen quay, sự phân phối mômen giữa các cầu chủ động phải đảm bảo sử dụng hết lực kéo theo điều kiện bám với mặt đường.
- Khi xe chạy không xuất hiện tuần hoàn công suất.

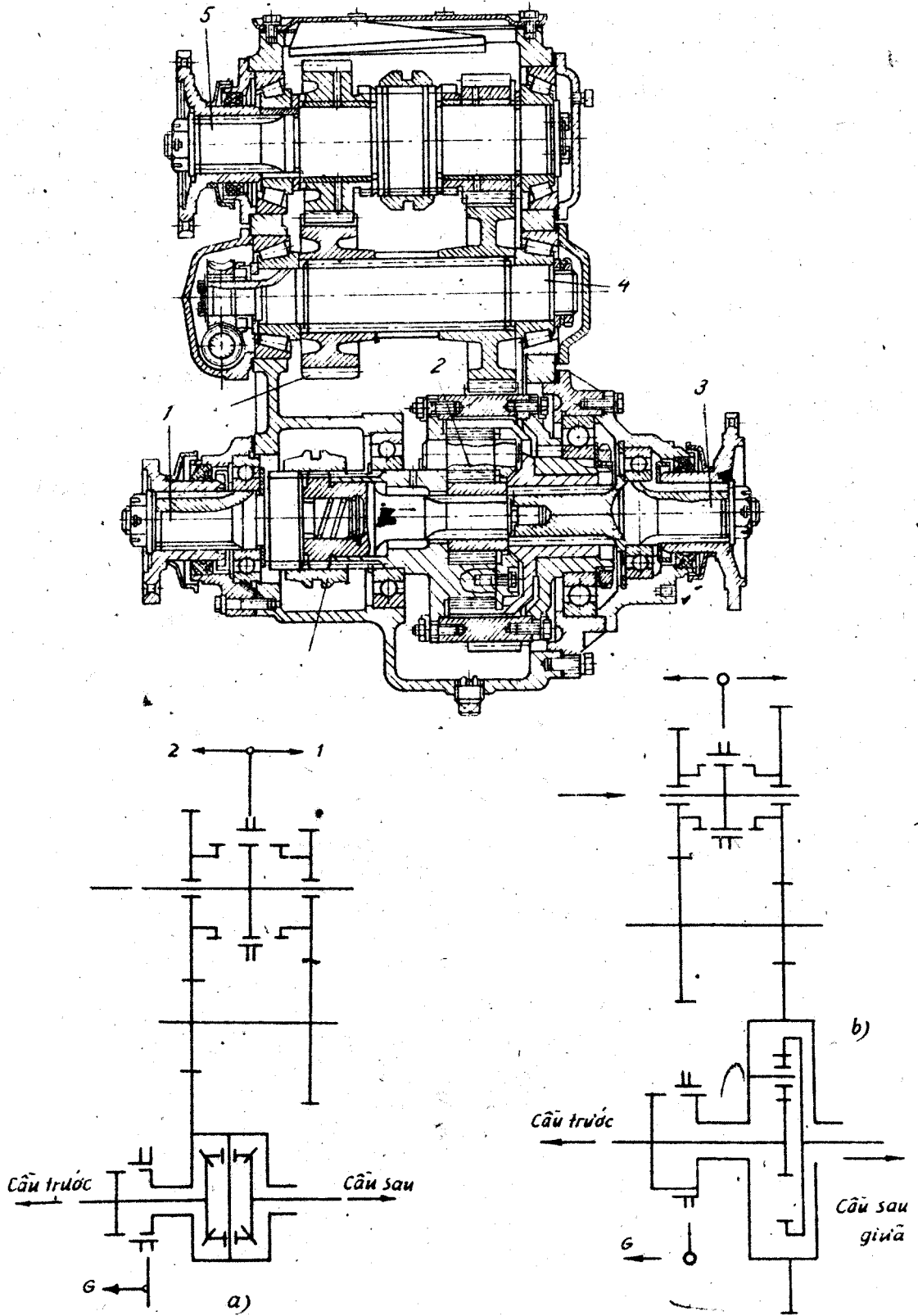


Hình 4.7.

Lấy chũa
V



Hình 4.7. Sơ đồ động học và kết cấu của hộp phân phối. a) GAZ — 66, b) Zil 157, c) Zil 131
 A) Vị trí gài cầu sau và cầu giữa. B) Vị trí gài số phụ. C) Vị trí gài thêm cầu trước.
 1. Trục chủ động, 2. Trục ra cầu sau, 3. Trục ra cầu trước, 4. Trục ra cầu giữa.



Hình 4.8. Sơ đồ động học và kết cấu của hộp phân phối có lắp thêm bộ vi sai giữa các cầu.
 a) VAZ 2121. b) Ural 375. c) Vị trí gài không cho bộ vi sai làm việc. 1, Trục ra cầu trước;
 2, Bộ vi sai, 3, Trục ra cầu sau, 4, Trục trung gian, 5, Trục chủ động.

Những hộp phân phối ở hình 4.7 đều không sử dụng bộ vi sai giữa các cầu nên mới chỉ đảm bảo được yêu cầu thứ nhất. Ngày nay trên một số xe đã ghép bộ vi sai giữa các cầu vào một kết cấu như hình 4.8, nhằm bảo đảm yêu cầu thứ hai.

5. Những cơ cấu quan trọng của hộp số

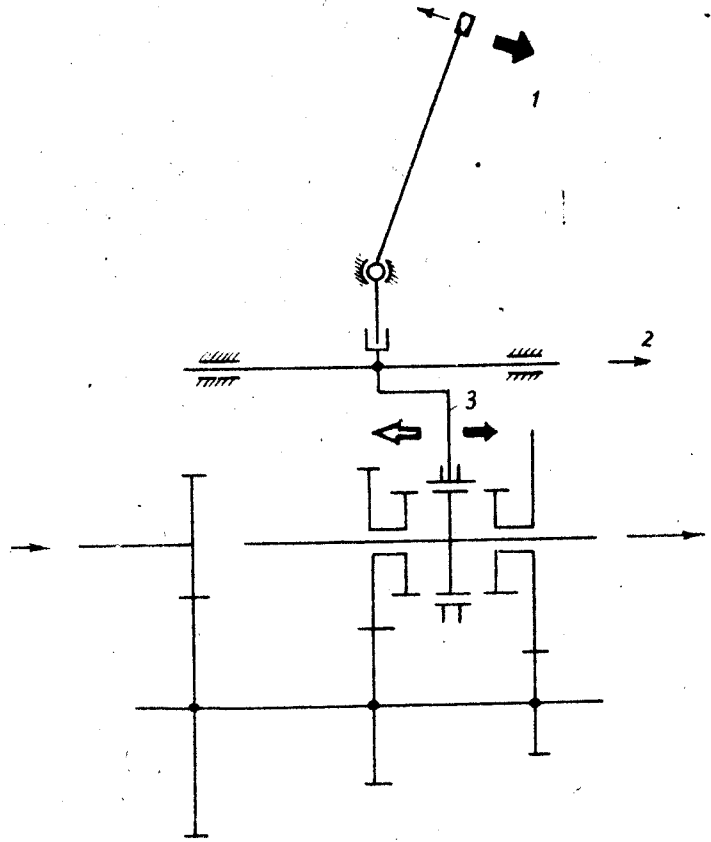
5.1. Cơ cấu điều khiển gài số

Có thể điều khiển gài số tại chỗ hoặc từ xa bằng cơ cấu cơ khí như hình vẽ 4.9.

Các yêu cầu đối với cơ cấu điều khiển gài số:

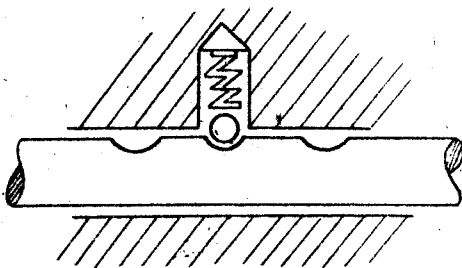
- Không tự động gài số, trả số hoặc nhảy số.
- Các cặp bánh răng ăn khớp hết chiều rộng của răng.
- Không cùng một lúc gài hai số.
- Không cho phép gài số lùi khi chưa mở khóa.

Có hai cơ cấu chính đảm nhiệm thỏa mãn các yêu cầu nói trên, đó là định vị trục sang số (hình 4.10) và khóa hãm tương hỗ giữa các trục sang số (hình số 4.11).

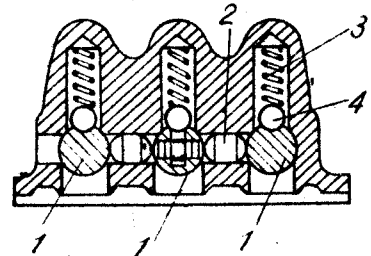


Hình 4.9. Sơ đồ cơ cấu điều khiển gài số.

1. Cần số, 2. Trục sang số, 3. Càng cầu.



Hình 4.10. Cơ cấu định vị trục sang số



Hình 4.11. Cơ cấu khóa hãm tương hỗ giữa các trục sang số.

1. Các thành trượt, 2. Chốt khóa, 3. Lò xo, 4. Bị hãm

Ở ôtô định vị và khóa hãm thường có kết cấu chung loại bi và lò xo.

Trong hộp số còn có cơ cấu an toàn để tránh gài số lùi một cách ngẫu nhiên. Cơ cấu này có nhiều loại, hình 4.12 là loại hãm lực lò xo, tạo ra lực cản, gây cảm giác nặng ở tay người lái.

5.2. Bộ đồng tốc

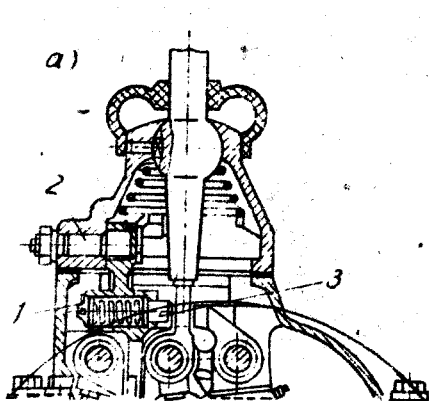
Khi sang số mặc dầu đã cắt bộ li hợp song do quán tính nên các bánh răng còn quay với các tốc độ khác nhau, nếu gài vào nhau sẽ sinh ra lực va đập. Người ta dùng bộ đồng tốc để khắc phục hiện tượng nêu trên và đơn giản hóa quá trình thao tác của người lái. Khi hai bánh răng chưa đồng đều tốc độ thì cơ cấu này không cho chúng gài vào nhau bằng cách tạo ra một lực cản chống lại lực của tay người lái tác dụng lên cần số. Dùng mômen ma sát giữa các mặt côn tiếp xúc để khắc phục mômen quán tính, các bánh răng dần dần đồng đều tốc độ và lực cản nêu trên dần dần bị triệt tiêu, lúc đó lực của tay người lái đủ thắng định vị lò xo bi, gạt các bánh răng ăn khớp với nhau một cách êm dịu.

Dựa vào chức năng chúng ta có thể phân tích các cấu tạo bộ đồng tốc thành các bộ phận sau đây:

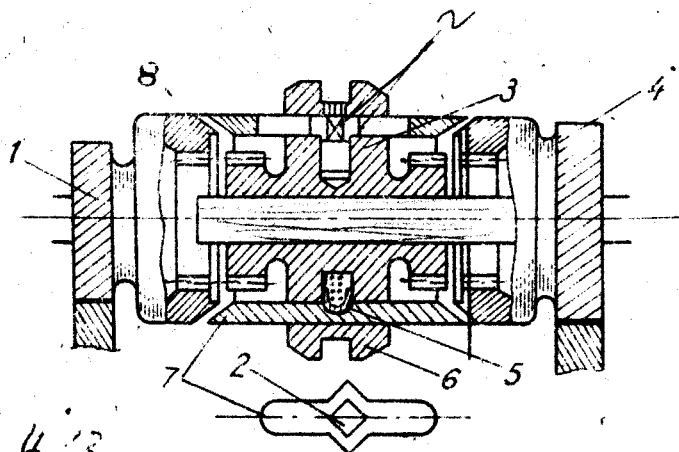
— Phần chủ động: Bánh răng 1 và 4 (hình 4.13), mỗi bánh răng có vành răng trong để gài số, mặt côn để tạo sự đồng tốc, các bánh răng 1 và 4 luôn luôn ăn khớp với các bánh răng trên trục trung gian để nhận truyền mômen.

— Phần bị động: Ống răng 3, ống răng này có vành răng ngoài để gài số, liên kết với trục thứ hai của hộp số bằng then hoa.

— Phần đồng tốc: Ống lồng 7, ống có mặt côn để tạo sự đồng tốc, ống liên kết đàn hồi với ống răng 3 bằng lò xo bi 5, liên kết cứng có điều kiện bằng hốc A và cổ vuốt B của chốt 2.



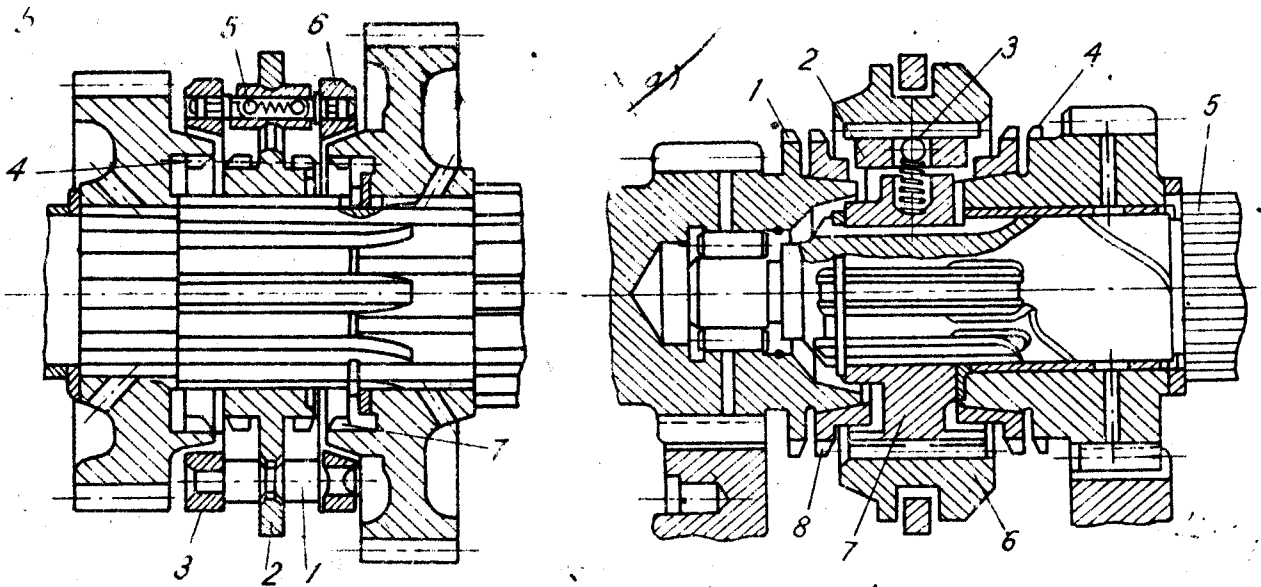
Hình 4.12. Cơ cấu an toàn gài số lùi.
1. Lò xo, 2. Thanh hãm, 3. Chốt tự.



Hình 4.13. Cấu tạo của bộ đồng tốc.
1.4. Bánh răng, 2. Chốt, 3. Ống răng, 5. Bi.
6. Ống gạt, 7. Ống lồng, 8. Trục.

-- Phần gạt: ống gạt 6, liên kết cứng hoàn toàn với ống răng 3 bằng chốt 2 (xem hình số 4.13).

Cấu tạo của bộ đồng tốc có nhiều loại, hình 4.14 thể hiện cấu tạo bộ đồng tốc xe con và xe tải.



Hình 4.14. Bộ đồng tốc xe con và xe tải.

a) Bộ đồng tốc xe con: 1-4. bánh răng gai số, 2. Hãm, 3. Bi hãm, 5. Trục thứ hai, 6. Khớp, 7. Moay-ơ, 8. Vòng hãm. b) Bộ đồng tốc xe tải: 1. Chốt hãm, 2. Tay gạt, 3-6. Vòng nón, 4-7. Bánh răng gai số, 5. Hãm.

Lấy trường hợp gạt từ số cao về số thấp để làm ví dụ phân tích lực và tìm hiểu nguyên lý làm việc. Theo hình 4.13:

a) Giai đoạn dịch chuyển tự do (lúc mặt côn của ống lồng 7 chưa tiếp xúc với mặt côn của bánh răng 4). Vì vòng gạt 6 liên kết cứng với ống răng 3, và ống này lại liên kết đàn hồi với ống lồng 7, cho nên khi gạt 6 về phía bánh răng 4 cả khối chi tiết 6-2-3-5-7 đều dịch chuyển. Khi hai mặt côn tiếp xúc với nhau thì tạm dừng lại và bắt đầu giai đoạn hai.

b) Giai đoạn chưa đồng tốc.

Do tác dụng của đà quán tính nên ống răng 3 vẫn còn quay với tốc độ góc của số cũ.

$$\omega_3 = \frac{\omega_m}{i_c} \quad \left| \begin{array}{l} \text{trong đó } \omega_3 \text{ -- tốc độ góc của ống răng} \\ \omega_m \text{ -- tốc độ góc của trục} \\ i_c \text{ -- tỷ số truyền số cao} \end{array} \right.$$

Trong khi đó bánh răng 4 luôn luôn ăn khớp với bánh răng của trục trung gian và do đó.

$$\omega_4 = \frac{\omega_m}{i_T} \quad \left| \begin{array}{l} \omega_4 \text{ -- tốc độ góc của bánh răng 4} \\ i_T \text{ -- tỷ số truyền số thấp} \end{array} \right.$$

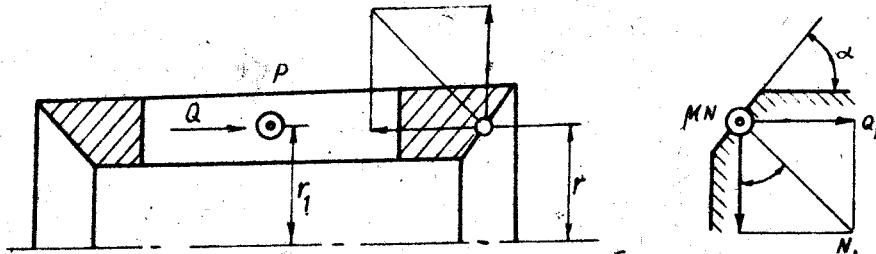
vì $i_c < i_T$ nên $\omega_3 > \omega_4$.

Ống lồng 7 vừa có liên hệ với bánh răng 4 vừa có liên hệ với ống răng 3 nên tốc độ góc của nó là ω_7 nằm trong giới hạn.

$$\omega_4 < \omega_7 < \omega_3$$

Kết quả là chốt 2 bị hãm trong hốc của ống 7 và ống răng 3 không dịch chuyển được nữa.

Sau đây chúng ta phân tích lực để thấy rõ vì sao chốt 2 bị hãm. Dưới tác dụng của lực ép chiều trục Q_1 (lực tác dụng của người lái thông qua cơ cấu đòn bẩy chuyển đến) tình hình chịu lực của 3 chi tiết như hình 4.15.



Hình 4.15. Sơ đồ chịu lực của các chi tiết 2, 4, 7.

Trong giai đoạn chưa đồng tốc mặt côn của ống lồng 7 trượt trên mặt côn của bánh răng 4 nên giữa chúng có lực ma sát $\mu \cdot N$, trong đó:

$$N = \frac{Q_1}{\sin \alpha} \quad (4.1) \quad \left| \begin{array}{l} \text{trong đó: } \alpha - \text{góc nghiêng của mặt côn} \\ N - \text{phản lực.} \end{array} \right.$$

Lực ma sát sẽ cân bằng với lực vòng P tác dụng tương hỗ giữa chi tiết 7 và 2 theo điều kiện sau:

$$P \cdot r_1 = \mu \cdot N \cdot r$$

$$P = \frac{\mu N \cdot r}{r_1} \quad \text{trong đó: } \mu - \text{hệ số ma sát.}$$

$r, r_1 - \text{bán kính điểm đặt lực}$

thay N bằng biểu thức (4.1) chúng ta có:

$$P = \frac{\mu Q_1 \cdot r}{\sin \alpha \cdot r_1} \quad (4.2)$$

Tại mặt xiên góc β của chốt vuông chốt 2 tác dụng một phản lực Q phân tích từ P .

$$Q = \frac{P}{\tan \beta} \quad (4.3)$$

Lực Q chính là lực hãm ở vuông B của chốt 2 trong hốc A của ống lồng 7, do đó Q phải thỏa mãn điều kiện hãm sau đây :

$$Q > Q_1$$

$$\frac{\mu Q_1 \cdot r}{\operatorname{tg} \beta \cdot \sin \alpha \cdot r_1} > Q_1$$

$$\operatorname{tg} \beta < \frac{\mu \cdot r}{\sin \alpha \cdot r_1} \quad (4.4)$$

Biểu thức (4.4) là cơ sở để thiết kế góc β đủ hãm chốt 2 và giữ không cho ống răng 3 dịch chuyển khi chưa đồng tốc.

c) Giai đoạn đồng tốc.

Do ma sát nên đà quán tính dần dần bị triệt tiêu và cuối cùng $\omega_3 = \omega_7 = \omega_4$. Khi đã đồng tốc thì lực ma sát $\mu \cdot N$ cũng không còn nữa và do đó lực hãm bằng không. Với tác dụng của tay người lái đủ thẳng định vị lò xo bi 5 đã gạt ống răng 3 ăn khớp với vành răng của bánh răng 4 một cách êm dịu vì chúng đã đồng đều tốc độ.

Khi thiết kế, thường chọn hệ số ma sát $\mu = 0,05 - 0,10^0$, góc nghiêng $\alpha = 7 - 12^0$, $Q_1 = (4 \div 9) \cdot (50 \div 100) \text{ N}$, tỉ số truyền của cần số : $4 \div 9$, lực tác dụng lên cần số : $50 \div 100 \text{ N}$.

6. Cơ sở tính toán thiết kế hộp số

6.1. Thiết kế tổng thể

a) Tính toán chọn dãy tỉ số truyền i_{12}, i_{23}, \dots (phần này trong « lý thuyết ô tô » đã trình bày.

b) Chọn khoảng cách A giữa các trục của hộp số theo công thức kinh nghiệm sau :

$$A = C \sqrt{M_{e \max}} \text{ mm} \quad (4.5)$$

Trong đó

$M_{e \max}$ — Mômen quay lớn nhất của động cơ (N. m).

C — Hệ số kinh nghiệm, đối với ô tô con, $13 \div 16$, đối với ô tô tải : $17 \div 19$ đối với ô tô dùng động cơ diesel : $20 \div 21$.

Bảng 4.1 đưa ra các số liệu cụ thể của một số xe thông thường để nói lên mối quan hệ giữa A và $M_{e \max}$.

Bảng 4.1*

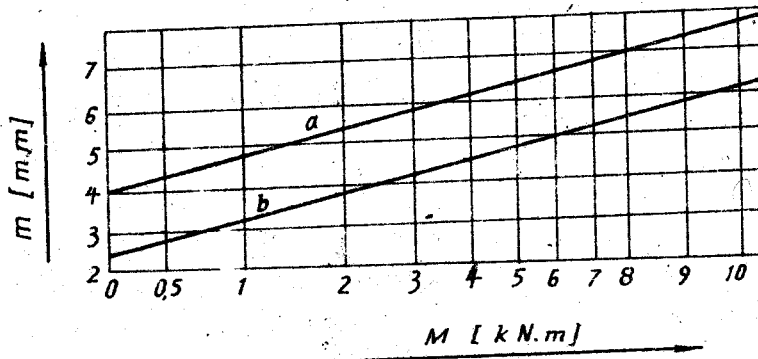
Thông số	GAZ 51	ZIL 130	JAZ 210	TATRA-111	KLARK 265
$M_{e \max}$ (KG. M)	20,5	31,	70,	74,	41,5
A (mm)	108,9	133,35	165,75	152,	120,65
C	39,9	42,5	40,5	36,2	34,8

(*) — C trong bảng 4.1 có giá trị khác công thức (4.5) vì đơn vị tính $M_{e \max}$ là KGm.

c) Chọn môđun pháp tuyến của bánh răng có thể bằng công thức kinh nghiệm.

$$m = (0,032 \div 0,040) \cdot A \quad (4.6)$$

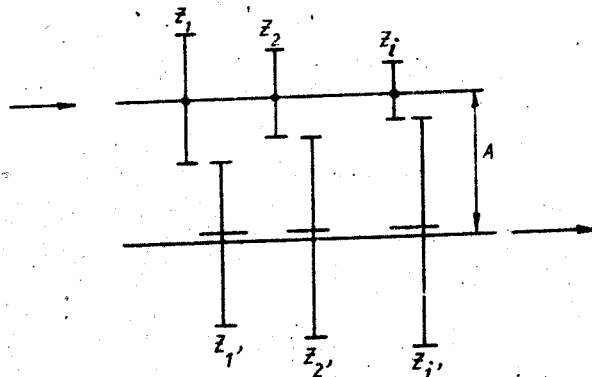
sau đó điều chỉnh lại theo tiêu chuẩn của Liên xô (GOST 9563-60), hoặc sử dụng đồ thị kinh nghiệm như hình số 4.16.



Hình 4.16. Đồ thị để chọn môđun pháp tuyến của bánh răng.
a) Răng thẳng. b) Răng xiên, $M = M_{e \max} \cdot i_{h1} \cdot 0,96$

d) Xác định số răng của các cặp bánh răng :

— Đối với hộp số hai trục có thể tính toán khoảng cách A theo công thức sau đây (hình 4.17).



Hình 4.17. Sơ đồ tính toán số răng của bánh răng với hộp số 2 trục.

$$A = \frac{m_1(z_1 + z_1')}{2\cos\beta_1} = \frac{m_2(z_2 + z_2')}{2\cos\beta_2} = \dots = \frac{m_i(z_i + z_i')}{2\cos\beta_i}$$

thay
$$i_{h1} = \frac{z_1'}{z_1}, \quad i_{h2} = \frac{z_2'}{z_2}, \quad \dots, \quad i_{hi} = \frac{z_i'}{z_i}$$

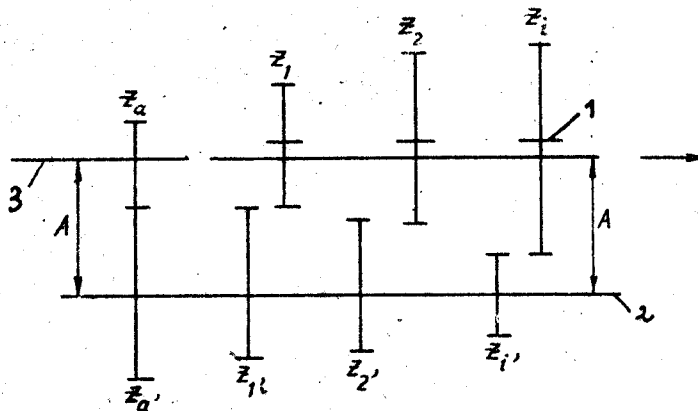
vào biểu thức A thu được công thức tổng quát để xác định z_1 và z_1' .

$$z_1 = \frac{2A\cos\beta_1}{m_1(1 + i_{h1})} \quad (4.7)$$

$$z_1' = z_1 \cdot i_{h1} \quad (4.8)$$

Trong đó $z_1, z_2 \dots z_i$ là số răng của các bánh răng trên trục thứ nhất. $z_1', z_2', \dots z_i'$: Số răng của các bánh răng trên trục thứ hai. A : khoảng cách trục β_i : góc nghiêng của răng ; m_i : môđun pháp tuyến

— Đối với hộp số ba trục phải chọn trước số răng z_a của bánh răng luôn luôn ăn khớp ở trục thứ nhất. Sau khi đã có số liệu Z_a , m_a và A mới tiến hành tính toán tỉ số truyền i_a giữa trục thứ nhất và trục trung gian (xem hình 4.18)



Hình 4.18 : Sơ đồ tính số răng của bánh răng với hộp số 3 trục

- 1 — Trục thứ nhất
- 2 — Trục thứ hai
- 3 — Trục trung gian

Z_a, Z'_a — số răng của cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp.

Z_1, Z_2, \dots, Z_i số răng của các bánh răng trên trục thứ hai

Z'_1, Z'_2, \dots, Z'_i — số răng của các bánh răng trên trục trung gian.

Khoảng cách A tính theo công thức :

$$A = \frac{m_a \cdot (z_a + Z'_a)}{2 \cos \beta_a} = \frac{m_a \cdot z_a (1 + i_a)}{2 \cos \beta_a}$$

Do đó :

$$i_a = \frac{2A \cdot \cos \beta_a}{m_a \cdot z_a} - 1 \quad (4.9)$$

i_a — Tỷ số truyền của cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp, chia tất cả số hạng của dãy tỷ số truyền i_{hi} cho i_a , thu được dãy tỷ số truyền i_{gi} giữa trục trung gian và trục thứ hai. Vấn đề xác định số răng của các cặp bánh răng z_i, z'_i đã được đưa về trường hợp hai trục, do đó.

$$z_i = \frac{2A \cos \beta_i}{m_i (1 + i_{gi})} \quad (4.10)$$

$$z'_i = z_i \cdot i_{gi} \quad (4.11)$$

Trong đó :

$$i_{gi} = \frac{i_{hi}}{i_a}$$

ở đây : A — khoảng cách trục, β — góc nghiêng của răng

Z_i — số răng của bánh răng thứ i , i_{gi} — tỷ số truyền của số thứ i

e) Chọn sơ bộ kích thước các trục của hộp số theo các công thức kinh nghiệm sau đây :

$$\text{— Đường kính trục thứ nhất } d_1 = 10,6 \sqrt[3]{M_{c \max}} \text{ [mm]} \quad (4.12)$$

$M_{c \max}$ là mômen xoắn cực đại của động cơ : N, m

$$\text{— Đường kính trục trung gian } d_T = 0,45 A \text{ [mm]} \quad (4.13)$$

$$\text{— Chiều dài trục trung gian } l_T = \frac{d_T}{(0,16 \div 0,18)}$$

$$\text{— Đường kính trục thứ hai } d_2 = 0,45 A$$

$$\text{— Chiều dài trục thứ hai } l_2 = \frac{d_2}{0,18 \div 0,21} \quad (4.14)$$

Sau khi đã có đầy đủ các số liệu của thiết kế tổng thể i , A , m , Z , d chúng ta lập sơ đồ động và ghi được bảng tổng hợp.

6.2. Kiểm tra bánh răng

a) Kiểm tra theo ứng suất uốn (công thức Lewis).

— Đối với bánh răng hình trụ răng thẳng.

$$\sigma_n = 0,036 \frac{P}{b \cdot m \cdot y} \leq [\sigma_n] \quad (4.15)$$

— Đối với bánh răng hình trụ răng xiên.

$$\sigma_n = 0,024 \frac{P}{b \cdot m_n \cdot y} \leq [\sigma_n] \quad (4.16)$$

Trong đó : P — lực vòng tác dụng lên răng tại tâm ăn khớp (MN) tính bằng công thức $P = \frac{M_{tt}}{r}$, M_{tt} — tải trọng tính toán (xem mục 2.2) r — bán kính vòng tròn lăn của bánh răng (m).

b) Chiều rộng của bánh răng (m) đối với răng thẳng $b = (4,4 - 7) \cdot m$ đối với răng nghiêng $b = (7 - 8,6) m_n$.

m — Mô đun của răng (m)

m_n — Mô đun pháp tuyến của răng nghiêng (m)

y — Hệ số dạng răng.

$[\sigma_n]$ — Ứng suất uốn cho phép (MN/m²)

— Cách tra bảng để tìm giá trị hệ số dạng răng y .

Bảng 4.2 — Hệ số dạng răng y đối với bánh răng không điều chỉnh với góc ăn khớp là $\alpha = 20^\circ$ và hệ số chiều cao đầu răng $f_0 = 1,0$ (*).

Bảng 4.2

Z hoặc Z_{α}	Hệ số dạng răng y			Hệ số λ
	Cắt bằng dao phay đĩa hoặc dao phay ngón	Cắt bằng dao phay lăn răng hoặc dao sọc thanh răng	Mài bằng đá mài đĩa	
12	—	0,098	0,084	1,13
14	—	0,105	0,093	0,97
16	0,101	0,113	0,100	0,75
17	0,102	0,117	0,104	0,68
18	0,104	0,120	0,107	0,62
19	0,105	0,122	0,109	0,56
20	0,106	0,124	0,112	0,53
21	0,108	0,126	0,115	0,48
22	0,110	0,128	0,117	0,44
24	0,112	0,132	0,122	0,36
26	0,114	0,136	0,126	0,32
28	0,117	0,138	0,129	0,29
30	0,120	0,140	0,132	0,27
32	0,123	0,142	0,135	0,25
35	0,128	0,144	0,137	0,23
37	0,131	0,146	0,140	0,22
40	0,136	0,148	0,143	0,21
45	0,142	0,150	0,146	0,20
50	0,145	0,152	0,149	0,19
60	0,150	0,156	0,153	0,17
80	0,158	0,159	0,159	0,14

— Đối với bánh răng tiêu chuẩn thì căn cứ vào số răng Z hoặc Z_{α} ; $Z_{\alpha} = \frac{Z}{\cos^2\beta}$ và phương pháp cắt gọt tra trong bảng 4.2 tìm được giá trị hệ số dạng răng y. Đối với bánh răng có điều chỉnh thì hệ số dạng răng tính theo công thức sau:

$$Y_{\text{điều chỉnh}} = y \cdot \frac{1 + \lambda}{f_0} \quad (4.17)$$

Trong đó: y — Hệ số dạng răng tiêu chuẩn (bảng 4.2)

λ — Hệ số tra trong bảng 4.2 theo Z hoặc Z_{α}

— Hệ số điều chỉnh răng

f_0 — Hệ số chiều cao đầu răng.

Trong trường hợp góc ăn khớp α không phải là 20° và chiều cao của răng không phải là 2,25m, thì hệ số dạng răng phải nhân thêm hệ số hiệu đính $a = a_\alpha \cdot a_h$,

Trong đó : a_h — Hệ số chiều cao, : $a_h = \frac{2,25m}{h}$
 a_α — Hệ số góc ăn khớp
 h — Chiều cao răng-m. môđun

a_α	0,75	lúc $\alpha = 14^\circ 50'$
	0,89	17° 30'
	1,10	— 22° 30'
	1,23	25°

Đối với bánh răng cắt có chiều cao đầu răng $h' = 0,8m$ thì hệ số dạng răng y tìm ra theo cách trên đây còn phải nhân thêm hệ số 1,14.

— Ứng suất uốn cho phép $[\sigma]$ ở bảng 4.3.

Bảng 4.3

	Loại bánh răng	Ứng suất uốn cho phép (MN/m ²)
1	Bánh răng trụ thẳng dùng cho số 1 và số lùi	400 — 850
2	Bánh răng trụ nghiêng dùng cho các số cao và cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp	
	— Ô tô tải	100 — 250
	— Ô tô con	180 — 350

b) Kiểm tra theo ứng suất tiếp xúc (công thức Hert — Beljaev).

$$\sigma_{tx} = 0,418 \sqrt{\frac{N \cdot E}{b_0} \cdot \left(\frac{1}{s_1} \pm \frac{1}{s_2} \right)} \leq [\sigma_{tx}] \quad (4.18)$$

Trong đó : N — Lực thẳng góc tác dụng lên mặt tiếp xúc giữa các răng ăn khớp (MN).

E — Môđun đàn hồi của vật liệu ($E = 2,1 \cdot 10^5$ MN/m²)

b_0 — Chiều dài đường tiếp xúc của các răng (m).

s_1, s_2 — Bán kính cong của các bề mặt răng chủ động và bị động tại điểm tiếp xúc (m).

« + » — Ăn khớp ngoài.

« - » — Ăn khớp trong.

Cách tính các thành phần của biểu thức (4.18) ghi trong bảng 4.4.

Các thành phần	Bánh răng trụ thẳng	Bánh răng trụ xiên
N	$\frac{P}{\cos\alpha}$	$\frac{P}{\cos\alpha \cdot \cos\beta}$
b_0	b	$\frac{b \cdot P}{\cos\beta}$
$P_{1,2}$	$r_{1,2} \cdot \sin\alpha$	$r_{1,2} \frac{\sin\alpha}{\cos^2\beta}$

P — Lực vòng tác dụng lên bánh răng (MN) tính bằng công thức $P = \frac{\sqrt{M_e \max \cdot i}}{r}$

hệ số xác định theo đồ thị kinh nghiệm hình số 4.19 thông thường $\nu = 0,5$.

b — Chiều rộng của bánh răng (m), α — góc ăn khớp của cặp bánh răng

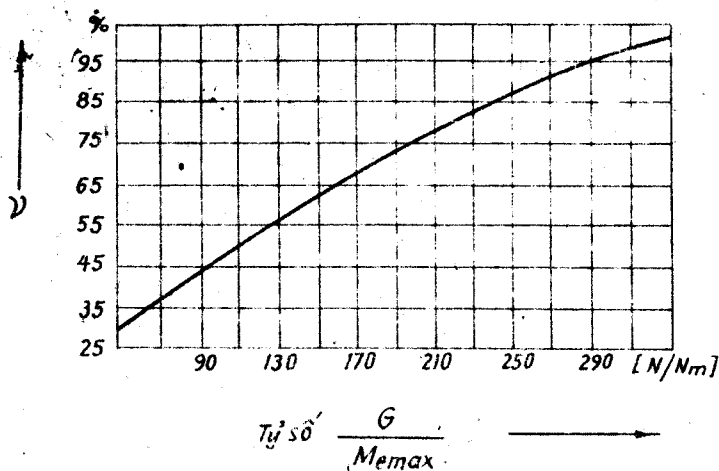
r — Bán kính vòng tròn lăn của bánh răng (m) β — góc nghiêng của răng.

$[\sigma_{tx}]$ — Xem bảng 4.5.

Bảng 4.5. Ứng suất tiếp xúc cho phép đối với bánh răng hộp số ô tô khi tính toán theo chế độ tải trọng ở trục thứ nhất $M_{tt} = 0,5 M_e \max$.

Bảng 4.5

	Loại bánh răng	$[\sigma_{tx}]$	MN/m ²
		Xô men-tít hóa	Xi-a-nua hóa
1	Bánh răng dùng cho số 1 và số lùi	1900 — 2000	950 — 1000
2	Bánh răng luôn luôn ăn khớp ở các số cao	1300 — 1400	650 — 700



Hình 4.19. Đồ thị xác định hệ số ν trong biểu thức tải trọng tính toán M_{tt} .

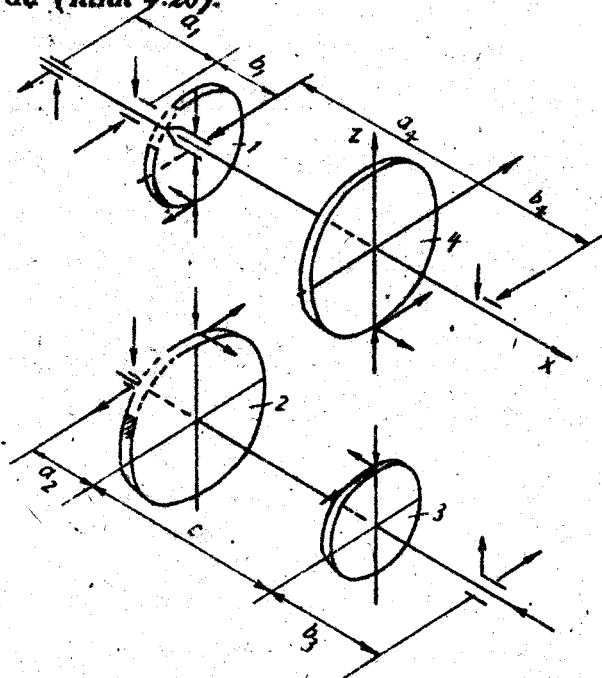
G — Trọng lượng xe ô tô (N)

$M_e \max$ — Mômen quay lớn nhất của động cơ (N.m)

6.3. Kiểm tra các trục hộp số.

Độ cứng vững của các trục hộp số thể hiện ở độ võng và góc xoay tiết diện, có ảnh hưởng rất lớn đến tình trạng ăn khớp, sự mài mòn của các bánh răng, độ bền và khả năng làm việc của các ổ bi. Vì vậy trước hết phải kiểm tra độ cứng vững, khi các điều kiện cho phép đã thỏa mãn thì tiến hành kiểm tra bền. Trong trường hợp thừa bền chúng ta vẫn giữ nguyên các kết quả về kích thước đã đảm bảo đủ cứng vững mà không hiệu chỉnh giảm, ngược lại không đủ bền thì mới hiệu chỉnh gia tăng, song trường hợp này rất hạn hữu.

a) Sơ đồ chịu lực của các trục. Lấy vị trí ăn khớp của bánh răng của một tay số i_h nào đó làm ví dụ (hình 4.20).



Hình 4.20. Sơ đồ chịu lực của các trục

- lực tác dụng tại các điểm tiếp xúc của bánh răng
- phản lực ở gối đỡ

Các lực P , R , Q trên hình số 4.19 tính toán theo công thức tổng quát sau đây :

$$- \text{Lực vòng } P = \frac{M}{r} \quad (4.19)$$

$$- \text{Lực hướng kính } R = \frac{M \cdot \operatorname{tg} \alpha}{r \cdot \cos \beta} \quad (4.20)$$

$$- \text{Lực chiều trục } Q = \frac{M \cdot \operatorname{tg} \beta}{r} \quad (4.21)$$

Trong đó : $M = M_{e \max} \cdot i$

α — Góc ăn khớp của các cặp bánh răng.

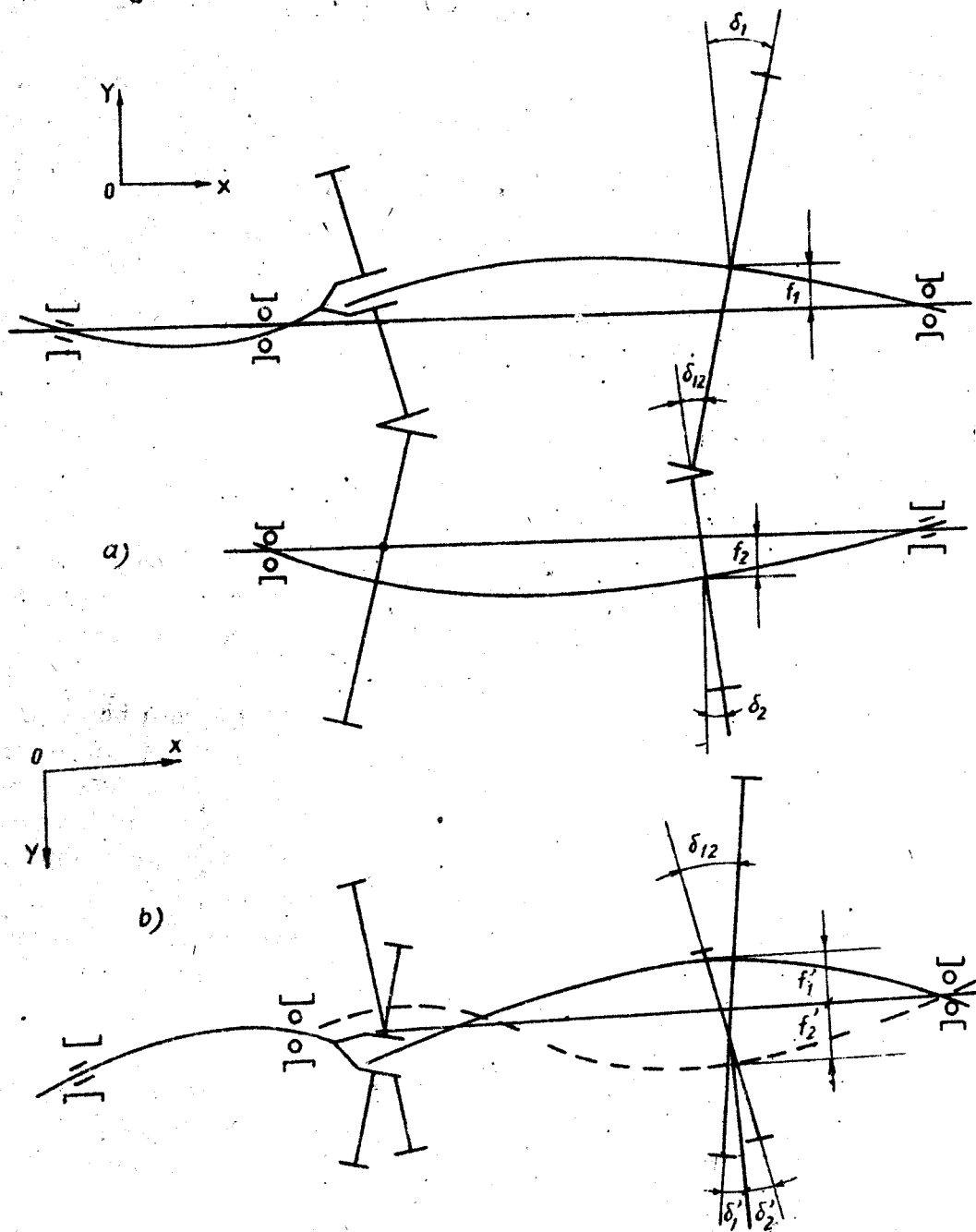
β — Góc nghiêng của răng.

r — Bán kính vòng tròn lăn của các bánh răng.

i — Tỷ số truyền từ động cơ đến trục tính toán.

b) Kiểm tra độ cứng vững.

— Trên cơ sở sơ đồ chịu lực, vẽ các biểu đồ nội lực trong các mặt phẳng ngang và dọc, rồi tiến hành tính độ võng và góc xoay lớn nhất cũng như ở các tiết diện có bánh răng ăn khớp. Người ta rất quan tâm đến độ cứng vững trong mặt phẳng ngang vì nó ảnh hưởng rất xấu đến sự ăn khớp của các cặp bánh răng (hình 4.21).



a) trong mặt phẳng YOX — dọc. b) trong mặt phẳng ZOX — ngang

Hình 4.21. Ảnh hưởng của độ cứng vững của các trục đến sự ăn khớp của các bánh răng.

f — Độ võng, δ — Góc xoay, $\delta_{12} = \delta_1 + \delta_2$

— Phương pháp tính độ võng và góc xoay theo các giáo trình « sức bền vật liệu »
— Độ võng cho phép trong mặt phẳng đi qua các trục (mặt phẳng yOx hình số 4.20 hay còn gọi mặt phẳng dọc) không quá 0,2mm.

— Góc xoay cho phép của các trục trong mặt phẳng thẳng góc với mặt phẳng đi qua các trục (mặt phẳng zOx hình số 4.21 hay còn gọi mặt phẳng ngang) không quá 0,002 rad.

— Công việc tính toán sẽ được lập lại cho mọi tay số để phát hiện trường hợp yếu nhất để kiểm tra các trục một cách toàn diện.

c) Kiểm tra bền theo uốn và xoắn.

$$\sigma_{th} = \frac{1}{W_u} \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} < [\sigma]$$

M_x — Mômen xoắn.

M_y — Mômen uốn ngang (trong ZOx)

M_z — Mômen uốn dọc (trong YOx)

W_u — Mômen chống uốn.

7. Hộp số vô cấp

Nhược điểm chủ yếu của hộp số có cấp là số lượng tỷ số truyền bị hạn chế, chưa đáp ứng đầy đủ yêu cầu cải thiện đường đặc tính kéo của động cơ phù hợp với điều kiện của đường. Hộp số vô cấp hay còn gọi là truyền động vô cấp khắc phục được những nhược điểm đó.

Truyền động vô cấp cho phép thay đổi liên tục trong một giới hạn nào đó giá trị của mômen và tốc độ góc ở bánh xe chủ động sao cho phù hợp với đường đặc tính kéo. Nếu người lái xe giữ nguyên vị trí bàn đạp cung cấp nhiên liệu, công suất của động cơ được cố định tại một giá trị, khi đó đặc tính kéo của ô tô biến thiên gần đúng đường hypebol. Điều kiện chuyển động (các lực cản) điều phối hợp sự biến thiên của mômen và tốc độ góc ở bánh xe chủ động.

Nhược điểm chủ yếu của hộp số vô cấp so với hộp số có cấp là kết cấu phức tạp, giá thành đắt.

7.1. Truyền động thủy động

Còn gọi là biến mômen thủy động. Nguyên lý cơ bản là truyền cơ năng từ trục chủ động sang trục bị động bằng áp lực thủy động của dòng chất lỏng tuần hoàn khép kín giữa các cánh của đĩa bơm B, đĩa tuốc bin T và đĩa phân xạ P (bộ phận dẫn hướng (hình 4.22a).

Các cánh của đĩa bơm bố trí hướng tâm, còn của đĩa tuốc bin và đĩa phân xạ có dạng cong lõm. Khi động cơ làm việc đĩa bơm quay, chất lỏng đi từ tâm (điểm 1) giữ các cánh đến rìa đĩa bơm (điểm 2) động năng chất lỏng tăng lên, tốc độ của dòng rất lớn, đập vào cánh tuốc bin, buộc nó phải quay theo. Đĩa phân xạ có nhiệm vụ hướng dòng chất rất lớn, đập vào cánh tuốc bin, buộc nó phải quay theo. Đĩa phân

xạ có nhiệm vụ hướng dòng chất lỏng vào cánh đĩa tuốc bin để tạo thành lực ép lớn, tăng mômen quay. Tốc độ dòng chất lỏng qua đĩa phản xạ sẽ tăng dần (cánh của đĩa phản xạ làm hẹp dòng chảy), như vậy khi đi vào đĩa tuốc bin với động năng lớn mômen quay của đĩa tuốc bin sẽ lớn hơn mômen quay của đĩa bơm.

Cần chú ý là tổng mômen quay ở tất cả các cánh của các đĩa phải bằng không.

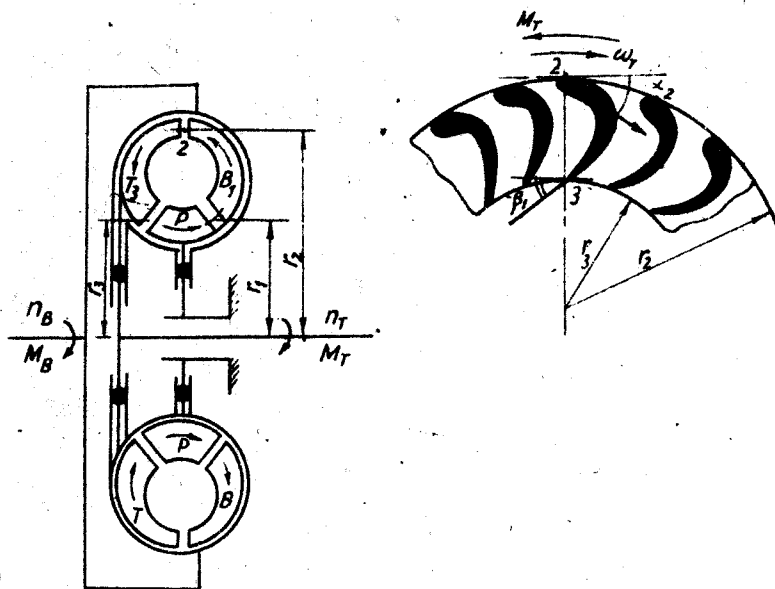
$$M_B + M_T + M_P = 0$$

Trong đó: M_B, M_T, M_P là mômen ở đĩa bơm, đĩa tuốc bin, đĩa phản xạ.

Các thông số chủ yếu đánh giá biến mômen thủy động là:

$$\left. \begin{aligned} - \text{Hệ số biến mômen: } K_T &= \frac{M_T}{M_B} = 1 + \frac{M_P}{M_B} \\ - \text{Hiệu suất truyền } \eta_T &= \frac{M_T n_T}{M_B n_B} = K_T \cdot i_T \end{aligned} \right\} \quad (4.22)$$

Trong đó: n_T, n_B — tốc độ quay (vòng/phút) của tuốc bin và bơm $i_T = \frac{n_T}{n_B}$ tỷ số truyền của biến mômen thủy động.



Hình 4.22. Biến mômen thủy động.

a) Sơ đồ nguyên lý. b) Sơ đồ vận tốc ở tuốc bin. B — đĩa bơm T — đĩa tuốc bin, P — đĩa phản xạ

Nếu công suất của bơm không đổi ($N_B = \text{const}$ khi $M_B = \text{const}$) thì hệ số biến mômen chỉ phụ thuộc vào mômen ở đĩa phản xạ và đĩa phản xạ giữ vai trò như vô hộp số có cấp. Tùy theo cấu tạo của biến mômen thủy động, đĩa phản xạ có các nhiệm vụ sau: Tăng động năng của chất lỏng do giảm áp suất thủy động của dòng trong vòng tuần hoàn (cửa ra của rãnh hẹp lại), đưa dòng chất lỏng từ tuốc bin vào bơm với góc vào ban đầu, đảo chiều quay (tuốc bin quay ngược).

Biến mômen thủy động thuộc loại tự động, không cần lắp thêm một bộ phận điều chỉnh nào, đó là ưu điểm chủ yếu so với các loại truyền động vô cấp khác.

Mômen ở tuốc bin có dạng chung như sau :

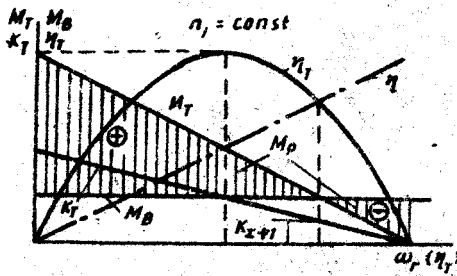
$$M_T = \frac{Q\gamma}{g} (W_3 \cos \beta_3 R_3 + v_3 \cos \alpha_3 R_3 - \omega_T R_3^2) \quad (4.25)$$

Trong đó: Q — Chất lỏng tiêu hao trong vòng tuần hoàn m^3/s .

γ — Tỷ trọng của chất lỏng N/m^3 .

g — Gia tốc trọng trường m/s^2 , W_3 — vận tốc tương đối của chất lỏng ở điểm ra của tuốc bin khi $\omega_T = 0$ (m/s) β — góc biến dạng của cánh tuốc bin ở rìa ra, v_3 — tốc độ tuyệt đối ở điểm vào tuốc bin (điểm ra bơm) (m/s), α_3 — Góc vào của cánh tuốc bin (góc ra của cánh bơm), ω_T — Tốc độ góc của tuốc bin 1/s, R_1 — Bán kính bơm ở điểm vào (điểm 1), R_2, R_3 — Bán kính tuốc bin ở điểm vào (điểm 2) và điểm ra (điểm 3) (m).

Trong đẳng thức (4.25) các thông số Q, v_3, α_3 coi như hằng số (tốc độ quay của động cơ n_B cố định) mômen ở tuốc bin chỉ phụ thuộc tốc độ góc, hàm $M_T = f(\omega_T)$ là tuyến tính.



Hình 4.23

Đồ thị tương quan giữa M_T và ω_T khi $n_B = \text{const}$ là đặc tính ngoài của biến mômen thủy lực (hình 4.23) ở vùng bên trái điểm A ta có: $M_T = M_B + M_P$; $M_P > 0$; $K_T > 1$ (giá trị dương). Ở vùng phải điểm A biến mômen thủy lực không làm việc, đĩa phản xạ trở thành bộ phận hãm: $M_P < 0$, do đó $M_T < M_B$ và $K_T < 1$. Hiệu suất truyền biến thiên gần giống, đường parabol bậc hai, đặc trưng cho tổn thất va đập của chất lỏng trong vòng tuần hoàn. So sánh

với li hợp thủy động (đường biến thiên hiệu suất truyền của li hợp thủy động là đường chấm gạch η_L) ta thấy: coi $\eta_L = \eta_T$ khi $K_T > 1$ thì $\omega_T > \omega_L$, điều đó nói lên rằng so với li hợp thủy động ở chế độ hoạt động chính. Biến mômen thủy lực không chỉ đảm bảo tính động lực tốt cho ô tô mà còn cả tính kinh tế nữa.

Theo lý thuyết về máy có cánh, có thể thiết lập quan hệ giữa mômen và thông số của đĩa máy.

$$\left. \begin{aligned} M_T &= \frac{\gamma}{g} \lambda_T \omega_B^2 D^5 \\ M_B &= \frac{\gamma}{g} \lambda_B \omega_B^2 D^5 \\ M_P &= \frac{\gamma}{g} \lambda_P \omega_B^2 D^5 \end{aligned} \right\} \quad (4.26)$$

Trong đó D — Đường kính lớn nhất trên đĩa bơm (m)

ω_B — Tốc độ góc của đĩa bơm (1/s)

$\lambda_T, \lambda_B, \lambda_P$ — Hệ số mômen của tuốc bin, bơm, đĩa phân xạ.

Qua các biểu thức (4.26) nhận thấy mômen truyền ở các đĩa phụ thuộc vào ω_B^2 và D^5 . Hiệu suất biến mômen thủy động sẽ là :

$$K_T = \frac{\lambda_T}{\lambda_B} = 1 + \frac{\lambda_P}{\lambda_B} \quad (4.27)$$

Trong ôtô, khi tính toán biến mômen thủy động, người ta chọn mômen và tốc độ góc của bơm tương ứng với mômen và tốc độ góc của động cơ khi đạt công suất cực đại (ω_N, M_N).

Do biến mômen thủy động có hiệu suất truyền cao trong một khoảng hẹp, nên phải lắp thêm hộp số phụ được gọi chung là bộ truyền thủy cơ như ở các xe ZIL 113, MAZ 435P, BELAZ 540.

Các đĩa có cánh thường được chế tạo bằng thép lá (thép 20, 45...) hay hợp kim nhôm theo phương pháp đúc hoặc dập, sau đó phải được cân bằng tĩnh.

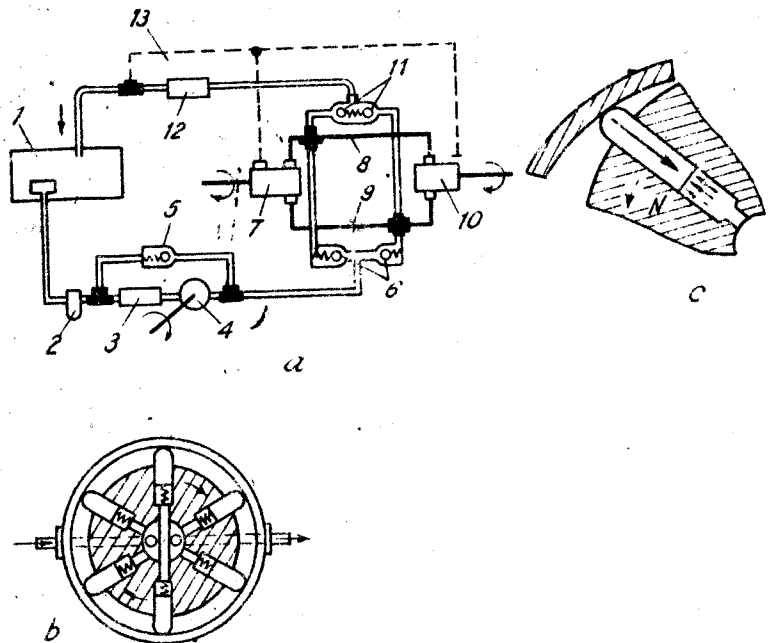
Các gối đỡ của đĩa bơm và tuốc bin trên trục có lắp các ống lót bằng thép hoặc đồng, có độ đồng tâm cao.

7.2. Truyền động thủy tĩnh :

Biến mômen thủy động sử dụng áp lực thủy động $v^2/2g$ (v — tốc độ dòng chất lỏng (m/s), g — gia tốc trọng trường) còn biến mômen thủy tĩnh sử dụng áp lực thủy tĩnh $\frac{P}{\gamma}$ (P — Áp lực chất lỏng (N/m²), γ tỷ trọng (N/m³). Biến mômen thủy tĩnh thường có nhiều loại tùy theo kết cấu của bơm thể tích và động cơ thủy lực (hai phần tử chính của biến mômen thủy tĩnh).

Sơ đồ nguyên lý của biến mômen thủy lực (hình 4.24a) bao gồm bơm 7 liên kết với trục khuỷu của động cơ đốt trong, động cơ thủy lực 10, đường cao áp 8 và thấp áp 9, van giảm áp 11, bộ làm mát 12, hệ thống tiêu thoát 13, hệ thống bể xung gồm có thùng chứa 1, bộ lọc 2 và bộ tản nhiệt 3, bơm bể xung 4, van giảm áp 5 và van an toàn 6. Toàn bộ hệ thống biến mômen thủy tĩnh được nạp đầy chất lỏng.

Khi trục khuỷu quay, bơm 7 tạo ra áp



Hình 4.24. Truyền động thủy tĩnh.

a) Sơ đồ. b) Bơm. c) Công tác của bơm ở chế độ dòng cơ.

lực thủy tĩnh, đẩy chất lỏng theo ống 8 vào động cơ 10 và được chuyển thành cơ năng, rồi theo ống 9 trở về bơm 7. Một phần chất lỏng lọt qua các khe hở của bơm và động cơ theo hệ thống tiêu thoát 13 về bình chứa 1. Hệ thống bổ xung có nhiệm vụ điền đầy chất lỏng cho bơm và động cơ.

Thường thường người ta sử dụng một loại máy có thể vừa làm bơm, vừa làm động cơ, loại máy pittông được sử dụng rộng rãi trong ô tô.

Cấu tạo máy kiểu pittông gồm có vỏ 14, rô to lệch tâm 15, các xi lanh 16 và pittông 17, moay ơ 18 (hình 4.24b). Trong moay-ơ có màng ngăn chia thành ống cao và thấp áp, các xi lanh nối với các ngăn phân phối.

Ở chế độ bơm, khi rô to quay, do độ lệch tâm ε , một số xi lanh bị nén, dồn chất lỏng trong xi lanh vào đường cao áp, số xi lanh còn lại do sức đẩy của lò xo đẩy pittông làm tăng thể tích chất lỏng từ đường thấp áp dồn vào xi lanh.

Chuyển tiếp từ chế độ bơm sang chế độ động cơ, khi dồn chất lỏng từ khoang phân phối vào xi lanh, lực thủy tĩnh đã tạo ra phản lực N (hình 4.24c). Phản lực này có thể chia thành hai phần: Z cân bằng với lực thủy tĩnh và thành phần T làm quay rô to ngược chiều kim đồng hồ.

Hệ số truyền K được xác định.

$$K = \frac{A_d}{A_b}$$

Trong đó: A_d — Thể tích chất lỏng được dồn ra sau một vòng quay của động cơ, A_b — Thể tích chất lỏng được dồn ra sau một vòng quay của bơm.

Thường $A_d = \text{const}$ cho nên hệ số K biến thiên theo đường hypebol khi mômen kéo ở bánh xe chủ động thay đổi. Khi độ lệch tâm $\varepsilon = 0$ công suất từ động cơ không truyền đến bánh xe chủ động. Nếu độ lệch tâm ε dịch xuống phía dưới (ngược lại so với hình vẽ), mômen kéo đổi dấu, xe chuyển động lùi.

Ưu điểm của truyền động thủy tĩnh là: có khả năng thay đổi tỷ số truyền trong một khoảng rộng và tự động, lái xe không phải lao động nhiều. Cho phép xe chuyển động lùi hoặc tiến với các tốc độ như nhau. Cho phép lắp động cơ thủy lực ở bất kỳ chỗ nào trên xe, tạo thuận lợi cho xe nhiều cầu chủ động và móc có cầu chủ động. Tháo lắp dễ dàng.

Nhược điểm của truyền động thủy tĩnh là hiệu suất truyền nhỏ dẫn đến tình kinh tế nhiên liệu không tốt, tình tin cậy còn thấp, giá thành đắt.

CHƯƠNG 5

TRUYỀN LỰC CÁC ĐĂNG

1. Công dụng, yêu cầu, phân loại

1.1. Công dụng: Muốn truyền chuyển động từ một trục này sang một trục khác mà góc độ giao nhau của hai trục đó thay đổi trong quá trình chạy xe thì dùng khớp nối trục các đăng. Khớp nối trục các đăng liên kết với trục thành một tổ hợp gọi là truyền lực các đăng.

Sơ đồ truyền lực bằng cơ cấu các đăng được trình bày trên hình số 5.1.

Tùy theo từng công dụng mà sử dụng truyền lực các đăng có các góc lệch α khác nhau (bảng 5.1).

Bảng 5.1. Vị trí sử dụng truyền lực các đăng.

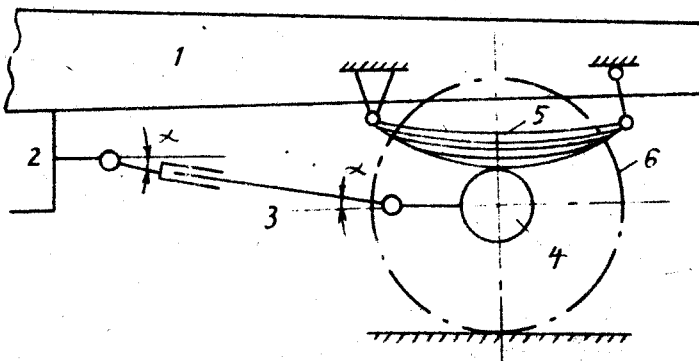
Vị trí sử dụng truyền lực các đăng	α_{\max} [°]
— Giữa hộp số và cầu chủ động	15 — 20
— Giữa truyền lực chính và bánh xe chủ động	20 — 40
— Dẫn truyền công suất cho các bộ phận khác	15 — 20

1.2. Yêu cầu:

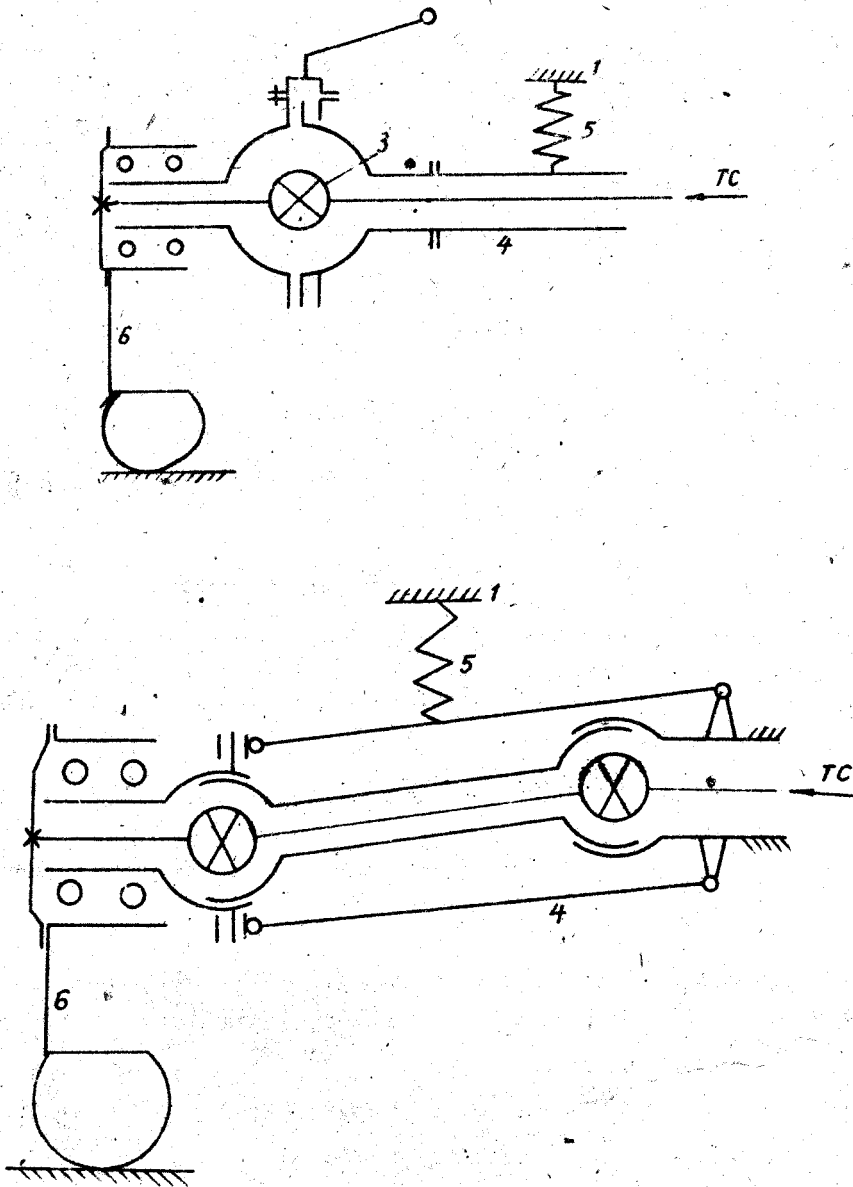
— Ở bất kì tốc độ quay nào, truyền lực các đăng phải đảm bảo truyền mômen không có những dao động, va đập, không có tải trọng động lớn do mômen quán tính gây ra.

— Các đăng quay êm, ít rung, không có hiện tượng cộng hưởng.

— Hiệu suất truyền động cao, kết cấu gọn nhẹ.



Hình 5.1.



Hình 5.1. Sơ đồ truyền lực cácđăng. a) Giữa hộp số và cầu chủ động, b) Giữa truyền lực chính và bánh xe chủ động dẫn hướng, c) Giữa truyền lực chính và bánh xe chủ động hệ thống treo độc lập.
 1. Khung xe, 2. Hộp số, 3. Truyền lực cácđăng, 4. Cầu chủ động, 5. Nhíp, 6. Bánh xe chủ động.

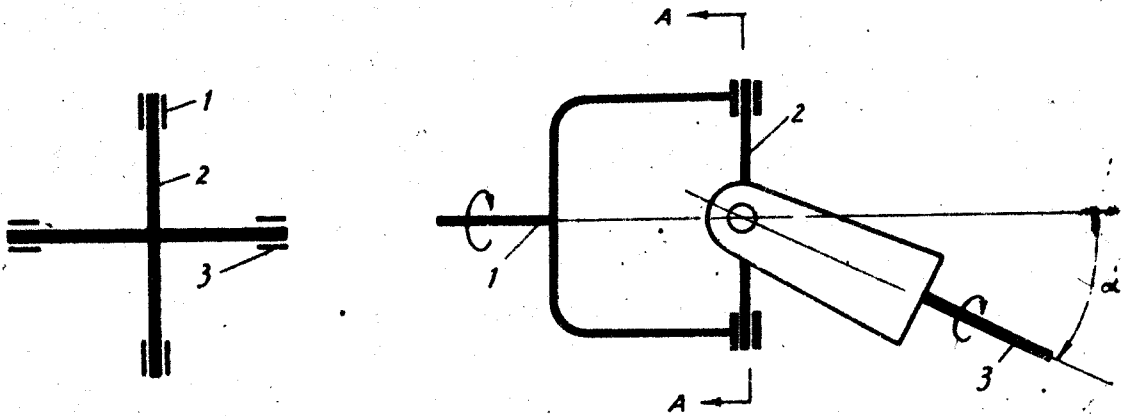
1.3. Phân loại :

- Theo tính chất động học có : cácđăng khác tốc (loại cứng, loại mềm), các đăng đồng tốc (loại kép, loại cam, loại bi, loại đĩa...).
- Theo kết cấu thành phần : (Loại cứng, loại nửa cứng, loại đàn hồi, loại bi...)
- Theo số khớp cácđăng, loại đơn, loại kép, loại nhiều khớp.

2. Cơ sở lý luận về cơ cấu các đăng

2.1. Nguyên lý cấu tạo

Cơ cấu các đăng đơn giản bao gồm: chốt chữ thập, nạng các đăng chủ động nối liền với trục chủ động, nạng các đăng bị động nối liền với trục bị động (xem hình số 5.2).



Hình 5.2. Sơ đồ nguyên lý cấu tạo truyền lực các đăng.

1. Trục và nạng các đăng chủ động. 2. Chốt chữ thập. 3. Trục và nạng các đăng bị động.

Trục chủ động quay tròn và kéo theo chốt chữ thập 2. Vận động lúc lắc của chốt chữ thập sẽ làm cho trục bị động quay tròn. Phạm vi lúc lắc của chốt chữ thập là góc α .

2.2. Động học của cơ cấu các đăng đơn giản

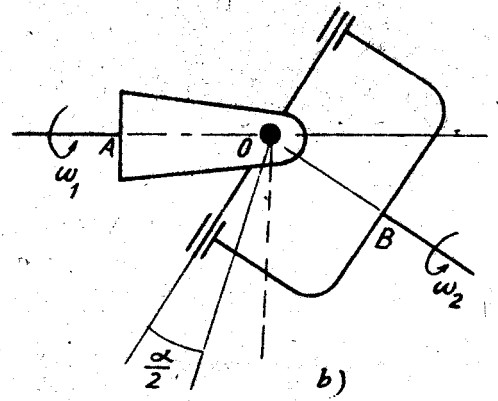
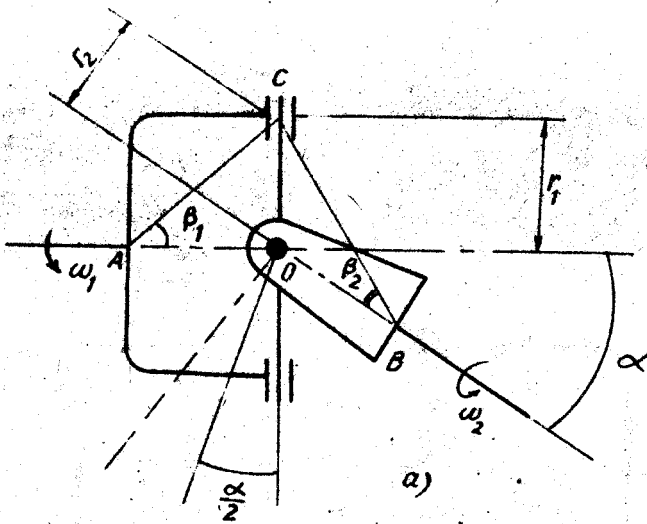
Xét tốc độ tiếp tuyến của điểm C, vận động của nó chịu sự chi phối của cả hai trục cho nên.

$$v_c = \omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2$$

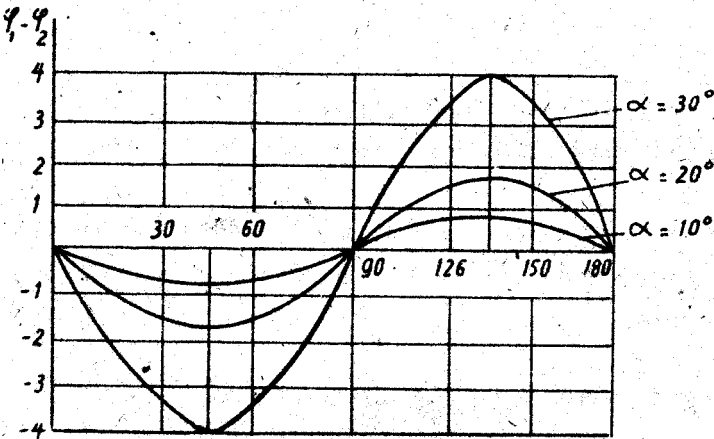
Trong đó: r_1, r_2 — Khoảng cách của điểm C đến đường trung tâm của các trục.
 ω_1, ω_2 — Tốc độ góc của các trục.

Điều kiện cần thiết để cho $\omega_1 = \omega_2$ là $r_1 = r_2$ có nghĩa là $AC \sin \beta_1 = BC \sin \beta_2$. Về mặt kết cấu có thể bảo đảm điều kiện $AO = OB$ cho nên muốn thỏa mãn yêu cầu đồng tốc nêu trên thì điểm C phải luôn luôn nằm trong mặt phẳng phân giác OO của góc giao nhau giữa hai trục AOB (xem hình số 5.3).

Trên thực tế vận động của cơ cấu các đăng đơn giản thì cứ sau mỗi lần quay 90° điểm C từ vị trí $\frac{\alpha}{2}$ bên này mặt phân giác chuyển sang vị trí $\frac{\alpha}{2}$ bên kia (hình 5.3). Như vậy, cơ cấu các đăng đơn giản không đảm bảo sự đồng tốc, sau đây sẽ nghiên cứu qui luật của sự khác tốc đó.



Hình 5.3. Hai vị trí của cơ cấu cácđăng, a) Vị trí 0°. b) Vị trí 90°.



Hình 5.4. Đồ thị lệch pha của hai trục trong cơ cấu cácđăng đơn giản.

Giáo trình nguyên lý máy đã chứng minh công thức biểu thị quan hệ động học của cơ cấu cácđăng đơn giản.

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 \cdot \cos \alpha \quad (5.1)$$

Trong đó :

φ_1, φ_2 — Góc quay của trục chủ động và trục bị động.

α — Góc giao nhau giữa hai trục.

Đồ thị trên hình 5.4 biểu thị quan hệ lệch pha của hai trục.

Nếu xét một vòng quay 360° của trục chủ động 1, thì có hai lần trục bị động 2 quay chậm hơn và hai lần quay nhanh hơn, có nghĩa là trục bị động 2 quay không ổn định.

Đạo hàm theo thời gian biểu thức (5.1).

$$\frac{1}{\cos^2 \varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \cos \alpha \frac{1}{\cos^2 \varphi_2} \cdot \frac{d\varphi_2}{dt} \quad (5.2)$$

thay $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1, \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2$ vào (5.2) thu được quan hệ giữa ω_1 và ω_2 .

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \varphi_2}{\cos \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \quad (5.2)$$

Coi góc φ_2 là hàm của các góc φ_1 và α từ (5.1) rút ra.

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \alpha} \text{ hay } \frac{\sin \varphi_2}{\cos \varphi_2} = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1}{\cos \alpha} \quad (5.2)''$$

biến phương và đảo ngược cả hai vế, qua biến đổi lượng giác thu được.

$$\frac{\cos^2 \varphi_2}{1 - \cos^2 \varphi_2} = \frac{\cos^2 \alpha}{\operatorname{tg}^2 \varphi_1}$$

$$\cos^2 \varphi_2 \operatorname{tg}^2 \varphi_1 = \cos^2 \alpha (1 - \cos^2 \varphi_2)$$

hay: $\cos^2 \varphi_2 (\operatorname{tg}^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha) = \cos^2 \alpha$

rút $\cos^2 \varphi_2$ được: $\cos^2 \varphi_2 = \frac{\cos^2 \alpha}{(\operatorname{tg}^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha)}$ (5.3)

Thay (5.3) vào (5.2) thu được:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \alpha}{(\operatorname{tg}^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha)} \cdot \frac{1}{\cos \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{\operatorname{tg}^2 \varphi_1 \cos^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}$$

Kết quả cuối cùng.

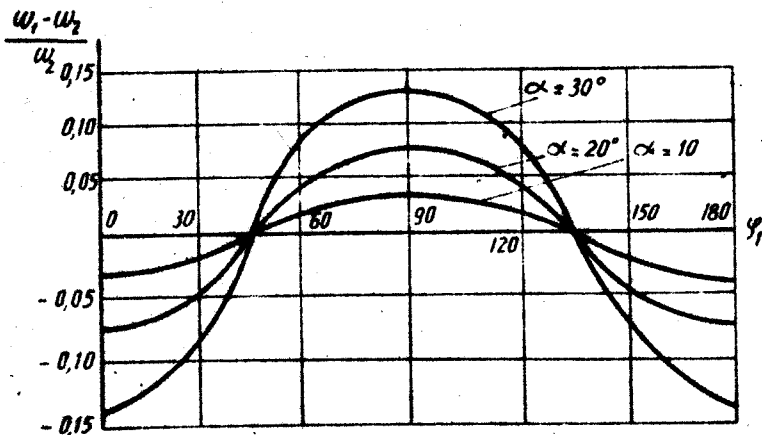
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cos^2 \varphi_1} \quad (5.4)$$

Từ biểu thức (5.4) rút ra những kết luận như sau:

— Nếu $\omega_1 = \text{const}$ thì ω_2 biến thiên theo góc φ_1 có nghĩa là biến thiên theo thời gian và do đó xuất hiện gia tốc góc gây ra tải trọng động.

— Khi $\varphi_1 = 0^\circ, 180^\circ, 360^\circ, \dots, k\pi$, thì tỉ số tốc độ góc của hai trục đạt giá trị cực đại.

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\max} = \frac{1}{\cos \alpha} \quad (5.5)$$



Hình 5.5. Đồ thị biến thiên của tốc độ góc trục bị động ω_2 .

— Khi $\varphi_1 = 90^\circ, 270^\circ, \dots, (2k + 1)\frac{\pi}{2}$, thì tỉ số tốc độ góc của hai trục có giá trị cực tiểu.

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = \cos\alpha \quad (5.6)$$

— Biến đổi biểu thức (5.4) thành biểu thức.

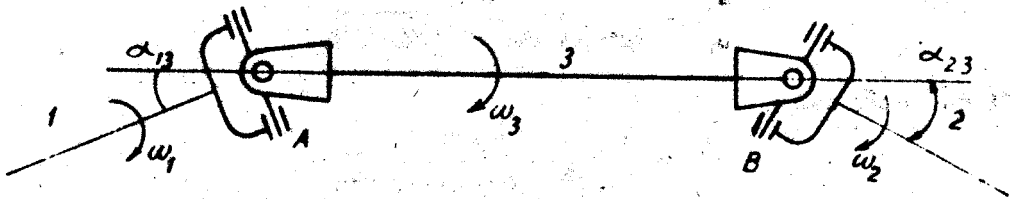
$$\frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = \frac{\sin^2\varphi_1 + \cos^2\alpha \cdot \cos^2\varphi_1 - \cos\alpha}{\sin^2\varphi_1 + \cos^2\alpha \cdot \cos^2\varphi_1} \quad (5.7)$$

và biểu thị trên đồ thị như hình số 5.5 để thấy rõ thêm qui luật biến thiên của ω_2 .

2.3. Biện pháp giải quyết vấn đề đồng tốc

a) Cơ cấu cácđăng kép.

Cơ cấu cácđăng kép bao gồm hai cơ cấu cácđăng đơn giản tổ hợp với nhau, thành phần của nó là hai khớp nối trục cácđăng và ba trục như sơ đồ sau đây (xem hình số 5.6).



Hình 5.6. Sơ đồ nguyên lý cấu tạo cơ cấu cácđăng kép.

1. Trục chủ động có góc quay φ_1 .
 2. Trục bị động có góc quay φ_2 .
 3. Trục trung gian có góc quay φ_3 .
- A, B — Khớp nối trục cácđăng.

Xét cơ cấu cácđăng đơn giản 1-A-3 và áp dụng biểu thức (5.1) chúng ta có.

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = \operatorname{tg}\varphi_3 \cdot \cos\alpha_{12} \quad (5.8)$$

tương tự với cơ cấu cácđăng đơn giản 2-B-3.

$$\operatorname{tg}\varphi_2 = \operatorname{tg}\varphi_3 \cdot \cos\alpha_{23} \quad (5.9)$$

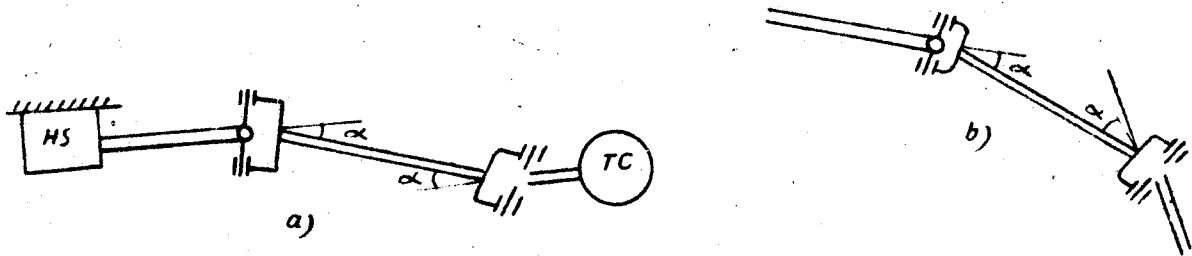
tổng hợp hai biểu thức (5.8) và (5.9) chúng ta thu được kết quả cuối cùng là:

$$\operatorname{tg}\varphi_2 = \operatorname{tg}\varphi_1 \cdot \frac{\cos\alpha_{12}}{\cos\alpha_{23}} \quad (5.10)$$

Nếu $\alpha_{12} = \alpha_{23}$ thì chúng ta luôn luôn có $\varphi_1 = \varphi_2$. Đây là một biện pháp đơn giản để giải quyết vấn đề đồng tốc trong truyền lực cácđăng. Góc lệch α có ảnh hưởng đến điều kiện làm việc của truyền lực cácđăng. Có nhiều cách bố trí cácđăng kép, nhưng cách nào thu nhỏ được góc lệch α là cách bố trí tốt. Có hai cách bố trí như ở hình 5.7.

— Trục 1 và 3 song song với nhau (5.7a),

— Trục 1 và 3 giao nhau (5.7b).

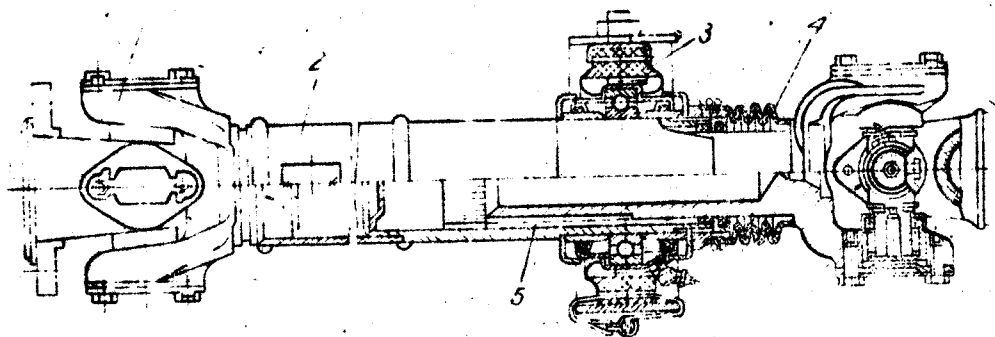


Hình 5.7. Sơ đồ hai khớp cạcđăng kép đảm bảo vận tốc quay đều của các trục

Biện pháp giảm góc α thường dùng là đặt cả khối động cơ li hợp, hộp số chũc về phía sau, còn truyền lực chính lại đặt ngồng lên.

Kết cấu truyền lực cạcđăng với hai khớp cạcđăng (cạcđăng kép) ở hình 5.8. Để thay đổi chiều dài L , hai trục 2 và 6 lắp ghép với nhau bằng then hoa. Màng 4 dùng để chắn bụi:

b) Biến thể của cơ cấu cạcđăng kép.



Hình 5.8. Truyền động cạcđăng với hai khớp cạcđăng.

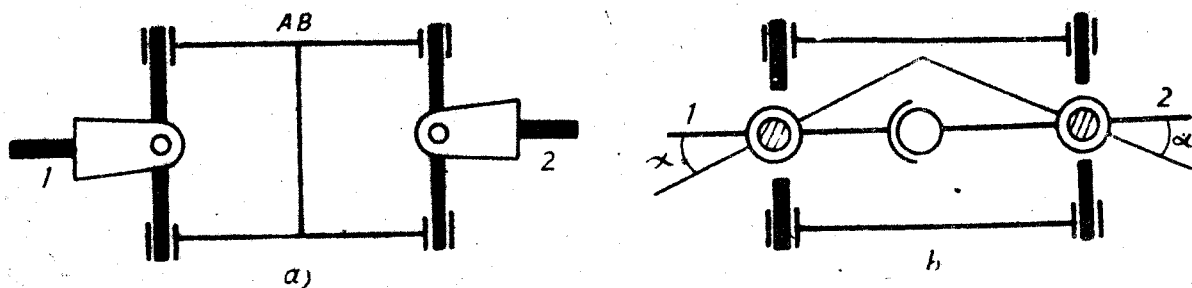
1. Nặng, 2, 6. Trục, 3. Ổ bi đỡ, 4. Màng bảo vệ, 5. Then hoa

Cơ cấu cạcđăng kép 1-A-3-B-2 hình 5.6 được biến thể theo cách sau đây để trở thành cơ-cấu cạcđăng đồng tốc.

— Rút ngắn trục 3 ($l_3 \rightarrow 0$)

— Tổng hợp hai nặng cạcđăng của trục 3 thành một nặng cạcđăng kép ($A_3 + B_3 \rightarrow AB$).

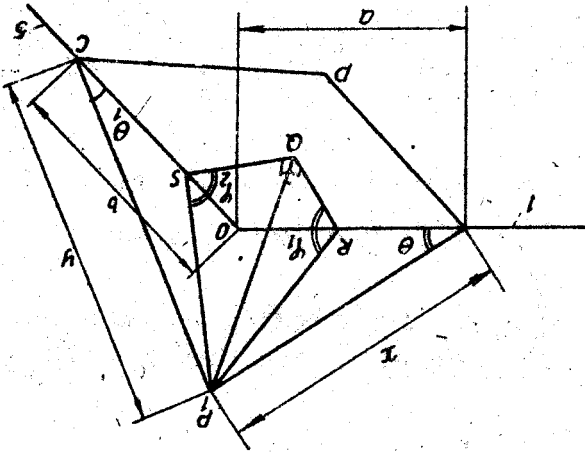
— Thêm một cơ cấu chỉnh tâm để bảo đảm điều kiện $\alpha_{13} = \alpha_{23}$ sơ đồ nguyên lí biến thể của cơ cấu cạcđăng kép được trình bày ở hình số 5.9.



Hình 5.9. Sơ đồ nguyên lí biến thể của cơ cấu cạcđăng kép.

3. Khớp nối các đấng đồng tốc

3.1. Động học khớp các đấng đồng tốc loại bi



Hình 5.10. Sơ đồ động học các đấng đồng tốc loại bi

Khớp nối các đấng có tỉ số truyền giữa hai trục luôn luôn bằng 1 là khớp đồng tốc. Loại này thường dùng ở các xe có cầu trước là chủ động.

Nguyên tắc cơ bản của khớp này là điểm truyền lực luôn luôn nằm trên mặt phẳng phân giác của góc giao nhau giữa hai trục. Hình 5.10 trình bày sơ đồ động học của khớp các đấng đồng tốc loại bi.

Trục các đấng thực hiện thay thế bằng hai trục 1 và 5 với các đoạn có chiều dài là x và y tiếp xúc với

nhau tại P . Nếu trục 1 quay đi một góc φ_1 thì trục 5 sẽ quay một góc φ_2 , điểm P sẽ đến vị trí P_1 .

Từ P_1 hạ đường vuông góc P_1Q xuống mặt phẳng APC , từ Q lại hạ tiếp các đường vuông góc QR và QS xuống các trục 1 và 5.

Xét các tam giác vuông.

$$P_1QR \text{ rút ra } P_1Q = P_1R \sin \varphi_1$$

$$P_1QS \text{ rút ra } P_1Q = P_1S \sin \varphi_2$$

$$AP_1R \text{ rút ra } P_1R = x \sin \theta$$

$$CP_1S \text{ rút ra } P_1S = y \sin \theta_1$$

$$\text{Vậy: } P_1Q = x \sin \varphi_1 \sin \theta, \quad P_1Q = y \sin \varphi_2 \sin \theta_1$$

$$\text{hay: } \sin \varphi_2 = \frac{x \sin \theta \sin \varphi_1}{y \sin \theta_1} \quad (5.12)$$

Gọi $OP_1 = Z$, thay x, y bằng các giá trị đã biết thông qua các tam giác AOP_1 và COP_1 , ta có:

$$z^2 = x^2 + a^2 - 2ax \cos \theta, \quad Z^2 = y^2 + b^2 - 2by \cos \theta_1; \text{ giải phương trình bậc 2}$$

$$\text{tìm } x, y \text{ ta có: } x = \pm \sqrt{Z^2 - a^2 \sin^2 \theta_1} + a \cos \theta$$

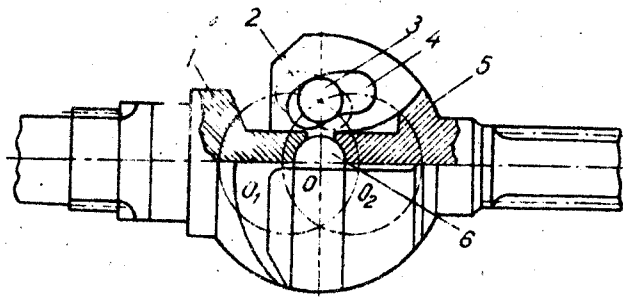
$$y = \pm \sqrt{Z^2 - b^2 \sin^2 \theta_1} + b \cos \theta_1$$

Thay các giá trị x, y vào công thức (5.12).

$$\sin \varphi_2 = \sin \varphi_1 \frac{\sin \theta [\sqrt{Z^2 - a^2 \sin^2 \theta_1} + a \cos \theta]}{\sin \theta_1 [\sqrt{Z^2 - b^2 \sin^2 \theta_1} + b \cos \theta]} \quad (5.13)$$

Nếu $\theta = \theta_1$ và $a = b$ thì $\sin \varphi_2 = \sin \varphi_1$, như vậy điều kiện đồng tốc giữa hai trục 1 và 5 được thực hiện.

3.2. *Kết cấu khớp cácđăng đồng tốc Váyxo (weiss)* : được lắp trên các xe GAZ 63, GAZ 69, UAZ 69 ... Trục 1 nối với trục 5 bằng 4 viên bi 3 và một viên bi 6. Các viên bi 3 chuyển động trong rãnh cong 2 và 4 nằm đối xứng trong trục 1 và 5 và trong các mặt phẳng thẳng góc với nhau. Đường tâm của các rãnh là vòng tròn có bán kính bằng nhau với tâm O_1 và O_2 (hình 5.11a) đồng thời $OO_1 = OO_2$. Khi quay đường tâm của các rãnh tạo thành hai mặt cầu có giao là nn, đó là quỹ đạo chuyển động của viên bi 3. Do các rãnh nằm đối xứng trong hai trục, khi các trục dịch chuyển đi một góc thì tâm các viên bi luôn luôn nằm trên các mặt phẳng phân giác của góc giữa hai trục (đảm bảo điều kiện $\theta = \theta_1$).

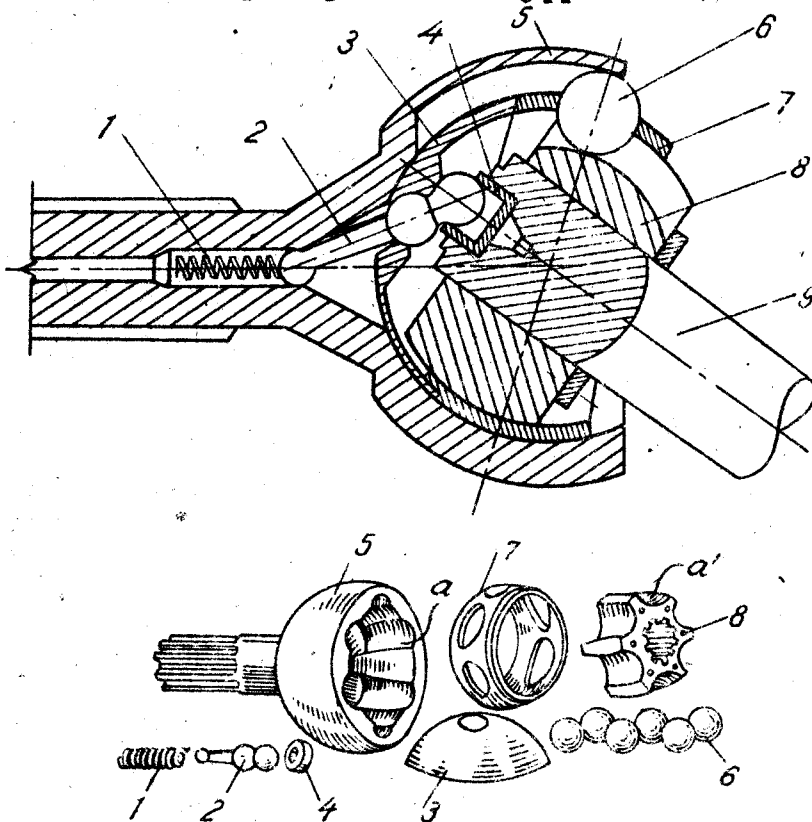


Hình 5.11. Khớp cácđăng đồng tốc bi kiểu Váyxo.
1,5. Trục 2,4. Rãnh 3,6. bi

Còn điều kiện $a = b$ được đảm bảo bằng viên bi 6 có chốt ngang 7 luôn qua để định vị, chốt 8 dùng để khóa chốt 7.

3.3. *Khớp cácđăng đồng tốc kiểu Rogipor (Rzepp)* : cũng là một kiểu đồng tốc loại bi khác nguyên lí được sử dụng nhiều trên ôtô, vì có tính tin cậy cao và độ bền lâu.

Cấu tạo của khớp cácđăng đồng tốc kiểu Rogipor thể hiện ở hình 5.12.

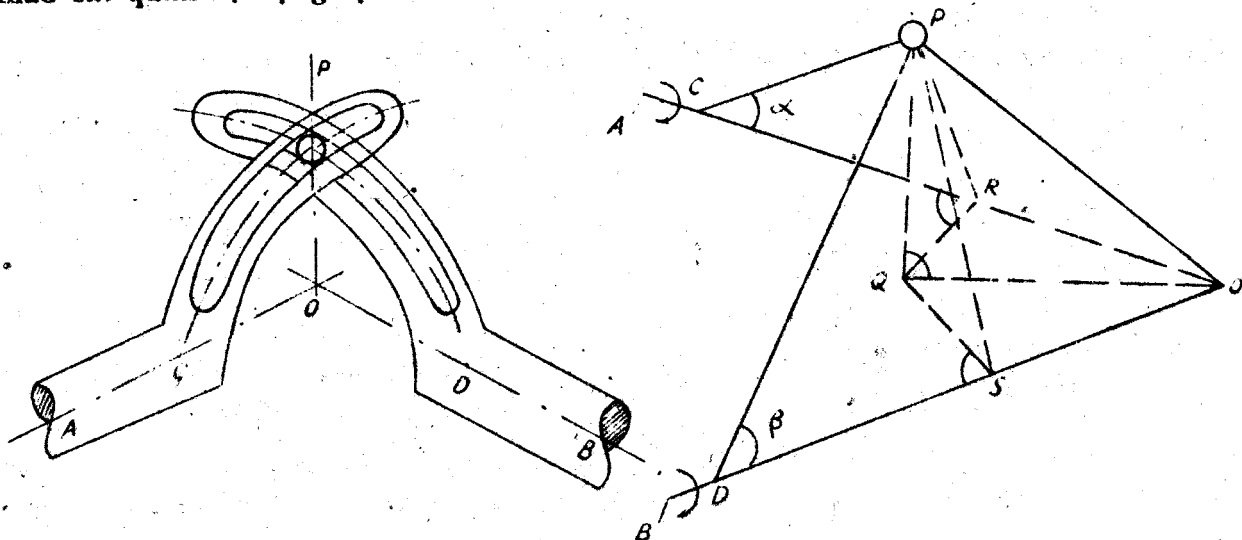


Hình 5.12. Sơ đồ cấu tạo của khớp đồng tốc Rzepp.

1. Lò xo ; 2. Chốt ; 3. Cốt cầu ; 4. Chụp ; 5. Nạng ; 6. Bi ; 7. Ống lồng ; 8. Mũi khóa ; 9. Trục

Nạng 5 có rãnh a, mũi 8 có rãnh a', các hòn bi truyền lực 6 được đặt vào giữa hai rãnh a và a' và được giữ bằng lồng 7. Lò xo 1, chốt 2, chỏm cầu 3, chụp 4 là cơ cấu chỉnh tâm. Trục 9 lắp với mũi 8 bằng then hoa.

Chúng ta có thể dùng sơ đồ khai quát của khớp đồng tốc Rzepp (hình 5.13) để khảo sát quan hệ động lực.



Hình 5.13. Mô hình khảo sát động học của khớp đồng tốc Rzepp.

O là giao điểm của hai trục A và B, \widehat{AOB} luôn luôn lớn hơn 90° , PC và PD là hai rãnh của hai nạng A, B đối xứng với PO. Do tác dụng của cơ cấu chỉnh tâm nên P luôn luôn nằm trên mặt phẳng phân giác của \widehat{AOB} .

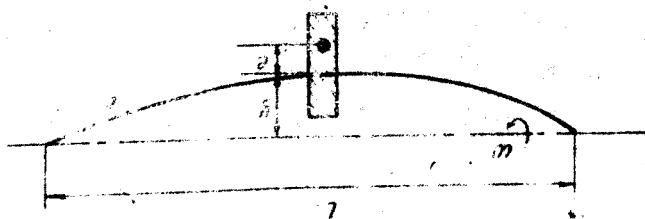
Khi chế tạo, đã tính toán đảm bảo cho $\widehat{PCO} = \widehat{PDO}$ ($\alpha = \beta$) và $CO = DO$, nên $\widehat{CPO} = \widehat{DPO}$ gọi Q là hình chiếu của P trên mặt phẳng AOB, từ Q vẽ các đường thẳng góc QR với CO, QS với DO, nối PR và PS. Góc \widehat{PRQ} và \widehat{PSQ} chính là góc quay của trục A và B. Có thể chứng minh được với mọi thời điểm 2 góc đó luôn luôn bằng nhau và do đó trục A và B luôn luôn quay đồng tốc.

4. Số vòng quay nguy hiểm của trục cắcdắng.

Trong lý thuyết dao động người ta thường xét đến hiện tượng cộng hưởng ở những trục dài và quay với một tốc độ nào đó. Đối với ôtô trục cắcdắng thuộc vào loại nói trên. Do khi chế tạo có sai số, việc cân bằng thiếu chính xác nên khối lượng của trục phân bố không đều và trọng tâm của nó bị lệch đi đoạn là e so với đường tâm của trục. Khi quay sẽ sinh ra lực li tâm và làm cho trục có độ võng y. Xét điều kiện cân bằng của trục theo hình 5.14 có:

Lực li tâm = Lực đàn hồi

$$m \cdot (y + e) \cdot \omega^2 = C \cdot y \cdot \frac{E \cdot J}{l^3} \quad (5.14)$$



Hình 5.14. Sơ đồ trục khi võng

Từ biểu thức (5.14) rút ra.

$$y = \frac{m\omega^2 \cdot e}{\frac{C \cdot E \cdot J}{l^3} - m \cdot \omega^2}$$

độ võng y sẽ tiến đến vô cùng, có nghĩa là xảy ra hiện tượng cộng hưởng phá hoại trục, khi tốc độ góc của trục đạt đến giá trị tới hạn (nguy hiểm)

$$\omega = \omega_t = \sqrt{\frac{C \cdot E \cdot J}{l^3 \cdot m}}$$

hoặc

$$n_t = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C \cdot E \cdot J}{l^3 \cdot m}} \quad (5.15)$$

Trong đó :

n_t — Vòng quay tới hạn (vòng quay nguy hiểm) (v/ph)

C — Hệ số xét đến ảnh hưởng của gối tựa.

E — Môđun đàn hồi ($N \cdot m^{-2}$)

J — Mômen quán tính của tiết diện trục (m^4)

l — Chiều dài của trục (m)

m — Khối lượng của trục (kg)

Ví dụ : Tính vòng quay nguy hiểm của một trục tròn đặc đường kính D đặt tự do trong các gối đỡ.

$$J = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$m = \frac{G}{g} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot l \cdot \gamma$$

$$\gamma = 0,78 \cdot 10^6 N \cdot m^{-3} \text{ (trọng lượng riêng của thép)}$$

$$E = 2,10 \cdot 10^{11} N \cdot m^{-2}$$

$$C = \frac{384}{5}$$

thay các giá trị nêu trên vào biểu thức (5.15) ta có.

$$n_t = 12 \cdot 10^4 \frac{D}{l^2}$$

Bảng 5.2 — Công thức tính vòng quay nguy hiểm n_t (v/ph)

	Loại điểm tựa	Trục đặc ΦD	Trục rỗng $\Phi D, \Phi d$
1	Đặt tự do trong các điểm tựa	$12 \cdot 10^4 \frac{D}{l^2}$	$12 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2}$
2	Ngàm ở các điểm tựa	$27,5 \cdot 10^4 \frac{D}{l^2}$	$27,5 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2}$

Để nâng cao giá trị của vòng quay nguy hiểm nhằm tăng tốc độ chạy xe phải giảm chiều dài l bằng cách phân thành các đoạn cácđăng trung gian và cácđăng chính còn trục cácđăng làm rỗng.

Đối với loại trục cácđăng hở nằm tự do ở các gối tựa, chiều dài l được thừa nhận là khoảng cách giữa các tâm điểm của khớp nối cácđăng.

Khi chọn kích thước của trục cácđăng cần tính đến hệ số dự trữ theo số vòng quay nguy hiểm.

$$\frac{n_i}{n_{\max}} = 1,2 - 2,0 \quad (5.16)$$

Trong đó n_{\max} — Số vòng quay cực đại của trục cácđăng ứng với tốc độ lớn nhất của xe ôtô (v/ph)

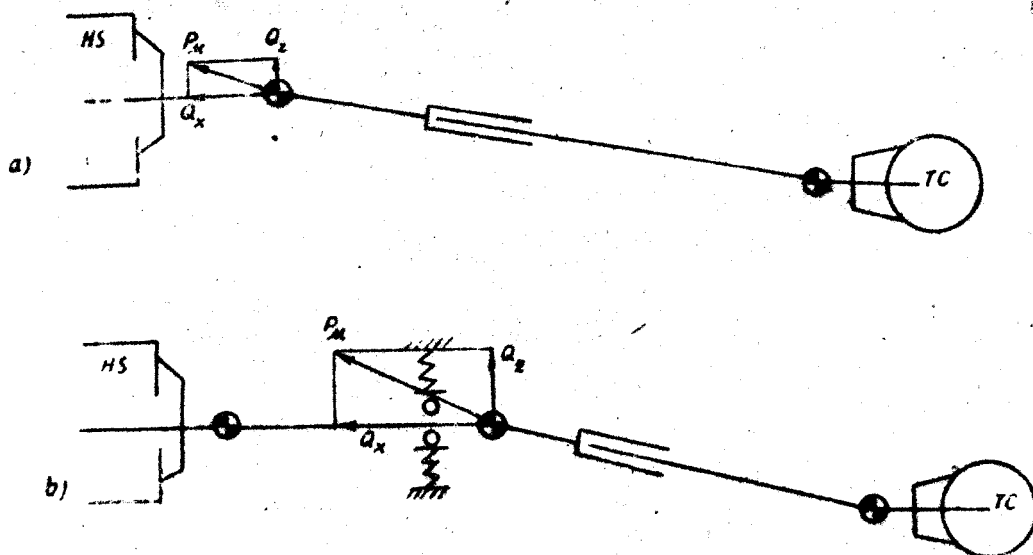
5. Cơ sở tính toán thiết kế truyền lực cácđăng:

5.1. Chọn phương án.

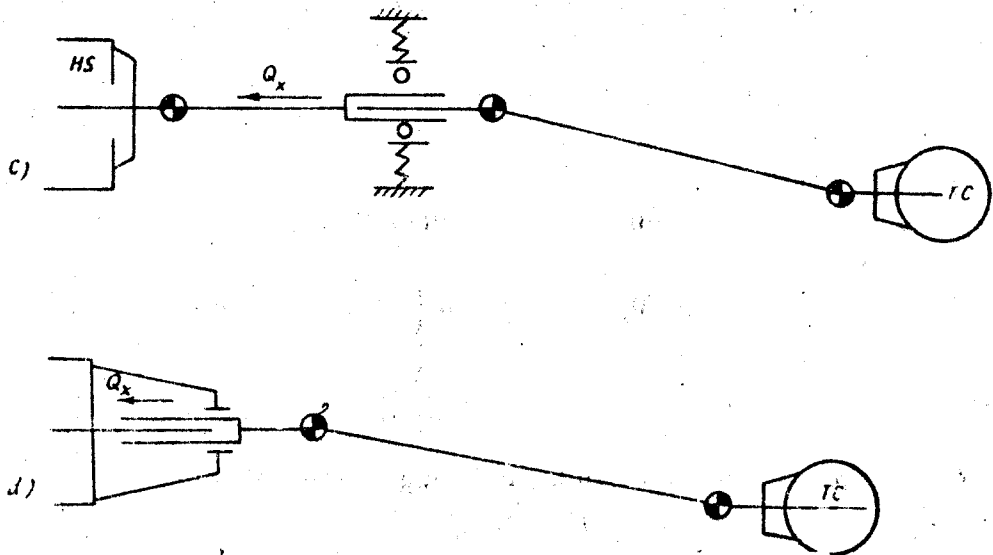
Căn cứ thông số hình học của xe ôtô để chọn sơ bộ các yếu tố sau đây :

- Chiều dài l .
- Góc giao nhau giữa các đường tâm trục.
- Loại hình (đơn, kép đồng tốc)
- Cách bố trí.

Hình 5.15 trình bày một số phương án bố trí truyền lực cácđăng từ hộp số đến truyền lực chính với cách vị trí nối then hoa khác nhau.



Hình 5.15



Hình 5.15. Sơ đồ các phương án bố trí các đấng
a, d) dùng cho xe con ; b, c) dùng cho xe tải.

P_{μ} — Lực ma sát (*)

Q_x — Lực dọc trục

Q_z — Lực thẳng đứng

5.2. Tính toán thiết kế trục các đấng.

- a) Xác định kích thước của trục theo điều kiện số vòng quay nguy hiểm.
- Tính số vòng quay cực đại của trục các đấng ứng với tốc độ lớn nhất của ô tô.

$$n'_{\max} = \frac{n_{e\max}}{(i_h \cdot i_p)} \quad \text{v/ph}$$

Trong đó :

$n_{e\max}$ — Số vòng quay lớn nhất của động cơ (v/ph)

i_h — Tỷ số truyền số cao nhất của hộp số chính (≤ 1).

i_p — Tỷ số truyền số cao nhất của hộp số phụ.

- Tính số vòng quay nguy hiểm của trục các đấng.

$$n_i = (1,2 - 2,0) \cdot n_{\max} \quad (\text{v/ph})$$

- Giả sử chiều dày ống $\delta = 1,85 - 2,50\text{mm}$ xác định đường kính D.

Theo bảng 5.1 đối với trường hợp trục rỗng đặt tự do trong các gối tựa chúng ta có.

$$n_i = 12 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} \quad (5.17)$$

$$(*) P_{\mu} = \frac{\mu \cdot M}{r_{tb}}$$

r_{tb} — Bán kính trung bình của then hoa.

hay $d = D - 2a$ vào biểu thức (5.17) thu được phương trình bậc hai mà nghiệm của nó chính là D .

$$2 \cdot D^2 - 4a \cdot D + \left(4 \cdot a^2 - \frac{n_1^2 \cdot l^4}{1,44 \cdot 10^{10}}\right) = 0 \quad (5.15)$$

b) Kiểm tra bền.

— Trong trường hợp kiểm tra độ bền của trục bị động thì phải xét đến sự quay không đều đã xét.

$$M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2 \text{ trong đó } \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = \cos \alpha$$

Do đó:
$$M_2 = \frac{M_1}{\cos \alpha} \quad (5.19)$$

Mômen của trục chủ động tính theo công thức (5.20)

$$M_1 = M_{e \max} \cdot i_{b1} \cdot i_{p1} \quad (5.20)$$

i_{b1} — Tỷ số truyền số 1 của hộp số.

i_{p1} — Tỷ số truyền số 1 của hộp số phụ.

— Công thức kiểm tra xoắn cho thép 20.

$$\tau = \frac{M}{W_x} = \frac{16 \cdot M \cdot D}{\pi(D^4 - d^4)} \leq 100 - 300 \text{ MN/m}^2 \quad (5.17)$$

$$\theta = \frac{180 \cdot M \cdot L}{\pi \cdot J_x \cdot G} = \frac{32 \cdot 180 \cdot M \cdot L}{\pi^2(D^4 - d^4) \cdot G} \leq 3 - 9^\circ \quad (5.18)$$

Trong đó: $G = 8,5 \cdot 10^4 \text{ MN/m}^2$

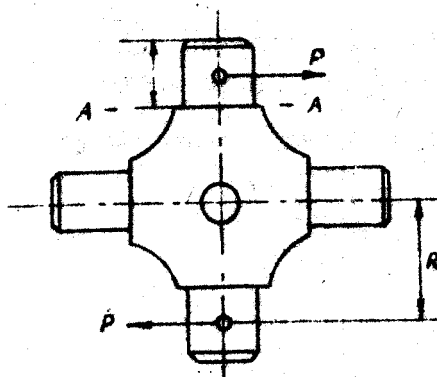
5.3. Tính toán thiết kế chốt chữ thập.

a) Mô hình tải trọng (hình 5.16).

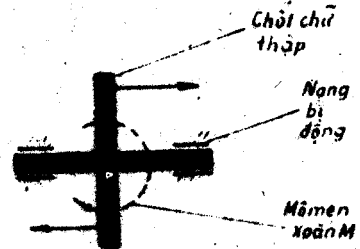
b) Mặt cắt nguy hiểm A-A.

c) Tải trọng:

$$P = \frac{M}{2 \cdot R} \quad (5.21)$$



Hình 5.16. Sơ đồ lực tác dụng lên trục chữ thập



Gỡ đồ lực

Đính bộ

trong đó M -- Mômen xoắn

R -- Khoảng cách điểm đặt lực.

d) Kiểm tra bền theo uốn và cắt đối với thép 12XH3A, 18X T. 20X (*).

$$\sigma_u = \frac{P \cdot l}{2 \cdot W_u} \leq 250 - 300 \text{ MN/m}^2 \quad (5.22)$$

$$\tau_c = \frac{P}{F} \leq 75 - 90 \text{ MN/m}^2 \quad (5.23)$$

Trong đó: W_u -- Mômen chống uốn của mặt cắt A-A,

F -- Diện tích của tiết diện cắt A-A

5.4. Tính toán thiết kế nạng các đấng.

a) Lực P truyền qua bi và tác dụng lên nạng theo hình 5.17.

b) Mặt cắt nguy hiểm A-A

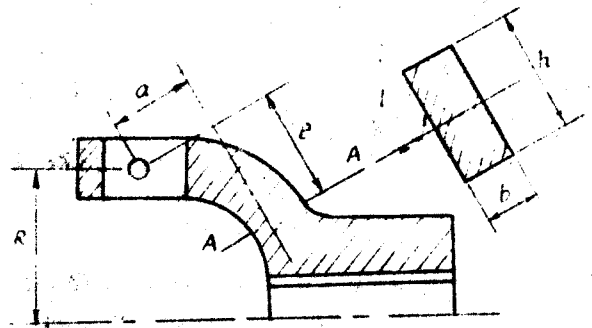
c) Tính toán thiết kế hoặc kiểm tra theo uốn và xoắn (đối với thép 35, 40, 40 XHMA).

$$\sigma_u = \frac{P \cdot a}{W_u} \leq 50 - 80 \text{ MN/m}^2 \quad (5.24)$$

$$\tau_x = \frac{P \cdot a}{W_x} \leq 80 - 160 \text{ MN/m}^2 \quad (5.25)$$

Trong đó: $w_u = \frac{b \cdot h^2}{6}$

$$w_x = K \cdot h \cdot b^2$$



Hình 5.17. Sơ đồ lực tác dụng lên nạng

Bảng 5.2

h/b	1	1.5	1.75	2	2.5	3	4
K	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,283

Trong trường hợp có đ bi kim bọc ngoài phần làm việc của chốt chữ thập, thì lực P cho phép lớn nhất tính theo công thức kinh nghiệm sau đây:

$$[P] = 7800 \frac{l \cdot d \cdot Z}{\sqrt{\frac{n_M}{ih_1}} \cdot \text{tg} \alpha} [N] \quad (5.26)$$

(*). Hoặc thiết kế.

2. Một số phương án kết cấu của truyền lực chính

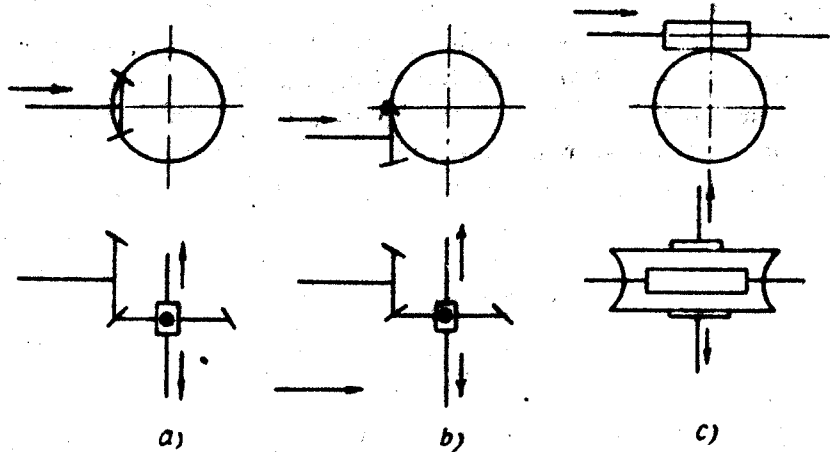
Ba Em N...

2.1. Truyền lực chính đơn

Truyền lực chính đơn thường là một cặp bánh răng nón (răng thẳng hoặc răng xoắn) hoặc một cặp bánh răng hypôit, hoặc một cặp bánh vít trục vít để tăng mômen quay (tỉ số truyền $i_0 > 1$) và qua bộ vi sai truyền mômen quay đến hai nửa trục đặt một góc 90° so với trục dọc của xe ôtô.

a) Truyền lực chính đơn bằng cặp bánh răng nón hình 6.1a.

— Loại răng thẳng hiện nay không được sử dụng phổ biến vì có nhược điểm: số răng ít nhất của bánh răng chủ động nếu lấy nhỏ hơn 8-9 thì bị cắt chân răng, muốn có tỉ số truyền i_0 lớn phải tăng kích thước bánh răng bị động nên cầu xe chủ động cồng kềnh. Ngoài ra, truyền lực chính bằng cặp bánh răng nón răng thẳng làm việc không được êm dịu.



Hình 6.1. Nguyên lý cấu tạo truyền lực chính đơn
a) Bánh răng nón, b) Bánh răng hypôit, c) Trục bánh vít

— Loại răng xoắn đã khắc phục được nhược điểm nêu trên. Số răng ít nhất của bánh răng chủ động có thể lấy 6-7 mà răng vẫn đủ bền và ăn khớp tốt có thể nâng cao tỉ số truyền i_0 mà vẫn không chế được kích thước của cầu xe. Mặt khác số răng đồng thời ăn khớp ở loại này lớn hơn so với loại răng thẳng, do đó làm việc êm dịu. Truyền lực chính bằng cặp bánh răng nón xoắn được sử dụng rộng rãi.

Ngoài ra, trên ôtô còn dùng bánh răng nón răng cong với lí do dễ chế tạo trên các máy cắt có năng suất cao và khi lắp ráp không đòi hỏi thật chính xác về vị trí tương hỗ giữa hai bánh răng.

* Nhược điểm của loại này là lực dọc trục lớn và phương của nó lại thay đổi theo chiều quay của bánh răng, khi gài số lùi dễ bị kẹt răng.

b) Truyền lực chính bằng cặp bánh răng hypôit (hình 6.1b) đang ngày càng thay thế cho bánh răng nón xoắn thông thường vì những lí do sau đây:

— Độ dịch chuyển hypôit $E = (0,125 - 0,200) d_2$ (trong đó d_2 đường kính vòng tròn cơ sở của bánh răng bị động) tạo điều kiện hạ thấp được trọng tâm của ôtô, cho phép tăng vận tốc mà xe vẫn ổn định.

— Kết cấu vững vàng.

— Giảm được ứng suất tiếp xúc.

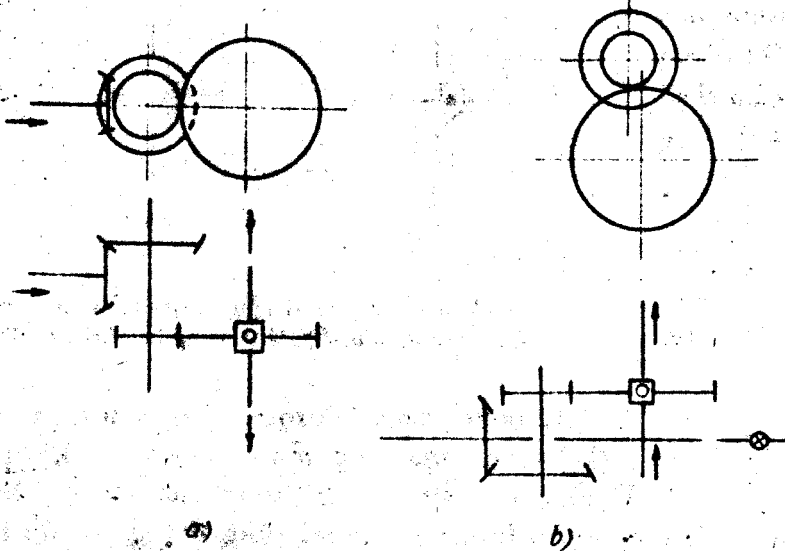
Giinh Cánh

c) Truyền lực chính đơn bằng trục vít bánh vít (hình 6.1c) sử dụng ở những cầu xe chủ động mà tỉ số truyền i_0 rất lớn và ở các xe có nhiều cầu chủ động được truyền lực bằng một trục các đăng. Nhược điểm của loại truyền lực chính này là hiệu suất thấp khi lắp ráp đòi hỏi phải thật chính xác, khoảng sáng của gầm xe nhỏ nếu đặt bánh vít trên trục vít, chế tạo khó khăn và giá thành cao vì phải dùng kim loại màu.

2.2. Truyền lực chính kép

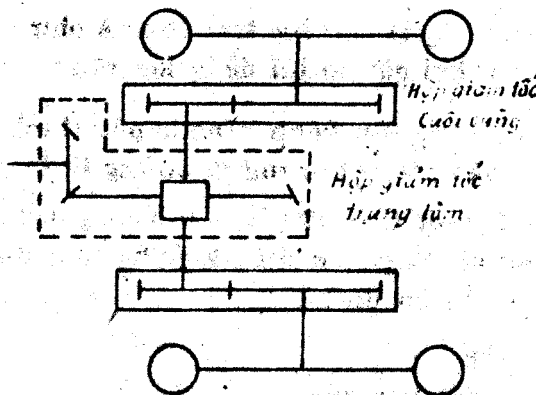
Truyền lực chính kép thường là hai cặp bánh răng (một cặp bánh răng nón và một cặp bánh răng trụ) nhằm đạt tỉ số truyền lớn ở những xe có động cơ cao tốc. Tùy theo cách sắp xếp hai cặp bánh răng mà chia truyền lực chính kép thành hai loại: Tập trung và phân tán.

a) Truyền lực chính kép tập trung (hình 6.2) gồm hai cặp bánh răng lắp ráp chung vào một hộp giảm tốc trung tâm. Trục trung gian và trục bị động của hộp giảm tốc này có thể đặt trong mặt phẳng nằm ngang như ở các xe ZiL-130, CA-10; v.v... (hình 6.2a) hoặc trong mặt phẳng thẳng đứng như ở xe ba cầu ZiL-131 (hình 6.2b) với mục đích truyền lực cho cầu sau và cầu giữa bằng một trục các đăng.



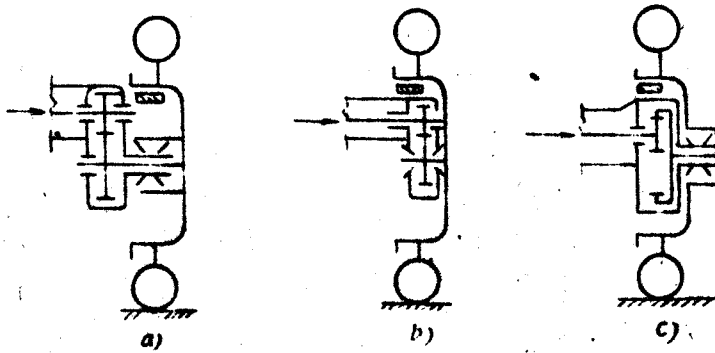
Hình 6.2. Nguyên lý cấu tạo truyền lực chính kép kiểu tập trung
a) 2 trục trong mặt phẳng ngang b) 2 trục trong mặt phẳng đứng

b) Truyền lực chính kép phân tán (hình 6.3) phân chia cặp bánh răng nón và bánh răng trụ thành hai hộp giảm tốc: một ở trung tâm, một ở ngay bánh xe chủ động.



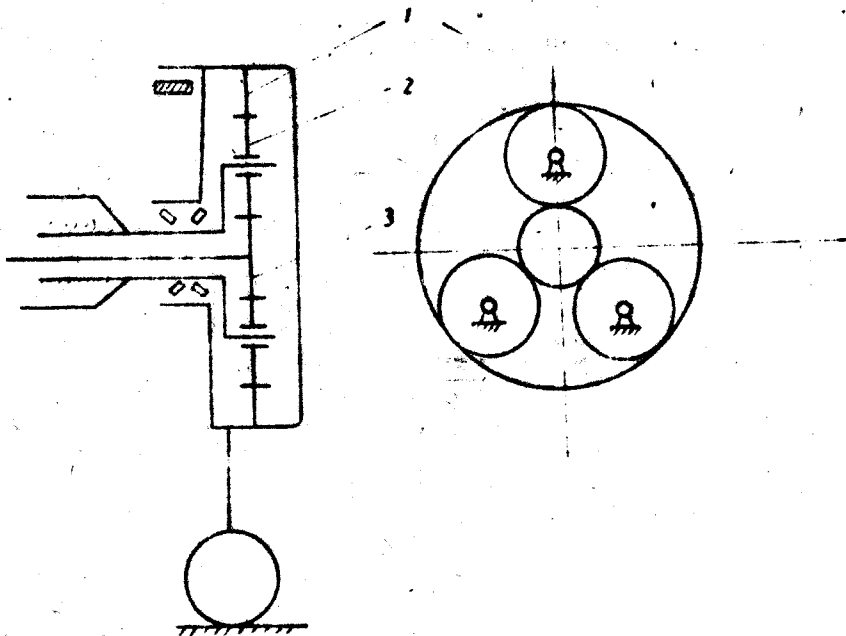
Hình 6.3. Nguyên lý cấu tạo truyền lực chính kép phân tán

Thể loại của hộp giảm tốc cuối cùng rất phong phú. Hình 6.4 trình bày các phương án kết cấu của hộp giảm tốc cuối cùng kiểu bánh răng trụ.



Hình 6.4. Hộp giảm tốc cuối cùng kiểu bánh răng trụ.
a, b) Bánh răng ăn khớp ngoài c) Bánh răng ăn khớp trong

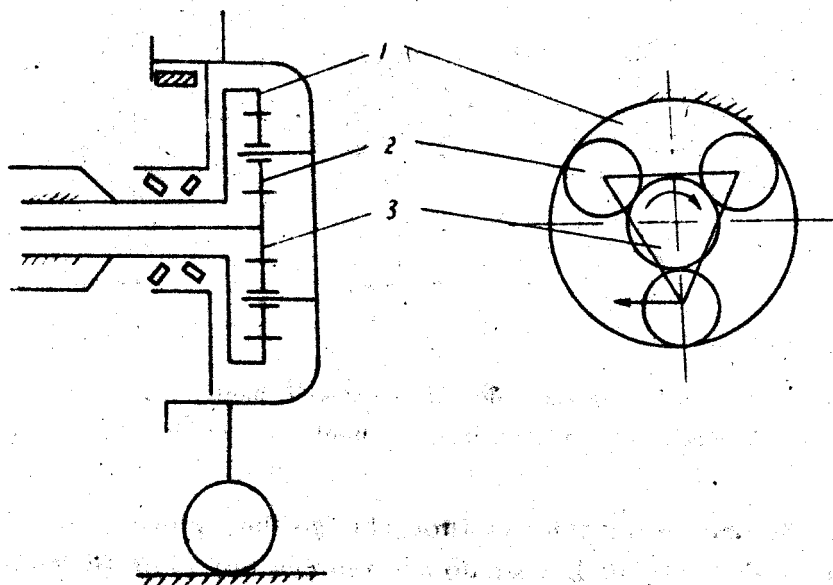
Hộp giảm tốc cuối cùng thường được chế tạo theo phương án kết cấu hệ bánh răng hành tinh. Hình 6.5 trình bày sơ đồ cấu tạo của hộp giảm tốc cuối cùng sử dụng ở xe MAZ-500, trong đó vòng răng ngoài 1 gắn liền với bánh xe, còn các chốt của bánh răng hành tinh thì cố định. Nửa trục nhận mômen quay làm cho bánh răng trung tâm 3 chuyển động, thông qua các bánh răng hành tinh 2 mômen quay được chuyển đến bánh xe.



Hình 6.5. Nguyên lý cấu tạo hộp giảm tốc cuối cùng kiểu hệ bánh răng hành tinh (ví dụ xe MAZ-500)

1. Vòng răng ngoài, 2. Bánh răng hành tinh, 3. Bánh răng trung tâm

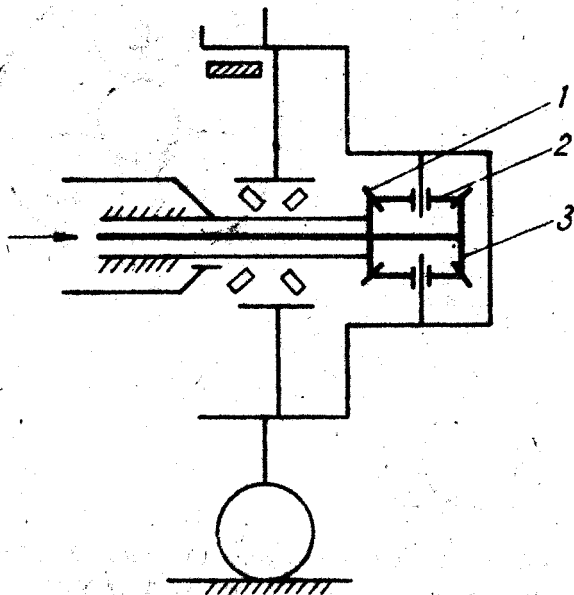
Cũng sử dụng hệ bánh răng hành tinh nhưng ở xe UD 10T của Mỹ thì ngược lại, các bánh răng hành tinh gắn liền với bánh xe, còn vòng răng ngoài thì cố định (hình 6.6).



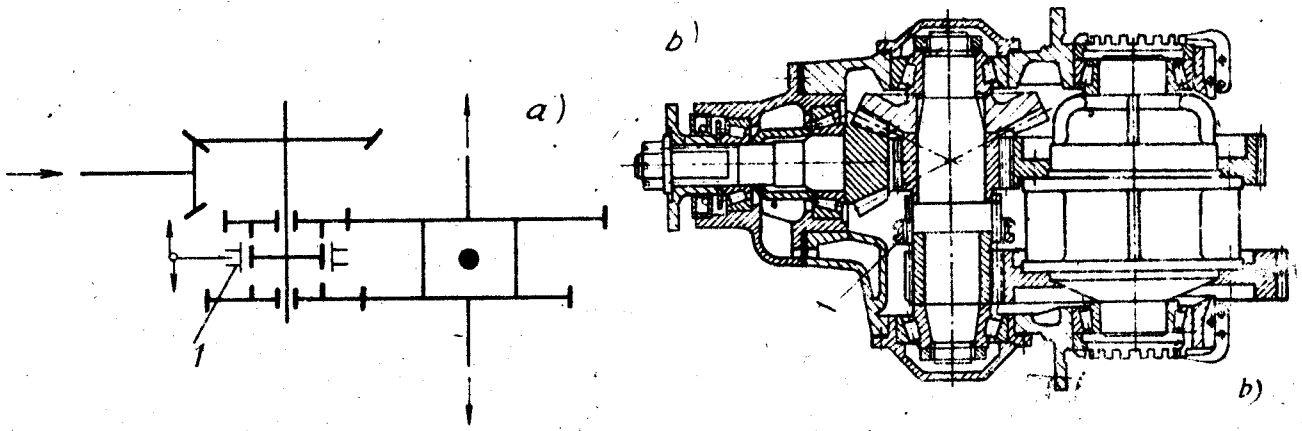
Hình 6.6. Hộp giảm tốc cuối cùng của xe UD 10T

1. Vòng răng ngoài, 2. Bánh răng hành tinh, 3. Bánh răng trung tâm

Ngoài ra trên một số xe còn sử dụng hệ bánh răng hành tinh nón cho hộp giảm tốc cuối cùng (hình 6.7).



Hình 6.7. Hộp giảm tốc cuối cùng kiểu hệ bánh răng hành tinh nón

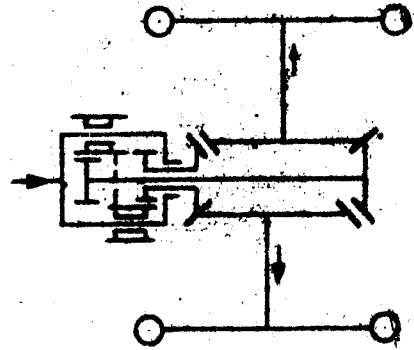


Hình 6.8. Nguyên lý cấu tạo truyền lực chính hai cấp.

2.3. Truyền lực chính hai cấp

(i_{01}, i_{02}): nhằm tạo nhiều cấp tốc độ cho xe ô tô cải thiện đường đặc tính kéo. Hình 6.8 là một ví dụ về loại truyền lực chính này.

2.4. Truyền lực chính riêng rẽ cho mỗi bánh trục dùng trên xe ô tô TATRA 111 (hình 6.9)



Hình 6.9. Nguyên lý cấu tạo truyền lực riêng rẽ.

3. Cơ sở thiết kế và tính toán truyền lực chính

3.1. Các thông số hình học của cặp bánh răng nón trong truyền lực chính

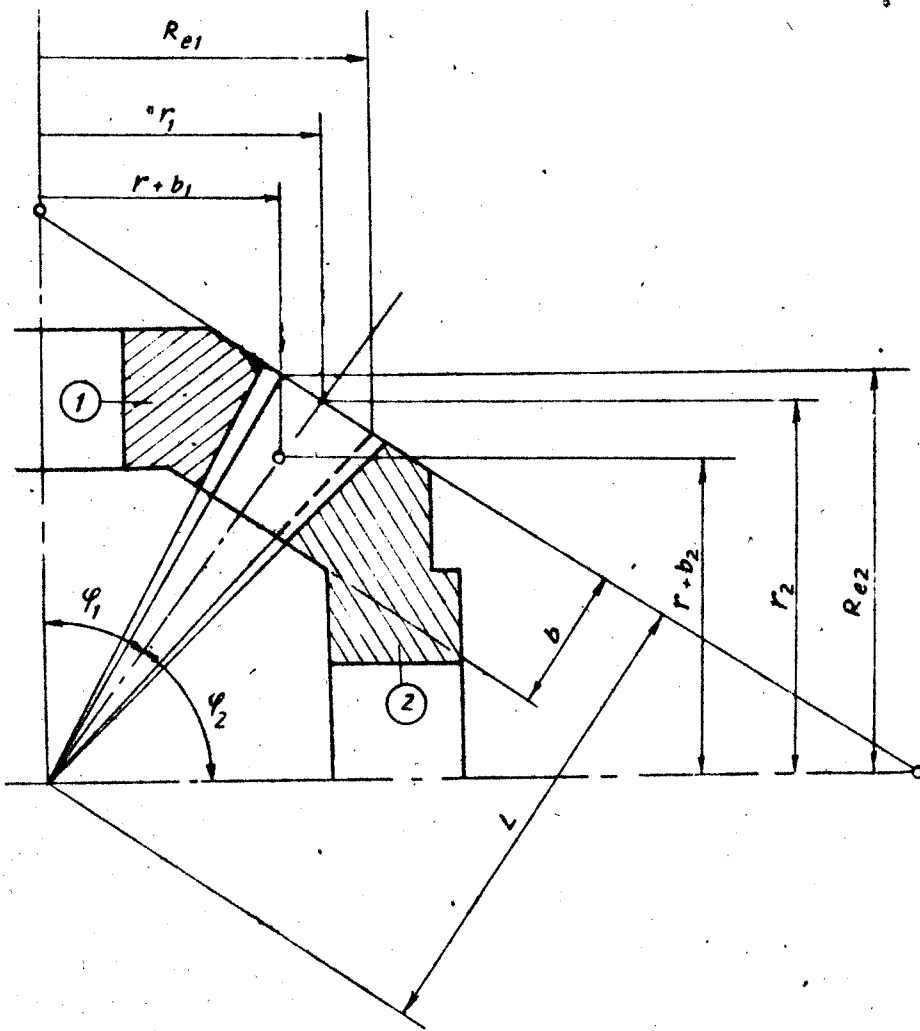
(Phần này ôn lại các kiến thức đã học ở các giáo trình « nguyên lý máy » và « chi tiết máy » (hình 6.10 và bảng 6.1).

Bảng 6.1

	Thông số	Kí hiệu và cách tính toán	
		Bánh răng chủ động	Bánh răng bị động
1	Số răng	Z_1	Z_2
2	Môđun mặt mút lớn	m_s $m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}$	
3	Góc ăn khớp trong tiết diện mặt mút lớn	α_s $\operatorname{tg} \alpha_s = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}$	

4	Bán kính vòng tròn chia	$r_1 = \frac{m_s \cdot Z_1}{2}$	$r_2 = \frac{m_s \cdot Z_2}{2}$
5	Tỉ số truyền	$i_0 = \frac{Z_2}{Z_1}$	
6	Góc giữa hai trục	$\Sigma = \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$	
7	Góc mặt nón lăn	$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{\sin \Sigma}{i_0 + \cos \Sigma}$ $= \frac{1}{i_0}$	$\varphi_2 = \Sigma - \varphi_1$ $= 90^\circ - \varphi_1$
8	Đường sinh	$L = \frac{r_1}{\sin \varphi_1} = \frac{r_2}{\sin \varphi_2}$ trong trường hợp $\Sigma = 90^\circ$ $L = \frac{m_s \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}{2}$	
9	Chiều cao đầu răng	$h' = m_s$	
10	Chiều cao chân răng	$h'' = 1,25 m_s$	
11	Môđun pháp tuyến mặt cắt giữa	$m_{nm} = m_s \left(1 - \frac{0,5b}{L}\right) \cdot \cos \beta$	
12	Số răng tương đương	$Z_1 = \frac{Z_1}{\cos \varphi_1 \cdot \cos^2 \beta}$	$Z_2 = \frac{Z_2}{\cos \varphi_2 \cdot \cos^2 \beta}$
13	Bề rộng	$b \leq 0,3L$	
14	Bán kính vòng tròn chia tương đương	$r'_1 = \frac{Z'_1 \cdot m_s}{2}$	$r'_2 = \frac{Z'_2 \cdot m_s}{2}$
15	Bán kính trung bình	$r_{tbt} = \frac{\sin \varphi_1}{(L - 0,5b)}$	$r_{tbt} = \frac{\sin \varphi_2}{(L - 0,5b)}$

Ghi chú: m_n — môđun tiếp tuyến; β : góc nghiêng của răng.



Hình 6.10. Thông số hình học của cặp bánh răng hình nón
(các kí hiệu được giải thích trong bảng 6.1)

3.2. Thiết kế sơ bộ.

1. Chọn tỉ số truyền i_0 (tham khảo giáo trình « lí thuyết ôtô »)

2. Căn cứ tỉ số truyền i_0 , chọn Z_1 và Z_2 sao cho tỷ số $\frac{Z_2}{Z_1}$ không sai khác so với i_0 . Có thể chọn Z_1 theo bảng kinh nghiệm sau bảng 6.2)

Bảng 6.2

i_0	2.5	3	4	5	6 — 8
Z_1	15	12	9	7	6

3. Tính toán đường sinh L theo công thức kinh nghiệm.

$$L = 14^{\sqrt{M_{e \max} \cdot i_0}} \quad (6.1)$$

Trong đó: L — Chiều dài đường sinh (mm) $M_{e\max}$ — Mômen cực đại của động cơ (Nm)

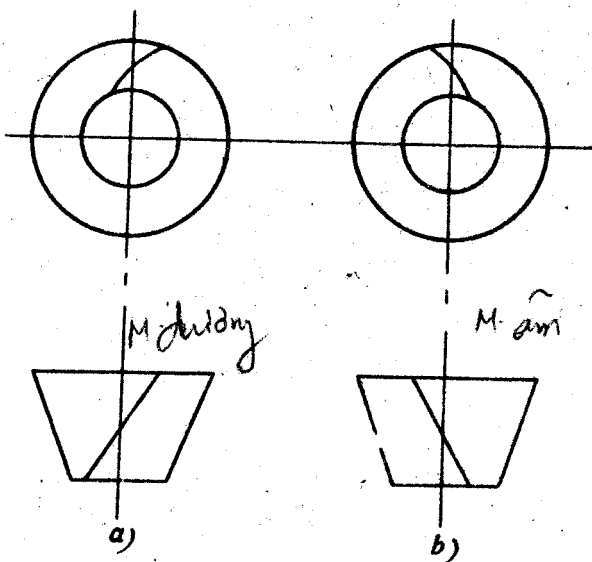
i_0 — Tỷ số truyền của truyền lực chính.

4. Tính toán môđun mặt nút lớn

$$m_s = \frac{2L}{\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}} \quad (6.2)$$

5. Chọn $\alpha_n = 20^\circ$, $\beta = 35^\circ - 40^\circ$

Đem số liệu i_0 , Z_1 , Z_2 , L , m_s , α_n , β thay vào bảng 6.1 chúng ta sẽ thu được các thông số hình học của cặp bánh răng truyền lực chính.



Hình số 6.11. Quy định chiều xoắn của răng.

a) Xoắn phải.

b) Xoắn trái.

3.3. Tính toán kiểm tra bánh răng (lấy cặp bánh răng nón xoắn làm ví dụ).

a) Phân tích lực:

Nhìn vào đáy nhỏ của bánh răng nón xoắn thấy đường răng đi khỏi đáy nhỏ (hoặc càng đi xa ta) theo chiều thuận kim đồng hồ gọi là chiều xoắn phải, theo chiều ngược kim đồng hồ là chiều xoắn trái (hình 6.11).

Nhìn vào đáy lớn thấy bánh răng quay theo chiều thuận kim đồng hồ là mômen M dương, chiều ngược kim đồng hồ là mômen M âm.

Chiều dương của lực dọc trục là hướng về đáy lớn, và của lực hướng kính là hướng vào tâm.

— Giả thiết điểm đặt lực nằm trên bán kính trung bình r_{tb} (mục 15 bảng 6.1), chúng ta sẽ phân tích lực tác dụng tương hỗ N giữa hai bánh răng thành ba phần lực lực vòng P , lực dọc trục Q , lực hướng kính R (hình 6.12)

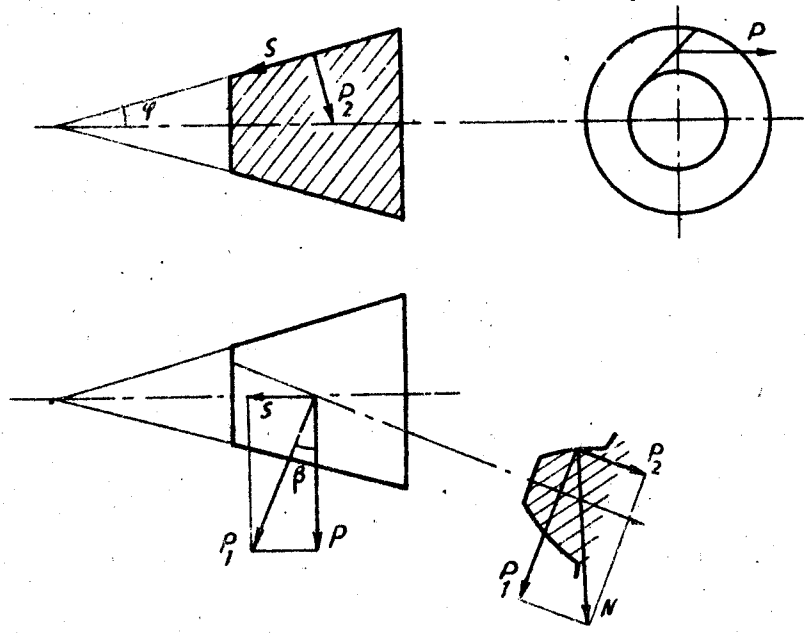
Trong mặt phẳng thẳng góc với đường trục xoắn của răng lực N phân tích thành hai lực P_1 và P_2 (quan hệ hình học của chúng là góc α). Lực P_1 lại phân tích thành hai lực P và S , trong đó S theo phương đường sinh và P theo phương tiếp tuyến với vòng tròn lăn, quan hệ hình học của chúng là góc β .

Cuối cùng chúng ta có các phân lực S , P_2 , P với giá trị như sau:

$$P = \frac{M}{r_{tb}}, \quad (6.3.a)$$

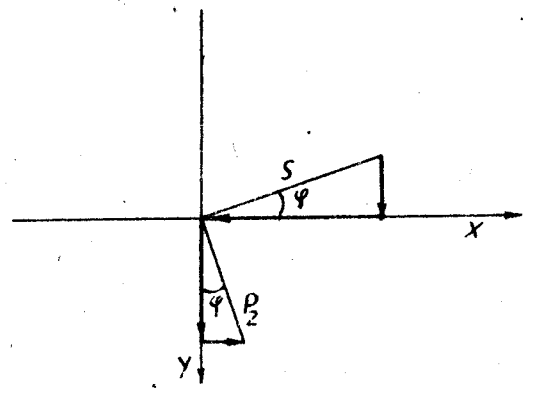
$$S = P \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (6.3.b)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{P \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (6.3.c)$$



Hình 6.12. Sơ đồ phân tích lực tác dụng lên cặp bánh răng nón.

Trong đó M là mômen tính toán (xem chương 2). Trong ba phân lực trên đây, S và P_2 gây nên lực dọc trục và lực hướng kính (hình 6.13).



Hình 6.13

$$Q = \Sigma X$$

$$R = \Sigma Y$$

$$Q = P_2 \cdot \sin\varphi - S \cdot \cos\varphi$$

$$R = P_2 \cdot \cos\varphi + S \cdot \sin\varphi$$

Tổng quát chúng ta có :

$$Q = \frac{P}{\cos\beta} (\operatorname{tg}\alpha \cdot \sin\varphi \mp \sin\beta \cdot \cos\varphi) \tag{6.4.a}$$

$$R = \frac{P}{\cos\beta} (\operatorname{tg}\alpha \cdot \cos\varphi \pm \sin\beta \cdot \sin\varphi) \tag{6.4.b}$$

Qui định dấu trong biểu thức (6.4) theo bảng 6.2

Bảng 6.2

Chiều của M	răng xoắn	Q (6.4.a)	R 6.4.b)
Dương	Phải	-	+
	Trái	+	-
Âm	Phải	+	-
	Trái	-	+

✓ b) Kiểm tra ứng suất tiếp xúc theo công thức của giáo trình « chi tiết máy ».

$$\sigma_{\alpha} = \sqrt{\frac{P \cdot E}{b \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{(i_0^2 + 1)}{(L - 0,5b) \cdot i_0 \cdot \sin \alpha} \cdot \frac{1}{\theta}} \leq [\sigma_{\alpha}] \quad (6.5)$$

Trong đó $\theta = 1,15 - 1,35$ chọn theo giá trị to nhỏ của góc xoắn β .

c) Kiểm tra ứng suất uốn.

$$\sigma_u = \frac{P}{0,85 \cdot b \cdot m_{nm} \cdot y} \leq [\sigma_u] \quad (6.6)$$

Trong đó m_{nm} — Tính theo công thức 11 bảng 6.1

y — Tra bảng theo số răng tương đương (công thức 12 bảng 6.1)

d) Đối với bánh răng hypoit cần chú ý phân tích lực riêng cho từng bánh răng chủ động (1) và bánh răng bị động (2).

— Bánh răng chủ động

$$P_{(1)} = \frac{M}{r_{tb(1)}}$$

Trong đó: M — mômen quay [Nm]

r_{tb1} — bán kính trung bình của bánh răng, chủ động.

$$Q_{(1)} = \frac{P_{(1)}}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \varphi_1 \mp \sin \beta_1 \cdot \cos \varphi_1),$$

α — góc ăn khớp của cặp bánh răng; β_1 — góc nghiêng răng; φ_1 — góc ở đỉnh.

$$R_{(1)} = \frac{P_{(1)}}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \varphi_1 \pm \sin \beta_1 \cdot \sin \varphi_1),$$

— Bánh răng bị động

$$P_{(2)} = P_{(1)} \cdot \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1},$$

Trong đó β_2 — góc nghiêng răng.

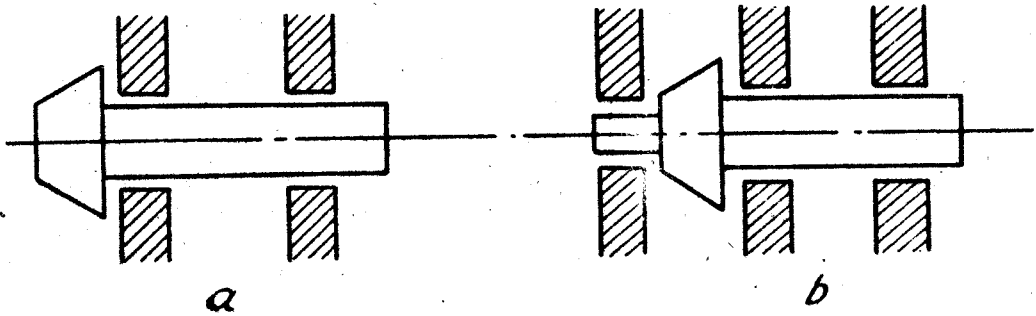
$$Q_{(2)} = \frac{P_{(2)}}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \varphi_2 \mp \sin \beta_2 \cdot \cos \varphi_2),$$

$$R_{(2)} = \frac{P_{(2)}}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \varphi_2 \pm \sin \beta_2 \cdot \sin \varphi_2)$$

Trong đó φ_2 góc ở đỉnh bánh răng bị động.

4. Những biện pháp nâng cao độ cứng vững của truyền lực chính

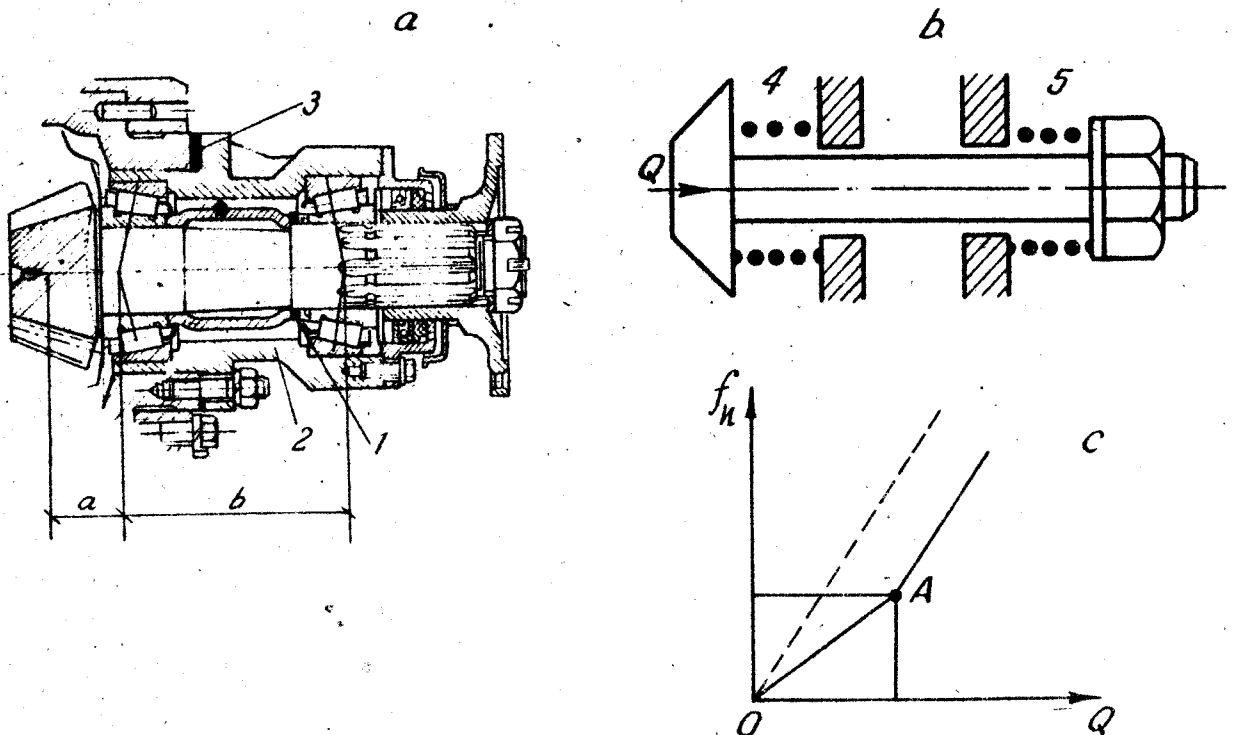
4.1. Bánh răng và trục chủ động: có hai cách bố trí gối đỡ bánh răng hớt chủ động: bố trí kiểu côngxon (hình 6.14a) và bố trí hai phía (hình 6.14b).



Hình 6.14. Sơ đồ đỡ đỡ trục chủ động

Cách bố trí gối đỡ hai phía có độ cứng vững cao nhưng công nghệ chế tạo vỏ sẽ phức tạp thêm, loại này thường dùng trong trường hợp mômen quay truyền qua truyền lực chính quá lớn, có thể gây biến dạng đáng kể.

Cách bố trí kiểu côngxon tương đối phổ biến trong ôtô, ở đó thường dùng ổ thanh lăn nón định quay vào để giảm độ côngxon a, tăng khoảng cách b (hình 6.15), giảm được mômen uốn ở đầu côngxon.



Hình 6.15. a) Cách bố trí ổ lăn trục chủ động
b) Sơ đồ biến dạng trục chủ động
c) Đồ thị biến dạng 1,3 vòng đệm; 2: vỏ; 4,5: lò xo.

Để tăng độ cứng vững của kết cấu theo chiều trục, các đ thanh lăn nón được lắp ghép với độ găng ban đầu. Thực chất của độ găng ban đầu là khi điều chỉnh đ lăn không những hoàn toàn khắc phục khoảng hở giữa các viên thanh lăn, mà còn gây ra sự biến dạng đàn hồi nào đó trong các chi tiết của đ lăn. Bản chất của độ găng ban đầu thể hiện bằng sơ đồ (hình 6.15) thay độ biến dạng đàn hồi bằng hai lò xo 4 và 5. Nếu không có độ nén ban đầu, quan hệ giữa lực chiều trục Q và độ nén của lò xo là :

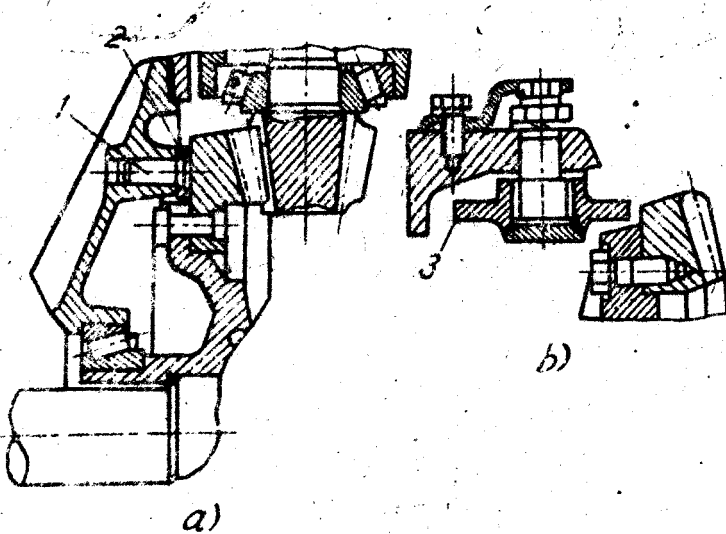
$$Q = cf \quad (N).$$

Trong đó c — Độ cứng của một lò xo, f — Độ biến dạng của lò xo, trên đồ thị là đường nét đứt. Nếu có độ nén ban đầu, lực chiều trục Q có dạng.

$$Q = 2cf \quad (N)$$

Trên đồ thị là đường nét liền OA. Như vậy khi có độ găng ban đầu, trong cùng một giá trị lực chiều trục Q , sự biến dạng có giảm. Do đó cần phải khắc phục các khe hở trong đ đỡ. Độ găng ban đầu có ảnh hưởng đến tuổi thọ của truyền lực chính, độ găng này tăng sự ăn khớp giữa các bánh răng nón được ổn định hơn, nhưng các chi tiết chóng mòn.

Kiểm tra độ găng ban đầu bằng mômen ma sát giữa các đ đỡ và điều chỉnh nó bằng vòng đệm số 1 (hình 6.15) đặt giữa ống lót và vòng trong đ lăn. Sự ăn khớp giữa các răng điều chỉnh bằng vòng đệm số 3.



Hình 6.16. Sơ đồ các loại điểm tựa

4.2. Bánh răng và trục bị động : Để tăng tỉ số truyền, bánh răng bị động thường có đường kính rất lớn so với bánh răng chủ động. Trong nhiều kết cấu, có những điểm tựa để giới hạn sự dịch chuyển của bánh răng bị động do lực chiều trục sinh ra (hình 6.16). Khi đặt điểm tựa phải tính toán sao để bánh răng bị động dịch chuyển quá giới hạn cho phép (0,25mm) mới chạm vào điểm tựa. Có loại điểm tựa không điều chỉnh (hình 6.16a) mũ bằng đồng thau và loại điểm tựa con lăn (hình 6.16b), loại đầu có thể điều chỉnh được bằng cách thay chốt 1 bằng bu lông.

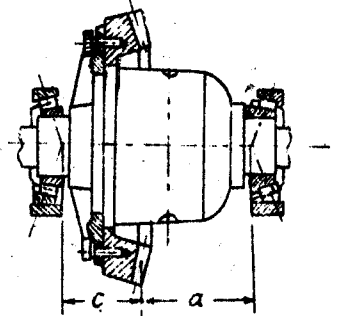
Các đ bị đỡ trục bị động là các đ thanh lăn nón đỉnh quay về hai phía, mục đích để giảm khoảng cách a, c , giải mômen uốn, tăng độ cứng vững (hình 6.17) cho trục bị động.

4.3. Vật liệu chế tạo.

Đối với bánh răng chịu tải nhỏ, làm bằng thép hợp kim crôm mangan 20 XГр

Đối với bánh răng chịu tải lớn và trục làm bằng thép hợp kim 20 XH 2M, 15 xГH2TA...

Vỏ truyền lực chính đúc bằng gang rèn K435-10, K435-12, K435-13.



Hình 6.17

CHƯƠNG 7

BỘ VI SAI

1. Công dụng, yêu cầu, phân loại

1.1. Công dụng

— Bộ vi sai đặt giữa các bánh xe chủ động của một cầu có công dụng đảm bảo cho các bánh xe đó quay với vận tốc khác nhau lúc xe quay vòng, hoặc chuyển động trên đường không bằng phẳng, hoặc có sự sai lệch về kích thước của lốp, đồng thời phân phối lại mômen xoắn cho hai nửa trục trong các trường hợp nêu trên.

— Bộ vi sai đặt giữa các cầu chủ động có công dụng phân phối mômen quay cho chúng theo yêu cầu thiết kế nhằm nâng cao tính năng kéo của xe có nhiều cầu.

1.2. Yêu cầu

— Phân phối mômen xoắn từ động cơ cho các bánh xe hay các cầu theo tỉ lệ cho trước, phù hợp với mômen bám (trọng lượng bám) của bánh xe (hay cầu) với mặt đường.

— Đảm bảo số vòng quay khác nhau giữa các bánh xe chủ động khi ôtô vào đường vòng, chạy trên đường gồ ghề hoặc trong nhiều trường hợp khác.

— Kết cấu nhỏ gọn.

1.3. Phân loại

— Theo công dụng chia thành: Vi sai giữa các bánh xe, vi sai giữa các cầu, vi sai giữa các truyền lực cạnh.

— Theo mức độ tự động chia thành: Vi sai không có hãm, vi sai có hãm bằng tay, vi sai hãm tự động.

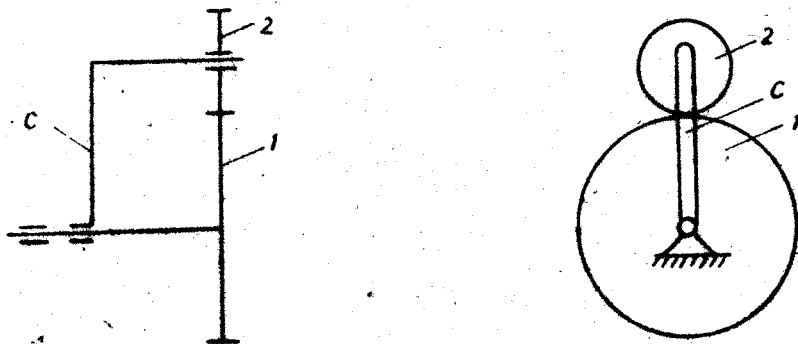
— Theo kết cấu chia thành : vì sai bánh răng nón, vì sai bánh răng trụ, vì sai cam, vì sai bánh vít, vì sai ma sát thủy lực, vì sai có hành trình không, vì sai có tỷ số truyền thay đổi.

— Theo giá trị hệ số gài chia thành : vì sai ma sát trong nhỏ ($k = 0, \div 0,2$) vì sai ma sát trong lớn ($k = 0,21 \div 0,7$) vì sai hãm cứng ($k > 0,7$).

2. Cơ sở lý luận về cơ cấu vi sai

2.1. Nguyên lý chung

Cơ cấu vi sai là một hệ bánh răng gồm có các khâu : Bánh răng trung tâm 1, bánh răng hành tinh 2, cần (hay còn gọi là giá) C. (hình 7.1).



Hình 7.1. Nguyên lý cấu tạo cơ cấu vi sai.

1. Bánh răng trung tâm, 2. Bánh răng hành tinh, 3. Cần.

Hệ bánh răng vi sai có hai bậc tự do, gồm chuyển động của cần C và chuyển động của bánh răng trung tâm 1, hai chuyển động này không phụ thuộc lẫn nhau. Để xét quan hệ vận tốc giữa các khâu trong cơ cấu ta dùng phương pháp « đổi giá », có nghĩa là xem cần C cố định (hoặc xem cả cơ cấu có thêm vận tốc góc phụ : $-\omega_c$). Với giả thiết như vậy, lập được công thức tính vận tốc góc tương đối của các khâu 1, 2 so với cần C.

$$\omega_1^c = \omega_1 - \omega_c$$

$$\omega_2^c = \omega_2 - \omega_c$$

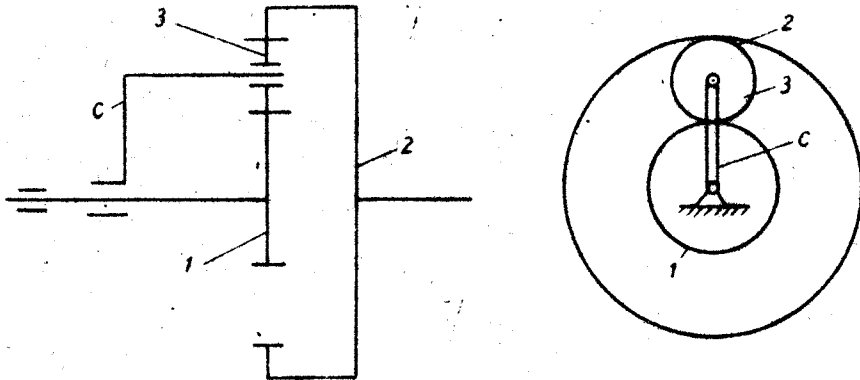
Quan hệ vận tốc của cơ cấu biểu thị bằng tỉ số truyền i_{12}^c giữa khâu 1 và khâu 2 khi cần C không chuyển động

$$i_{12}^c = \frac{\omega_1^c}{\omega_2^c} = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_2 - \omega_c} = -\frac{Z_2}{Z_1} \quad (7.1)$$

đó chính là công thức Willis đã quen biết trong giáo trình môn học « nguyên lý máy ».

Trên cơ sở cấu tạo như đã trình bày ở hình số 7.1 ta lắp thêm một bánh răng trung tâm ăn khớp trong với bánh răng hành tinh, thu được một cơ cấu vi sai được sử dụng rộng rãi trên ô tô (hình 7.2).

Trong cơ cấu vi sai này, cần C đảm nhiệm chức năng dẫn động và bánh răng trung tâm 1, 2 là hai khâu bị động. Nếu lấy bộ vi sai giữa các bánh xe làm ví dụ thì cần C là chốt chữ thập gắn liền với vỏ bộ vi sai và với bánh răng bị động của truyền lực chính còn bánh răng 1,2 gắn liền với hai nửa trục phải và trái.



Hình 7.2. Nguyên lý cấu tạo cơ cấu vi sai không đối xứng.
1,2. Bánh răng trung tâm, 3. Bánh răng hành tinh

Theo công thức Willis (7.1) có thể lập được phương trình vận tốc của cơ cấu vi sai hình số 7.2 như sau :

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

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

$$\omega_1 - i_{12}^c \cdot \omega_2 = (1 - i_{12}^c) \cdot \omega_c \quad (7.2)$$

Trong đó : ω_1 — Vận tốc góc của khâu bị động thứ nhất.

ω_2 — Vận tốc góc của khâu bị động thứ hai.

ω_c — Vận tốc góc của khâu dẫn động.

i_{12}^c — Tỷ số truyền giữa hai khâu bị động khi khâu dẫn động bị dừng, đối với bộ vi sai không đối xứng $i_{12}^c \neq 1$ (*).

Với trường hợp đặc biệt $i_{12}^c = -1$, sẽ có bộ vi sai đối xứng và phương trình vận tốc của nó là :

$$\omega_1 + \omega_2 = 2 \cdot \omega_c \quad (7.3)$$

Các phương trình (7.2), (7.3) thuộc loại vô định biểu thị mối quan hệ giữa ba yếu tố ω_1 , ω_2 và ω_c , khi biết hai yếu tố tìm được yếu tố thứ ba.

2.2. Áp dụng cơ cấu vi sai trong ô tô.

Yêu cầu khi xe quay vòng, các bánh xe của cầu chủ động phía sau phải quay với vận tốc khác nhau (hình 7.3).

*) Cơ cấu vi sai hình 7.2 có : $i_{12}^c = \left(-\frac{Z_3}{Z_1}\right) \left(\frac{Z_2}{Z_3}\right) = -\frac{Z_2}{Z_1}$

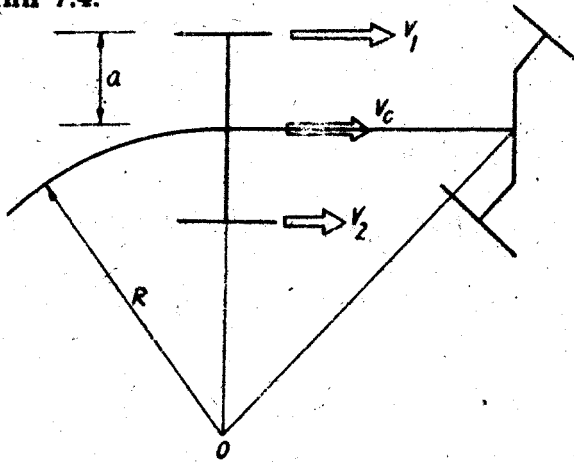
Muốn đảm bảo cho các bánh xe lăn thuần túy (không trượt) khi quay vòng với bán kính R thì.

$$\omega_1 = \omega_0 \left(1 + \frac{a}{R}\right) \quad 7.4a$$

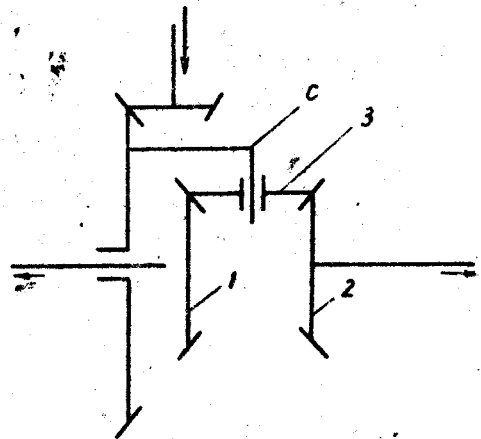
$$\omega_2 = \omega_0 \left(1 - \frac{a}{R}\right) \quad 7.4b$$

Trong đó : ω_1 — Vận tốc góc của nửa trục trái (1) nửa trục quay nhanh.
 ω_2 — Vận tốc góc của nửa trục phải (2) nửa trục quay chậm.
 ω_0 — Vận tốc góc của bánh răng bị động truyền lực chính.

Để tạo ra sự sai tốc nêu trên (7.4a,b) người ta sử dụng một cơ cấu vi sai như hình 7.4.



Hình 7.3. Sơ đồ quay vòng của ô tô.



Hình 7.4. Cơ cấu vi sai đặt giữa hai bánh xe chủ động của cầu xe ô tô.

C) Chốt chữ thập. 1,2. Bánh răng nửa trục.
 3. Bánh răng hành tinh.

Vì $Z_1 = Z_2 = Z$, cho nên $i_{12} = -1$, và cơ cấu vi sai nêu trên thuộc loại đối xứng.

Ngoài ra giữa các cầu xe chủ động cùng chung một trục dẫn động các đường người ta có đặt cơ cấu vi sai và thường là không đối xứng để phân phối mômen quay theo yêu cầu thiết kế.

2.3. Động học của cơ cấu vi sai đối xứng đặt giữa hai bánh xe của cầu chủ động.

Phương trình vận tốc (7.3) được áp dụng cho bốn trường hợp như sau.

— Khi xe chạy thẳng, các bánh xe quay với vận tốc như nhau ($\omega_1 = \omega_2$) áp dụng phương trình 7.3 có kết quả (hình 7.5a).

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_0 \quad (7.5)$$

— Khi một bánh xe dừng hẳn (chẳng hạn $\omega_2 = 0$) có thể tìm được giá trị vận tốc góc của bánh xe không dừng (hình 7.5b)

$$\omega_1 = 2\omega_0 \quad (7.6)$$

— Nếu kích xe lên, giữ chặt trục cácđăng và không dẫn động nó ($\omega_c = 0$) quay một bánh xe với vận tốc góc ω_2 , được (hình 7.5c).

$$\omega_1 = -\omega_2 \quad (7.7)$$

— Khi xe quay vòng, theo các biểu thức 7.4 thấy : (hình 7.5d)

$$\omega_1 = \omega_c + \Delta\omega$$

$$\omega_2 = \omega_c - \Delta\omega$$

tạo ra lượng sai tốc $\Delta\omega$ là do bánh răng hành tinh 3 đã quay với vận tốc ω_3 và từ đó

$$\omega_1 = \omega_c + \omega_3 \frac{Z_3}{Z} \quad (7.8a)$$

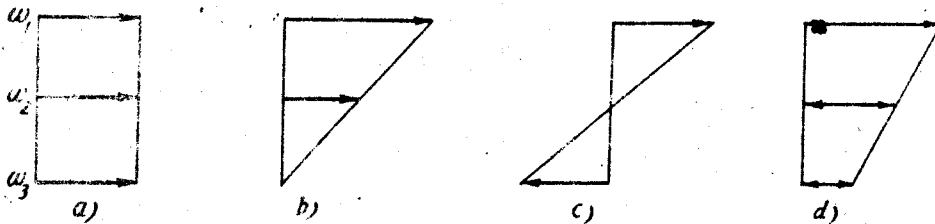
$$\omega_2 = \omega_c - \omega_3 \frac{Z_3}{Z} \quad (7.8b)$$

Trong trường hợp này phương trình (7.3) vẫn đúng vì $\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_c$. Tùy theo bán kính quay vòng R và vận tốc góc dẫn động ω_c mà có thể tính được giá trị của ω_3 như sau :

$$\omega_3 = \frac{a}{R} \cdot \frac{Z}{Z_3} \cdot \omega_c \quad (7.9)$$

Phần vừa trình bày ở trên chính là lí do để giải thích vì sao bộ vi sai giữa hai bánh xe của cầu chủ động phải đối xứng :

Bốn trường hợp của động học vi sai được minh họa ở hình 7.5.



Hình 7.5. Các trường hợp động học của cơ cấu vi sai đối xứng.

2.4. Phân bố mômen quay trong cơ cấu vi sai.

Trước hết xét trường hợp tổng quát cho cơ cấu vi sai không đối xứng ($i_{12} \neq -1$).

Giả thiết cần C chịu tác dụng của mômen xoắn M_c và qua cơ cấu vi sai phân phối cho hai khâu bị động là M_1 và M_2 . Phương trình cân bằng mômen quay sẽ là :

$$M_c = M_1 + M_2 \quad (7.10)$$

Xét về công suất thì có sự mất mát do ma sát trong cơ cấu vi sai nên phương trình cân bằng công suất như sau :

$$N_c - N_{ms} = N_1 + N_2 \quad (7.11)$$

Sử dụng quan hệ $N = f(M, \omega)$ và kết hợp hai phương trình (7.10) và (7.11) thu được kết quả.

$$M_1 \cdot \omega_1 + (M_c - M_2)\omega_2 = M_c \cdot \omega_c - M_{ms} \frac{\omega_1 - \omega_2}{2}$$

$$M_1 = \frac{\omega_c - \omega_2}{\omega_1 - \omega_2} \cdot M_c - \frac{M_{ms}}{2} \quad (7.12).$$

Từ phương trình vận tốc (7.2)

$$\omega_1 - i_{12}^c \omega_2 = (1 - i_{12}^c) \cdot \omega_c$$

Rút ra

$$\omega_c - \omega_2 = \frac{\omega_c - \omega_1}{i_{12}^c} \quad (7.13)$$

$$\omega_1 - \omega_2 = \frac{(1 - i_{12}^c) \cdot (\omega_c - \omega_1)}{i_{12}^c} \quad (7.14)$$

Thay các biểu thức (7.13) và (7.14) vào biểu thức (7.12) ta sẽ thu được công thức tính mômen quay M_1 .

$$M_1 = \frac{1}{1 - i_{12}^c} M_c - \frac{M_{ms}}{2} \quad (7.15)$$

kết hợp các biểu thức (7.10) và (7.15) rút ra công thức tính mômen quay M_2 .

$$M_2 = \frac{i_{12}^c}{i_{12}^c - 1} M_c + \frac{M_{ms}}{2} \quad (7.16)$$

Đối với trường hợp đặc biệt là cơ cấu vị sai đối xứng $i_{12}^c = -1$, áp dụng các biểu thức (7.15) và (7.16) dễ dàng rút ra kết quả như sau :

$$M_1 = \frac{M_c}{2} - \frac{M_{ms}}{2} \quad (7.17)$$

$$M_2 = \frac{M_c}{2} + \frac{M_{ms}}{2} \quad (7.18)$$

2.5. Các hệ số đánh giá hiệu quả vị sai.

a) Hệ số hãm.

$$K_h = \frac{M_1 - M_2}{M_1 + M_2} = \frac{M_{ms}}{M_c} \quad (7.19)$$

— Không có ma sát : $K_h = 0$ và do đó $M_1 = M_2 = \frac{M_c}{2}$.

— Có ma sát $0 < K_h < 1$ (thông thường giá trị hệ số hãm là 0,2, 0,2 — 0,7, > 0,7) đối với loại vị sai này sự phân bố mômen quay như sau :

$$M_1 = \frac{M_c}{2} (1 + K_h)$$

$$M_2 = \frac{M_c}{2} (1 - K_h)$$

— Hãm hoàn toàn : $K_h = 1$ và do đó $M_1 = M_c$, $M_2 = 0$.

b) Hệ số giải :

$$K_g = \frac{M_1}{M_2} \quad (7.20)$$

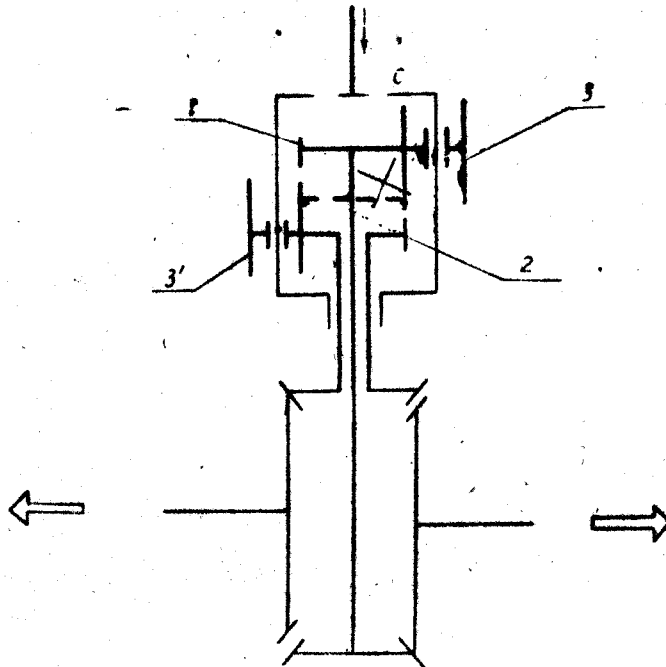
3. Một số phương án kết cấu của bộ vi sai.

3.1. Phương án kết cấu của bộ vi sai đặt giữa hai bánh xe chủ động.

Thông thường bộ vi sai này thuộc loại đối xứng, $i_{12} = -1$ và sử dụng bánh răng nón (loại cổ điển) bánh răng trụ, cam, trục vít.

1. Bộ vi sai đối xứng kiểu bánh răng nón có kết cấu như đã trình bày ở hình 7.4 và thuyết minh ở các mục 2.2 và 2.3 của 2 thuộc chương này.

2. Bộ vi sai đối xứng kiểu bánh răng trụ được sử dụng trên xe Tatra 111 của Tiệp Khắc (hình 7.6).

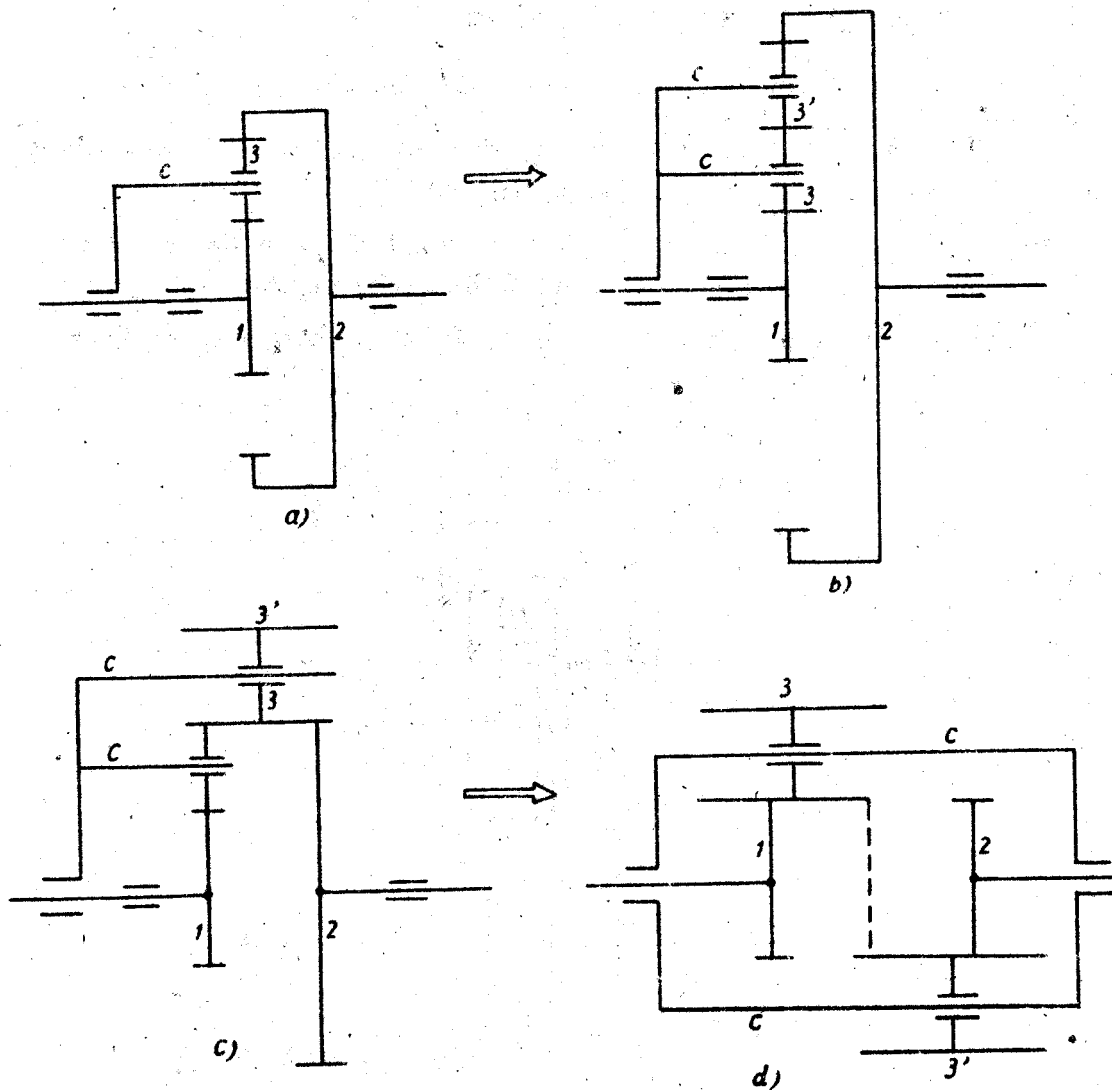


Hình 7.6. Nguyên lý cấu tạo bộ vi sai đối xứng kiểu bánh răng trụ.

C. Cản (khâu chủ động); 1,2. Bánh răng trung tâm (khâu bị động) nối liền với truyền lực chính riêng rẽ của bánh xe bên phải và bên trái; 3,3. Bánh răng hành tinh.

Sự phát triển về kết cấu để đi đến một phương án độc đáo được phân tích như sau: Từ một cơ cấu vi sai không đối xứng kiểu bánh răng hình trụ (hình 7.7a) lắp thêm bánh răng hành tinh 3' sẽ thu được kết cấu mới (hình 7.7b). Chế tạo bánh răng 3' với bề rộng lớn hơn và do đó có thể thay bánh răng trung tâm 2 ăn khớp trong thành ăn khớp ngoài (hình 7.7c).

Cơ cấu này vẫn chưa phải là vi sai đối xứng nếu mở rộng dần C thành khung và lắp ghép bánh răng 3,3' sao cho các điểm ăn khớp không cùng nằm trên một mặt phẳng, đồng thời bảo đảm điều kiện $Z_1 = Z_2$, $Z_3 = Z_3'$ (hình 7.7d).



Hình 7.7. Phân tích quá trình phát triển kết cấu sáng tạo phương án bộ vi sai đối xứng kiểu bánh răng trụ.

- a) Vi sai không đối xứng ăn khớp trong 1 cầu; b) Vi sai không đối xứng ăn khớp trong 2 cầu; c) Vi sai không đối xứng ăn khớp ngoài; d) Vi sai đối xứng.

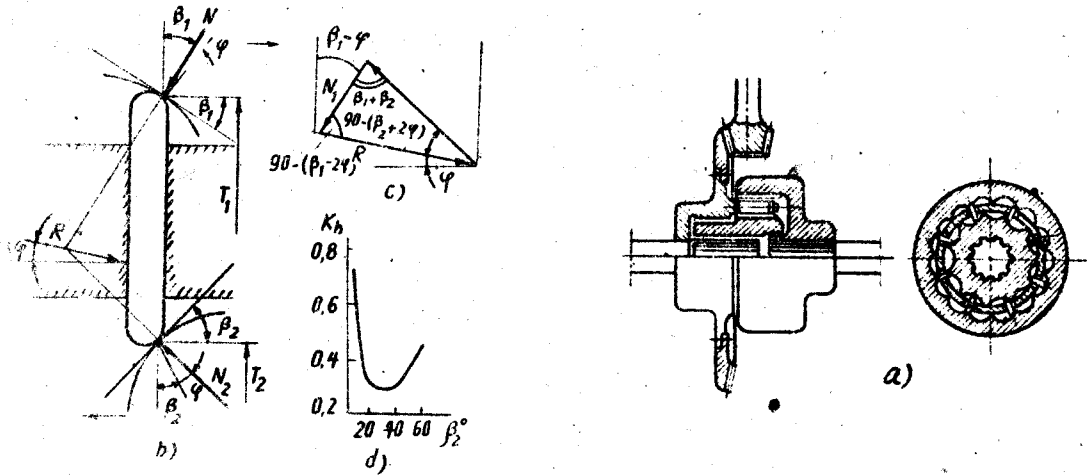
3.2. Bộ vi sai cam.

Để tăng ma sát trong, nâng cao tính tự hãm, nâng cao tính cơ động của ô tô, người ta chế tạo các loại vi sai cam đặt hướng kính và vi sai đặt hướng tâm.

Vi sai đặt hướng tâm thể hiện ở (hình 7.8).

Nguyên lý làm việc và kết cấu như sau: Mômen quay từ bánh răng nón bị động truyền qua vòng răng 1 có chứa các con chạy 2. Đầu ngoài của các con chạy tỳ lên mặt cam trong của vỏ ngoài 3, đầu trong tỳ lên mặt cam ngoài của vỏ trong 4. Hai vỏ 3 và 4 nối cứng với nửa trục bằng then hoa. Khi ô tô quay vòng, các con chạy trượt trên các mặt cam, phân phối đến các nửa trục những tốc độ quay khác nhau. Loại vi sai này có kết cấu đơn giản nhẹ.

Trị số hệ số hãm K_h của vi sai cam phụ thuộc vào hệ số ma sát giữa các con chạy và các mặt cam, và góc đỉnh cam α . Khi $\alpha = 35^\circ$, $K_h = 0,3$, $\alpha = 6^\circ$, $K_h = 1$. Giá trị trung bình của $K_h = 0,4 \div 0,5$.



Hình 7.8. Vi sai cam đặt hướng tâm.

a) Kết cấu vi sai cam; b) Sơ đồ lực; c) Tam giác lực; d) Đồ thị quan hệ $K_h - \beta_2$.

Sơ đồ lực tác dụng lên các con chạy thể hiện ở (hình 7.8b) N_1 , N_2 , R là các hợp lực tác dụng lên con chạy từ phía vỏ ngoài vỏ trong và vòng ngăn φ — góc ma sát. Từ tam giác lực (hình 7.8c) ta có:

$$\frac{N_1}{\sin[90 - (\beta_2 + 2\varphi)]} = \frac{N_2}{\sin[90 - (\beta_1 - 2\varphi)]} \quad (7.21)$$

Từ đó:

$$N_2 = N_1 \frac{\cos(\beta_1 - 2\varphi)}{\cos(\beta_2 + 2\varphi)}$$

Mômen ở vỏ trong (bánh xe quay chậm hoặc dừng).

$$M'' = N_2 \sin(\beta_2 + \varphi) r_2.$$

Mômen ở vỏ ngoài (bánh xe quay nhanh).

$$M' = N_1 \sin(\beta_1 - \varphi) r_1.$$

Hệ số hãm vi sai.

$$\begin{aligned} K_h &= \frac{M'' - M'}{M'' + M'} = \frac{N_2 \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 - N_1 \sin(\beta_1 - \varphi) r_1}{N_2 \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 + N_1 \sin(\beta_1 - \varphi) r_1} \\ &= \frac{\cos(\beta_1 - 2\varphi) \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 - \cos(\beta_2 + 2\varphi) \sin(\beta_1 - \varphi) r_1}{\cos(\beta_1 - 2\varphi) \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 + \cos(\beta_2 + 2\varphi) \sin(\beta_1 - \varphi) r_1} \end{aligned} \quad (7.22)$$

Khi $\varphi = 6^\circ$, $r_1 = 2r_2$, quan hệ giữa hệ số hãm K_h và góc β_2 thể hiện ở hình 7.8d cực tiểu khi $\beta_2 = 25 - 30^\circ$, $K_h = 0,3$.

Qua phương trình (7.22) nhận thấy $\beta_1 = \varphi$, $K_h = 1$, vi sai hoàn toàn bị gài cứng.

Ứng suất tiếp của con chạy và vỏ cam khi xe chuyển động thẳng.

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{N_{1,2} E}{1} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)} \quad (7.23)$$

$$[\sigma] = (2,5 - 3) \text{MN/m}^2.$$

(Các mômen cực đại theo giá trị bầm).

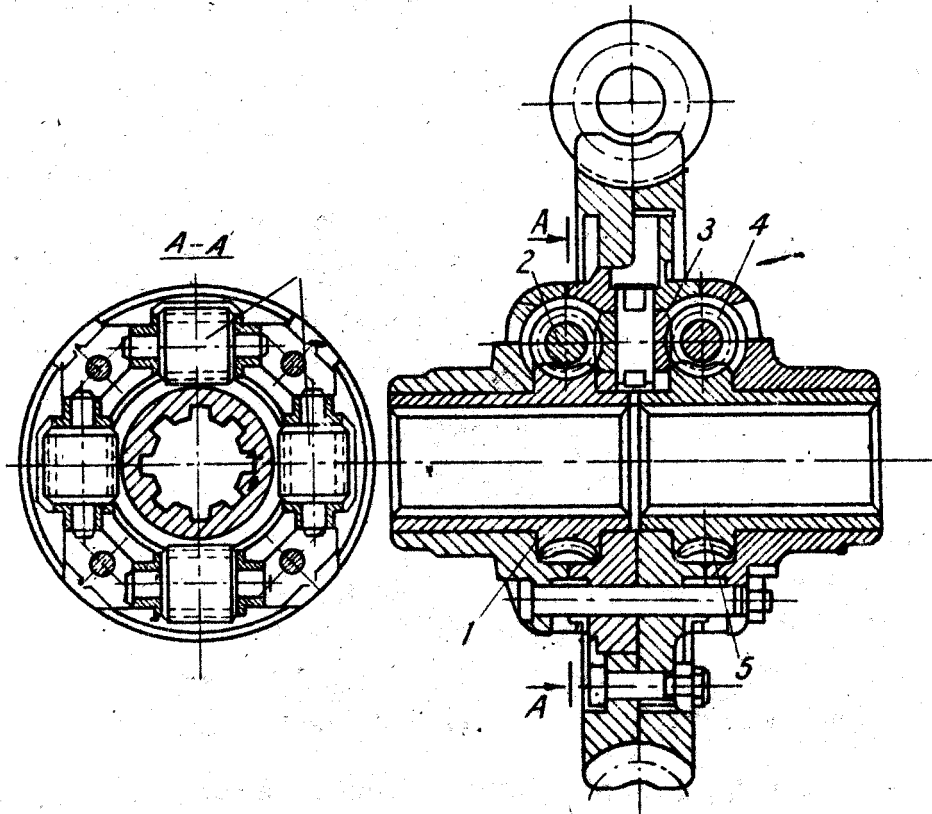
E — Môduyn đàn hồi.

ρ_1, ρ_2 — Các bán kính cong của con chạy ở các tiếp điểm.

l — Chiều dài tiếp xúc giữa con chạy và các cam. Nếu tâm đường cong ở hai bên tiếp điểm lấy dấu (+) nếu tâm ở một bên thì lấy dấu (-).

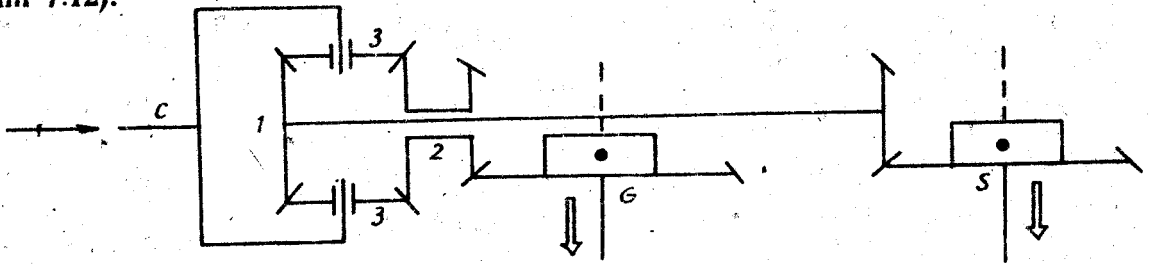
3.3. Vi sai vít vô tận. (Sơ đồ kết cấu ở (hình 7.9)).

Hai bánh vít nửa trục 1 và 5 ăn khớp với các trục vít hành tinh 2 và 4, các trục vít hành tinh này lại ăn khớp với các trục vít hành tinh 3. Tương quan động học giữa hai nửa trục thực hiện qua năm trục vít tạo thành bốn cặp ăn khớp theo thứ tự. Để vi sai có khả năng hãm cần thiết nhưng không có hiện tượng tự hãm, thì góc nghiêng β của đường xoắn trục vít phải lớn hơn góc ma sát nhiều. Thường chọn $\beta = 20^\circ \div 30^\circ$. Loại này có kết cấu phức tạp hơn vi sai cam.



Hình 7.9. Vi sai trục vít. 1,5. Bánh vít ; 2,3,4. Bánh vít hành tinh.

Bộ vi sai giữa cầu sau và cầu giữa có kết cấu kiểu đối xứng bánh răng nón (hình 7.12).



Hình 7.12. Nguyên lý cấu tạo bộ vi sai đối xứng kiểu bánh răng nón đặt giữa cầu sau và cầu giữa xe Ural-375.

Ở một số xe có yêu cầu cao về tính cơ động như VAZ-2121 (sản xuất năm 1977 ở Liên Xô) có đặt bộ vi sai đối xứng thường xuyên giữa cầu trước và cầu sau (hình 1.9; chương 1).

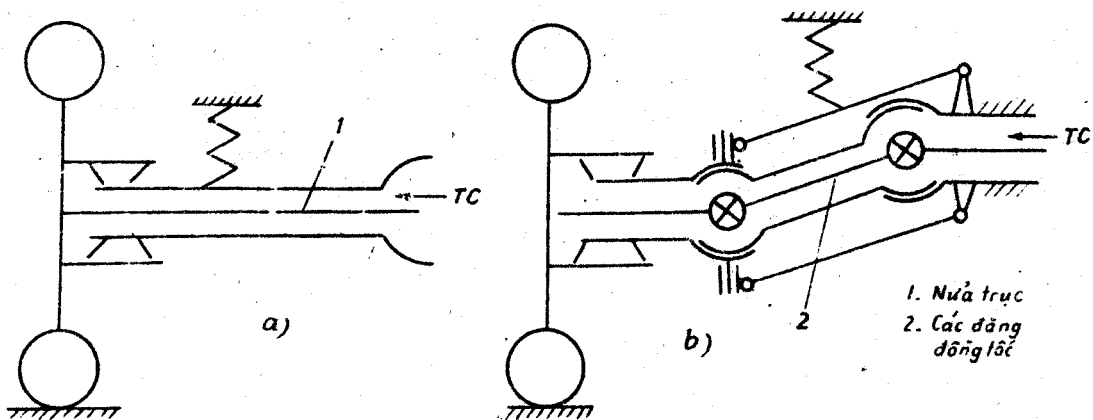
CHƯƠNG 8

TRUYỀN ĐỘNG ĐẾN CÁC BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

1. Công dụng yêu cầu, phân loại.

1.1. Công dụng: dùng để truyền mômen quay từ truyền lực chính tập trung đến bánh xe chủ động. Có hai hình thức (hình 8.1).

- Dùng nửa trục cho những xe có hệ thống treo phụ thuộc (hình 8.1a)
- Dùng khớp các đăng đồng tốc cho những xe có hệ thống treo độc lập hoặc làm thêm nhiệm vụ dẫn hướng (hình 8.1b).



Hình 8.1. Truyền động đến các bánh xe chủ động.
1. Nửa trục; 2. Các đăng đồng tốc.

1.2. Yêu cầu.

— Với bất kì hệ thống treo nào, truyền động đến các bánh xe chủ động phải đảm bảo truyền hết mômen xoắn.

— Khi truyền mômen xoắn vận tốc góc của các bánh xe không đổi chỉ cho loại không dẫn hướng mà cả loại dẫn hướng.

1.3. Phân loại.

— Theo kết cấu phân thành loại cầu liền và cầu rời.

— Theo mức độ chịu lực hướng kính và lực chiều trục phân thành: Nửa trục không giảm tải, nửa trục giảm tải một nửa, nửa trục giảm tải ba phần tư (3/4), nửa trục giảm tải hoàn toàn.

Xét về mặt cấu tạo, vỏ cầu thuộc bộ phận vận hành, nhưng về mặt phân tích lực tác dụng, cụm vỏ cầu, moay σ — nửa trục có mối liên quan đến nhau cho nên chúng tôi xếp chung là truyền động đến bánh xe chủ động.

2. Các phương án kết cấu.

Cụm chi tiết nửa trục — moay σ vỏ cầu có thể sắp đặt theo các phương án như sau (hình 8.2).

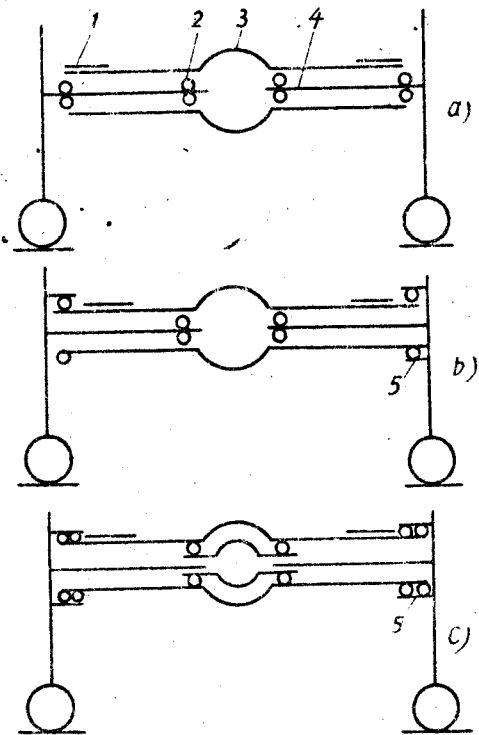
Trên cơ sở nhận thức có tính chất định tính, người ta đặt tên cho các phương án kết cấu nêu trong hình 8.2 như sau:

- a) Nửa trục không giảm tải.
- b) Nửa trục giảm tải một nửa.
- c) Nửa trục giảm tải hoàn toàn (*)

3. Phân tích lực tác dụng

Khi tính toán bền cho chi tiết của cụm nửa trục moay σ vỏ cầu người ta sử dụng chế độ tải trọng tĩnh và giả thiết rằng: Tải trọng động sinh ra trong quá trình dao động, lực va đập khi xe vượt qua các mô hoặc các hốc chướng ngại đều có đặc trưng giống nhau cho mỗi loại xe, xét đến ảnh hưởng của phần vượt tải nêu trên bằng hệ số an toàn cao.

Kiểm tra bền cụm chi tiết này được tiến hành trong ba trường hợp (**).



Hình 8.2. Các phương án kết cấu của cụm chi tiết bán trục moay σ vỏ cầu

a) Nửa trục không giảm tải, b) nửa trục giảm tải một nửa, c) nửa trục giảm tải hoàn toàn, 1. Nhíp, 2. ổ lăn, 3. vỏ cầu.

*) Còn có loại giảm tải ba phần tư hiệu quả nội lực tương tự như loại 8.2.b. chúng tôi không trình bày lặp lại ở mục này.

***) Không xét trường hợp bánh xe chịu phân lực thẳng đứng cực đại li đo đã giải thích trong giả thiết tính toán.

- a) Truyền lực kéo.
- b) Truyền lực phanh.
- c) Quay vòng và bắt đầu bị trượt ngang

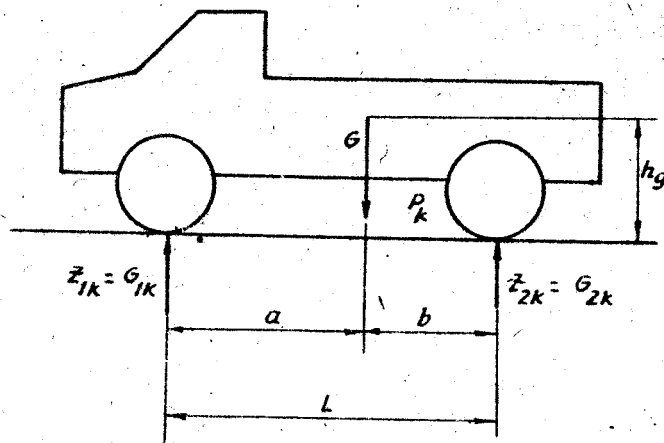
3.1. Xác định phân bố tải trọng cho cầu chủ động (giả thiết cầu sau)

a) Trường hợp truyền lực kéo

Sơ đồ lực tác dụng lên xe ô tô trong trường hợp truyền lực kéo được xây dựng với các giả thiết như sau :

— Xe chạy trên đường bằng (lực cản lên dốc $P_\alpha = 0$) với tốc độ đều (lực cản tăng tốc $P_i = 0$).

— Bỏ qua lực cản lăn P_f và lực cản không khí P_w vì so với lực kéo P_k chúng đều có giá trị tương đối bé.



Hình 8.3. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô trong trường hợp truyền lực kéo.

Từ sơ đồ đã trình bày trên hình 8.3 có thể rút ra kết quả về tải trọng phân bố cho cầu sau là :

$$G_{2K} = G_2 \cdot m_{2K} \quad (8.1)$$

Trong đó : G_2 — Tải trọng phân bố cho cầu sau ở trạng thái tĩnh (khi xe đứng trên mặt phẳng ngang).

$$G_2 = \frac{G \cdot a}{L}$$

m_{2K} — Hệ số phân bố tải trọng cho cầu sau khi bánh xe chủ động truyền lực kéo. L — chiều dài cơ sở. a , khoảng cách cầu trước đến trọng tâm. G — trọng lượng xe.

$$m_{2K} = 1 + \frac{M_{\text{cmax}} \cdot i_{\text{max}} \cdot \eta \cdot h_g}{L \cdot r_{\text{BX}} \cdot G_2} \quad (8.2)$$

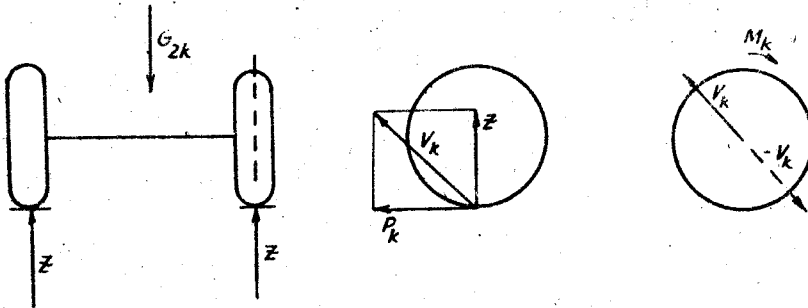
trong đó : i_{max} — thương số truyền cực đại của hệ truyền lực, η — hiệu suất truyền lực, r_{BX} — bán kính bánh xe. h_g — chiều cao trọng tâm.

Giá trị trung bình của m_{2K} như sau :

— Đối với xe con 1,2 — 1,4

— Đối với xe tải 1,1 — 1,2

Chúng ta có thể nghiên cứu tách rời cum chi tiết cầu sau với tải trọng G_{2K} theo sơ đồ hình 8.4.



Hình 8.4. Sơ đồ lực tác dụng lên cầu sau với tải trọng G_{2K} .

giá trị các lực như sau :

phản lực thẳng đứng
$$Z = \frac{G_{2K}}{2} \quad (8.3.a)$$

lực kéo
$$P_K = \frac{M_{e \max} \cdot i_{\max} \cdot \eta}{2 \cdot r_{BX}} \quad (8.3.b)$$

lực tổng hợp
$$V_k = \sqrt{Z^2 + P_K^2} \quad (8.3.c)$$

Mômen kéo
$$M_k = P_k \cdot r_{BX} = \frac{M_{e \max} \cdot i_{\max} \cdot \eta}{2} \quad (8.3.d)$$

b) Trường hợp truyền lực phanh.

Các giả thiết xây dựng sơ đồ lực tác dụng lên xe ôtô trong trường hợp này là :

— Xe bị phanh trên đường bằng nên $P_a = 0$,

— Khi phanh, tốc độ của xe giảm dần nên có thể bỏ qua lực cản không khí P_w và lực cản lăn P_f .

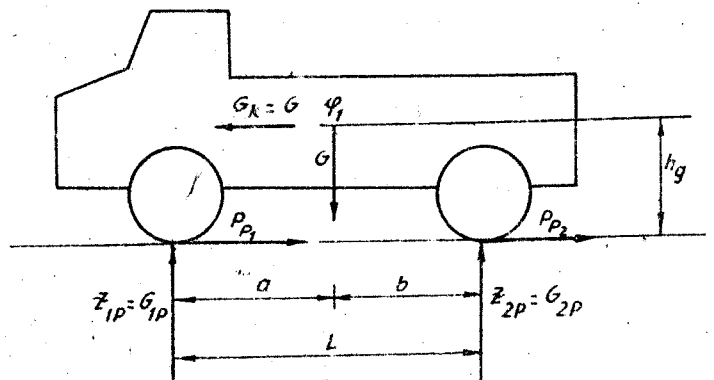
— Hệ số cường độ phanh

$$K = \frac{j}{g}$$

dảm bảo cho các bánh xe không bị trượt lê nghĩa là tổng cộng lực phanh, lực quán tính và lực bám bằng nhau : $\Sigma P_p = G \cdot K = G \cdot \varphi$, (j — gia tốc phanh, φ — hệ số bám, g — gia tốc trọng trường. G — Trọng lượng ôtô).

Tải trọng phân bố cho cầu sau trong trường hợp truyền lực phanh (hình 8.5) là :

$$G_{2P} = G_2 \cdot m_{2P} \quad (8.4)$$



Hình 8.5. Sơ đồ lực tác dụng lên ôtô trong trường hợp truyền lực phanh.

Trong đó: G_2 — Xem biểu thức (8.1)

m_{2P} — Hệ số phân bố tải trọng cho cầu sau khi bánh xe chế động truyền lực phanh.

$$m_{2P} = 1 - \frac{q h_g}{a} \quad (8.5)$$

Giá trị trung bình của m_{2P} như sau:

- Đối với xe con : 0,8 — 0,85
- Đối với xe tải : 0,9 — 0,95

Trong tự như trường hợp trên, nghiên cứu tách rời cụm chi tiết cầu sau với tải trọng G_{2P} và thu được các biểu thức sau:

$$Z = \frac{G_{2P}}{2} \quad (8.6a)$$

$$P_p = \frac{G_{2P}}{2} \quad (8.6b)$$

$$V_p = \sqrt{Z^2 + P_p^2} \quad (8.6c)$$

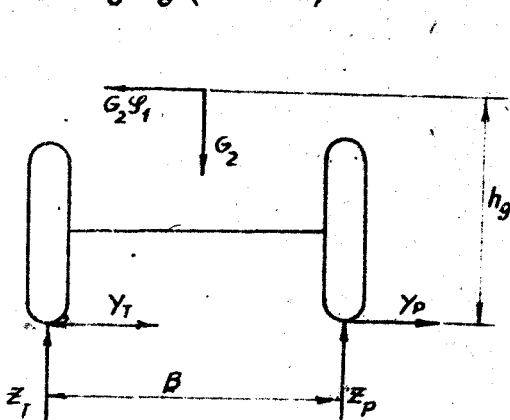
$$M_p = P_p \cdot R_{Bx} = \frac{G_{2P} \cdot q \cdot R_{Bx}}{2} \quad (8.6d)$$

c) Trường hợp xe quay vòng và bắt đầu bị trượt ngang.

Các giả thiết dùng để xây dựng sơ đồ lực tác dụng lên xe ôtô trong trường hợp này là:

— Bỏ qua tất cả các lực kéo P_k , phanh (P_p), lực cầu không khí P_w , lực cầu lăn P_f và lực cản lên dốc P_α .

— Phản lực của lực li tâm sinh ra khi quay vòng, vừa đạt đến giá trị phá vỡ mối quan hệ bám dính ngang của lốp với mặt đường: $P_{lt} = G_2 q'$, trong đó q' là hệ số bám ngang (hình 8.6).



Hình 8.6. Sơ đồ lực tác dụng lên cầu sau trong trường hợp xe quay vòng (sang phía phải)

phản lực thẳng đứng bánh trái:

$$Z_T = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2 \cdot q \cdot h_g}{B} \right) \quad (8.7a)$$

phản lực thẳng đứng bánh phải:

$$Z_P = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2q \cdot h_g}{B} \right) \quad (8.7b)$$

phản lực ngang bánh trái:

$$Y_T = Z_T \cdot q' \quad (8.7c)$$

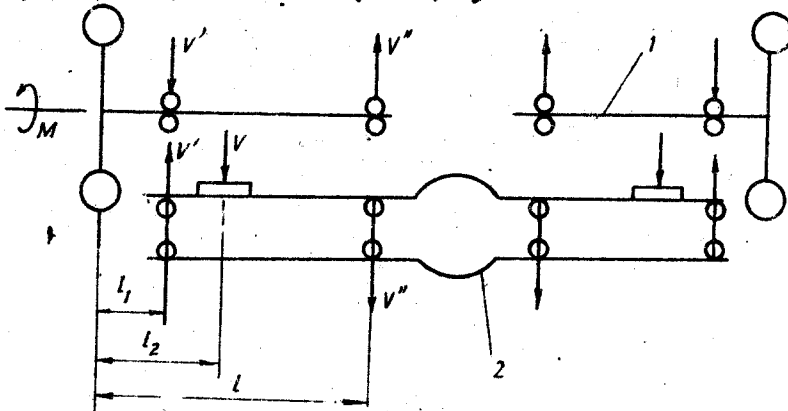
phản lực ngang bánh phải:

$$Y_P = Z_P \cdot q' \quad (8.7d)$$

3.2. Phân tích lực cho phương án nửa trục không giảm tải (hình 8.7)

Trong các xe ô tô hiện đại, phương án kết cấu nửa trục không giảm tải hầu như không còn sử dụng nữa, song ở đây xét sự phân tích lực cho nó nhằm mục đích hiểu rõ quá trình giải một bài toán cơ học cổ điển của cụm chi tiết nửa trục — vô cầu, làm cơ sở nhận thức đối với các trường hợp khác.

a) Tiến hành phân tích lực cho từng chi tiết riêng rẽ của cơ cấu hình số 8.2.a trong trường hợp truyền lực kéo và truyền lực phanh.



Hình 8.7. Sơ đồ lực tác dụng lên từng chi tiết

1. Nửa trục, 2. Vô cầu, trong trường hợp truyền lực kéo và truyền lực phanh.

Giải bài toán cơ học lí thuyết thu được công thức tính phản lực tại các ổ bi đỡ.

$$V' = V \cdot \frac{1}{1 - l_1} \quad (8.8)$$

$$V'' = V \cdot \frac{l_1}{1 - l_1} \quad (8.9)$$

Trong đó, V có thể là V_k (biểu thức 8.3c) đối với trường hợp truyền lực kéo, có thể là V_p (biểu thức 8.6.c) đối với trường hợp truyền lực phanh.

Dựa trên sơ đồ lực tác dụng có thể xây dựng được biểu đồ nội lực và xác định mặt cắt nguy hiểm (hình 8.8).

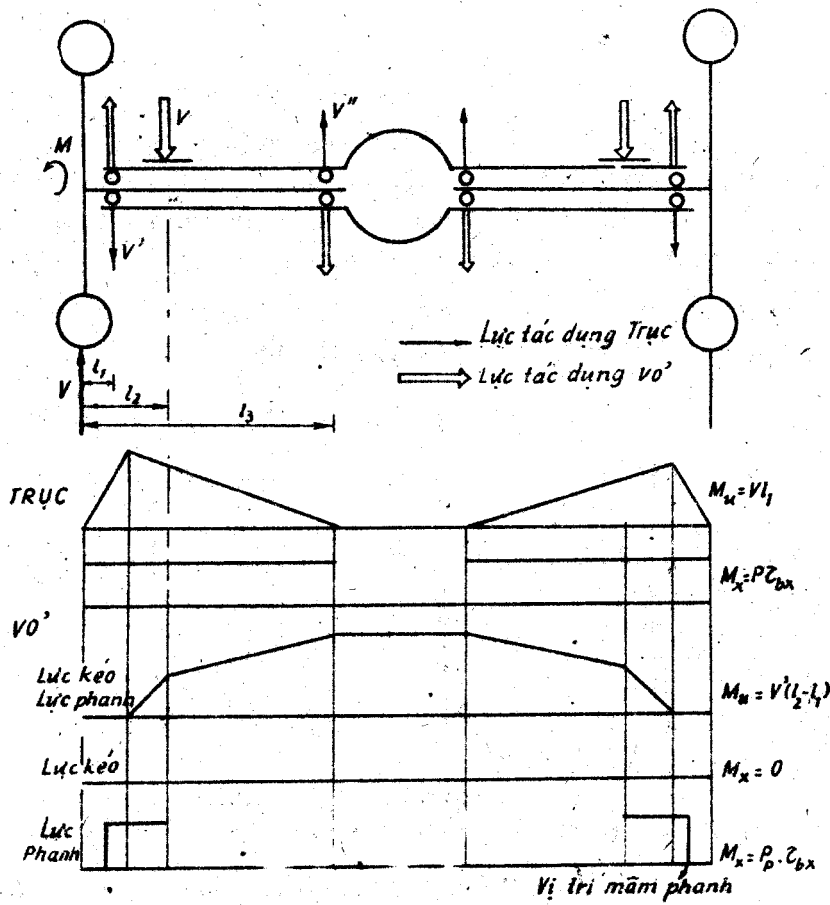
Sơ bộ nhận thấy: Nếu xét về chịu tải tổng hợp (uốn xoắn) đối với trục mặt cắt nguy hiểm là I-I (vị trí ổ bi đỡ phía ngoài) và đối với vỏ mặt cắt nguy hiểm là II-II (vị trí đặt nhíp).

b) Tương tự như mục a tiến hành phân tích lực đối với trường hợp quay vòng và bắt đầu trượt ngang (hình 8.9).

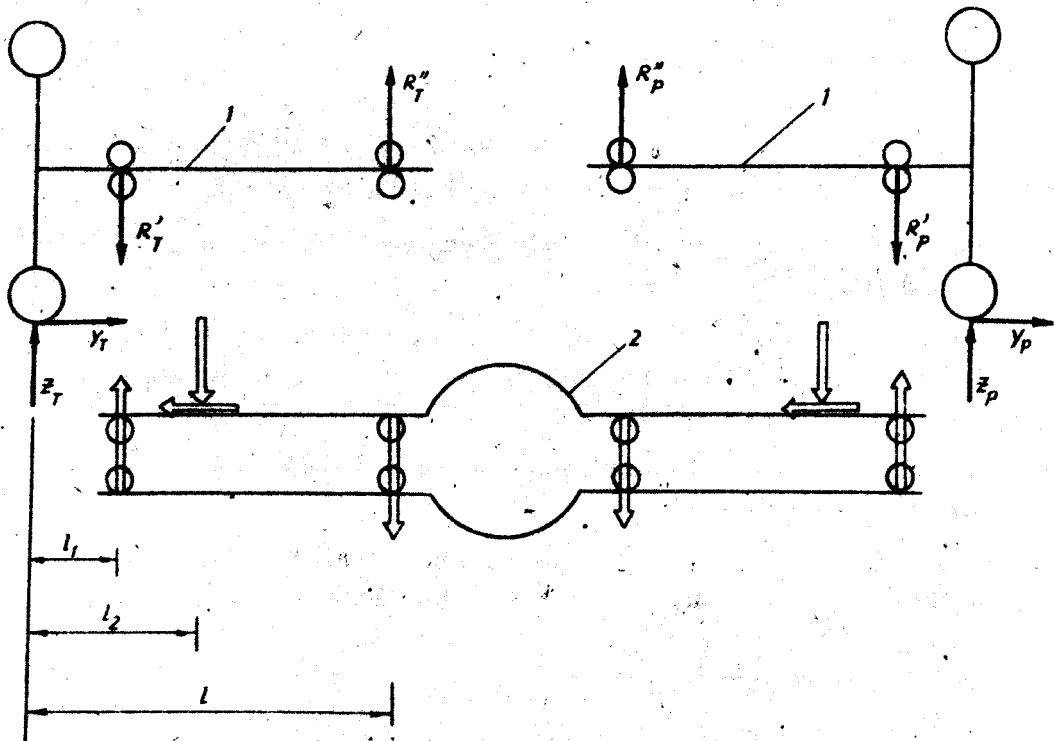
Giải các bài toán cơ học lí thuyết và sử dụng quan hệ $Y = \varphi' \cdot Z$ (φ' — hệ số bám ngang) sẽ thu được công thức tính phản lực tại các ổ bi đỡ.

$$\text{Nửa phía trái: } R_T' = \frac{Z_T \cdot (1 - \varphi' \cdot r_{BX})}{1 - l_1} \quad (8.10)$$

$$R_T'' = \frac{Z_T \cdot (l_1 - \varphi' \cdot r_{BX})}{1 - l_1} \quad (8.11)$$



Hình 8.8. Biểu đồ nội lực của Trục và vò (kết cấu: Nửa trục không giảm tải) trong trường hợp truyền lực kéo và truyền lực phanh.



Hình 8.9. Sơ đồ lực tác dụng lên từng chi tiết
 1. Nửa trục, 2. Vò cầu trong trường hợp xe quay vòng và bắt đầu trượt ngang.
 T — Bên trái, P — Bên phải.

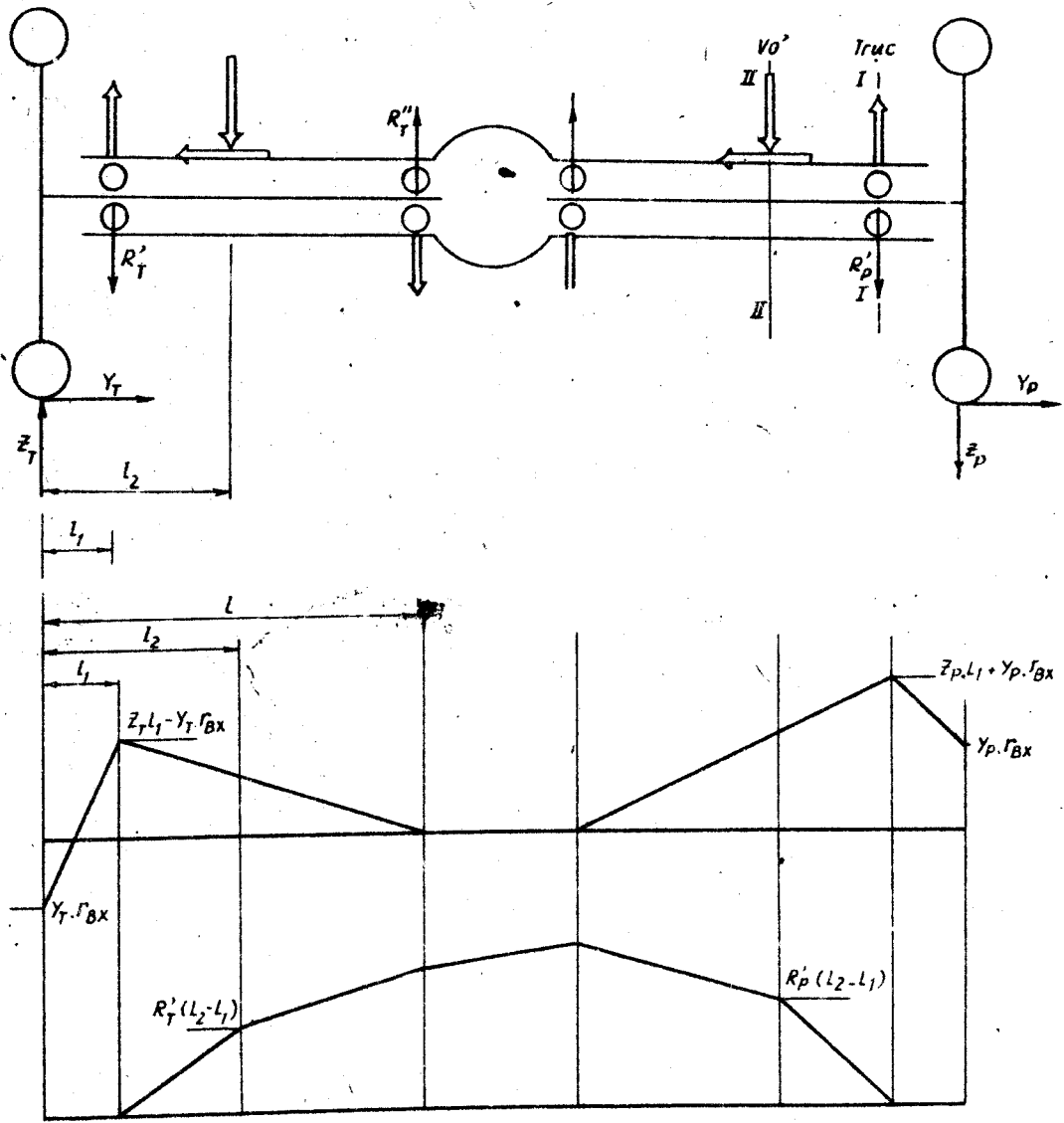
$$\text{Nửa phía phải: } R'_p = \frac{Z_p \cdot (1 + \varphi' \cdot r_{BX})}{1 - l_1} \quad (8.12)$$

$$R''_p = \frac{Z_p \cdot (l_1 + \varphi' \cdot r_{BX})}{1 - l_1} \quad (8.13)$$

Trong đó: Z_T — xem biểu thức (8.7a), Z_p : xem biểu thức (8.7b)

Dựa trên sơ đồ lực tác dụng có thể xây dựng được biểu đồ nội lực và xác định mặt cắt nguy hiểm (hình 8.10).

Tổng hợp các nội lực tại mặt cắt nguy hiểm xem bảng 8.1



Hình 8.10. Biểu đồ nội lực của trục và vỏ (kết cấu: bán trục không giảm tải) trong trường hợp xe quay vòng

Bảng tổng hợp nội lực tại các mặt cắt nguy hiểm

Tiết diện nguy hiểm của chi tiết	Trường hợp tính toán	Mômen uốn M_u	Mômen xoắn M_x
Trục	truyền lực kéo	$V_k \cdot l_1$	$P_k \cdot R_{BX}$
I-I	truyền lực phanh	$V_p \cdot l_1$	$P_p \cdot R_{BX}$
	Xe quay vòng về phía phải	$Z_p(l_1 + \varphi' \cdot r_{BX})$	—
Vỏ	truyền lực kéo	$V_k \cdot \frac{1}{1-l_1} (l_2 - l_1)$	—
II-II	truyền lực phanh	$V_p \cdot \frac{1}{1-l_1} (l_2 - l_1)$	$P_p \cdot R_{BX}$
	Xe quay vòng về phía phải	$Z_p \cdot \frac{(1 + \varphi' \cdot r_{BX})l_2 - l_1}{1-l_1}$	—

Trong đó: V_k xem biểu thức (8.3c)

$$V_p \quad \text{—} \quad (8.6c)$$

$$P_k \quad \text{—} \quad (8.3b)$$

$$P_p \quad \text{—} \quad (8.6b)$$

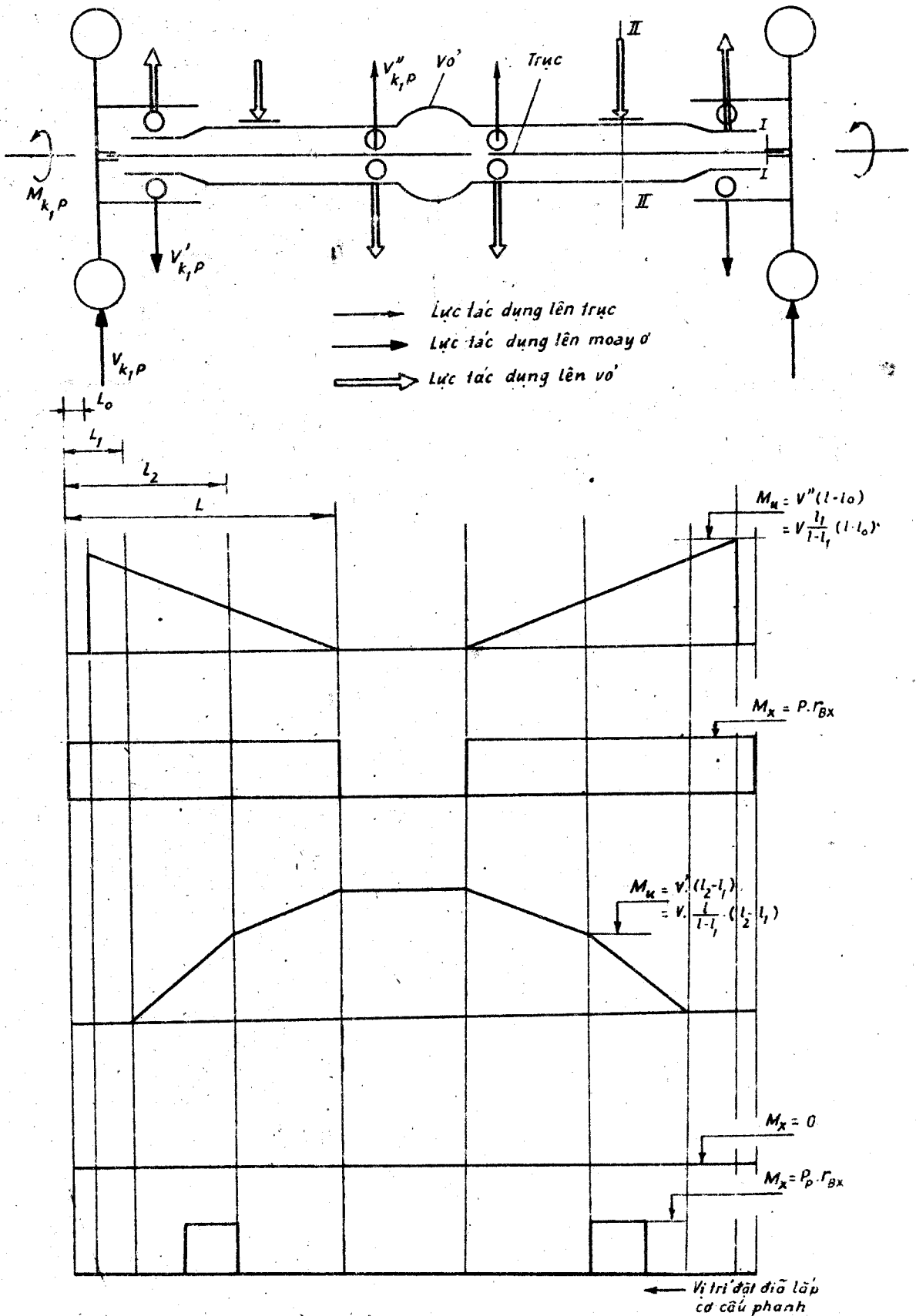
$$Z_p \quad \text{—} \quad (8.7b)$$

3.3. Phân tích lực cho phương án nửa trục giảm tải một nửa (hình 8.11).

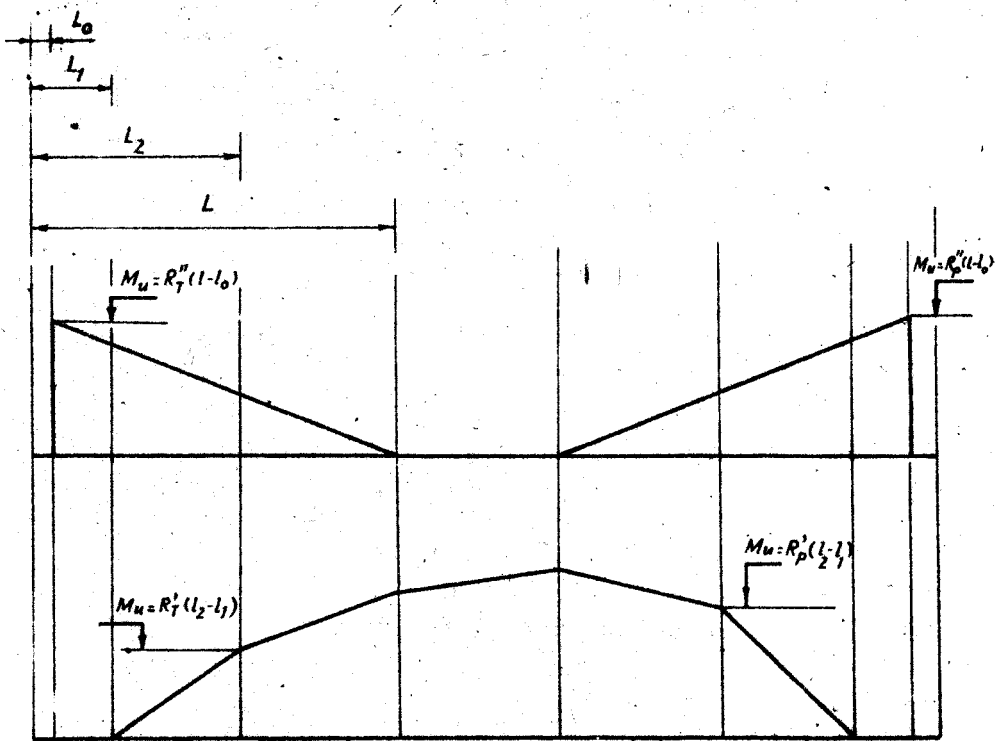
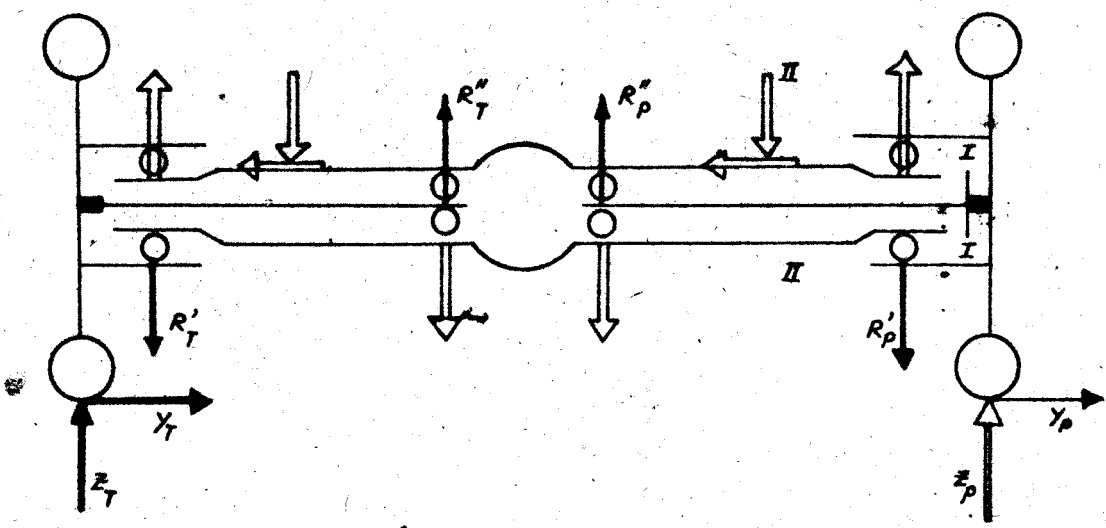
Dùng phương pháp như đã trình bày ở mục trên được kết quả như sau.

b) Trường hợp xe quay vòng và bắt đầu trượt ngang (hình 8.12).

Tổng hợp nội lực tại mặt cắt nguy hiểm xem bảng 8.2



Hình 8.11. Biểu đồ nội lực của trục và vòm (kết cấu: Nửa trục giảm tải một nửa) trong trường hợp truyền lực kéo và truyền lực phanh.



Hình 8.12. Biểu đồ nội lực của trục và vò (kết cấu : Nửa trục giảm tải một nửa) trong trường hợp xe quay vòng (bỏ qua kéo nén).

Bảng tổng hợp nội lực tại một cắt ngang hình

Tiết diện ngang hình của chi tiết	Trường hợp tính toán	Mômen uốn M_u	Mômen xoắn M_x
Trục	truyền lực kéo	$V_k \cdot \frac{l_2}{1-l_1} (1-l_0)$	$P_k \cdot r_{BX}$
	truyền lực phanh	$V_p \cdot \frac{l_2}{1-l_1} (1-l_0)$	$P_p \cdot r_{BX}$
I-I	Xe quay vòng về phía phải	$Z_p = \frac{(l_1 + \varphi' \cdot r_{BX})}{1-l_1} (1-l_0)$	
Vỏ II-II	Truyền lực kéo	$V_k \cdot \frac{1}{1-l_1} (l_2 - l_1)$	
	Truyền lực phanh	$V_p \cdot \frac{1}{1-l_1} (l_2 - l_1)$	$P_p \cdot r_{BX}$
	Xe quay vòng về phía phải	$Z_p = \frac{(1 + \varphi' \cdot r_{BX})}{1-l_1} (l_2 - l_1)$	

Trong đó: V_k xem biểu thức (8.3c)

$$V_p \quad \text{—} \quad (8.6c)$$

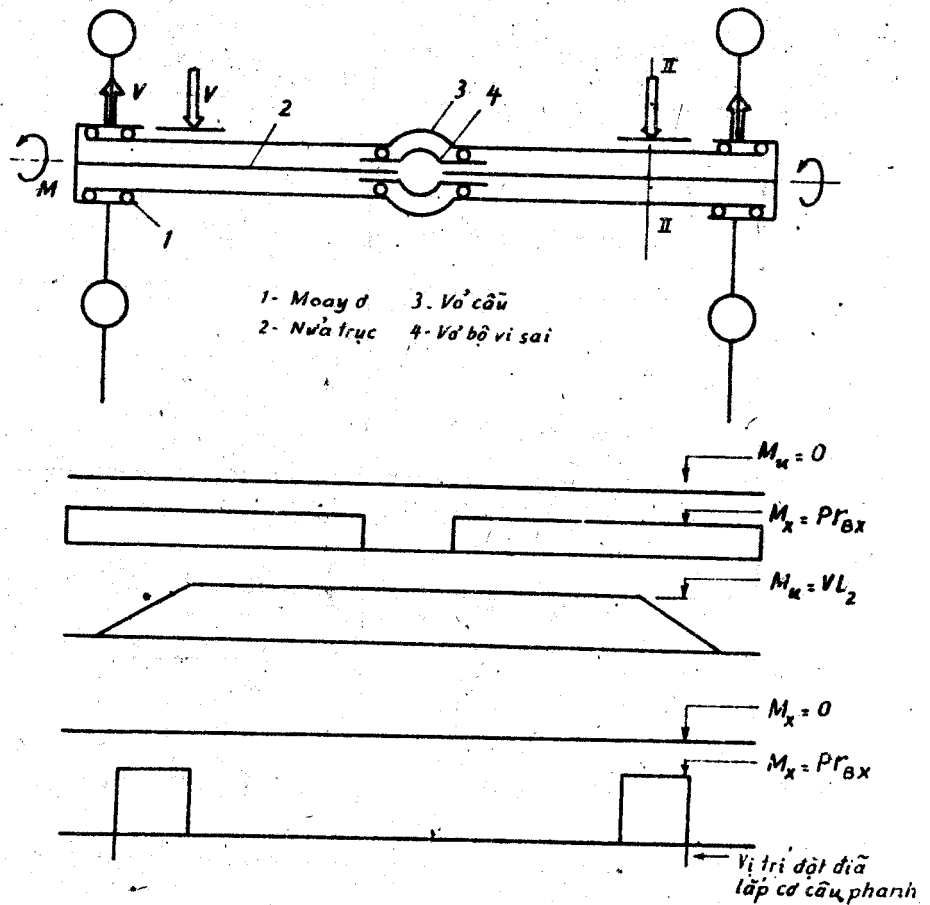
$$P_k \quad \text{—} \quad (8.3b)$$

$$P_p \quad \text{—} \quad (8.6b)$$

$$Z_p \quad \text{—} \quad (8.7b)$$

3.4. Phân tích lực cho phương án nửa trục giảm tải hoàn toàn

a) Trường hợp truyền lực kéo và truyền lực phanh.



Hình 8.13. Biểu đồ nội lực của trục và vỏ (kết cấu: nửa trục giảm tải hoàn toàn) trong trường hợp truyền lực kéo và truyền lực phanh.

b) Trường hợp xe quay vòng và bắt đầu bị trượt ngang.

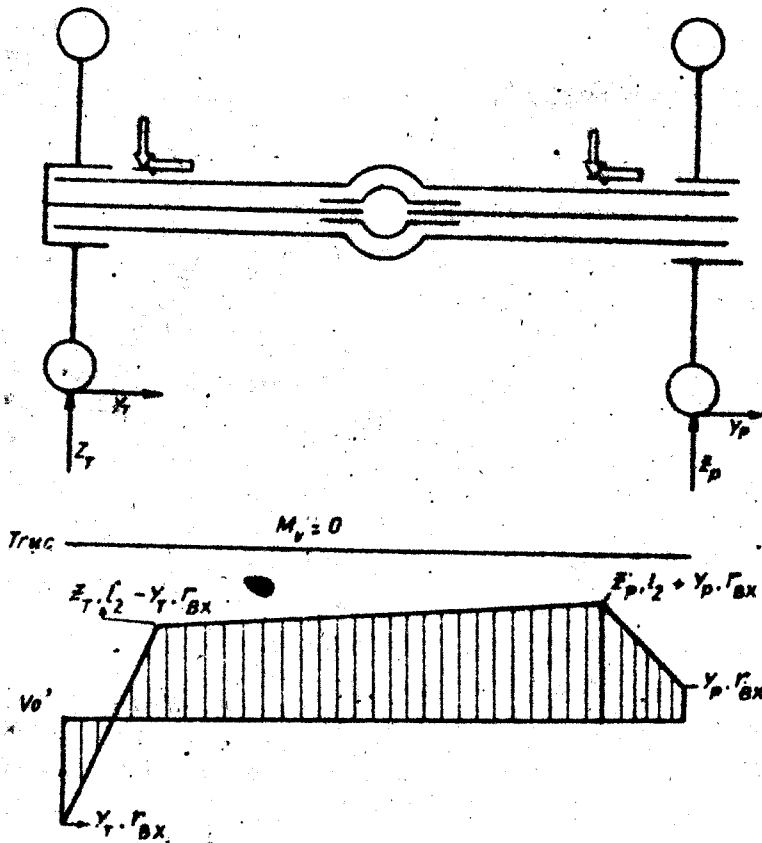
c) Nội lực tại mặt cắt nguy hiểm của vỏ cầu.

— truyền lực kéo : $M_u = V_k \cdot l_2$

— Truyền lực phanh : $M_u = V_p \cdot l_2$, $M_x = P_p \cdot r_{BX}$

— Xe quay vòng : $M_u = Z_p(l_2 + \psi r_{BX})$

Người ta gọi đây là nửa trục giảm tải hoàn toàn vì nó chịu mômen xoắn tác dụng, trong moay-ơ lắp các ổ bi còn để triệt tiêu lực dọc trục.



Hình 8.14. Biểu đồ nội lực của trục và vỏ (kết cấu: Nửa trục giảm tải hoàn toàn) trong trường hợp xe quay vòng.

4. Tính toán bền và chọn vật liệu.

4.1. Tính toán bền.

Mục 8.3 đã nghiên cứu phương pháp xác định nội lực tại các mặt cắt nguy hiểm, thông thường đồng thời chịu uốn và xoắn. Dựa theo giáo trình « sức bền vật liệu » có thể tính toán bền theo 3 lý thuyết như sau :

$$\sigma_{th} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{th} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{th} = \frac{1-\alpha}{2} \sigma + \frac{1+\alpha}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]$$

4.2. Vật liệu chế tạo các chi tiết cụm vỏ cầu — nửa trục.

Nửa trục được chế tạo bằng thép cán hoặc rèn, vật liệu chủ yếu là thép các bon trung bình và thép hợp kim 40X, 40XHM, 30 Γ CA... hoặc thép các bon thường 35, 40. Sau khi rèn phải thường hóa, tôi trong dầu, ram. Độ cứng của nửa trục làm bằng thép hợp kim là HB350-420.

Để tăng độ bền của nửa trục, cần thiết phải cường hóa bằng cách phun hạt cứng hoặc lăn ép.

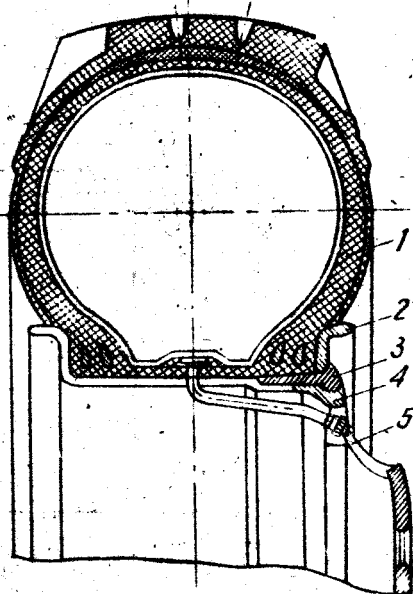
5. Bánh xe và lớp ôtô.

5.1. Bánh xe ôtô.

Bánh xe ôtô có nhiệm vụ truyền các lực và các mômen tác dụng giữa dầm cầu và đường, đảm bảo hướng chuyển động, giảm tải trọng cho xe khi qua đường gồ ghề.

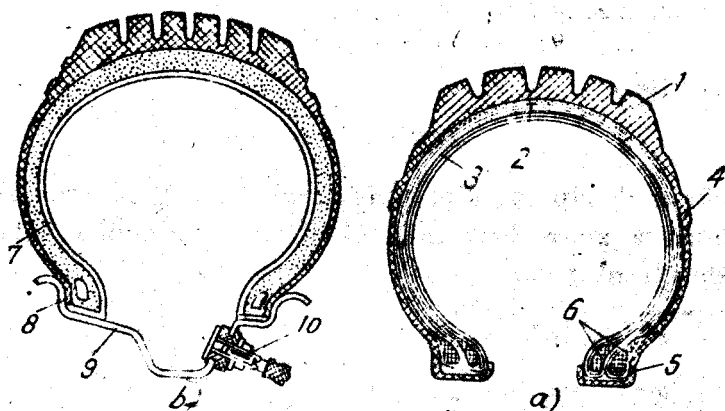
Bánh xe ôtô, theo công dụng có các loại: chủ động, bị động, dẫn hướng. Yêu cầu chủ yếu đối với bánh xe là chi phí năng lượng cho lăn là ít nhất và giữ được hướng chuyển động của ôtô.

Cấu tạo của vành bánh xe phải đảm bảo lắp và giữ được lớp. Vành bánh xe (hình 8.15) có khóa 3 nhằm tháo lắp lớp được dễ dàng. Vành bánh xe và trống phanh được nối ghép với moay-ơ bằng các bu-lông và đĩa bánh xe. Ở các xe tải hạng nặng, đĩa bánh xe được thay thế bằng các nan hoa, nhờ thế trọng lượng của bánh xe được giảm đi khoảng 10 – 15% so với loại bánh xe có đĩa bánh xe.



Hình 8.15. Bánh xe ôtô.

1. Lớp, 2. Vành, 3. Khóa, 4. Vành trong, 5. Đĩa bánh xe.



Hình 8.16. Lớp dạng tôrôit.

a) Loại có sấm, b) Loại không sấm,

1. mặt lớp, 2. phần giảm chấn, 3. khung lớp, 4. phần bên
5. thành lớp, 6. tanh lớp, 7. lớp bao kín, 8. lớp cao su bao kín
9. Vành, 10. Van.

a) Lớp thường: (loại lớp có sấm) còn gọi là loại tôrôit, được sử dụng rộng rãi hiện nay. Theo hình 8.16a cấu tạo của loại lớp này có phần chạy, 1 chế tạo bằng

5.2. Lớp ôtô.

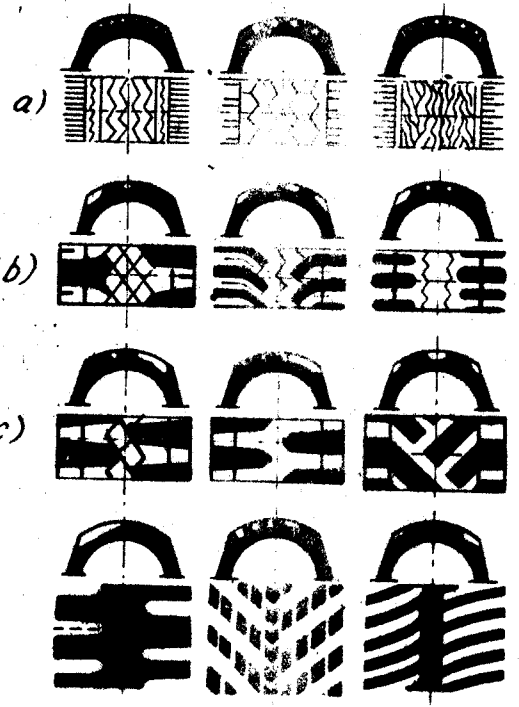
Theo phương pháp bao kín lớp xe có hai loại: Lớp thường và lớp không sấm. Theo hình dáng ngoài có các loại như lớp thường, lớp rỗng bán, lớp vòng cung, lớp kiểu con lăn, lớp có hoa lớp tháo rời PC. Các yêu cầu cơ bản của lớp ôtô là phải đảm bảo chất lượng bám cao (giữa ôtô và đường) áp suất trên nền đất nhỏ, có tính chống mòn và chịu nhiệt độ cao.

cao su có tính bền và tính chống mòn cao. Trên mặt lớp có hoa lớp nhằm tăng độ bám của lớp với mặt đường. Loại hoa lớp nhỏ (hình 8.17a) sử dụng cho xe chạy trên các loại đường phủ cứng. Loại hoa lớp (hình 8.17b) sử dụng cho xe chạy đường hỗn hợp. Loại hoa lớp to (hình 8.17c) sử dụng cho xe chạy trên đường đất xấu. Phần khung lớp 3 (hình 8.16a) làm bằng vải lớp vải bọc cao su, mỗi lớp dày khoảng 1,0 — 1,5mm, xếp đan chéo nhau. Đối với lớp dùng cho xe con có khoảng 4 ÷ 6 lớp, còn trong lớp dùng cho xe tải và xe khách có khoảng 6 ÷ 14 lớp. Khung lớp là phần chịu tải trọng chính của lớp và chất lượng của nó phụ thuộc vào độ bền, độ đàn hồi, độ chống mòn và các chất lượng khác của lớp.

Các sợi vải của khung lớp làm bằng vải bông hoặc vải tổng hợp (Kaprôn, perlôn...).

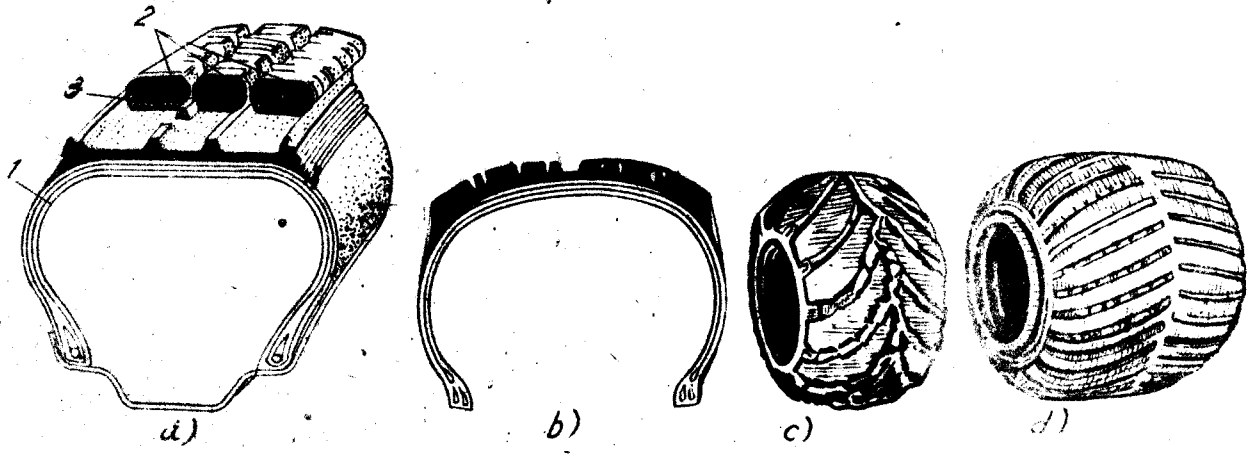
Phần giảm chấn 2 dày khoảng 3 — 7mm có tác dụng giảm va đập lên khung lớp. Trong quá trình xe chạy, nhiệt độ của phần này có thể tới 110 — 120°C, do đó nó được chế tạo bằng vật liệu chịu nhiệt, phần bên 4 bảo vệ cho khung lớp. Trong thành 5 có tanh 6.

b) Lớp không sẫm : Lớp không sẫm ngày càng được sử dụng nhiều vì kết cấu đơn giản và an toàn cao. Lớp bao kín 7 (hình 8.18b) dày 1,5 — 3mm được bọc ngoài bằng lớp cao su 8 lớp trên vành xe 9 có then 10. Lớp bao kín được chế tạo bằng các hợp chất cao su có chất lượng cao. Chế độ nhiệt của loại lớp này thấp, do đó nó có tuổi thọ cao.



Hình 8.17. Hoa lớp

- a) Hoa lớp nhỏ.
- b) Hoa lớp vừa
- c) Hoa lớp to



Hình 8.18. Các loại lớp

- a) Lớp PC.
- b) Lớp rộng bản.
- c) Lớp vòng cung.
- d) Lớp cao su.

c) Lớp loại PC: đây là loại lớp có hoa lớp 2 (hình 8.18a) tháo rời, khi hoa lớp bị mòn có thể thay thế được. Trong phần khung lớp 1 các sợi vải bố trí theo hướng kính với một vài lớp mỏng làm tăng tính đàn hồi của lớp. Kết quả thí nghiệm cho hay loại lớp này có cản lăn thấp và chi phí nhiên liệu ít (giảm được 8 — 12%) vì chế độ nhiệt thấp (20 — 30°C).

d) Lớp rộng bản: Hình 8.18b dùng để thay thế cho hai lớp sau của xe tải nhằm tăng chất lượng sử dụng của lớp và của xe. So với lớp bình thường, trọng lượng của lớp rộng bản giảm khoảng 10 — 15%.

Sử dụng loại lớp này sẽ giảm được hệ số cản lăn, giảm chi phí nhiên liệu, tính cơ động tăng lên cho phép tăng tốc độ trung bình của ôtô.

e) Lớp vòng cung (hình 8.18c) thường dùng cho các loại ôtô có tính cơ động cao, chiều cao của gân hoa lớp khoảng 30 — 60mm, khoảng cách giữa các gân hoa lớp khoảng 100 — 250mm, áp suất trong của lớp vòng cung thấp.

h) Lớp kiểu con lăn (hình 8.18d) dùng cho ôtô có tính cơ động cao, chạy trên đường đất ướt. Áp suất trong của lớp thấp ($20 \div 70$)KN/m² đảm bảo cho lớp bám đường rất tốt.

CHƯƠNG 9

HỆ THỐNG TREO

I. Công dụng phân loại yêu cầu

1.1. Công dụng

Hệ thống treo dùng để nối đàn hồi giữa khung hoặc vỏ xe với các cầu (các bánh xe) của ôtô. Nhiệm vụ của hệ thống treo là giảm các tải trọng động và dập tắt các giao động của các bộ phận được treo.

Hệ thống treo của ôtô bao gồm các bộ phận sau:

— Bộ phận dẫn hướng: Xác định động học chuyển động của bánh xe, và truyền các lực kéo, lực phanh, lực bên và các mômen phản lực của chúng lên khung hoặc vỏ xe.

— Các phần tử đàn hồi nhận và truyền lên khung (vỏ) các lực thẳng đứng của đường. Làm giảm tải trọng động khi xe chạy trên đường không bằng phẳng, đảm bảo tính năng êm dịu của ôtô.

— Bộ phận giảm chấn : dùng để dập tắt các giao động thẳng đứng của khung vỏ sinh ra do ảnh hưởng của mặt đường không bằng phẳng.

Ở một số xe còn có thêm bộ ổn định (phần tử đàn hồi phụ) nhằm giảm giao động bên khi xe quay vòng.

1.2. Phân loại

a) Theo sơ đồ bố trí bộ phận dẫn hướng :

— Loại treo phụ thuộc với cầu liên (loại đơn giản, loại thẳng bằng).

— Loại treo độc lập với cầu cắt (các loại bánh xe dịch chuyển trong mặt phẳng dọc, mặt phẳng ngang, trong hai mặt phẳng, loại nẩy).

b) Theo các phần tử đàn hồi.

— Bằng kim loại (nhíp lá, lò xo xoắn, thanh xoắn)

— Loại khí (bầu cao su sợi, bầu màng, loại ống).

— Loại thủy lực, thủy khí.

— Loại cao su (nén, xoắn).

— Theo phương pháp dập tắt dao động.

— Loại giảm chấn thủy lực (tác dụng một chiều và hai chiều).

— Loại giảm chấn ma sát (ma sát trong bộ phận đàn hồi và trong bộ phận dẫn hướng).

1.3. Yêu cầu

— Đảm bảo cho ôtô có tính năng êm dịu tốt khi chạy trên đường cứng và bằng phẳng.

— Đảm bảo cho xe chạy với tốc độ giới hạn khi chạy trên đường xấu mà không có va đập lên các u ổ.

— Đảm bảo động học đúng của các bánh xe dẫn hướng khi chúng dao động trong mặt phẳng thẳng đứng.

— Dập tắt nhanh các dao động của thùng xe và vỏ xe.

— Giảm độ nghiêng bên của thùng xe khi quay vòng.

2. Hệ thống treo phụ thuộc

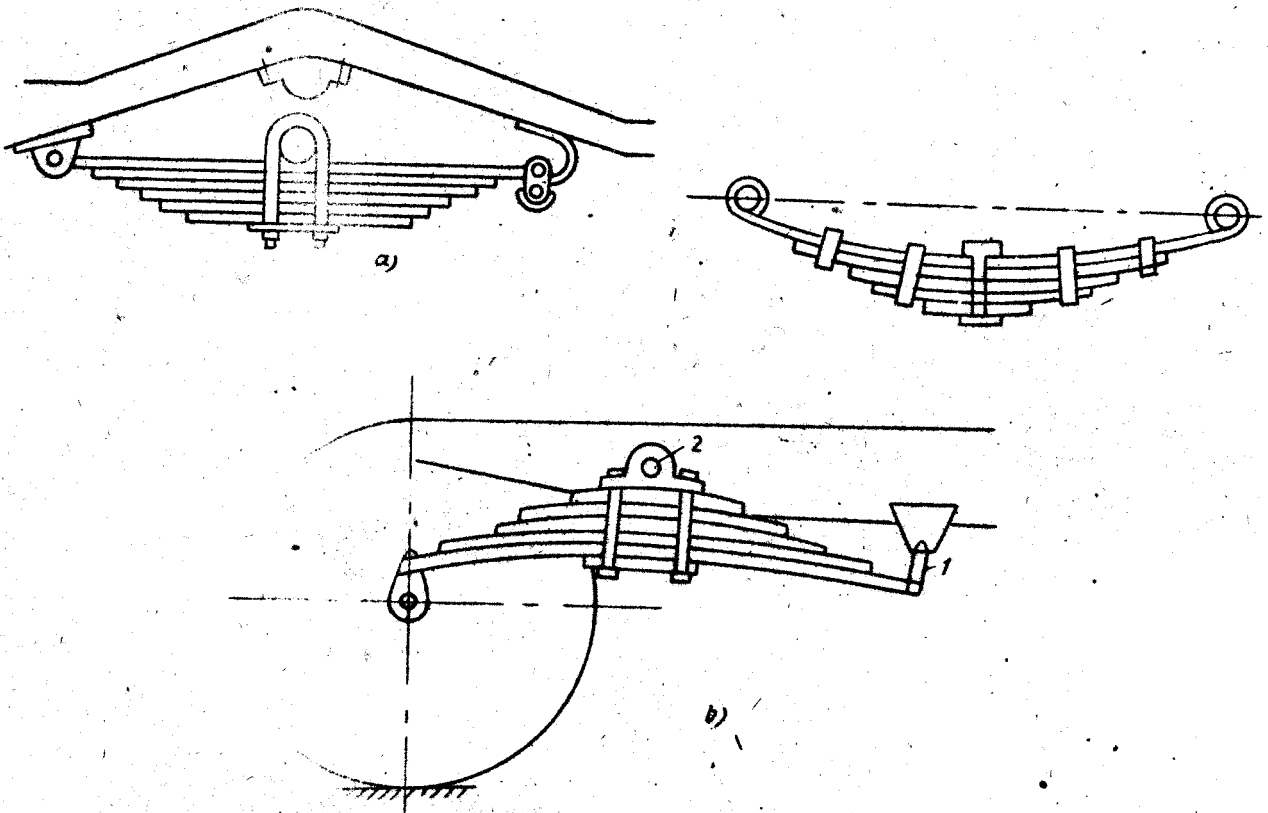
Hệ thống treo phụ thuộc loại nhíp và lò xo được sử dụng phổ biến nhất trên các loại ôtô.

2.1. Hệ thống treo phụ thuộc loại nhíp.

Hệ thống treo phụ thuộc loại nhíp gồm có các lá nhíp và các bộ phận dùng để bắt chặt các phần tử đàn hồi bố trí dọc theo xe. Hệ thống treo nhíp có hai loại : loại nửa ê-líp và loại đảo lật. Ở loại nhíp nửa ê-líp (hình 9.1a) phần khối lượng không được treo-bắt chặt ở giữa nhíp còn hai đầu nhíp nối với phần được treo của ôtô bằng các

khớp. Ở nhíp đảo lật (hình 9.1b) phần không được treo nối với đầu nhíp bằng chốt, còn phần được treo nối với nhíp bằng quang nhíp 1 và khớp quay 2.

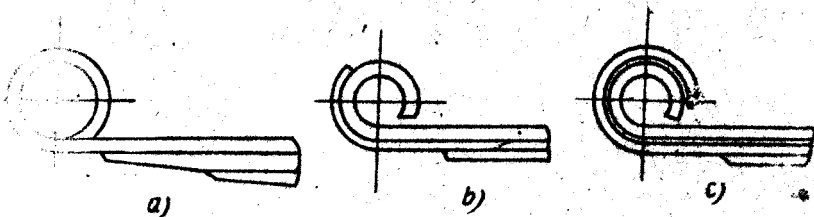
Các lá nhíp được định vị bằng bulông xuyên tâm 1 (hình 9.1c) hoặc các vấu, và được ghép thành bộ bằng các quang 2.



Hình 9.1. Hệ thống treo phụ thuộc loại nhíp

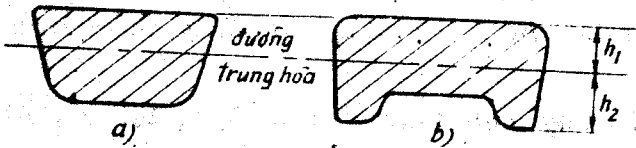
a) Nhíp nửa ê-líp; b) Nhíp đảo lật; c) Bộ nhíp và các lá nhíp.

Khi tải trọng tác dụng lên nhíp không lớn lắm (xe con) tại nhíp chỉ uốn ở lá nhíp chính, còn lá nhíp tiếp theo được làm ngắn hơn để giảm độ cứng (hình 9.2a). Khi tải trọng tác dụng lớn, tại nhíp được gia cường thêm bằng cách uốn lá nhíp thứ hai đến gần trục thẳng đứng (hình 9.2b) hoặc uốn theo cả vòng, nhưng có khe hở giữa các lá nhíp để chúng có thể biến dạng được (hình 9.2c). Khi đó lá nhíp chính không chịu uốn, mà chỉ truyền lực kéo.



Hình 9.2. Các loại tại nhíp.

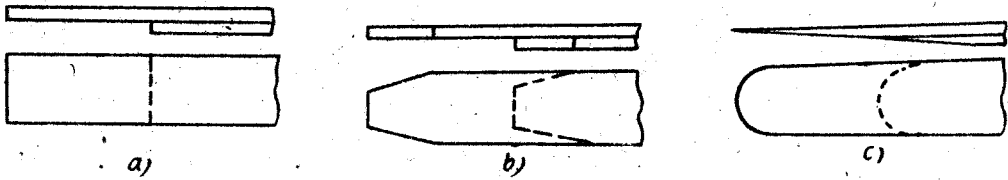
a) Tại nhíp đơn, b,c) Tại nhíp kép có gia cường.



Hình 9.3. Tiết diện các lá nhíp
a) Tiết diện thang, b) Tiết diện lõm

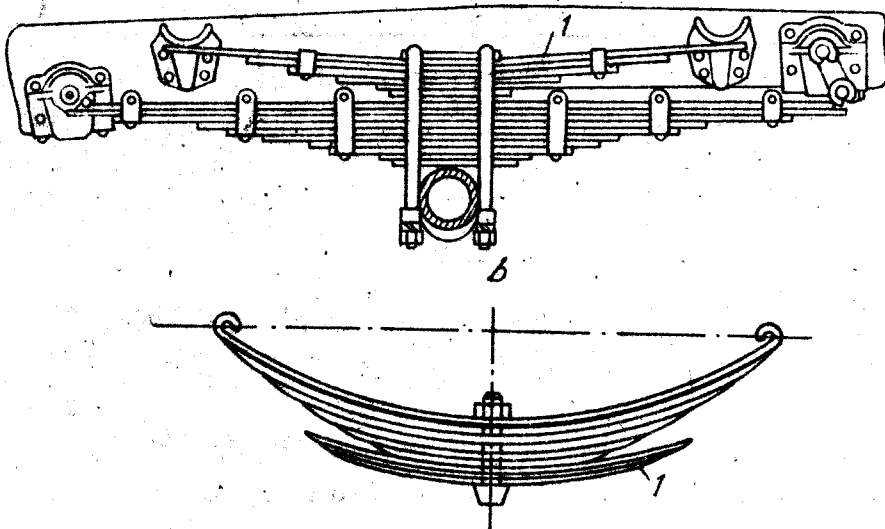
Khi làm việc, mặt trên của lá nhíp chịu kéo, còn mặt dưới chịu nén. Do tính chất của kim loại chịu kéo kém, người ta thiết kế tiết diện có các dạng như hình 9.3 để nâng cao đường trung hòa, nhằm tăng tuổi thọ các lá nhíp.

Đầu các lá nhíp có các dạng hình 9.4 thẳng vuông góc, dạng thang, dạng trái xoan. Hai dạng sau có tuổi thọ cao hơn, nhưng công nghệ chế tạo phức tạp.



Hình 9.4. Đầu các lá nhíp
a) Vuông góc, b) Thang, c) Trái xoan

Ở các xe tải, do sự chênh lệch về tải trọng tác dụng lên nhíp khi có hàng và không có hàng quá lớn, người ta sử dụng thêm bộ nhíp phụ, bộ nhíp này (1) có thể đặt trên (hình 9.5a) hoặc đặt dưới (hình 9.5b) bộ nhíp chính.



Hình 9.5. Phương án đặt nhíp phụ
a) Nhíp phụ đặt phía trên. b) Nhíp phụ đặt phía dưới.

Trước khi lắp thành hệ các lá nhíp được bôi mỡ phân chỉ để giảm ma sát giữa chúng với nhau.

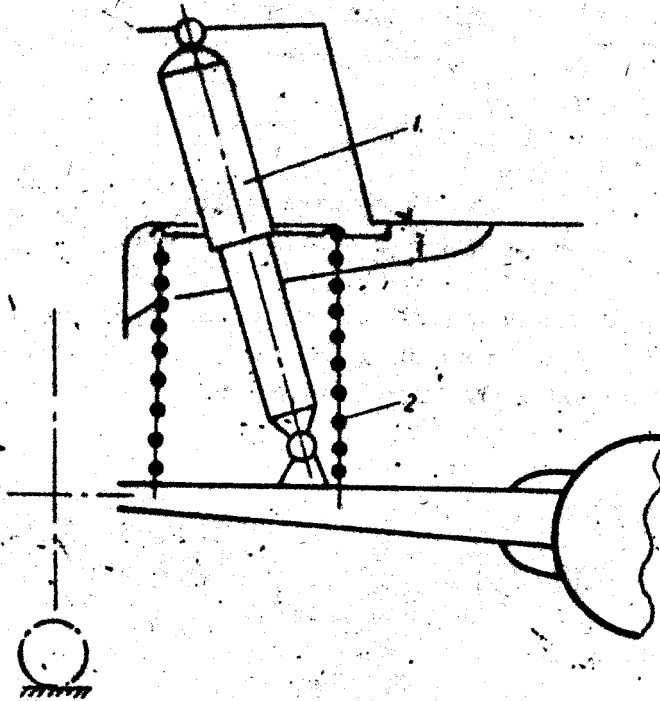
Ngày nay ở một số xe người ta sử dụng loại nhíp có một lá nhíp có dạng như một dầm chống uốn đều.

Nhược điểm của nhíp lá là trọng lượng lớn, độ bền thấp, ưu điểm chủ yếu là kết cấu đơn giản, dễ bảo dưỡng.

Trong xe con và xe tải có trọng tải trung bình, thường sử dụng hệ thống treo loại nhíp ở cầu chủ động với nhiệm vụ truyền tất cả các lực qua nhíp lên khung, vỏ xe. Còn ở xe khách và xe tải cỡ lớn, lực kéo lại truyền qua các thanh đẩy đặc biệt.

2.2. Hệ thống treo phụ thuộc loại lò xo :

Loại này chủ yếu sử dụng ở các cầu sau chủ động của ô tô con (hình 9.6) gồm có giảm chấn 1, lò xo 2 ; các thanh phần lực dọc và ngang (để truyền các lực bên, phanh, kéo từ bánh xe qua cầu lên vỏ xe).



Hình 9.6. Hệ thống treo phụ thuộc loại lò xo ở cầu chủ động
1. Giảm chấn, 2. Lò xo

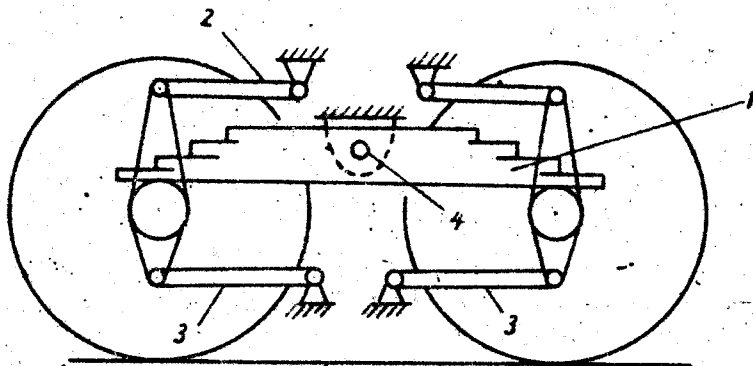
Các thanh phần lực là bộ phận dẫn hướng của loại treo này.

So với hệ thống treo loại nhíp thì loại lò xo có trọng lượng nhỏ, tuổi thọ cao ; nhược điểm chủ yếu là phải thêm các bộ phận giảm chấn và dẫn hướng.

2.3. Hệ thống treo thẳng bằng.

Ở các ô tô ba cầu, để tải trọng thẳng đứng tác dụng lên cầu giữa và cầu sau bằng nhau, người ta sử dụng hệ thống treo thẳng bằng (hình 9.7) có phần tử đàn hồi là nhíp 1

đóng vai trò đòn thăng bằng, nó không chịu các lực dọc và các mômen phản lực. Các cầu được nối với khung bằng hệ đòn dẫn hướng 2 và 3 (thường một đòn 2 và hai đòn 3 cho một cầu). Các lực dọc và mômen phản lực truyền lên khung qua các đòn này. Đặc tính dịch chuyển của các bánh xe trong mặt phẳng dọc sẽ phụ thuộc vào bốn khâu bản lề tạo bởi tâm các khớp nối của các đòn dẫn hướng. Phần giữa của nhíp nối với khung bằng trục lắc 4, hai đầu nhíp tỳ lên hai dầm cầu.



Hình 9.7. Hệ thống treo thăng bằng
1. Bộ nhíp. 2,3. Đòn dẫn hướng. 4. Trục

Về mặt động học, bộ phận hướng của hệ thống treo thăng bằng phải thỏa mãn các yêu cầu sau :

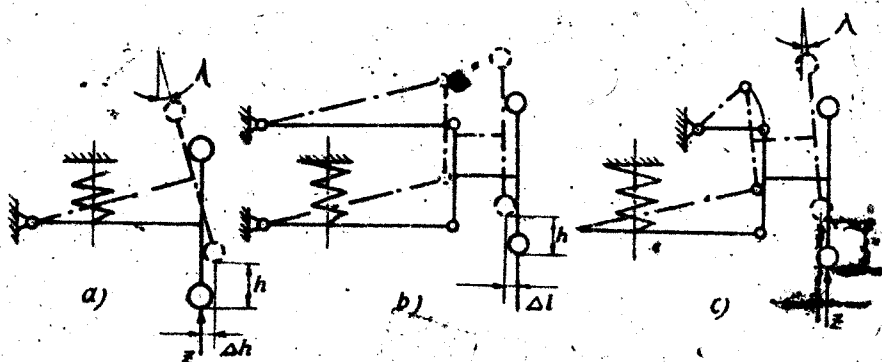
— Hạn chế đến mức thấp nhất độ dịch chuyển ngang của nhíp so với dầm cầu để các bề mặt làm việc của hệ nhíp và cầu ít bị mòn.

— Giảm đến mức tối đa độ dịch chuyển góc của các cầu, vì điều đó ảnh hưởng tới sự hao mòn và độ bền lâu của trục các đăng.

3. Hệ thống treo độc lập

Hệ thống treo độc lập thường được dùng ở cầu dẫn hướng xe con, nhằm làm tăng tính êm dịu vận hành, tính điều khiển, và tính ổn định của ôtô.

Tùy theo đặc tính dịch chuyển của bánh xe trong hệ thống treo độc lập có các loại sau : loại bánh xe dịch chuyển trong mặt phẳng ngang ; trong mặt phẳng dọc ; trong hai mặt phẳng, loại nén.



Hình 9.8. Động học hệ thống treo có bánh xe dịch chuyển trong mặt phẳng ngang
a) Loại 1 đòn, b) Loại 2 đòn bằng nhau, c) Loại 2 đòn không bằng nhau.

Hệ thống treo có bánh xe dịch chuyển trong mặt phẳng ngang có.

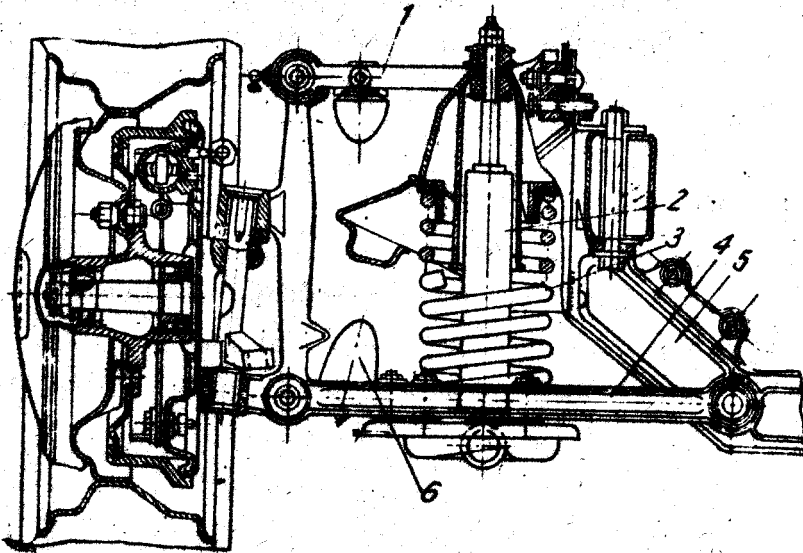
a) Trong hệ thống treo một đòn (hình 9.8a) khi bánh xe bị nâng lên độ cao h thì mặt phẳng bánh xe lệch đi một góc λ , vết bánh xe dịch đi một đoạn ΔL , dẫn đến xuất hiện mômen hiệu ứng con quay, làm bánh xe dao động quanh trụ đứng, cho nên không thể sử dụng loại này cho cầu dẫn hướng.

b) Trong hệ thống treo hai đòn dài bằng nhau (hình 9.8b) hoàn toàn khắc phục được góc quay của mặt phẳng bánh xe, nhưng vẫn còn tồn tại độ lệch vết bánh xe ΔL , lớp bị mòn nhiều.

c) Trong hệ thống treo hai đòn có chiều dài khác nhau (hình 9.8c) sẽ giảm được góc lệch λ ; độ lệch ΔL khi bánh xe bị nâng đến giá trị cực đại. Mômen hiệu ứng con quay nhỏ và bị « triệt tiêu » bằng mômen của các lực ma sát trong hệ thống treo.

Trong hệ thống treo độc lập, phần tử đàn hồi là lò xo trụ tỷ số giữa hai cánh tay đòn khoảng $0,55 + 0,65$; góc $\lambda < 5 + 6^\circ$. Độ lệch $\Delta L < 4 \div 5\text{mm}$.

Kết cấu cụ thể của loại treo độc lập có hai đòn không bằng nhau ở hình 9.9.



Hình 9.9. Hệ thống treo độc lập xe GAZ-24

1. Đòn trên ; 2. Giảm chấn ; 3. Lò xo ; 4. Đòn dưới ;
5. Đảm cầu dẫn hướng ; 6. Vị cao su hạ chế.

4. Đường đặc tính đàn hồi của hệ thống treo

Đường đặc tính đàn hồi của hệ thống treo biểu thị quan hệ giữa tải trọng thẳng đứng tác dụng lên hệ thống và dịch chuyển thẳng đứng của trục bánh xe. Do có ma

sát giữa các phần tử của hệ thống nên đường đặc tính khi chất tải I và giảm tải II sẽ không trùng nhau. Để đơn giản, trong quá trình tính toán người ta sử dụng đường trung bình của I và II (hình 9.10).

Đường đặc tính có thể tuyến tính hoặc phi tuyến phụ thuộc vào đặc tính của phần tử đàn hồi và kết cấu của hệ thống treo. Ở hệ thống treo có đường đặc tính phi tuyến tính êm dịu vận hành của ô tô không phụ thuộc vào tải trọng tác dụng lên hệ thống.

Độ cứng của hệ thống treo được hiểu là tải trọng cần đặt lên hệ thống để biến dạng của nó bằng đơn vị; Với đường đặc tính phi tuyến độ cứng của hệ thống treo thay đổi phụ thuộc vào tải trọng.

$$C = \operatorname{tg} \alpha = \frac{dZ}{df} \quad (9.1)$$

Ở đường đặc tính tuyến tính độ cứng của hệ thống treo không đổi với mọi tải trọng. Độ võng tĩnh của hệ thống theo P_T là độ võng ứng với tải trọng tĩnh Z_t . Có độ võng tĩnh thực tế f_T và độ võng tĩnh quy ước f_T . Độ võng tĩnh quy ước:

$$f_T = \frac{Z_t}{C_t} \quad (9.2)$$

Sẽ ảnh hưởng đến tần số dao động riêng của hệ thống treo khi thiết kế hệ thống treo trị số của f_T nằm trong giới hạn sau (tính bằng mm).

Với ô tô con $f_T = 200 + 250$

Với ô tô khách $f_T = 110 + 150$

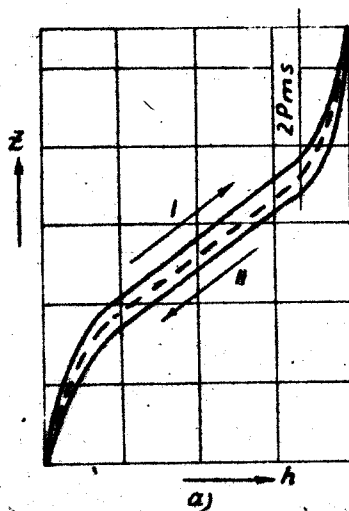
Với ô tô tải $f_T = 80 + 120$

Để ô tô chuyển động không có dao động chao lắc dọc thì tỷ số, giữa độ võng tĩnh của hệ thống treo trước f_{t1} và sau f_{t2} phải nằm trong phạm vi nhất định.

Với ô tô con: $0,8 + 0,9$

Với ô tô tải và ô tô khách $1,0 + 1,2$

Hành trình động f_d là dịch chuyển của bánh xe từ vị trí tĩnh đến vị trí giới hạn trên, khi ụ hạn chế hành trình biến dạng hết. Phần diện tích gạch chéo trên đường đặc tính đàn hồi là thể động của hệ thống treo. Hai hệ thống treo có độ cứng bằng nhau, hệ thống treo nào có hành trình động lớn hơn sẽ có thể động lớn hơn. Thể động của hệ thống treo càng lớn thì xác suất va đập vào bộ phận hạn chế khi ô tô chuyển động trên đường không bằng phẳng càng nhỏ. Trị số của f_d phụ thuộc vào đặc tính của hệ thống treo và vào độ võng tĩnh f_t .



Hình 9.10. Đường đặc tính đàn hồi của hệ thống treo

a) Thực tế, b) Tính toán.
 P_{ms} — Lực ma sát trong các phần tử của hệ thống.

Với ôtô con $f_d = 0,5f_1$

Với ôtô khách $f_d = 0,75f_1$

Với ôtô tải $f_d = 1,0f_1$

Hệ số tải trọng k_d của hệ thống treo là tỷ số giữa tải trọng thẳng đứng lớn nhất mà hệ thống treo có thể chịu được Z_{max} và tải trọng tĩnh Z_1

$$K_d = \frac{Z_{max}}{Z_1} \quad (9.3)$$

Khi hệ số k_d nhỏ thì hệ thống treo sẽ va đập thường xuyên vào bộ phận hạn chế còn khi K_d lớn thì hệ thống treo sẽ trở nên rất cứng, khi nó dao động với biên độ lớn. Với ôtô con k_d nằm trong giới hạn 1,7 + 1,8; với ôtô tải : 2 + 3.

5. Thiết kế sơ bộ hệ thống treo

5.1. Chiều dài tổng quát của bộ nhíp L

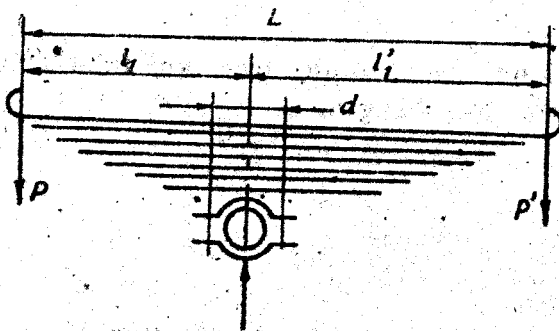
Được tính chọn theo điều kiện bố trí chung của xe ôtô bằng các công thức kinh nghiệm theo chiều dài cơ sở của xe (L_x).

— Đối với nhíp sau của du lịch $L = (0,4 + 0,55)L_x$

— Đối với nhíp trước của xe tải $L = (0,26 + 0,35)L_x$

— Đối với nhíp sau của xe tải. $L = (0,35 + 0,45)L_x$

5.2. Mômen quán tính tổng cộng J_x



Hình 2.11. Các kích thước cơ bản của nhíp

l_1 — Chiều dài nửa bên trái. C — độ cứng của nhíp

l_2 — Chiều dài nửa bên phải. E — Môđun đàn hồi

5.3. Tiết diện của lá nhíp

Các giả thiết để thiết kế tiết diện lá nhíp :

— Tổng đại số mômen quán tính của các lá nhíp bằng mômen quán tính tổng cộng.

$$J_x = \sum_{i=1}^n J_i$$

Đối với nhíp không đối xứng

(hình 9.11)

$$J_x = \frac{\alpha \cdot C \cdot l_1^3 \cdot l_2^3}{3EL} \quad (9.4)$$

Đối với nhíp đối xứng :

$$J_x = \frac{\alpha \cdot C \cdot L^3}{48E} \quad (9.5)$$

Trong đó

α — Hệ số dạng nhíp

Đối với xe con : 1,35 + 1,46

Đối với xe tải : 1,25 + 1,4

— Số lá nhịp n chọn trong giới hạn :

Đối với xe tải : 6 — 14(20 + cho xe tải nặng).

Đối với xe con 1 — 3

— Tỷ lệ giữa bề rộng b và chiều cao h chọn trong giới hạn

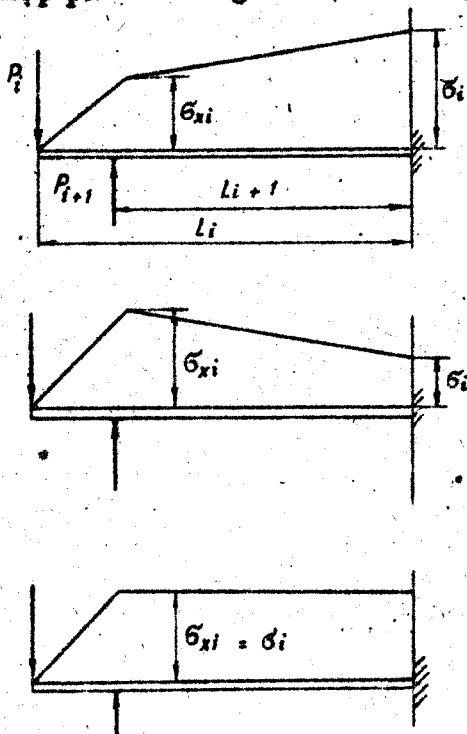
$$\frac{b}{h} = 6 + 10$$

Dựa trên các giả thiết đã nêu và giá trị J_x (mục — 2) chúng ta có công thức tính b hoặc h :

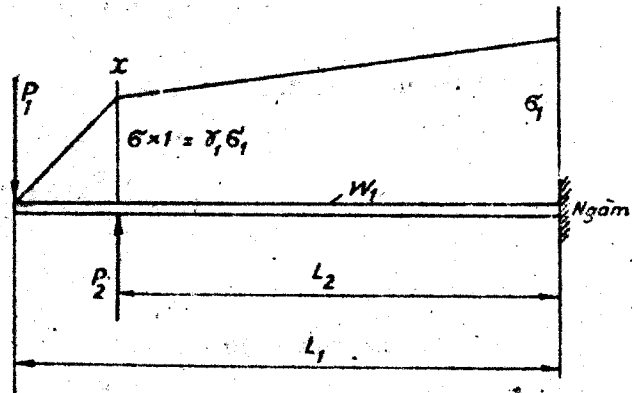
$$J_x = n \frac{b \cdot h^3}{12}$$

5.4. Chiều dài của từng lá nhịp $L_i = l_i - \frac{d}{2}$

Chiều dài của mẫu lá nhịp được tính chọn sao cho biên độ phân bố ứng suất của nó là hợp lý nhất. Xét lá thứ i trong bộ nhịp đối xứng, có thể xảy ra ba trường hợp phân bố ứng suất (hình 9.12).



Hình 9.12. Sơ đồ ứng suất trên lá nhịp.



Hình 9.13.

Hệ số phân bố ứng suất.

$$P_i > P_{i+1} \quad \gamma_i = \frac{\sigma_{xi}}{\sigma_i} < 1$$

$$P_i < P_{i+1} \quad \gamma_i > 1$$

$$P_i = P_{i+1} \quad \gamma_i = 1$$

Hệ số phân bố ứng suất γ chọn theo kinh nghiệm ở bảng 9.1. 141

Bảng 9.1

Loại nhịp	Giá trị γ cho mỗi lá			
	Lá cái	Lá 2	Lá 3	Các lá khác
Bộ nhịp có lá thứ hai dài bằng lá cái	0,6 — 0,8	0,6 — 0,8	0,9 — 1	1
Bộ nhịp có các lá không dài như nhau	0,5 — 0,7	0,7 — 0,9	0,9 — 1	1

Trình tự. Tính chọn chiều dài L_1 khi đã biết chiều dài lá cái $L_1 = l_1 - 0.5d$ và hệ số phân bố ứng suất γ_1 được xây dựng như sau.

Xét lá thứ 1 : (hình 9.13).

Ứng suất tại tiết diện x :

$$\sigma_{x_1} = \frac{P_1(L_1 - L_2)}{W_1} = \gamma_1 \cdot \sigma_1$$

$$L_2 = L_1 - \frac{\gamma_1 \cdot \sigma_1 \cdot W_1}{P_1} \quad (9.6)$$

Mômen nội lực tại tiết diện ngàm :

$$\sigma_1 \cdot W_1 = P_1 \cdot L_1 - P_2 \cdot L_2$$

$$P_2 = \frac{P_1 \cdot L_1 - \sigma_1 \cdot W_1}{L_2} \quad (9.7)$$

Xét lá thứ 2 :

Ứng suất tại tiết diện x :

$$\sigma_{x_2} = \frac{P_2(L_2 - L_3)}{W_2} = \gamma_2 \cdot \sigma_2$$

$$L_3 = L_2 - \frac{\gamma_2 \cdot \sigma_2 \cdot W_2}{P_2} \quad (9.8)$$

Trong đó P_2 xác định bằng biểu thức mômen nội lực tại tiết diện ngàm (9.7)

$$\sigma_2 \cdot W_2 = P_2 \cdot L_2 - P_3 \cdot L_3$$

$$P_3 = \frac{P_2 \cdot L_2 - \sigma_2 \cdot W_2}{L_3} \quad (9.9)$$

Xét lá thứ $i - 1$

Tương tự chúng ta có :

$$L_i = L_{i-1} - \frac{\gamma_{i-1} \cdot \sigma_{i-1} \cdot W_{i-1}}{P_{i-1}} \quad (9.10)$$

Trong đó :

$$P_{i-1} = \frac{P_{i-2} \cdot L_{i-2} - \sigma_{i-2} \cdot W_{i-2}}{L_{i-1}} \quad (9.11)$$

Thông thường các bộ nhíp có hai lá trên cùng dài bằng nhau ($L_2 = L_3$) cho nên chúng ta bắt đầu tính từ lá thứ ba.

$$L_3 = L_2 - \frac{Y_1 \cdot \sigma_1 \cdot W_1 (h_1^3 + h_2^3)}{P_1 \cdot h_1^3} \quad (9.12)$$

Trong đó : h_1 — Chiều dày của lá thứ nhất.

h_2 — Chiều dày của lá thứ hai.

và

$$P_2 = \frac{P_1 \cdot L_1 \cdot h_1^3 - \sigma_1 W_1 (h_1^3 + h_2^3)}{L_3 \cdot h_1^3} \quad (9.13)$$

Trong đó W_i — Mômen chống uốn của lá nhíp thứ i

Khi sử dụng phương pháp này để xác định chiều dài của mỗi lá nhíp ngoài số liệu P_1 và L_1 cần phải biết giá trị của σ_i ($\sigma_1 + \sigma_{n-1}$) xem các biểu thức (9.6), (9.8), (9.10). Ứng suất σ_i đó tính như sau :

$$\sigma_i = \frac{k \cdot P_1 \cdot L_1 \cdot h_{ci}}{J_x} \quad (9.14)$$

Trong đó : h_{ci} — Khoảng cách từ đường trung hòa của tiết diện ngang mỗi lá nhíp đến tiết diện là hình chữ nhật : $h_{ci} = \frac{h_i}{2}$

k — Hệ số ảnh hưởng của lá nhíp cuối cùng đến sự phân chia không đều ứng suất cho các lá nhíp khác, công thức kinh nghiệm tính k như sau :

$$k = \left(1 - \alpha_\sigma \cdot \frac{J_0}{J_x} \right) \cdot \frac{J_x}{J_x - J_n} \quad (9.15)$$

J_n — Mômen quán tính lá cuối cùng (thứ n)

α_σ — Hệ số xét đến sự gia tăng ứng suất trong lá cuối cùng, $\alpha_\sigma = 1,2 \div 1,3$.

Sau khi đã có công thức (9.14) để tính ứng suất tại tiết diện ngang của mỗi lá nhíp σ_i , chúng ta quay lại các biểu thức (9.6) (9.18). v.v. để xác định chiều dài L_2 , L_3 . v.v.

Biểu thức (9.6) có thể viết thành.

$$L_2 = L_1 - x_1.$$

Trong đó : $x_1 = \frac{Y_1 \cdot \sigma_1 \cdot W_1}{P_1}$

$$\text{Thay giá trị } \sigma_1 = \frac{k \cdot P_1 \cdot L_1 \cdot h_{c1}}{J_\Sigma}$$

$$\text{Thu được: } x_1 = \frac{Y_1 \cdot k \cdot L_1 \cdot J_1}{J_\Sigma} \quad (9.16)$$

J_1 — Mômen quán tính tiết diện của lá thứ 1) cũng tương tự cho biểu thức (9.3).

$$L_2 = L_1 - x_1$$

$$\text{Trong đó: } x_2 = \frac{Y_2 \cdot \sigma_2 \cdot W_2 \cdot L_2}{P_1 \cdot L_1 - \sigma_1 \cdot W_1}$$

$$\text{Thay các giá trị: } \sigma_1 = \frac{k \cdot P_1 \cdot L_1 \cdot h_{c1}}{J}$$

$$\sigma_2 = \frac{k \cdot P_1 \cdot L_1 \cdot h_{c2}}{J_\Sigma}$$

$$x_2 = \frac{Y_2 \cdot k \cdot L_1 \cdot J_2}{J \cdot \beta_2} \quad (9.17)$$

$$\beta_2 = \frac{L_1}{L_2} \left(1 - \frac{k J_1}{J_\Sigma} \right) \quad (9.18)$$

J_2 — Mômen quán tính tiết diện của lá thứ 2, chứng minh tương tự, được kết quả như ở bảng 9.2.

Bảng 9.2

Chiều dài	Thành phần x	Thành phần β
$L_2 = L_1 - x_1$	$x_1 = \frac{Y_1 \cdot k \cdot L_1 \cdot J_1}{J_\Sigma}$	
$L_3 = L_2 - x_2$	$x_2 = \frac{Y_2 \cdot k \cdot L_1 \cdot J_2}{J_\Sigma \cdot \beta_2}$	$\beta_2 = \frac{L_1}{L_2} \left(1 - \frac{k \cdot J_1}{J_\Sigma} \right)$
$L_4 = L_3 - x_3$	$x_3 = \frac{Y_3 \cdot k \cdot L_1 \cdot J_3}{J_\Sigma \cdot \beta_2 \cdot \beta_3}$	$\beta_3 = \frac{L_2}{L_3} - \frac{L_1}{L_3} \cdot \frac{k \cdot J_2}{J_\Sigma \beta_2}$
$L_5 = L_4 - x_4$	$x_4 = \frac{Y_4 \cdot k \cdot L_1 \cdot J_4}{J_\Sigma \cdot \beta_2 \cdot \beta_3 \cdot \beta_4}$	$\beta_4 = \frac{L_3}{L_4} - \frac{L_2}{L_4} \cdot \frac{k \cdot J_3}{J_\Sigma \cdot \beta_2 \cdot \beta_3}$
Lá cuối cùng: $L_n = L_{n-1} - x_{n-1}$	$x_{n-1} = \frac{Y_{n-1} \cdot k \cdot L_1 \cdot J_{n-1}}{J_\Sigma \prod_{i=1}^{n-1} \beta_i}$	$\beta_{n-1} = \frac{L_{n-2}}{L_{n-1}} - \frac{L_1}{L_{n-1}} \cdot \frac{k \cdot J_{n-2}}{J_\Sigma \prod_{i=1}^{n-2} \beta_i}$

Đối với bộ nhíp có hai lá trên cùng dài bằng nhau ($l_1 = l_2$, theo bảng (9.1) chọn $\gamma_1 = \gamma_2$, và do đó cách xác định chiều dài của từng lá có sửa đổi chút ít so với bảng (9.2).

5.5. Đường đặc tính đàn hồi thực tế được xây dựng từ các số liệu ban đầu như sau :

- Độ cứng của bộ nhíp chính C_0 .
- Độ cứng của bộ nhíp phụ C_p .
- Tải trọng tĩnh khi không chất tải Z'_T .
- Tải trọng tĩnh khi chất đầy tải Z_T .
- Khe hở giữa nhíp phụ và ụ hạn chế của khung xe f_0 , nếu không có số liệu này thì giả thiết nhíp phụ bắt đầu làm việc ở tải trọng Z'_T tính theo công thức kinh nghiệm. (hình 9.14).

f_0 — Khe hở giữa nhíp phụ và khung xe

f_T — Biến dạng tĩnh của nhíp khi không chất tải.

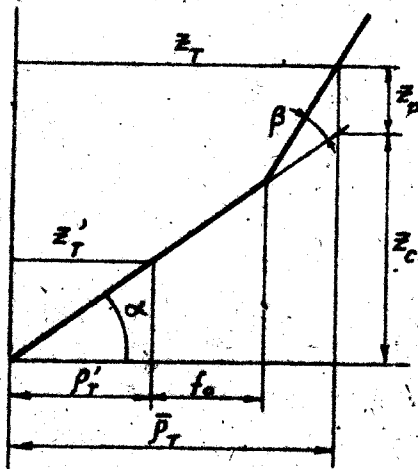
f_T — Biến dạng tĩnh (độ võng tĩnh)

thực tế của nhíp khi chất đầy tải.

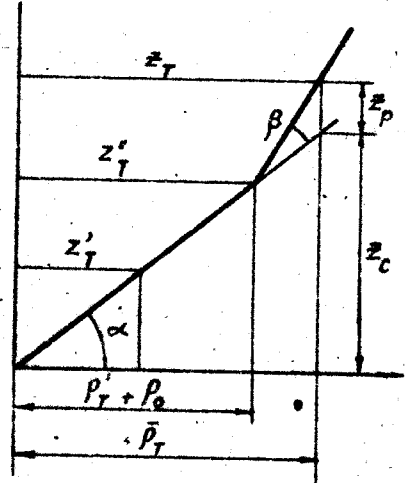
$$\alpha = \arctg C_0$$

$$\beta = \arctg C_p$$

$$Z'_T = Z'_T + \frac{Z_T - Z'_T}{2}$$



a)



b)

Hình 9.14. Đường đặc tính thực tế của bộ nhíp.

a) Khi có số liệu f_0 .

b) Giả thiết tải trọng nhíp phụ bắt đầu làm việc.

Căn cứ vào đường đặc tính đàn hồi thực tế (hình 9.14) có thể xác định được tải trọng phân bổ cho nhíp chính Z_c và cho nhíp phụ Z_p .

$$Z_c = C_0 \cdot \bar{l}_T \quad (9.19)$$

$$Z_p = C_p (\bar{l}_T - f_0 - f_T) \quad (9.20)$$

6. Tính toán kiểm tra độ bền của các lá nhíp

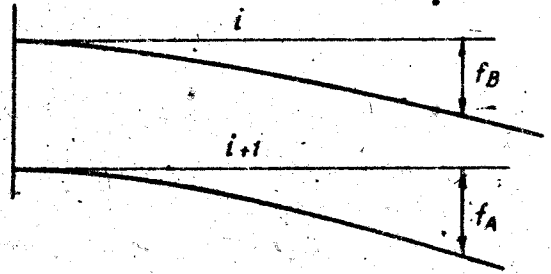
6.1. Phương pháp tải trọng tập trung

Các giả thiết :

- Điểm đặt của phân lực tác dụng trong hố giữa hai lá nhíp sát nhau thứ i và thứ $i + 1$ là đầu mút A của lá thứ $i + 1$ và điểm tiếp xúc B của lá thứ i (hình 9.15).



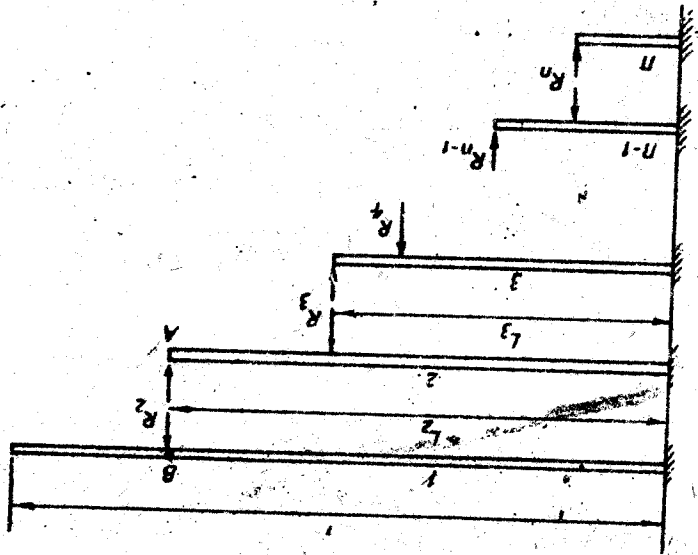
Hình 9.15. Sơ đồ lực tác dụng lên các lá nhíp



Hình 9.16. Sơ đồ biến dạng của các lá nhíp

— Chuyển vị f_A bằng chuyển vị f_B (hình 9.16).

Phân tích lực tác dụng cho mỗi lá nhíp: Bộ nhíp chịu tải trọng Z (Z_0 hoặc Z_p đã xác định ở biểu thức 9.19 và 9.20), sau đó chia cho mỗi bên một lực P . Dưới tác dụng của P , giữa các lá nhíp sinh ra phân lực tương hỗ R_i . Theo giả thiết thứ nhất điểm đặt của R_i như hình số 9.17.



Hình 9.17. Sơ đồ điểm đặt lực trong bộ nhíp.

Xét lá thứ nhất và lá thứ hai:

$$f_{B1} = \frac{P}{EI_1} \left(\frac{L_1 \cdot L_2^2}{2} - \frac{L_2^3}{6} \right) - \frac{R_2 \cdot L_2^3}{3EI_1}$$

$$f_{A2} = \frac{R_2 \cdot L_2^3}{3EI_2} - \frac{R_2 \cdot L_2^3}{3EI_2} - \frac{R_2 \cdot L_2^3(L_2 - L_1)}{2EI_2}$$

Theo giả thiết thứ hai có: $f_{B1} = f_{A2}$. Và thu được phương trình.

$$0,5 \cdot \frac{J_2}{J_1} \left(3 \cdot \frac{L_1}{L_2} - 1 \right) \cdot P - \left(1 + \frac{J_2}{J_1} \right) \cdot R_2 + 0,5 \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} \right)^3 \cdot \left(3 \cdot \frac{L_1}{L_2} - 1 \right) R_2 = 0$$

Trong đó J_i — Mômen quán tính của lá nhíp thứ i (9.21)

Dùng phương pháp tương tự để xét lá thứ $i - 1$ và lá thứ i ở dạng tổng quát của phương trình giải các phân lực R :

$$a_i \cdot R_{i-1} + b_i \cdot R_i + c_i \cdot R_{i+1} = 0$$

Trong đó:

$$a_i = 0,5 \frac{J_i}{J_{i-1}} \left(3 \cdot \frac{L_{i-1}}{L_i} - 1 \right)$$

$$b_i = - \left(1 + \frac{L_i}{L_{i-1}} \right)$$

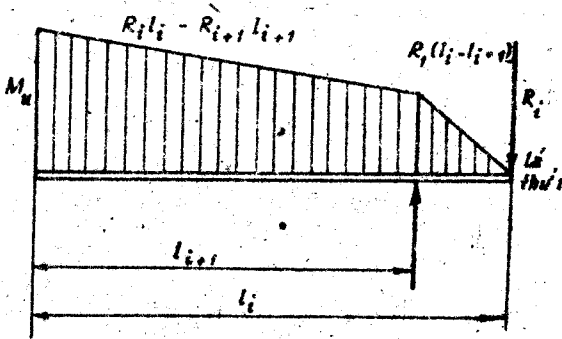
$$C_i = 0,5 \left(\frac{L_{i+1}}{L_i} \right)^2 \cdot \left(3 - \frac{L_i}{L_{i+1}} - 1 \right)^2 \quad (9.22)$$

Cuối cùng chúng ta lập được một hệ phương trình giải các phản lực R_2, R_3, \dots, R_n

$$\begin{cases} a_2 \cdot P & + B_2 \cdot R_2 & + C_2 \cdot R_3 & = 0 \\ a_2 \cdot R_2 & + b_2 \cdot R_3 & + C_3 \cdot R_4 & = 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{n-1} \cdot R_{n-2} & + b_{n-1} \cdot R_{n-1} & + C_{n-1} \cdot R_n & = 0 \\ a_n \cdot R_{n-1} & + b_n \cdot R_n & & = 0 \end{cases} \quad (9.23)$$

Trong đó, hệ số a_i ($i = 2 + n$), b_i ($i = 2 + n$) và

C_i ($i = 2 + n - 1$) tính theo công thức (9.25)



Hình 9.18. Biểu đồ mômen uốn của lá thứ i

Sau khi giải được các phản lực, tiến hành lập biểu đồ nội lực (mômen uốn) và kiểm tra bền tại tiết diện nguy hiểm (bình 9.18).

6.2. Phương pháp đường cong chung :

Các giả thiết :

— Khi bộ nhíp biến dạng do tác dụng của hết kỳ một tải trọng nào đó, tất cả các lá nhíp đều ôm sát với nhau suốt cả chiều dài, tạo thành một đường cong chung, giữa các lá nhíp không có khe hở.

— Ở mỗi tiết diện cắt ngang của bộ nhíp tổng số mômen nội lực bằng mômen ngoại lực.

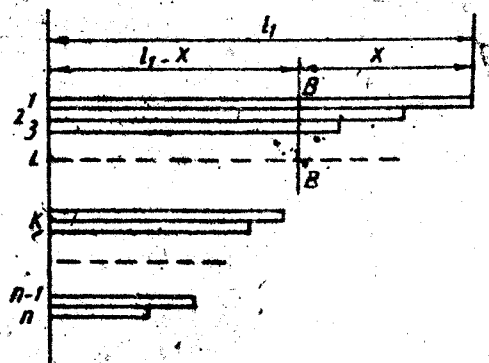
$$\sum_{i=1}^k M_i = M$$

Trong đó : M_i — Mômen nội lực của lá thứ i tại tiết diện nghiên cứu.

k — Số lá nhíp trong tiết diện đó.

M — Mômen ngoại lực.

Xét tiết diện B — B như trên hình số 9.19.



Hình 9.19. Sơ đồ tính lực lên lá nhíp.

Theo giả thiết thứ nhất: Tại tiết diện B — B, tất cả các lá nhíp đều có chung một độ cong biến dạng là:

$\frac{1}{\rho_B}$ (trong đó: ρ_B — bán kính cong):

$$\frac{1}{\rho_B} = \frac{M_{B1}}{E \cdot J_1} = \frac{M_{B2}}{E \cdot J_2} = \dots = \frac{M_{Bk}}{E \cdot J_k} = \frac{\sum_{i=1}^k M_{Bi}}{E \cdot \sum_{i=1}^k J_i}$$

Theo giả thiết thứ hai: $\sum_{i=1}^k M_{Bi} = P \cdot X$

Từ đó chúng ta xác định được mômen nội lực cho từng lá nhíp, ví dụ lá thứ i:

$$M_{Bi} = \frac{J_i \cdot P \cdot X}{\sum_{i=1}^k J_i} \quad (9.24)$$

áp dụng cho tiết diện nguy hiểm ($X = L_1$):

$$M_{i\max} = \frac{J_i P \cdot L}{J_z} \quad (9.25)$$

6.3. Phương pháp giả định phân bố ứng suất:

Một số hãng chế tạo kiểm tra bền bộ nhíp theo phương pháp giả định phân bố ứng suất (có thể là kết quả thu được bằng thực nghiệm).

Gọi: $\sigma_{tb} = \frac{P \cdot L_1}{W_z}$

là ứng suất trung bình cho mỗi lá nhíp ở tiết diện nguy hiểm, trong đó tổng mômen chống uốn:

$$W_z = \sum_{i=1}^n \frac{b_i \cdot h_i^3}{12}$$

Giả định ứng suất của các lá như sau:

$$\sigma_1 = 0.7 \cdot \sigma_{tb}$$

$$\sigma_2 = 0.85 \cdot \sigma_{tb}$$

$$\sigma_n = 0.9 \cdot \sigma_{tb}$$

$$\sigma_{2+2-1} = \frac{P \cdot L_1 - \sigma_1 W_1 - \sigma_2 W_2 - \dots - \sigma_n W_n}{\sum_{i=2}^{n-1} W_i}$$

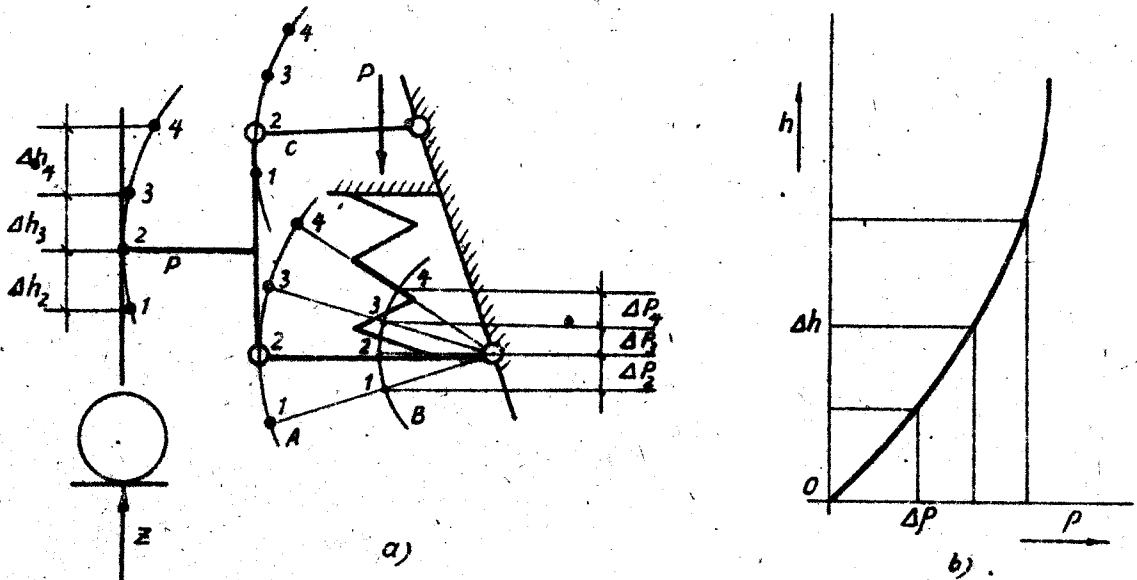
7. Tính toán hệ thống treo độc lập có phần tử đàn hồi là lò xo (gọi tắt hệ thống treo đòn bẩy — lò xo).

7.1. Đường đặc tính động học của hệ thống treo đòn bẩy, lò xo :

Là đồ thị biểu thị quan hệ hàm số giữa hành trình thẳng đứng của bánh xe h và biến dạng của lò xo f .

Phương pháp họa đồ dễ thành lập đường đặc tính động học (đồ thị hàm số $h - f$) như sau.

Chọn thanh O_1A làm khâu dẫn động và cho nó chuyển dịch những vị trí khác nhau $A_1, A_2, A_3, A_4, \dots$ và $B_1, B_2, B_3, B_4, \dots$) do tương quan động học của cơ cấu định hướng nên các vị trí tương ứng của điểm C là $C_1, C_2, C_3, C_4, \dots$ và của điểm D là $D_1, D_2, D_3, D_4, \dots$. Từ sơ đồ động học đó xác định được giá trị hành trình $\Delta h_2, \Delta h_3, \Delta h_4, \dots$ và biến dạng $\Delta f_2, \Delta f_3, \Delta f_4, \dots$ từ đó lập nên đồ thị hàm số $h - f$ (hình 9.20).



Hình 9.20. Đường đặc tính động học của hệ thống treo đòn bẩy lò xo.

a) Sơ đồ động học, b) Đồ thị.

7.2. Xây dựng đường đặc tính của hệ thống treo $Z - h$.

Bỏ qua ma sát trong hệ thống treo và xuất phát từ điều kiện cân bằng thế năng biến dạng của lò xo với công sinh ra do bánh xe bị dịch chuyển thẳng đứng sẽ lập được phương trình quan hệ giữa Z, P, h, f .

$$(P_i - P_{i-1}) \cdot \frac{\Delta f_i}{2} = (Z_i - Z_{i-1}) \cdot \frac{\Delta h_i}{2}$$

$$Z_i = (P_i - P_{i-1}) \frac{\Delta f_i}{\Delta h_i} + Z_{i-1} \quad (9.27)$$

Trong đó : Z — Phản lực thẳng đứng tác dụng lên bánh xe.

P — Lực lác dụng lên lò xo.

h — Hành trình thẳng đứng của bánh xe.

f — Biến dạng của lò xo.

Giả sử lò xo có độ cứng là C , tương ứng với các biến dạng $\Delta f_2, \Delta f_3, \Delta f_4, \dots$ v.v... có thể tính được lực tác dụng lên lò xo.

$$P_1 = 0$$

$$P_2 = \Delta f_2 \cdot C$$

$$P_3 = (\Delta f_2 + \Delta f_3) \cdot C$$

$$P_4 = (\Delta f_2 + \Delta f_3 + \Delta f_4) \cdot C$$

$$P_i = (\Delta f_2 + \Delta f_3 + \dots + \Delta f_i) \cdot C.$$

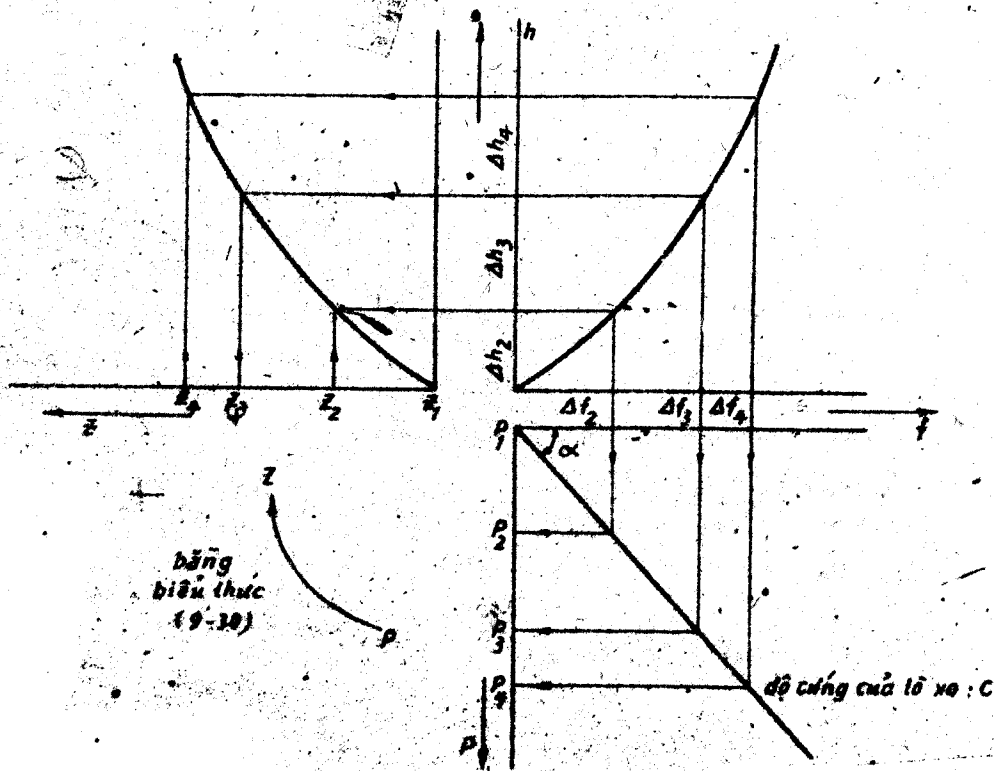
Thay các giá trị P_1, P_2, \dots vào công thức (9.27)

$$Z_1 = 0$$

$$Z_2 = P_2 \cdot \frac{\Delta f_2}{\Delta h_2}$$

$$Z_3 = (P_3 - P_2) \frac{\Delta f_3}{\Delta h_3} + Z_2$$

Cuối cùng sẽ thu được đường cong $Z - h$ hình 9.21 minh họa các bước xây dựng đã nghiên cứu :

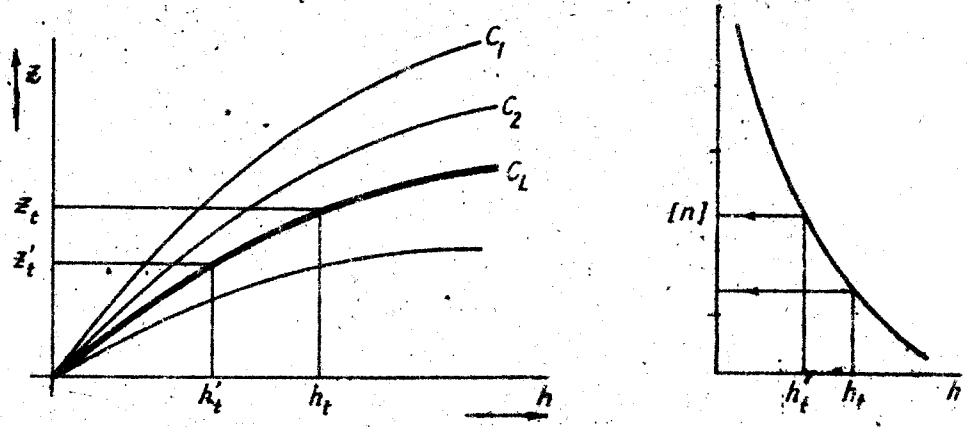


Hình 9.21. Cách xây dựng đồ thị $Z - h$.

Nếu xem C là một tham số có thể xây dựng được một họ đường cong $Z - h$. Ứng với một giá trị C (độ cứng của lò xo) thì xây dựng được một họ đường cong $Z - h$. Xuất phát từ yêu cầu vận hành êm dịu chọn một trong số các đường cong đó sao cho h'_T và h_T đều thỏa mãn (hình 9.22)

$$\frac{\sqrt{g}}{2\pi} \sqrt{\frac{I}{h'_T}} \cdot \frac{\sqrt{g}}{2\pi} \sqrt{\frac{I}{h_T}} \in [n]$$

Trong đó : g — Gia tốc trọng trường ; h'_T, h_T — độ dịch chuyển của bánh xe.



Hình 9.22. Chọn độ cứng êm dịu của lò xo C_L .

Sau khi đã chọn được độ cứng êm dịu (độ cứng thỏa mãn điều kiện êm dịu) C_L của lò xo, dựa vào C_L và số liệu về tải trọng Z và điều kiện bền để thiết kế lò xo.

8. Giảm chấn

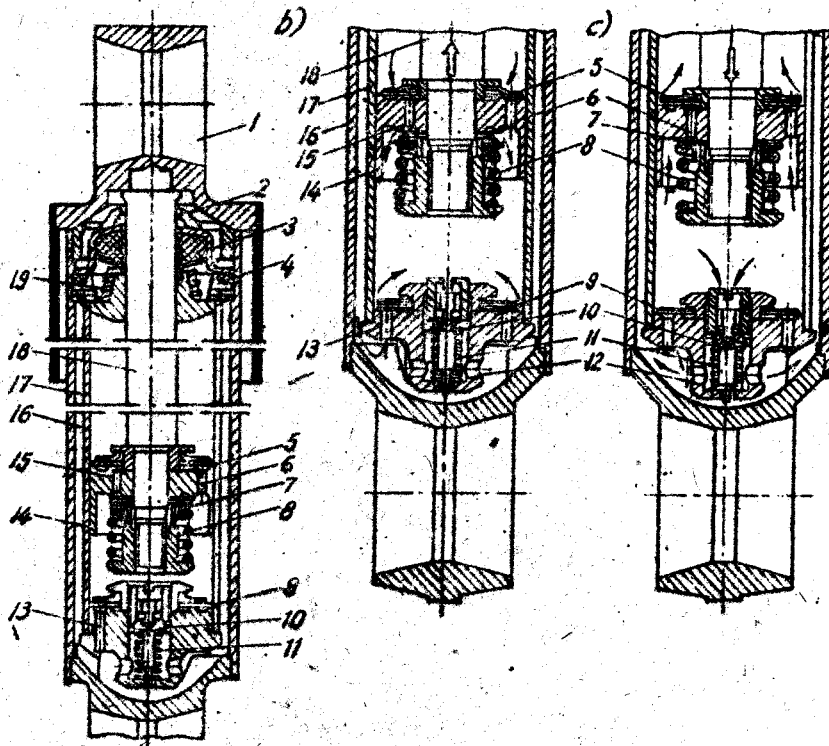
Giảm chấn dập tắt một cách nhanh chóng dao động sở hữu của các khối lượng được treo của ô tô bằng cách biến năng lượng dao động thành nhiệt năng tỏa ra môi trường xung quanh. Trong hệ thống treo của ô tô con, ô tô khách, thường đặt mỗi cầu hai giảm chấn, còn ở ô tô tải chỉ đặt hai giảm chấn ở cầu trước.

Ngày nay tất cả các giảm chấn đều làm việc theo nguyên tắc : năng lượng dao động được tiêu tốn cho quá trình tiết lưu chất lỏng công tác trong giảm chấn từ khoang này sang khoang khác qua những lỗ nhỏ.

8.1. Kết cấu và nguyên lý làm việc của giảm chấn :

Các cụm chủ yếu của giảm chấn (hình 9.23) là : xi lanh làm việc 17 ; pittông 14, trục 18 ; Van thông qua 5 ; Van trả 7 ; Van nạp 9 ; Van nén 10 ; khoang chứa 16, vỏ 19.

Van trả 7 là một đĩa thép có xẻ rãnh, được lò xo B ép vào mặt dưới của pittông. Còn van thông qua 5 được một lò xo yếu hơn ép vào mặt trên của pittông. Trong các rãnh vòng trên mặt đầu của pittông có khoan hai dãy lỗ. Dãy lỗ ngoài 6 được đĩa van thông qua che kín phía trên. Dãy lỗ trong 15 được đĩa van trả che kín phía dưới. Van nạp có cấu tạo tương tự.



Hình 9.23. Kết cấu giảm chấn ống.

1. Tai nối; 2. Nắp; 3, 4. Nòng chắn dầu; 5. Van thông qua; 6, 12, 13, 15. Lỗ tiết lưu; 7. Van trả; 8. Lò xo; 9. Van nạp; 10. Van nén; 11. Lò xo; 14. piston; 16. Khoang chứa dầu; 17. Xy lanh; 18. Trục piston; 19. Lò xo.

Toàn bộ xi lanh 17 và một phần khoang 16 chứa đầy chất lỏng (dầu khoáng vật hay dầu hỗn hợp) có độ nhớt thấp và ít thay đổi theo nhiệt độ.

Tại 1 cùng với xi lanh 17 nối với dầm cầu, trục pittông được nối với khung xe. Ở hành trình nén, pittông 14 dịch chuyển xuống dưới, còn ở hành trình trả lại dịch chuyển lên trên.

Khi pittông chuyển động xuống dưới (hình 9.23c) chất lỏng từ khoang dưới lên khoang trên qua van thông qua 5, một phần chất lỏng có thể tích bằng thể tích chiếm chỗ của trục 18 sẽ vào khoang 16 qua các khe của van 9 và 15 13.

Khi xe vào đường xấu, xảy ra nén mạnh, áp lực chất lỏng tăng lên, van 10 mở ra, do đó độ cứng của hệ thống treo không tăng lên một cách quá đáng.

Khi pittông chuyển động lên trên (hình 9.23b) chất lỏng từ khoang trên về khoang dưới qua lỗ 15 và các khe vào van 7. Một phần chất lỏng từ khoang 16 nạp vào xi lanh qua v.v. 9 để bù lại thể tích chiếm chỗ của trục 18.

Ở hành trình trả mạnh, áp lực chất lỏng tăng lên, van 7 mở ra do đó tránh được hiện tượng bánh xe tách khỏi mặt đường.

8.2. Tính toán bộ giảm chấn :

a) Đường đặc tính của bộ giảm chấn.

Đường đặc tính của bộ giảm chấn loại thủy lực là đồ thị diễn tả mối quan hệ giữa lực tác dụng lên pittông của bộ giảm chấn (P_a) và tốc độ chuyển dịch tương đối của pittông so với xi lanh của nó (v_a).

$$P_a = K_a \cdot v_a^n \quad (9.28)$$

Trong đó : K_a — Hệ số lực cản của bộ giảm chấn.

$$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$$

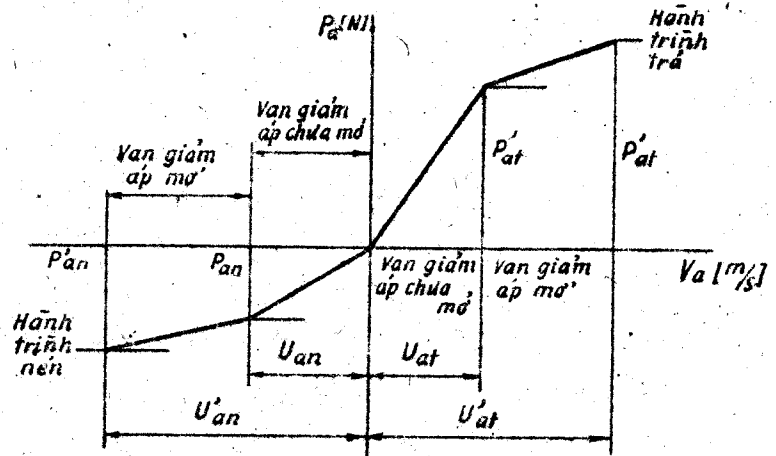
n — Số mũ trạng thái, thông thường là $1 \div 2$ (trong giáo trình $n = 1$).

Hình số 9.24 trình bày một dạng đường đặc tính của bộ giảm chấn thủy lực tuyến tính không đối xứng (có nghĩa là hệ số lực cản khác nhau ở hành trình nén và hành trình trả).

$$P_{an} = K_{an} \cdot v_{an}$$

$$P_{at} = K_{at} \cdot v_{at}$$

Tốc độ v_{an} , v_{at} khi van giảm áp bắt đầu mở thường lấy trong giới hạn $0,3 \div 0,52 m/s$; còn K_{an} , K_{at} tính chọn theo điều kiện êm dịu.



Hình 9.24. Đường đặc tính của bộ giảm chấn

b) Tính chọn hệ số lực cản của bộ giảm chấn.

Cũng một bộ giảm chấn có thể cho những hiệu quả khác nhau khi dùng nó ở hệ thống treo của các ô tô khác nhau. Trong giáo trình « Lý thuyết ô tô » đánh giá sự dập tắt dao động đã sử dụng hệ số dập tắt dao động tương đối ψ :

$$\psi = \frac{K}{2\sqrt{CM}} \quad (9.29)$$

Trong đó : K — Hệ số lực cản qui dẫn của bộ giảm chấn đặt trong hệ thống treo. ($N \cdot s \cdot m^{-1}$)

C — Độ cứng của hệ thống treo. ($N \cdot m^{-1}$)

M — Khối lượng phần được treo.

$$K = 2 \sqrt{\frac{C \cdot ZT}{g}} \quad (9.30)$$

Trong đó : Z_T -- Lực cản (N)

g -- Gia tốc trọng trường [$m \cdot s^{-2}$]

$\phi = 0,15 \div 0,30$ (điều kiện êm dịu).

Đối với bộ giảm chấn không đối xứng, hệ số lực cản ở hành trình nén và hành trình trả có thể tính theo công thức sau :

$$K_n = \frac{2 \cdot K}{1 + \alpha} \quad (9.31)$$

$$K_t = \alpha \cdot K_n \quad (9.32)$$

$\alpha : 2,5 \div 3,0$. (kết quả thực nghiệm)

Chúng ta có thể phân tích và tìm được mối quan hệ giữa hệ số lực cản thực tế K_a và hệ số lực cản qui dẫn K của bộ giảm chấn.

$$K_a = K \cdot \left(\frac{dh}{df_a} \right)^2 \quad (9.33)$$

Sau khi đã chọn ϕ thỏa mãn điều kiện êm dịu, tính toán hệ số lực cản của bộ giảm chấn.

$$K_{an} = K_n \cdot \left(\frac{dh}{df_a} \right)^2 \quad (9.34)$$

$$K_{at} = K_t \cdot \left(\frac{dh}{df_a} \right)^2 \quad (9.35)$$

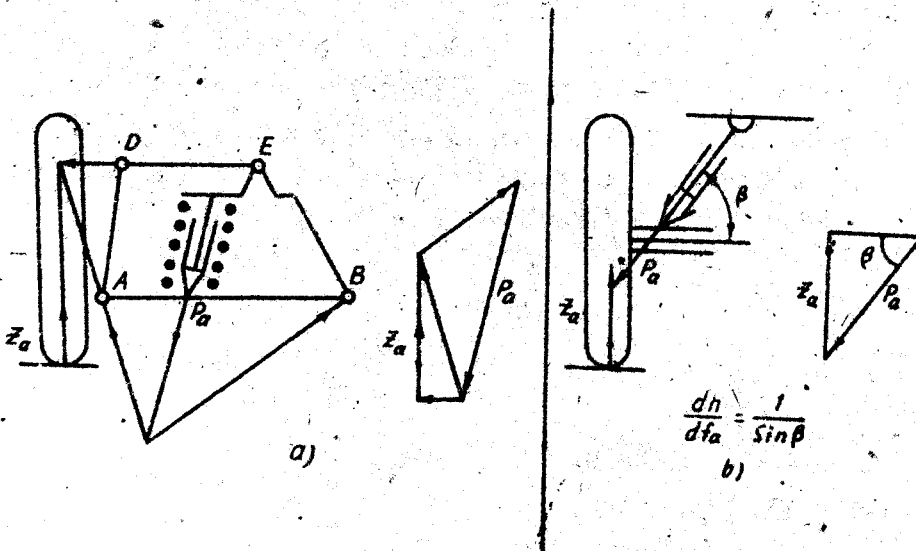
Trong đó : h -- Hành trình dịch chuyển thẳng đứng của bánh xe.

f_a -- Dịch chuyển tương đối của pittông so với xi lanh của bộ giảm chấn.

Đại lượng $\frac{dh}{df_a}$ có thể xác định bằng phương pháp họa đồ (hình 9.25)

$$\frac{dh}{df_a} = \frac{P_a}{Z_a} \quad (9.36)$$

Trong đó : Z_a -- Lực cản của bộ giảm chấn tính qui dẫn về bánh xe.



Hình 9.25. Xác định tỉ số $\frac{dh}{df_a}$.

9. Hệ thống treo hơi và treo thủy khí.

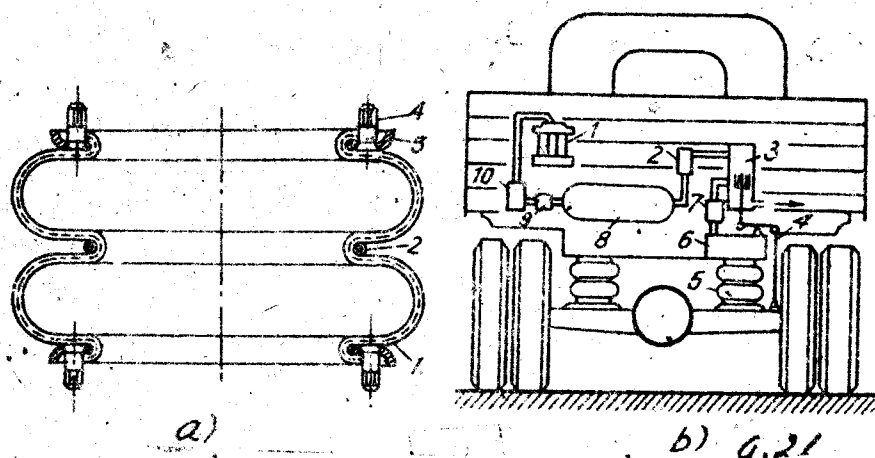
9.1. Hệ thống treo hơi

Phần tử đàn hồi gồm các bình xếp hai nếp 1 (hình 9.26a) làm bằng vải cao su; vòng chia hai, vòng hãm 3 và các bu lông 4. Ưu điểm chủ yếu của loại này là dễ chế tạo hàng loạt, dễ bảo kín, có đặc tính đàn hồi tốt, được sử dụng nhiều trong các xe ô tô khách, xe có thùng tự đổ... Đó là những xe có sự thay đổi tải trọng trong phạm vi động.

Toàn bộ hệ thống treo thể hiện ở hình 9.26b. Không khí nén từ máy nén 1 qua bầu lọc dầu, nước 10, qua van điều chỉnh áp suất 9 vào bình chứa 8, rồi qua van điều chỉnh độ cao thùng xe 3 để vào bình xếp 5. Các bộ lọc 2 và 7 lọc bụi. Bình phụ 6 thông với bầu xếp 5 phòng khi áp suất tăng ở hành trình nén sẽ tạo cho hệ thống treo mềm hơn.

Bộ điều chỉnh chiều cao vỏ xe 3 làm nhiệm vụ ổn định khoảng cách giữa vỏ và cầu khi tải trọng tĩnh thay đổi. Vỏ bộ điều chỉnh gắn vào vỏ xe, còn pittông thông qua đòn 4 nối với cầu. Khi tải trọng tĩnh tăng, khoảng cách giữa vỏ và cầu giảm, pittông dịch chuyển xuống dưới, không khí từ bình 8 vào bầu xếp 5 để nâng vỏ xe lên vị trí cũ. Khi giảm tải trọng, pittông dịch chuyển lên phía trên, không khí từ bầu xếp 5 qua bộ điều chỉnh xả ra ngoài, vỏ xe hạ xuống.

Có lắp thêm van giảm tốc thủy lực để khi xe chạy trên đường gồ ghề, giữ an toàn cho bộ điều chỉnh ổn định vị trí của thùng xe đảm bảo hành trình động của hệ thống treo không đổi nâng cao tính êm dịu, giảm mòn lốp.



Hình 9.26. Hệ thống treo hơi

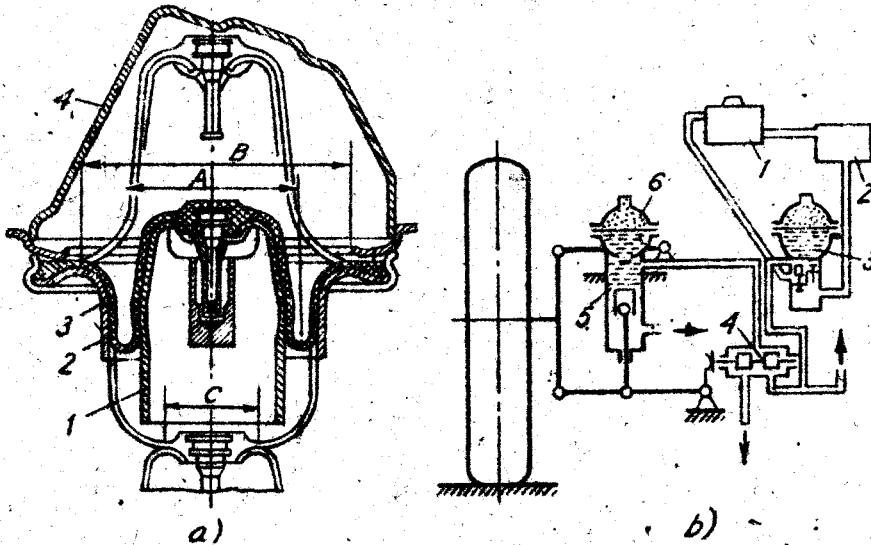
- a) Phần tử đàn hồi hơi (1. Vỏ bọc hai lớp, 2. Vòng phân phối, 3. Vòng hãm, 4. Bu lông)
b) Sơ đồ hệ thống treo hơi (1. Máy nén khí, 2, 7. Bình lọc khí, 3. Bộ điều tiết, 4. Đòn, 5. Bình xếp, 6. Bình hơi phụ, 8. Bình hơi)

9.2. Hệ thống treo thủy khí.

Phần tử đàn hồi loại màng được dùng nhiều. Cấu tạo chủ yếu (hình 9.27a) gồm có vỏ 4 nối với phần được treo của xe, pittông 1 nối với phần không được treo.

Áp suất khí nén trong khoang giữa vỏ 4 và màng 3 khi làm việc là 500 — 700kpa và không được giảm quá 250 — 300kpa. Tấm giới hạn 2 để bảo vệ màng. Diện tích màng phù hợp với các đường kính A, B, C; có thể thay đổi trong phạm vi rộng, cho phép thay đổi độ cứng và đặc tính đàn hồi khi cần thiết.

Ưu điểm của loại này là tần số dao động riêng thấp gần trạng thái tĩnh, cho phép có đường đặc tính đàn hồi mong muốn.



Hình 9.27. Hệ thống treo thủy khí.

- a) Phần tử đàn hồi kiểu màng. 1. Pittông, 2. Tấm giới hạn, 3. Màng, 4. Vỏ
 b) Sơ đồ hệ thống treo thủy khí, 1. Bơm, 2. Bình chứa, 3. Bộ điều tiết áp suất, 4. Bộ điều chỉnh, 5. Khoảng không gian, 6. Van

Hệ thống treo thủy khí (hình 9.27b) có nguyên lý như sau : Bơm 1 đưa chất lỏng từ bình 2 vào bộ điều tiết áp suất 3 và vào khoảng không gian 5 phía trên màng, còn phía dưới là khí nén. Nếu áp suất trong bộ điều tiết 3 cao hơn quy định, một phần chất lỏng trở về bình 2. Bộ điều chỉnh 4 có nhiệm vụ giữ nguyên khoảng cách giữa cầu và thùng xe. Hệ thống van 6 có nhiệm vụ dập tắt giao động giữa thùng và bánh xe.

Các loại treo thủy khí và treo hơi là xu hướng phát triển tương lai của thiết kế xe.

HỆ THỐNG PHANH

I. Công dụng phân loại và yêu cầu

1.1. Công dụng :

Hệ thống phanh dùng để giảm tốc độ của ôtô cho đến khi ngừng hẳn, hoặc đến một tốc độ cần thiết nào đó và dùng để giữ ôtô đứng ở các dốc.

Hệ thống phanh đảm bảo cho xe ôtô chạy an toàn ở tốc độ cao, nâng cao năng suất vận chuyển.

1.2. Phân loại :

Tùy theo cách bố trí có thể chia hệ thống phanh thành hai loại : phanh ở bánh xe và phanh truyền lực, chia theo kết cấu của cơ cấu phanh có : phanh guốc, phanh đai, phanh đĩa, chia theo phương thức dẫn động có : dẫn động phanh bằng cơ khí, chất lỏng, khí điện hoặc tổng hợp.

1.3. Yêu cầu :

Hệ thống phanh là một bộ phận quan trọng của xe ôtô đảm nhận chức năng « an toàn chủ động » (*) hệ thống đó phải thỏa mãn các yêu cầu sau đây :

- Có hiệu quả phanh cao nhất ở tất cả các bánh xe trong mọi trường hợp.
- Hoạt động êm dịu để đảm bảo sự ổn định của xe ôtô khi phanh.
- Điều khiển nhẹ nhàng để giảm cường độ lao động của người lái.
- Có độ nhạy cao để thích ứng nhanh với các trường hợp nguy hiểm.
- Đảm bảo việc phân bố mômen phanh trên các bánh xe phải theo nguyên tắc sử dụng hoàn toàn trọng lượng bám khi phanh với mọi cường độ.
- Không có hiện tượng tự xiết.
- Thoát nhiệt tốt.
- Có hệ số ma sát μ cao và ổn định.
- Giữ được tỉ lệ thuận giữa lực tác dụng lên bàn đạp phanh và lực phanh sinh ra ở cơ cấu phanh.
- Có độ tin cậy, độ bền và tuổi thọ cao.

(*) Hiện nay có xu hướng nghiên cứu về « an toàn bị động ».

2. Cơ cấu phanh loại guốc.

Cơ cấu phanh là bộ phận trực tiếp làm giảm tốc độ góc của bánh xe ôtô.

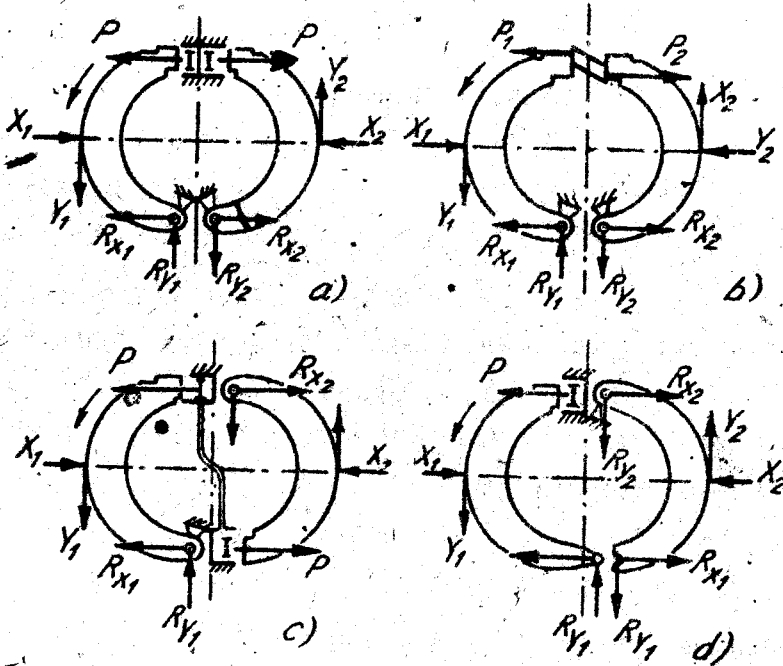
Ngày nay, cơ cấu phanh loại tang trống với các guốc phanh bố trí bên trong được sử dụng rộng rãi. Ngoài những yêu cầu chung, cơ cấu phanh còn có những yêu cầu riêng, như mômen phanh phải lớn, luôn luôn ổn định khi điều kiện bên ngoài và chế độ phanh thay đổi (như tốc độ xe, số lần phanh, nhiệt độ môi trường...).

Để đánh giá cơ cấu phanh, người ta thường dùng khái niệm tỉ số truyền của cơ cấu phanh, tức là tỉ số của mômen phanh M_p và mômen của lực dẫn động ΣP , với cánh tay đòn là bán kính của trống phanh R_t :

$$C = \frac{M_p}{R_t - \Sigma P}$$

Sự khác nhau của các cơ cấu phanh loại guốc là ở cách bố trí các điểm cố định của guốc phanh và đặc tính của lực dẫn động. Trên hình 10.1 trình bày bốn sơ đồ cơ cấu phanh loại guốc cơ bản nhất.

Các sơ đồ — a và b có điểm đặt cố định, riêng rẽ, và về một phía; sơ đồ — c có điểm cố định, riêng rẽ và về hai phía; sơ đồ — d có một điểm đặt cố định. Các sơ đồ a, c, d có lực dẫn động tác dụng lên các guốc phanh bằng nhau còn sơ đồ — b có lực dẫn động khác nhau nhưng các guốc phanh có dịch chuyển góc như nhau.



Hình 10.1. Sơ đồ các cơ cấu phanh loại guốc.

a — Có điểm đặt riêng rẽ một phía và các lực dẫn động bằng nhau.

b — Như a, nhưng với độ dịch chuyển góc bằng nhau — c: điểm đặt cố định hai phía với lực dẫn động bằng nhau — d có một điểm tựa.

2.1. Cơ cấu phanh có điểm đặt cố định riêng rẽ, về một phía, các lực dẫn động bằng nhau :

Theo hình 10.1.a, lực dẫn động P làm quay guốc phanh trước xung quanh điểm đặt cố định ngược chiều kim đồng hồ và ép nó vào trống phanh đang quay. Trên sơ đồ biểu thị các phản lực pháp tuyến X_1 và tiếp tuyến Y_1 với quan hệ :

$$Y_1 = f \cdot X_1 \quad (10.1)$$

Trong đó f - Hệ số ma sát của cặp trống phanh guốc phanh, R_{x1} , R_{y1} là các phản lực ở các điểm đặt cố định của guốc phanh.

Viết phương trình cân bằng mômen của tất cả các lực so với điểm cố định của guốc phanh trước :

$$P \cdot h + Y_1 R_t - X_1 \cdot \frac{h}{2} = 0.$$

Từ đó theo biểu thức (10.1) rút ra.

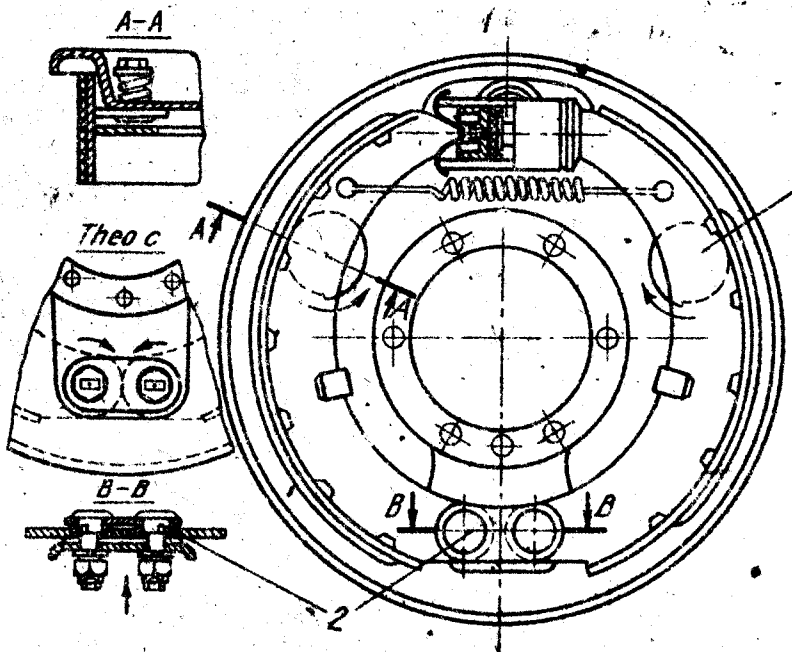
$$Y_1 = \frac{P \cdot f \cdot h}{0,5h - f \cdot R_t}$$

Mômen ma sát ở guốc phanh trước :

$$M_{p1} = Y_1 R_t = \frac{P \cdot f \cdot h \cdot R_t}{0,5h - f R_t} \quad (10.2)$$

Các lực tác dụng lên guốc phanh sau hoàn toàn tương tự, do đó mômen ma sát ở guốc phanh sau là :

$$M_{p2} = Y_2 \cdot R_t = \frac{P \cdot f \cdot h \cdot R_t}{0,5h + f R_t} \quad (10.3)$$

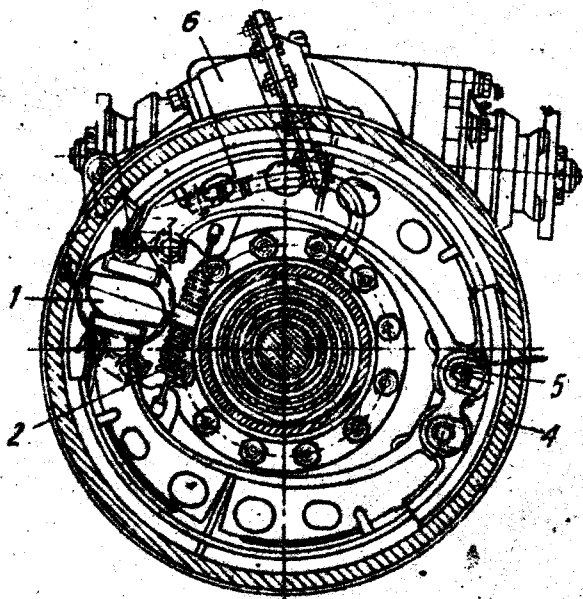


Hình 10.2. Cơ cấu phanh bánh trước xe GAZ-53A.
1. Cặp lệch tâm ; 2. Chốt có vòng đệm lệch tâm

Từ các phương trình (10.2) và (10.3) dễ nhận thấy rằng khi các lực dẫn động P bằng nhau, các tham số của guốc phanh giống nhau thì mômen ma sát của guốc phanh trước lớn hơn của guốc phanh sau. Sở dĩ như vậy là vì mômen ma sát ở trên guốc phanh trước có xu hướng cường hóa cho lực dẫn động, còn ở guốc sau có xu hướng chống lại lực dẫn động. Khi xe có chuyển động lùi sẽ có hiện tượng ngược lại.

Cơ cấu phanh này còn được gọi là cơ cấu phanh không cân bằng vì X_1, X_2 và Y_1, Y_2 không bằng nhau. Vì $X_1 > X_2$ và $Y_1 > Y_2$, số lần phanh khi xe chuyển động tiến nhiều hơn khi xe lùi, nên cường độ hao mòn của tấm ma sát phía trước lớn hơn tấm ma sát sau rất nhiều. Để cân bằng sự hao mòn của hai tấm ma sát, khi sửa chữa có thể thay thế cùng một lúc, người ta làm tấm ma sát trước dài hơn tấm sau. Đôi khi làm tấm trước dài hơn. Kết cấu của loại cơ cấu phanh này ở hình 10.2 — Khe hở giữa guốc phanh và trống phanh được điều chỉnh bằng cân lệch tâm, còn định tâm guốc phanh bằng chốt có vòng đệm lệch tâm ở điểm ti cố định.

2.2. Cơ cấu phanh có điểm đặt cố định riêng rẽ về một phía và các guốc phanh có dịch chuyển góc như nhau :



Hình 10.3. Kết cấu phanh xe ZIL-131.

1. Cam quay, 2. Lò xo, 4. Trống phanh
5. Chốt lệch tâm, 6. Bảu phanh

Mômen phanh tổng cộng của cơ cấu phanh như sau :

$$M_p = R_t \cdot f \cdot h \frac{P_1(0,5h + fR_t) + P_2(0,5 - fR_t)}{0,25h^2 - f^2R_t^2} \quad (4.10)$$

Trị số mômen này không thay đổi khi xe chuyển động lùi. Cơ cấu phanh này có cường độ ma sát ở các tấm ma sát như nhau và được gọi là cơ cấu phanh cân bằng :

Kết cấu cụ thể loại cơ cấu phanh này thể hiện ở hình 10.3. Do prophin của cam ép đối xứng nên các guốc phanh có dịch chuyển góc như nhau.

Ở cơ cấu phanh này (hình 10.1b) các phản lực tiếp tuyến và pháp tuyến bằng nhau : $X_1 = X_2 ; Y_1 = Y_2$. Mômen ma sát ở các guốc phanh trong sơ đồ này cũng giống như ở sơ đồ — a, nhưng mômen ma sát ở các guốc phanh bằng nhau :

$$M_{p1} = M_{p2}$$

hay :

$$\frac{P_1 \cdot f \cdot R_t \cdot h}{0,5h - f \cdot R_t} = \frac{P_2 \cdot f \cdot R_t \cdot h}{0,5 + f \cdot R_t}$$

Do vậy các lực dẫn động $p_1 ; p_2$ không bằng nhau :

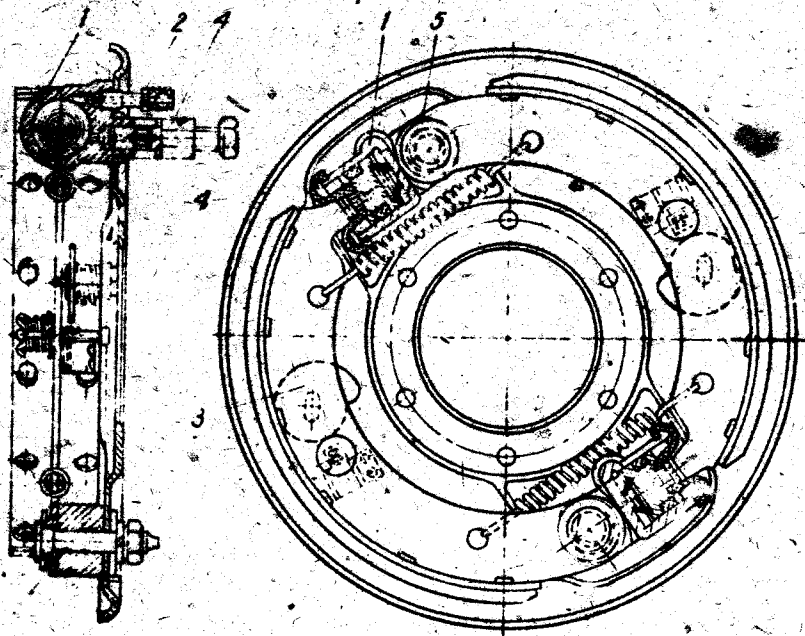
$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{0,5h - fR_t}{0,5h + fR_t}$$

trong đó $P_1 < P_2$

Để điều chỉnh khe hở giữa trống phanh và guốc phanh có hỗ trợ cấu trúc vít bánh vít nhằm thay đổi vị trí của cam ép, và chốt lệch tâm ở điểm đặt cố định.

2.3. Cơ cấu phanh có điểm đặt cố định riêng rẽ về hai phía và lực dẫn đồng bằng nhau.

Sơ đồ ở hình 10.1, kết cấu cụ thể ở hình 10.4.



Hình 10.4. Kết cấu phanh xe UAZ-452.

1. Xi lanh, phanh, 2. Ốc xả khí, 3. Cam lệch tâm
4. Ống dẫn dầu, 5. Chốt cố định

Trong kết cấu này các phản lực pháp tuyến, tiếp tuyến và mômen ma sát ở các guốc phanh bằng nhau:

$$X_1 = X_2; Y_1 = Y_2; M_{p1} = M_{p2} = \frac{P \cdot R_t \cdot f \cdot h}{(0,5h - fR_t)}$$

Mômen phanh tổng cộng như sau:

$$M_p = \frac{2 \cdot p \cdot R_t \cdot f \cdot h}{0,5h - fR_t} \quad (10.5)$$

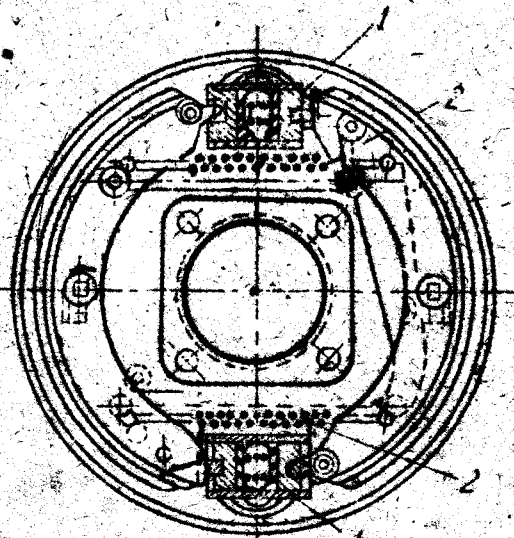
Cơ cấu phanh này thuộc loại cân bằng, cường độ hao mòn của các tấm ma sát giống nhau vì chế độ làm việc của hai guốc phanh như nhau. Khi chuyển động lùi, mômen phanh giảm xuống khá nhiều, do đó hiệu quả phanh khi tiến và lùi rất khác nhau.

Cơ cấu điều chỉnh khe hở giữa trống phanh và guốc phanh là cam lệch tâm và chốt lệch tâm.

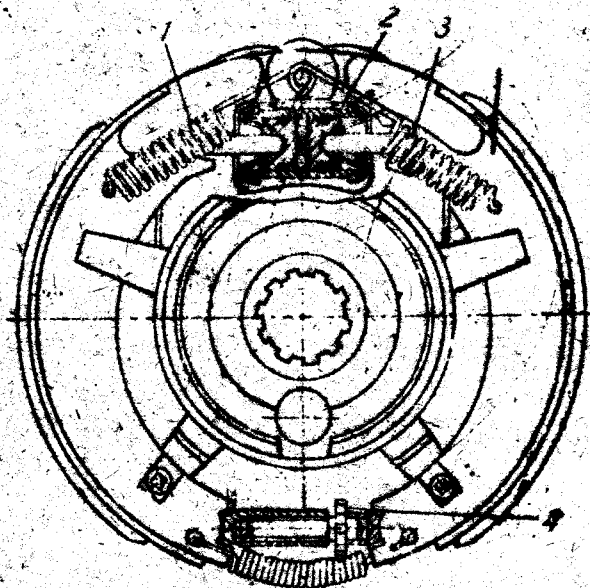
2.4. Cơ cấu phanh loại hơi

Dùng hai xi lanh làm việc tác dụng lực dẫn động lên đầu trên và đầu dưới của guốc phanh. Khi phanh, các guốc dịch chuyển theo chiều ngang và ép má phanh sát vào trống phanh. Nhờ sự ma sát nên các guốc phanh bị cuốn theo chiều quay của trống phanh. Mỗi guốc sẽ tác dụng lên pittông một phần lực và đẩy ống xi lanh làm việc li sát vào điểm cố định. Với phương án kết cấu cơ phần phức tạp này, hiệu quả phanh khi tiến và lùi bằng nhau.

Sơ đồ và kết cấu loại phanh này ở hình 10.5.



Hình 10.5. Sơ đồ và kết cấu phanh hơi
1. Xi lanh phanh, 2. Lò xo



Hình 10.6. Cơ cấu phanh xe GAZ
1.3. Lò xo, 2. Xi lanh, 3. Cơ cấu điều chỉnh

2.5. Cơ cấu phanh tự cường hóa.

Sơ đồ cấu tạo ở hình 10.1d, kết cấu ở hình 10.6.

Theo sơ đồ thì guốc phanh sau được li vào chốt cố định và bản thân guốc phanh sau lại đóng vai trò là chốt, chặn của guốc phanh trước.

Mômen ma sát ở guốc phanh trước được xác định:

$$M_{p1} = \frac{P \cdot R_t \cdot h \cdot f}{0,5h - f \cdot R_t}$$

Lực dẫn động của guốc phanh sau là lực dẫn động của guốc phanh trước tác dụng thông qua chốt li trung gian, từ điều kiện cân bằng theo phương ngang các lực tác dụng lên guốc phanh trước có thể xác định được lực tác dụng lên guốc trước:

$$P + R - X_1 = 0$$

Coi

$$X_1 = \frac{P \cdot h}{0,5h - f \cdot R_t} \quad (thi :)$$

$$R_{p1} = X_1 - P = P \left(\frac{h}{0,5h - f \cdot R_t} - 1 \right)$$

Từ đó mômen góc phanh sau :

$$M_{ps} = P \cdot R_1 \cdot f \cdot h \frac{0,5h + fR_1}{(0,5 - fR_1)^2}$$

Mômen phanh tổng cộng :

$$M_p = \frac{P \cdot R_1 \cdot f \cdot h^2}{(0,5h - f \cdot R_1)^2} \quad (10.6)$$

Do $M_{p1} < M_{p2}$ nên $X_1 < X_2$; $Y_1 < Y_2$ nên cơ cấu phanh này thuộc loại không cân bằng, sự hao mòn của guốc phanh sau sẽ lớn hơn guốc phanh trước rất nhiều. Khi xe lùi, mômen phanh M_p sẽ giảm đi nhiều. Do guốc phanh sau mòn nhiều hơn guốc phanh trước, nên tấm ma sát guốc phanh sau dài hơn guốc phanh trước.

Điều chỉnh khe hở giữa guốc phanh và trống phanh bằng cơ cấu ren trong chốt ti trung gian làm thay đổi chiều dài của chốt này.

2.6. So sánh các cơ cấu phanh loại guốc :

Đề có thể so sánh một số phương án đã nêu, cần cố định các thông số như cho $h = 1,6R_1$; $f = 0,3$.

a — Tỷ số truyền của cơ cấu phanh. Nếu lấy tỷ số truyền của cơ cấu phanh ở hình 10.1.b là 1 thì ở hình 10.1.a là 1,22, có nghĩa là hiệu quả tác dụng của nó lớn hơn 22%, còn trên hình 10.1.c là 60% (1,6) hình 10.1.d là 150% (2,56).

b — Sự không cân bằng của cơ cấu phanh. Được đánh giá bằng lực tổng cộng tương đối tác dụng trên các ổ đỡ của bánh xe khi phanh $(\Delta\bar{X} + \Delta\bar{Y})/P$. Theo hình 10.1 thì ở các sơ đồ b và c cho $(\Delta\bar{X} + \Delta\bar{Y})/P = 0$, còn sơ đồ a là 1,73 sơ đồ d là 3,84.

c — Sự làm việc ổn định của cơ cấu phanh. Biểu đồ ở hình 10.7 chỉ sự làm việc ổn định của cơ cấu phanh.

Trục hoành là hệ số ma sát f , trục tung là tỷ số của M_{ps} khi $f < 0,3$ và M_p khi $f = 0,3$.

Cơ cấu phanh ở sơ đồ b có sự ổn định cao nhất, và khi hệ số ma sát giảm thì mômen ma sát của cơ cấu phanh giảm đến mức thấp nhất, còn cơ cấu phanh tự cường hóa có độ ổn định thấp hơn cả.

2.7. Vật liệu chế tạo tấm ma sát.

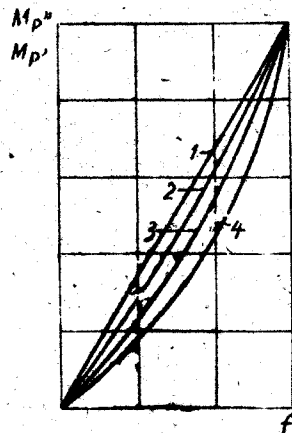
Vật liệu này phải thỏa mãn các yêu cầu sau :

— Có hệ số ma sát giữa các cặp bề mặt làm việc cao (0,3 — 0,35).

— Hệ số ma sát ổn định khi bị đốt nóng và tốc độ trượt lớn, khi bị dính dầu, bụi, nước.

— Ở nhiệt độ cao (300 — 400°C) vẫn có độ cứng lớn.

Loại vật liệu sợi át bet có kết dính hữu cơ được dùng nhiều. Đôi khi dùng chất dẻo lấy từ êbonit. Trong tương lai dùng kim loại gốm, loại này đáp ứng các yêu cầu trên.



Hình 10.7. Quan hệ tỷ lệ mômen phanh và hệ số ma sát

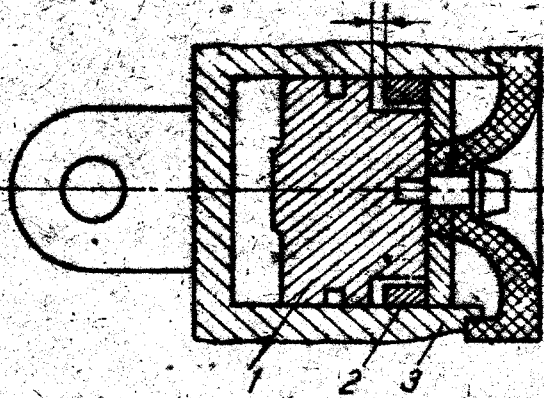
1. Các điểm đặt một phía và hành trình giống nhau
2. Điểm đặt một phía và lực dẫn động giống nhau;
3. Điểm đặt hai phía và lực dẫn động giống nhau;
4. Tự cường hóa.

2.8. Điều chỉnh cơ cấu phanh.

Trong quá trình phanh nhiều lần, giữa các phần tử của cơ cấu phanh bị nóng lên và mòn tấm ma sát, làm khe hở giữa tấm ma sát với trống phanh hoặc đĩa phanh tăng lên, thời gian phanh kéo dài, hiệu quả phanh giảm. Trong quá trình sử dụng, khi xe vào bảo dưỡng, khe hở này thường xuyên được kiểm tra và điều chỉnh lại.

Dưới đây giới thiệu một số phương án điều chỉnh tự động khe hở này.

Cơ cấu điều chỉnh tự động có nhiều loại : loại má sát, loại cóc, loại thanh răng, loại chêm...



Hình 10.8. Xi lanh có cơ cấu tự động điều chỉnh của GAZ-24

1. Pittông; 2. Vòng thép; 3. Xi lanh

Vòng đệm vành 3 ép chặt hai vòng ma sát 5, khi phanh, guốc phanh cũng với các vòng đệm dịch chuyển về phía trống phanh với khe hở giới hạn $d_2 > d_1$.

Nếu má phanh bị mòn, khe hở giữa chúng với trống phanh > quá giới hạn $d_1 - d_2$, thì guốc phanh tự động dịch đến vị trí mới.

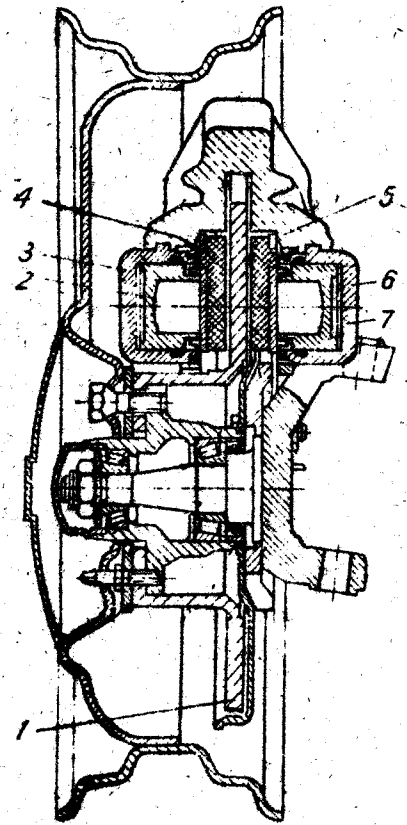
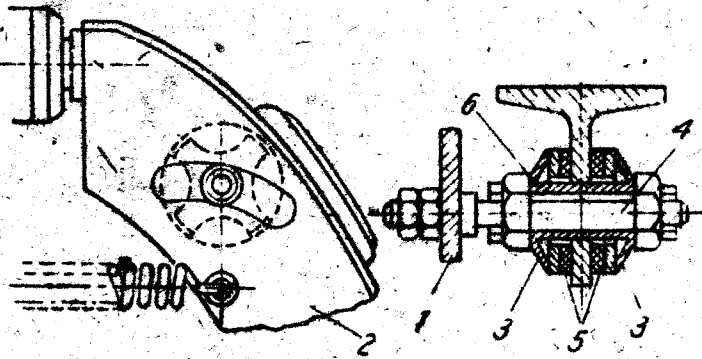
3. Cơ cấu phanh loại đĩa

Phanh đĩa ngày càng được sử dụng nhiều trên ôtô. Có hai loại phanh đĩa : loại đĩa quay và loại vô quay. Phanh đĩa có nhiều ưu điểm so với phanh guốc : áp suất trên bề mặt ma sát của má phanh giảm và phân bố đều ; má phanh ít mòn và mòn đều nên ít phải điều chỉnh điều kiện làm việc ; momen phanh khi xe, tiến cũng như lùi đều như nhau, lực chiều trục tác dụng lên đĩa là cân bằng ; có khả năng làm việc với khe hở bé nên giảm được thời gian tác dụng phanh ; nhược điểm là khó giữ được sạch trên các bề mặt ma sát.

Trên hình 10.10 là kết cấu phanh đĩa loại hở. Đĩa phanh 1 nằm giữa hai tấm ma sát 2 và 5. Khi phanh, áp lực dẫn trong các xi lanh 3 và 6 tăng lên, đẩy các pittông 4 và 7 ép các tấm ma sát vào đĩa.

Mômen phanh được xác định :

$$M_p = 2P \cdot R_{tb} \cdot f \quad (10.7)$$



Hình 10.9. Cơ cấu điều chỉnh loại chốt
1. Mâm phanh; 2. Góc phanh; 3. Đệm vành
4. Chốt; 5. Vòng ma sát

Hình 10.10. Cơ cấu phanh đĩa bánh trước xe VAZ-2101.

Ở đây: R_{Tb} — Bán kính ma sát trung bình của đĩa
 f — Hệ số ma sát.
 P — Lực áp tấm ma sát lên đĩa.

$$P = f_0 \frac{\pi d^2}{4}$$

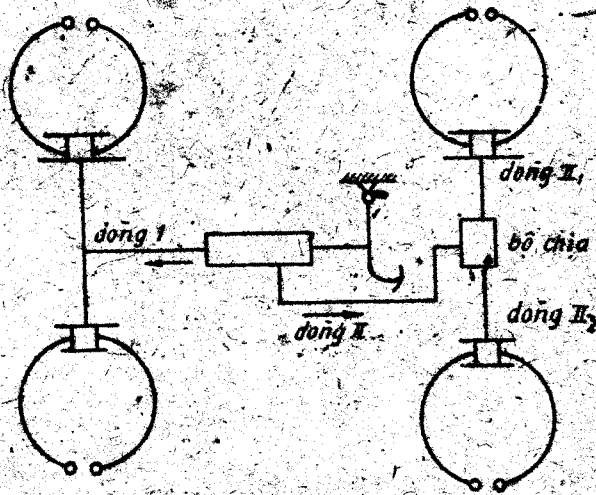
Ở đây: f_0 — Áp suất dầu trong xi lanh.
 d — Đường kính xi lanh.

4. Dẫn động phanh bằng chất lỏng

Dẫn động phanh là một hệ thống các chi tiết truyền lực tác dụng trên bàn đạp đến cơ cấu phanh và làm cho các góc phanh bung ra nhằm thực hiện quá trình phanh. Ở phanh dầu, chất lỏng được sử dụng để dẫn truyền lực tác dụng nêu trên. Đặc điểm quan trọng của dẫn động phanh dầu là các bánh xe được phanh cùng một lúc vì áp suất trong đường ống chỉ bắt đầu tăng lên khi tất cả các má phanh ép sát vào các trống phanh. Dẫn động phanh dầu có các ưu điểm sau:

— Có thể phân bố lực phanh giữa các bánh xe hoặc giữa các góc phanh theo đúng yêu cầu thiết kế.

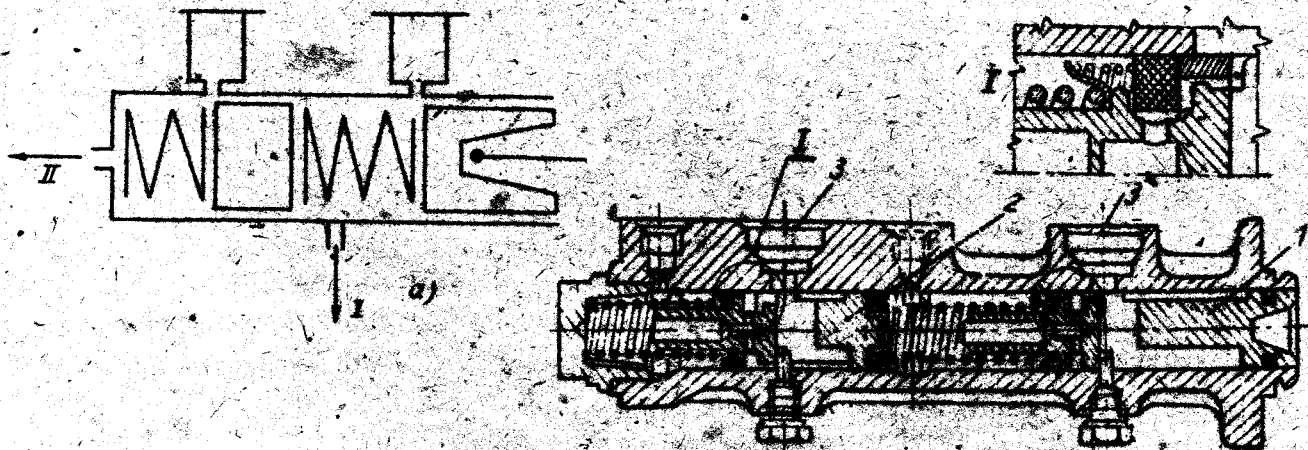
- Có hiệu suất cao.
- Độ nhạy tốt,
- Kết cấu đơn giản.
- Có khả năng dùng trên nhiều loại xe ôtô khác nhau mà chỉ cần thay đổi cơ cấu phanh.



Hình 10.11. Một sơ đồ dẫn động phanh dầu hai dòng

Một sơ đồ dẫn động phanh dầu 2 dòng được trình bày trên.

1.1. Xi lanh chính hai pittông: gồm có pittông chính 1 được nối với bàn đạp, và pittông trung gian 2 được đặt tự do ở phần giữa của xi lanh. Pittông 2 chia không gian xi lanh thành hai khoang riêng biệt để nối với các dòng dẫn động phanh. Mỗi dòng được cung cấp dầu bởi một bầu chứa riêng (hình 10.12).



Hình 10.12. Xi lanh chính hai pittông
a) Sơ đồ nguyên lý, b. Cấu tạo của xi lanh.

Khuyết điểm

- Không thể tạo được tỉ số truyền lớn, vì thế phanh dầu không có cường hóa chỉ dùng cho ôtô có trọng lượng toàn bộ nhỏ.
- Lực tác dụng lên bàn đạp lớn.
- Khi có chỗ nào bị dò (chảy dầu) thì cả hệ thống phanh đều không làm việc được; khắc phục khuyết điểm này bằng cách dẫn động hai dòng.

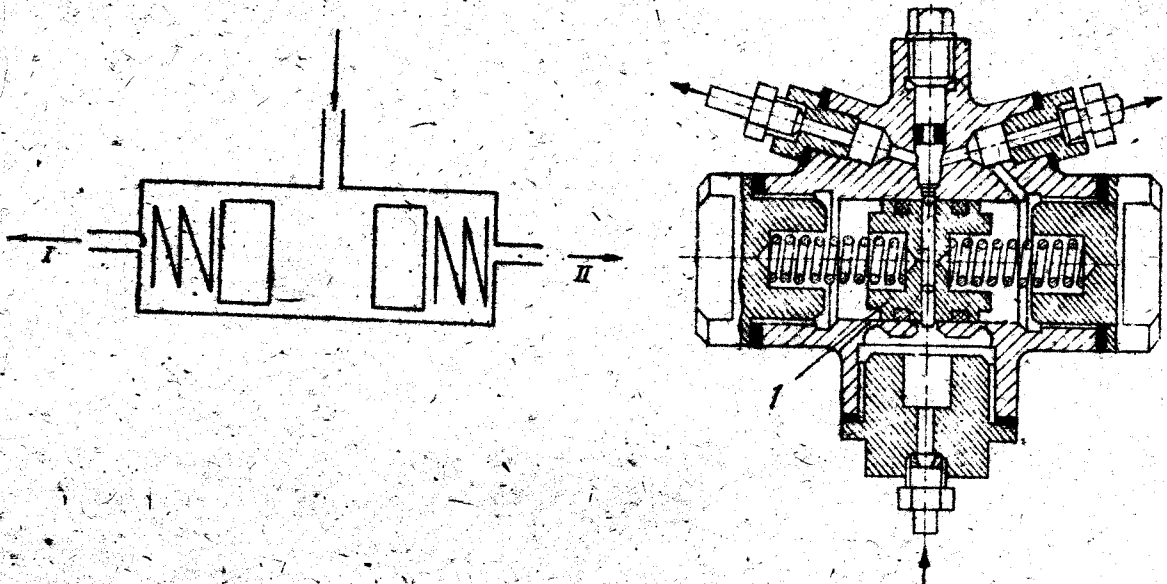
Dẫn động phanh dầu một dòng được trình bày rất kỹ trong các giáo trình «cấu tạo ôtô» nên giáo trình này chú trọng giới thiệu dẫn động phanh dầu hai dòng.

Khi phanh, pittông chính 1 sẽ chuyển dịch về phía trái tạo nên áp suất cao ở khoang I, qua pittông trung gian 2 tạo nên áp suất cao ở khoang II.

Khi xảy ra hư hỏng ở một dòng nào đó thì pittông sẽ chuyển dịch một cách tự do cho đến khi chạm vào pittông trung gian hoặc chạm vào đáy của xi lanh. Sau đó trong buồng xi lanh của dòng không hư hỏng sẽ tạo nên áp suất làm việc, xe vẫn bị hãm nhưng hiệu quả phanh kém. Ngược lại sẽ cảm thấy hư hỏng vì hành trình của bàn đạp tăng lên.

4.2. Bộ chia: Dùng để phân tách hoạt động của hai dòng (hình 10.13).

Khi phanh, chất lỏng từ xi lanh chính bị dồn đến khoang A gây nên lực tác dụng lên các pittông 1 và trong dòng I, II áp suất làm việc tăng lên cho đến khi cân bằng với áp suất trong khoang A. Khi xảy ra hư hỏng ở một dòng nào đó thì dòng thứ hai vẫn làm việc bình thường, song hiệu quả phanh của cả xe giảm sút và người lái cũng nhận biết về hành trình bàn đạp tăng lên.

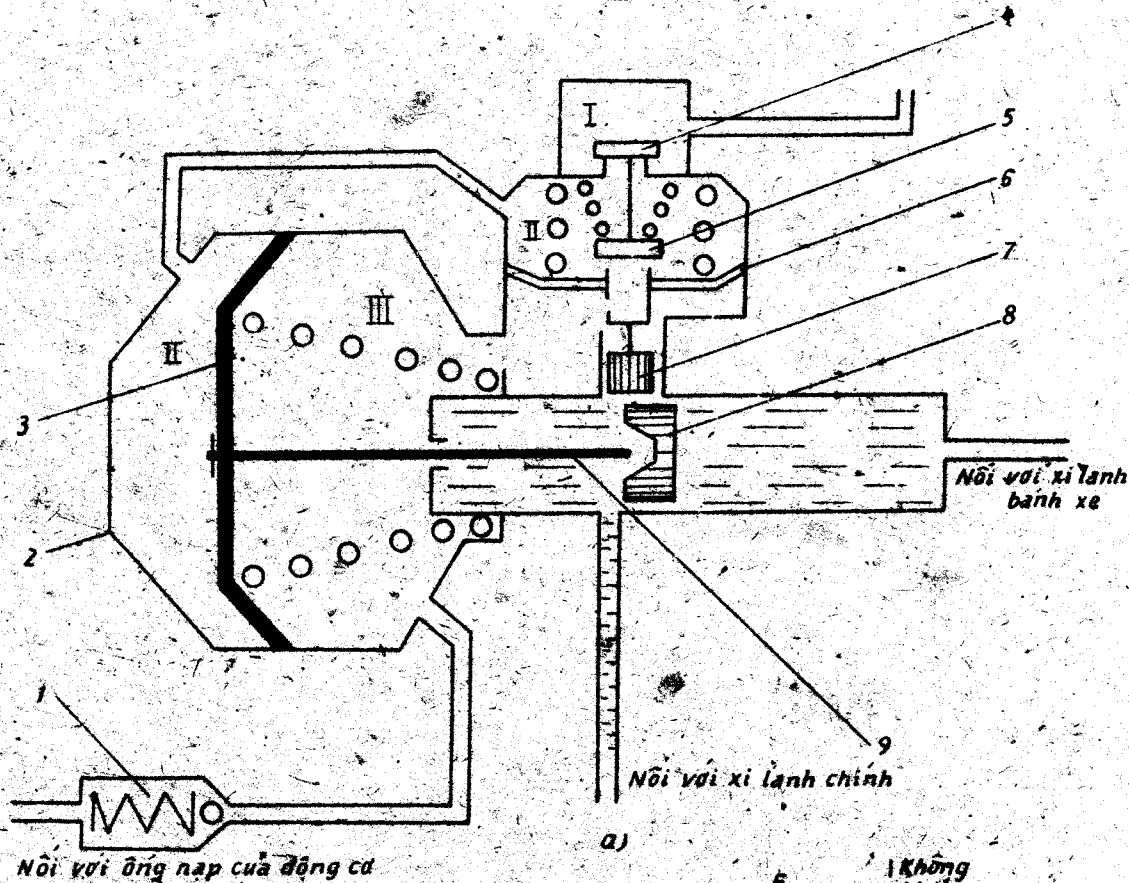


Hình 10.13. Bộ chia, a) Sơ đồ, b) Cấu tạo 1. Pittông

4.3. Bộ trợ lực chân không

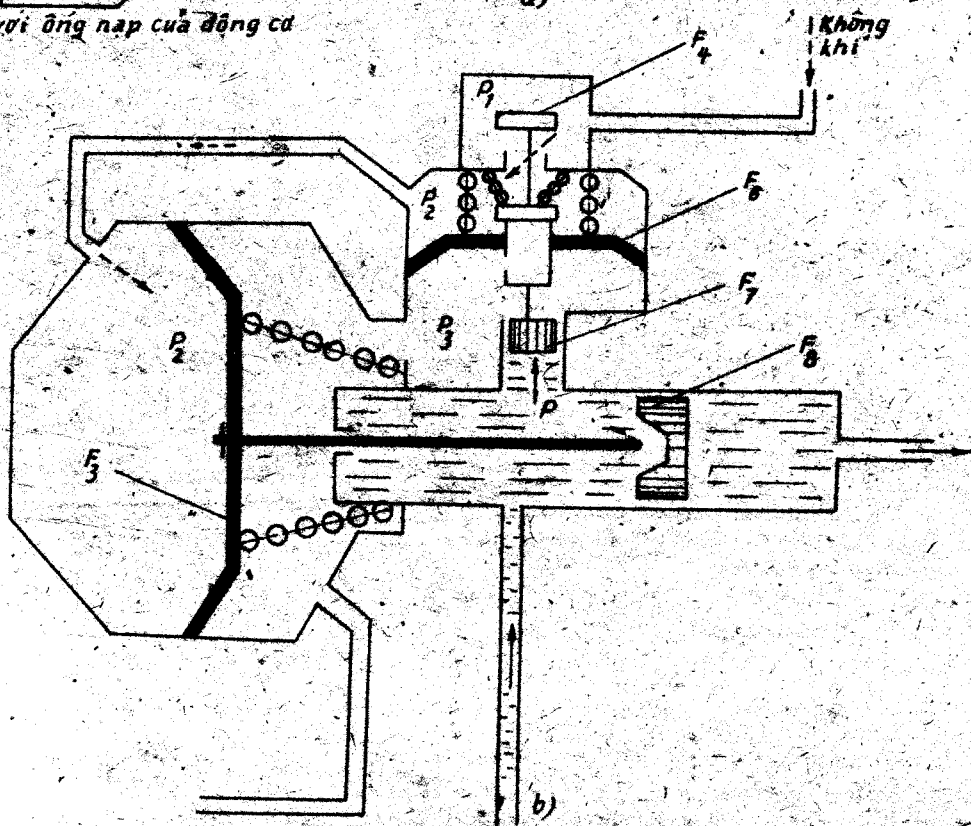
Buồng chân không được nối với đường ống nạp của động cơ bằng van ngược chiều 1. Ở vị trí không sử dụng phanh (hình 10.14a) dưới tác dụng của các lò xo, van không khí 4 bị đóng lại, còn van chân không 5 được mở ra làm cho buồng II tách biệt với buồng I, nhưng lại thông với buồng III. Độ chân không của hai buồng II và III bằng nhau và bằng độ chân không cực đại. Δp_{max} tạo nên bởi động cơ. Do không có sự chênh áp trước và sau màng 3 nên thành 9 không dịch chuyển.

Khi phanh chất lỏng từ xi lanh chính đi lên với áp suất p, đẩy pittông 7 lên một ít, đóng kín van chân không 5, mở van không khí 4. Lúc đó buồng II tách biệt với buồng III, nhưng lại thông với buồng I, không khí tràn vào làm cho chân không của buồng II thay đổi. Do sự chênh áp trước và sau màng 3 nên thành 9 dịch chuyển, tạo thêm một lực tác dụng lên pittông 8.



Nối với ống nạp của động cơ

a)



b)

Hình 10.14. Nguyên lý làm việc của bộ trợ lực chân không. a) Không phanh, b) Phanh.
 1. Van một chiều, 2. Bầu chân không, 3. Màng, 4. Van không khí, 5. Van chân không,
 6. Màng, 7. Pittông, 8. Pittông, 9. Thanh dẫn.

Ngoài ra, pittông 8 vẫn chịu tác dụng của áp suất dầu do xi lanh chính dồn lên.

Kết điều kiện cân bằng của màng 6 chúng ta có:

$$f \cdot F_7 = (p_1 - p_2) \cdot F_6 + (p_1 - p_2) \cdot F_4 + P_{1,x} \quad (10.8)$$

Trong đó:

p — Áp suất dầu của xi lanh chính.

p_1, p_2, p_3 — Áp suất khí của các buồng I, II, III

F_7 — Diện tích của pittông 7.

F_6 — Diện tích của màng 6

F_4 — Diện tích của van không khí 4.

$P_{1,x}$ — Lực tổng hợp của các lò xo của van 4 và 5.

Khi van 4 mở, $p_1 \approx p_2$ cho nên có thể tính toán gần đúng biểu thức (10.8) như sau:

$$p \cdot F_7 = \Delta p \cdot F_6 \quad (10.9)$$

Δp — Độ chênh áp trên và dưới màng 6, hoặc trước và sau màng 3, giá trị cực đại $\Delta p_{\max} = p_1 - p_2$ chính là độ chân không tạo nên bởi động cơ, khi tính toán lấy Δp_{\max} bằng 0,05N.Mpa

Từ đó:
$$\Delta p = p \frac{F_7}{F_6} \quad (10.10)$$

Do sự chênh áp trước và sau màng 3, nên thanh 9 chịu một lực F_9 và sau đó tác dụng lên pittông 8 tạo nên áp suất hỗ trợ p' .

$$F_9 = \Delta p F_3 \quad (10.11)$$

F_3 — Diện tích của màng 3.

$$p' = \frac{F_9}{F_8} \quad (10.12)$$

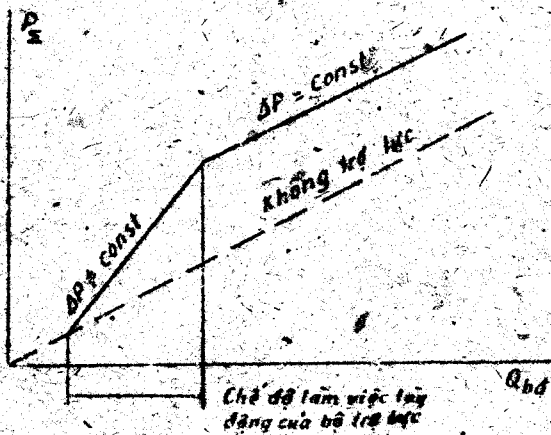
F_8 — Diện tích của pittông 8.

Kết hợp các biểu thức (10.10), (10.11) và (10.12) chúng ta có:

$$p' = p \frac{F_7 F_3}{F_6 F_8} \quad (10.13)$$

Áp suất tổng cộng tác dụng lên pittông 8 để đẩy dầu phanh đều các xi lanh bánh xe là:

$$p_2 = p \cdot \left(1 + \frac{F_7}{F_6} \cdot \frac{F_3}{F_8} \right) = K_c \cdot p \quad (10.17)$$



Minh 10.15. Đường đặc tính của dẫn động phanh có bộ trợ lực chân không.

K_c — Hệ số cường hóa.

Đường đặc tính của dẫn động phanh có cường hóa được trình bày trên hình số 10.15 thể hiện quan hệ giữa áp suất trong hệ thống P_2 và tác dụng lên bàn đạp Q_{bd} .

4.1. Bộ trợ lực khí ép: (Cường hóa khí ép) bộ trợ lực khí ép thường được sử dụng kết hợp với dẫn động phanh thủy lực dùng trong các loại xe tải loại trung bình, loại nặng, và các xe kéo moóc, nửa moóc. Không khí nén tạo ra lực dẫn động, còn dẫn động thủy lực truyền lực dẫn động đó tới cơ cấu phanh.

Ưu điểm của hệ thống dẫn động thủy lực có bộ trợ lực khí ép là: Phần khí ép đảm bảo việc điều khiển nhẹ nhàng, nhất là điều khiển dẫn động phanh ở các moóc và nửa moóc. Còn phần thủy lực bảo đảm bảo việc phanh đồng thời các bánh xe và giảm thời gian chậm tác dụng của cơ cấu phanh.

Sơ đồ dẫn động thủy lực có bộ trợ lực khí ép ở hình 10.16. Lực đạp P của người lái tác dụng lên bàn đạp được truyền tới trục của cơ cấu tùy động và pittông trong xi lanh lực theo quan hệ tỷ lệ nghịch với các cánh tay đòn của đòn 2.

Áp lực trong khoang B của cơ cấu tùy động được xác định theo công thức:

$$P_2 = \frac{P_2 - C_1 f_1}{F_2} = \frac{P \cdot i_1 \cdot \frac{a}{a+b} - C_1 f_1}{F_1} \quad (10.15)$$

Trong đó: $C_1 f_1$ — Lực nén của lò xo 1.

F_2 — Diện tích pittông của cơ cấu tùy động.

i_1 — Tỷ số truyền của bàn đạp phanh.

a, b — Các cánh tay đòn của đòn 2.

Áp lực trong xi lanh phanh chính được xác định theo công thức:

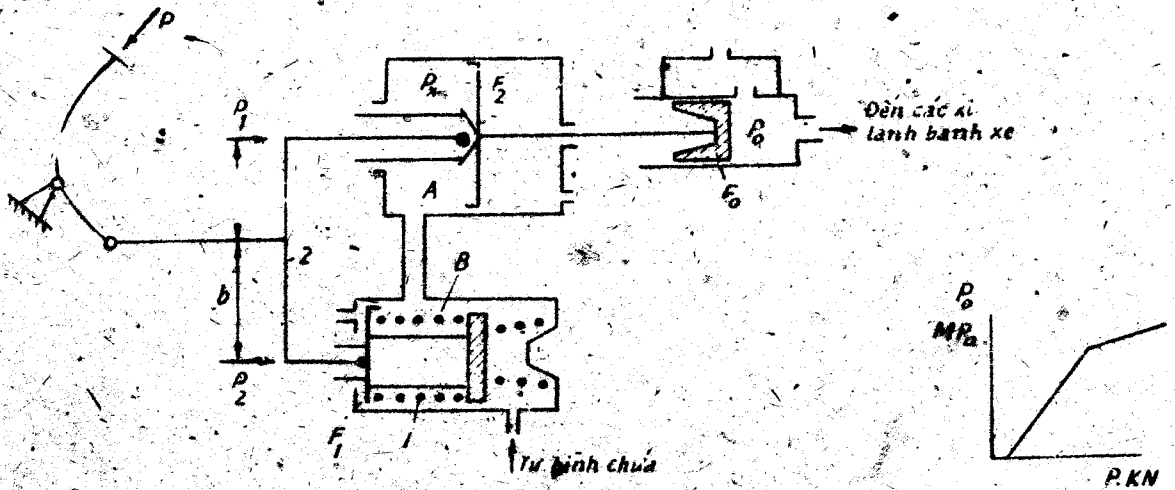
$$P_0 = \frac{P_2 \cdot F_2 + P \cdot \frac{b \cdot i_2}{a+b}}{F_0} \quad (10.16)$$

Trong đó: F_0 và F_2 — Diện tích của xi lanh phanh, chính và xi lanh lực.

Khi: bộ trợ lực bị hỏng hệ thống sẽ hoạt động chỉ bằng lực bắp thịt của người lái, và áp lực trong xi lanh phanh chính như sau:

$$P_0' = \frac{P + \frac{b \cdot i_2}{a+b}}{F_0}$$

Đồ thị biểu diễn sự thay đổi của áp lực P_1 và lực P xem trên đồ thị hình 10.16.



Hình 10.16. Bộ trợ lực khí ép.

a) Sơ đồ kết cấu; b) Đồ thị
1. Xi lanh, 2. Đòn.

5. Dẫn động phanh bằng không khí nén.

(Thường gọi là phanh hơi)

Dẫn động phanh hơi thường được sử dụng trên ôtô và đoàn xe có trọng lượng trung bình và lớn. Do áp suất của không khí nén thấp hơn so với áp suất dầu (10 đến 15 lần) cho nên trọng lượng của hệ phận dẫn động phanh hơi lớn hơn nhiều.

Bộ phận quan trọng của hệ thống là van phân phối.

Van phân phối đảm bảo cho áp suất không khí nén trong dẫn động tỉ lệ thuận với lực tác dụng lên bàn đạp. Van làm việc theo nguyên tắc «tự động» theo sơ đồ hình 10.17.

Kết điều kiện cân bằng dựa màng 2 chúng ta có:

$$Q_{bd} \cdot i_{bd} = F_m \cdot (p_2 - p_1) + F_v \cdot (p_3 - p_1) \quad (10.17)$$

Trong đó:

Q_{bd} — Lực tác dụng lên bàn đạp.

i_{bd} — Tỉ số truyền của cơ cấu đòn bẩy từ bàn đạp đến thanh dây van phân phối.

F_m — Diện tích của màng 2.

F_v — Diện tích của van 1.

$P_1 + 3$ — Áp suất trong các khoang I, II, III.

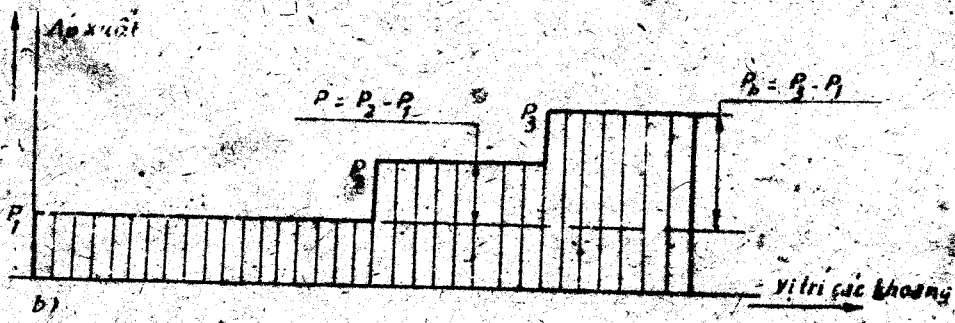
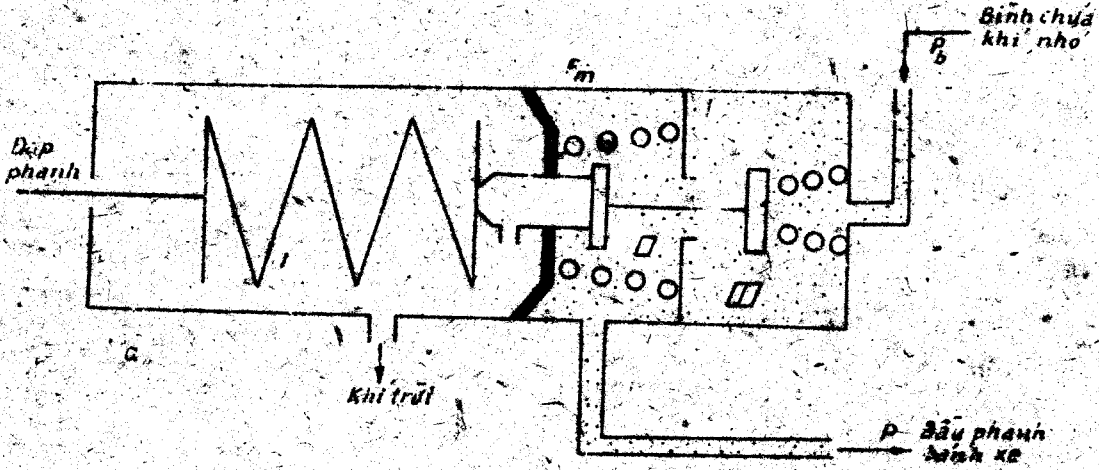
P_2 — Áp suất khí trời.

P — Áp suất khí nén dẫn động phanh.

P_3 — Áp suất khí nén trong bình chứa.

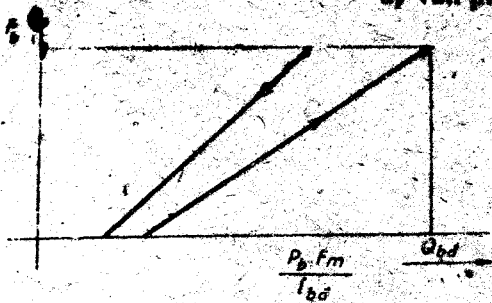
Từ biểu thức (10.17) và hình số (10.17) rút ra

$$f = \frac{1}{F_m} \cdot [Q_{bđ} \cdot i_{bđ} - F_m (p_2 - p_1)] \quad (10.18)$$



Hình 10.17. Nguyên lý làm việc của van phân phối.

a) Van phân phối ; b) Biểu đồ áp suất



Hình 10.18. Đồ thị đặc tính làm việc của van phân phối

Trong trường hợp dây phanh hết mức : $Q_{bđ}$ đạt đến giá trị cực đại $Q_{bđmax}$, $p_1 = p_2$ và áp suất khí nén dẫn động phanh cũng đạt đến giá trị cực đại bằng áp suất khí nén trong bình chứa $p_{max} = p_b$, do đó biểu thức (10.18) đổi thành dạng :

$$p_{max} = Q_{bđmax} \cdot \frac{i_{bđ}}{F_m} = p_b \quad (10.19)$$

Tương tự có thể xem gần đúng về đặc tính của van phân phối như sau :

$$p = Q_{bđ} \cdot \frac{i_{bđ}}{F_m} = K_c \cdot Q_{bđ} \quad (10.20)$$

Trong đó : K_c — Hệ số tỷ động, tương đương như hệ số cường hóa, và thể hiện lên hệ tọa độ $p - Q_{bđ}$ chúng ta thu được đường đặc tính ở hình 10.18.

6. Cơ sở tính toán thiết kế hệ thống phanh

6.1. Xác định mômen cần thiết sinh ra ở các cơ cấu phanh

Mômen phanh cần thiết sinh ra ở các cơ cấu phanh của ôtô phải thỏa mãn các yêu cầu sau :

— Có thể giảm được tốc độ của ôtô đến một giá trị nào đó hoặc đến lúc cho xe dừng hoàn toàn với gia tốc chậm dần j nằm trong giới hạn cho phép.

— Đạt hiệu quả phanh cao nhất và đảm bảo sự ổn định của xe khi phanh, có nghĩa là mômen phanh sinh ra ở các cơ cấu phanh của một trục bánh xe tỉ lệ thuận với tải trọng thẳng đứng tác dụng lên trục đó.

— Sử dụng hoàn toàn trong lượng bám với mọi cường độ phanh.

Theo "Lý thuyết ôtô" tải trọng thẳng đứng tác dụng lên một phía bánh xe của cầu trước và cầu sau tính bằng công thức :

$$Z_1 = \frac{G}{2 \cdot L} (b \cdot \cos \alpha + h_g \cdot \sin \alpha + K \cdot h_g), \quad (10.21a)$$

$$Z_2 = \frac{G}{2 \cdot L} (a \cdot \cos \alpha - h_g \cdot \sin \alpha - K \cdot h_g), \quad (10.21b)$$

Trong đó :

G — Trọng lượng toàn bộ của ôtô khi chất đầy tải.

L — Chiều dài cơ sở của xe ôtô.

a, b, h_g — Tọa độ của trọng tâm ôtô khi chất đầy tải.

α — Độ dốc của đường.

$$K = \frac{j}{g} \text{ — Hệ số cường độ phanh.}$$

j — Gia tốc chậm dần.

g — Gia tốc trọng trường

Đối với trường hợp xe bị phanh trên đường bằng ($\alpha = 0$), chúng ta có :

$$Z_1 = \frac{G}{2 \cdot L} (b + K \cdot h_g), \quad (10.22a)$$

$$Z_2 = \frac{G}{2 \cdot L} (a - K \cdot h_g), \quad (10.22b)$$

Theo điều kiện bám, để đảm bảo cho các bánh xe không bị trượt lết khi phanh, mômen phanh cần thiết sinh ra ở một cơ cấu phanh của cầu trước và cầu sau là :

$$M_{pt} = \frac{G}{2 \cdot L} (b + K \cdot h_g) \cdot \varphi \cdot r_{BX}, \quad (10.23a)$$

$$M_{ps} = \frac{G}{2 \cdot L} (a - K \cdot h_g) \cdot \varphi \cdot r_{BX}, \quad (10.23b)$$

Trong đó :

r_{bx} — Bán kính lều của bánh xe.

ϵ — Hệ số bám giữa lớp xe và mặt đường, khoảng $0,7 \div 0,85$

Đối với hệ thống phanh không có bộ điều hòa lực phanh, hệ số cường độ phanh K chọn trong khoảng : $0,4 \div 0,6$ (giá trị bé áp dụng cho xe con, giá trị lớn áp dụng cho xe tải). M_{pt} và M_{ps} có thể xác định theo điều kiện :

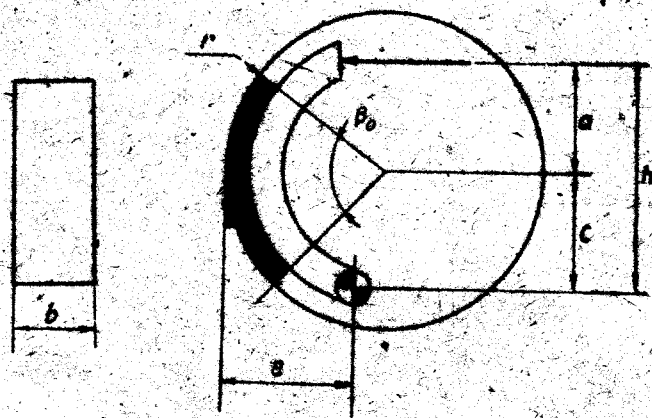
$$M_{ps} = M_{pt} + M_{ps} = \epsilon \cdot G \cdot r_{bx}$$

$$\frac{M_{pt}}{M_{ps}} = \frac{b + \epsilon \cdot h_c}{a - \epsilon \cdot h_c} = A$$

— Đối với xe con $A : 1,3 \div 1,6$

— Đối với xe tải $A : 0,5 \div 1$

6.2. Các thông số hình học của cơ cấu phanh



Hình 10.19

a) Chọn các thông số hình học cơ bản (xem hình số 10.19).

Bán kính trống phanh r chọn theo kích thước của vành bánh xe. Các kích thước a , c , e , và góc β_0 chọn theo số liệu kinh nghiệm : $a \approx c \approx 0,8r$; $e \approx 0,85r$ và $\beta_0 = 90^\circ - 100^\circ$ $\mu \approx 0,3$.

Bề rộng của má phanh b được tính chọn theo điều kiện bền của nó, có hai cách.

— Thừa nhận qui luật phân bố đều áp suất :

$$b = \frac{M_p}{\mu \cdot r^2 \cdot \beta_0 \cdot [q]} \quad (10.24a)$$

— Thừa nhận qui luật phân bố áp suất theo hàm số sin.

$$b = \frac{M_p}{\mu \cdot r^2 (\cos \beta_1 - \cos \beta_2) \cdot [q]} \quad (10.24b)$$

Trong đó :

μ — Hệ số ma sát, $\mu \approx 0,35$.

$[q]$ — Áp suất cho phép, $[q] = 1,5 \div 2M \cdot N/m^2$

b) Kiểm tra công ma sát riêng L.

Chúng ta thừa nhận rằng toàn bộ động năng của xe ôtô chạy với tốc độ v_0 khi bắt đầu phanh đều được má phanh hấp thụ, do đó tất cả cơ cấu phanh của ôtô phải có đủ diện tích má phanh thỏa mãn điều kiện sau đây:

$$L = \frac{G \cdot v_0^2}{2 \cdot g \cdot 3,6^2 \cdot F_x} \leq [L] \quad (10.25)$$

Trong đó:

G — Trọng lượng toàn bộ của ôtô khi chất đầy tải [N]

v_0 — Tốc độ của ôtô khi bắt đầu phanh [Km/h].

g — Gia tốc trọng trường [m/s^2]

F_x — Diện tích toàn bộ của má phanh ở tất cả các cơ cấu phanh của ôtô [m^2].

Với trường hợp $v_0 = 60 \text{ km/h}$, còn má sát riêng cho phép $[L] = (4 \div 10) \cdot 10^4 \text{ J/m}^2$.

c) Kiểm tra tỉ số đánh giá thời gian làm việc của má phanh γ :

$$\gamma = \frac{m}{F_x} \quad (10.26)$$

Trong đó: m — Khối lượng toàn bộ của ôtô khi chất đầy tải [kg].

F_x — Xem biểu thức (10.25)

[γ] — Xe con: $(1,0 \div 2,0) \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$

Xe khách: $(1,5 \div 2,5) \cdot 10^4$

Xe tải: $(2,5 \div 3,5) \cdot 10^4$

d) Kiểm tra sự tăng nhiệt độ của trống phanh.

$$\mathcal{C} = \frac{G(v_1^2 - v_2^2)}{2 \cdot g \cdot m_p \cdot C} \quad (10.27)$$

Trong đó:

G — Xem biểu thức (10.25).

v_1, v_2 — Tốc độ ban đầu và tốc độ cuối quá trình phanh [m/s].

m_p — Khối lượng các trống phanh và chi tiết liên quan với chúng bị nung nóng.

C — Nhiệt dung riêng của chi tiết bị nung nóng, đối với thép và gang:

$C = 500 \text{ J/kg} \cdot \text{độ}$.

[\mathcal{C}] — Không quá 15° cho trường hợp $v_1 = 30 \text{ km/h}$ và $v_2 = 0$.

5.3. Thiết kế dẫn động phanh dầu.

a) Trên cơ sở số liệu mômen phanh cần thiết sinh ra ở cơ cấu phanh M_p và các thông số hình học của cơ cấu phanh, xác định lực dẫn động phanh cần thiết.

b) *Thiết kế xi lanh bánh xe :*

Số liệu cho trước :

— Lực dẫn động phanh cần thiết P [N].

— Áp suất dầu cho phép trong đường ống $[p]$ [MN/m²] thường sử dụng số liệu :
 $5 \div 8 \text{ MN/m}^2$ có trường hợp cho phép đến $10 \div 12 \text{ MN/m}^2$.

Số liệu cần xác định :

— Đường kính của xi lanh bánh xe d [mm].

$$P = [p] \cdot \frac{\pi \cdot d^3}{4}$$

$$d = 2 \sqrt{\frac{P}{\pi \cdot [p]}} \quad (10.16)$$

c) *Thiết kế xi lanh chính :*

Số liệu cho trước (hình 10.20).

— Lực dẫn động phanh cần thiết P [N].

— Đường kính xi lanh bánh xe d [mm].

— Lực tác dụng lớn nhất lên bàn đạp Q_{bdmax} [N] đối với xe con : $650 \div 750 \text{ N}$,
đối với xe tải : $750 \div 800 \text{ N}$.

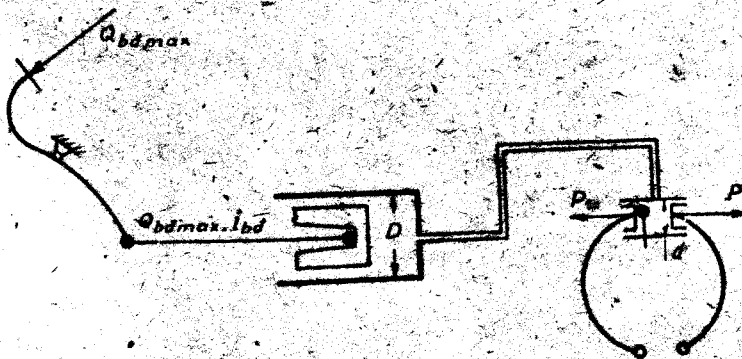
— Tỷ số truyền của hệ thống đòn bẩy từ bàn đạp đến thanh dây của xi lanh chính i_{bd} .

Số liệu cần xác định :

— Đường kính của xi lanh chính D [mm].

$$P = Q_{bdmax} \cdot i_{bd} \cdot \frac{d^2}{D^2}$$

$$D = d \cdot \sqrt{\frac{Q_{bdmax} \cdot i_{bd}}{P}}$$



Hình 10.20. Sơ đồ hệ thống phanh dầu.

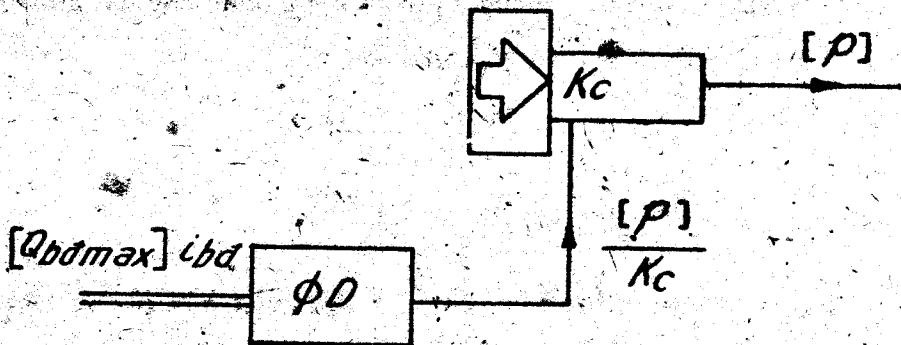
d) Kiểm tra lực tác dụng lên bàn đạp :

Trong trường hợp cho trước số liệu đường kính xi lanh chính, phải kiểm tra lực tác dụng lên bàn đạp có thỏa mãn điều kiện cường độ làm việc của người lái hay không (hình 10.21).

$$Q_{bdmax} = \frac{[p] \cdot \pi \cdot D^2}{4 \cdot i_{bd}} \leq [Q_{bdmax}] \quad (10.22)$$

Nếu biểu thức (10.20) không thỏa mãn thì chúng ta phải tính chọn bộ trợ lực (K_c).

$$[Q_{bdmax}] \cdot i_{bd} = \frac{[p]}{K_c} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$



Hình 10.21. Sơ đồ lực tác dụng lên bộ trợ lực.

Từ đó : Hệ số cường hóa của bộ trợ lực là :

$$K_c = \frac{[p] \cdot \pi \cdot D^2}{4 \cdot [Q_{bdmax}] \cdot i_{bd}} \quad (10.30)$$

e) Hành trình của bàn đạp :

Hành trình toàn bộ của bàn đạp S_{bd} đối với dẫn động phanh bằng chất lỏng được tính trên cơ sở bỏ qua biến dạng đàn hồi của chất lỏng và trên cơ sở tính thể tích chất lỏng cần ép ra khỏi xi lanh chính.

$$S_{bd} = \left(\frac{2 \cdot d_1^2 \cdot S_1 + 2 \cdot d_2^2 \cdot S_2}{D^2} \cdot \eta + \delta_0 \right) \cdot i_{bd} \quad (10.31)$$

Trong đó :

d_1 và d_2 — Đường kính xi lanh bánh xe ở cơ cấu phanh bánh trước và bánh sau.

S_1 và S_2 — Hành trình pittông của các xi lanh bánh xe ở cơ cấu phanh bánh trước và bánh sau.

δ_0 — Khe hở giữa pittông của xi lanh chính và thanh dây nối bàn đạp
 $\delta_0 = 1,5 + 2mm$.

D — Đường kính của xi lanh chính.

ν — Hệ số bổ sung, tính đến trường hợp phanh ngắt thể tích của dẫn động chất lỏng tăng lên, $\nu = 1,05 \div 1,10$.

$[S_{ph}]$ — 150mm : đối với xe con,
180mm : đối với xe tải.

6.4. Thiết kế dẫn động phanh hơi.

a) Xác định lực dẫn động phanh cần thiết.

Số liệu cho trước:

- Mômen phanh cần thiết cho một cơ cấu phanh M_p .
- Thông số hình học của cơ cấu.

Với giả thiết $M_p(1) = M_p(2)$ — hiệu quả phanh bằng nhau cho hai hướng sau, trước.

Chúng ta có thể xác định $P_{(1)}$ và $P_{(2)}$ như sau:

$$P_{(1)} = \frac{M_p (0,5h - fR_1)}{2R_1 \cdot f \cdot h}$$

$$P_{(2)} = \frac{M_p (0,5h + fR_2)}{2R_2 \cdot f \cdot h}$$

Từ $P_{(1)}$ và $P_{(2)}$ có thể tính được lực đẩy cần thiết của bầu phanh hành xe P_4 .

b) Thiết kế bầu phanh hành xe:

Dựa vào điều kiện cân bằng của màng cao su:

$$P_4 = [p] \frac{\pi \cdot d^2}{4} \nu_1 \cdot \nu_2 \quad (*)$$

Trong đó:

- $[p]$ — Áp suất khí nén cho phép trong đường ống và bầu thép: $0,7 \div 0,8 \text{ MN/m}^2$.
- d — Đường kính của màng cao su.
- ν_1 — Hệ số tính đến độ nạp khí nén vào bầu phanh $\nu_1 = 1$.
- ν_2 — Hệ số mất cơ học của bầu phanh $\nu_2 = 0,95$.

Từ đó:

$$d = 2 \sqrt{\frac{P_4}{\pi \cdot [p] \cdot \nu_1 \cdot \nu_2}} \quad (10.32)$$

c) Máy nén khí:

Năng suất của máy nén khí xác định theo công thức:

$$Q = \frac{1 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot S \cdot \nu \cdot \nu}{4000} \cdot \text{lit/phút.} \quad (10.33)$$

*) Bỏ qua lực nén của lò xo có độ cứng $1,5 \div 1,6 \text{ N/m}$.

Trong đó:

- l — Số lượng xi lanh của máy nén khí.
- d — Đường kính của xi lanh [cm].
- S — Hành trình của pittông [cm].
- n — Số vòng quay của trục máy nén khí [vg/ph].
- η_v — Hiệu suất truyền khí của máy nén đối với máy nén khí dùng trên ôtô hiện nay $\eta_v = 0,5 \div 0,75$.

Năng suất của máy nén khí đặt trên ôtô hiện nay nằm trong khoảng $60 \div 250$ lít/phút ứng với số vòng quay của máy nén khí là 1250 vg/ph. Năng suất của máy nén khí thường chọn trên cơ sở nạp nhanh và đầy bình chứa sau khi khởi động động cơ và giữ cho áp suất khí nén gần với áp suất tính toán khi phanh liên tục. Trong thực tế chỉ cần máy nén khí làm việc từ 10 — 20% thời gian làm việc toàn bộ của ôtô. Thời gian còn lại nên để cho máy chạy không tải. Công suất tiêu hao cho máy nén khí khoảng 0,50 — 2,2 kW.

7. Bộ điều hòa lực phanh.

Thường xảy ra hiện tượng phân bố lại tải trọng tác dụng lên các cầu khi phanh ôtô. Mức độ phân bố lại đó phụ thuộc vào trị số của lực quán tính, tức là phụ thuộc vào khối lượng của xe và gia tốc phanh, hai đại lượng này biến động theo mức độ chất tải của xe và cường độ phanh xe.

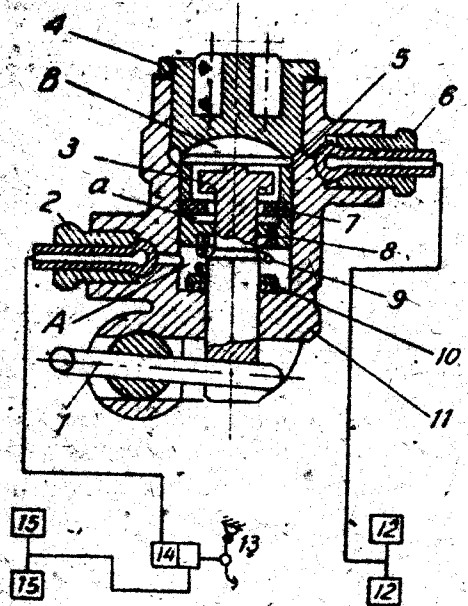
Khi thiết kế hệ thống phanh, thường chọn chế độ tính toán với giá trị hệ số bám φ_0 tối ưu nhất định và tỷ lệ mômen phanh giữa hai cầu cố định.

$$\frac{M_{p1}}{M_{p2}} = \text{const} \text{ [xem chương II ; mục 2.2]}$$

Khi xe chạy trên các đường có hệ số bám φ khác với φ_0 ($\varphi \neq \varphi_0$), cần thiết phải điều chỉnh lại tỷ lệ mômen phanh để nâng cao hiệu quả phanh và độ ổn định của xe. Bộ điều hòa lực phanh dùng để tự động điều chỉnh lại tỷ lệ mômen phanh giữa các cầu (tự động thay đổi lực phanh) theo tải trọng tác dụng lên các cầu khi phanh.

Trên hình 10.22 là bộ điều hòa lực phanh của ôtô VAZ 2101, dùng để tự động điều chỉnh lực phanh khi tải trọng tác dụng lên cầu sau thay đổi.

Thân 11 được gắn vào vỏ xe, còn đòn 1 dùng để đẩy pittông 3 thì gắn vào cầu sau. Giữa pittông và xi lanh có một rãnh vòng. Khi đạp bàn đạp 13, chất lỏng từ xi lanh phanh chính qua ống nối 2 đến dây khoang A, rồi qua lỗ a trên pittông



Hình 10.22. Bộ điều hòa lực phanh.
 1. Đòn; 2. 6. Đầu nối; 3. Pittông;
 4. Nút; 5. Xi lanh; 7. Lãm kín;
 8. Chén; 9. Lò xo; 10. Vòng hãm;
 11. Vỏ; 12, 15. Xi lanh phanh bánh xe sau và trước; 13. Bàn đạp; 14. Xi lanh phanh chính.

và qua các khe hở giữa đầu pittông và xi lanh vào khoang B, qua đặc nối 6 đến các xi lanh phía bánh xe sau. Chất lỏng có áp lực cao tác dụng lên hai phía của pittông những lực không bằng nhau và có xu hướng đẩy pittông đi xuống. Khi pittông ép vào phốt làm kín 7, hai khoang A và B sẽ không thông với nhau, bắt đầu từ thời điểm này tỷ số áp lực chất lỏng ở các khoang này sẽ bằng tỷ số diện tích chịu lực ở hai phía của đầu pittông.

Khi phanh có hiện tượng đầu xe chúc xuống, đuôi xe nâng lên, khoảng cách giữa vỏ xe và cầu sau thay đổi, tải trọng tác dụng lên cầu sau giảm đi. Khi tải trọng thẳng đứng tác dụng lên cầu sau càng nhỏ, lực tác dụng lên pittông từ phía đòn dẫn động càng nhỏ, hai khoang A và B của bộ điều hòa lực phanh sẽ không thông với nhau khi áp lực càng nhỏ, làm lực dẫn động phanh của các bánh xe sau sẽ nhỏ hơn so với bánh xe trước, xác suất hãm cứng bánh xe sau sẽ giảm, tính ổn định và hiệu quả phanh của ôtô được nâng cao.

Ngoài ra, để tránh hiện tượng trượt lê các bánh xe khi phanh còn có bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh.

CHƯƠNG 11

HỆ THỐNG LÁI

1. Công dụng, phân loại, yêu cầu

1.1 Công dụng :

Hệ thống lái của ôtô dùng để thay đổi phương hướng chuyển động của ôtô, hoặc giữ cho ôtô chuyển động đúng hướng nào đó.

Hệ thống lái của ôtô bao gồm ba phần chính : cơ cấu lái, dẫn động lái, và cường hóa lái (thường sử dụng trong các ôtô có trọng tải vừa và lớn). Để ôtô qua vòng được, cần phải có mômen quay vòng, mômen này sinh ra nhờ có các phản lực bên khi quay bánh xe dẫn hướng.

1.2. Phân loại :

a) Theo cách bố trí cơ cấu lái :

Loại cơ cấu lái đặt bên trái (đối với các nước có luật giao thông quy định chiều chuyển động là bên phải).

Loại cơ cấu lái đặt bên phải (khi chiều chuyển động là bên trái, thường sử dụng ở các nước Anh, Nhật...)

b) Theo kết cấu của cơ cấu lái :

- Loại trục vít — bánh vít (với cung răng hay con lăn)
- Loại trục vít — đòn quay (với một hay hai ngồng quay).
- Loại liên hợp (vít-dai ốc-đòn quay hay vít-dai ốcbi - cung răng)

c) Theo số bánh dẫn hướng :

- Hệ thống lái với các bánh xe dẫn hướng ở cầu trước.
- Hệ thống lái với các bánh xe dẫn hướng ở cầu sau.
- Hệ thống lái với bánh xe dẫn hướng ở tất cả các cầu

d) Theo nguyên lý làm việc ở bộ phận cường hóa :

- Loại cường hóa thủy lực.
- Loại cường hóa khí (gồm cả cường hóa chân không).
- Loại cường hóa điện.
- Loại cường hóa cơ khí.

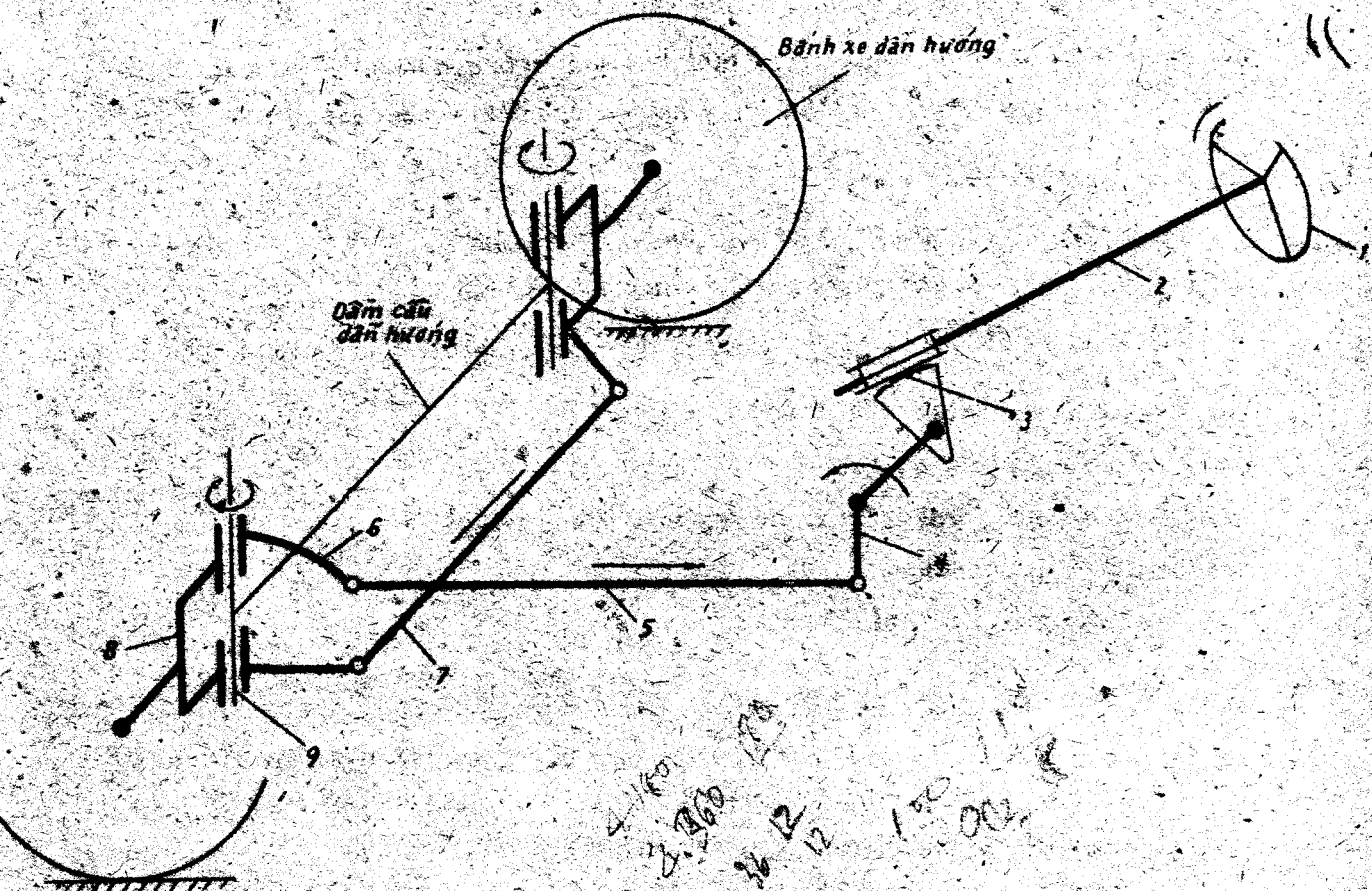
1.3. Yêu cầu :

- Đảm bảo quay vòng ôtô thật ngọt trong thời gian rất ngắn trên một diện tích bé.
- Lái nhẹ (lực tác dụng trên vòng tay lái bé)
- Đảm bảo động lực quay vòng đúng để các bánh xe không bị trượt.
- Hệ thống lái phải có khả năng ngăn được các va đập của các bánh xe dẫn hướng lên vành tay lái.
- Giữ cho xe chuyển động thẳng và ổn định.

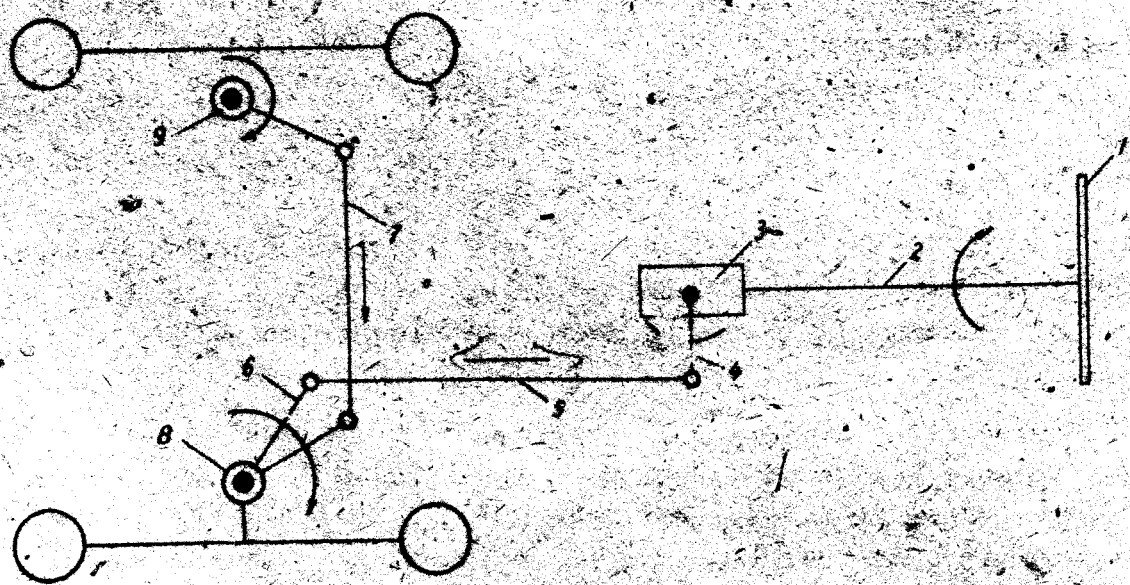
2. Sơ trí chung :

Sơ đồ kết cấu của hệ thống lái ôtô được trình bày trên hình 11.1, bao gồm vành tay lái 1, trục lái 2, cơ cấu lái 3, đòn quay đứng 4, thanh kéo 5, đòn quay ngang 6, thanh lái 7, cam quay 8 (gắn liền với bánh xe dẫn hướng) trục động 9 (cố định với dầm cần dẫn hướng).

Vành tay lái có dạng hình tròn, lực của người lái tác dụng lên vành tay lái tạo ra mômen quay để hệ thống lái làm việc. Trục lái thường là một đòn dài (trống hoặc đặc) để truyền mômen quay từ vành tay lái xuống cơ cấu lái. Cơ cấu lái có nhiệm vụ biến chuyển động quay tròn của vành tay lái thành chuyển động lắc của đòn quay đứng trong mặt phẳng thẳng đứng và đảm bảo tỷ số truyền theo yêu cầu cần thiết. Bản động lái có nhiệm vụ truyền chuyển động từ cơ cấu lái xuống lại bánh xe dẫn hướng, đảm bảo tỷ số truyền nhất định và chủ yếu giữ cho sự động học quay vòng của xe ổn.



1/150
 2/360
 3/12
 4/12
 5/150
 6/002



Hình 11. 1. Hệ thống lái của ôtô.

2. Cơ cấu lái.

3.1. Các thông số cơ bản.

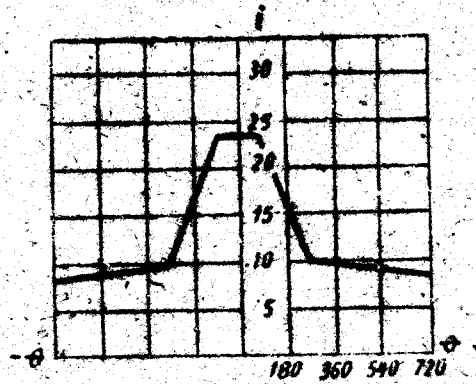
— Tỷ số truyền i

$$i = \frac{d\varphi}{d\Omega} = \frac{\omega\varphi}{\omega\Omega} \quad (11.1)$$

Trong đó φ — Góc xoay của vành tay lái.

Ω — Góc xoay của đòn quay đứng.

Tỷ số truyền i có thể không đổi hoặc thay đổi. Cơ cấu lái với tỷ số truyền thay đổi trong một phạm vi rộng được dùng cho hệ thống lái không có cường hóa. Trong trường hợp này nên dùng quy luật thay đổi tỷ số truyền i như đồ thị (hình 11.2).



Hình 11.2. Quy luật thay đổi tỷ số truyền i của cơ cấu lái thích hợp nhất.

Từ đồ thị 11.2. Chúng ta thấy rằng trong phạm vi góc quay của vành tay lái $\varphi < 90^\circ$ thì tỷ số truyền có giá trị cực đại, điều này đảm bảo sự ổn định chuyển động theo đường thẳng của ôtô với tốc độ cao và thao tác nhẹ nhàng. Trong khi lái, người lái phải luôn luôn quay vành tay lái một góc nhỏ quanh vị trí trung gian, do đó khi có góc quay nhỏ đã giảm nhẹ lực lái và cũng giảm ảnh hưởng những va đập từ bánh xe dẫn hướng lên tay của người lái.

Trường hợp $\varphi > 90^\circ$, tỷ số truyền giảm nhanh. Lúc này quay vành tay lái một góc nhỏ cũng có thể làm cho bánh dẫn hướng quay một góc tương đối lớn, do đó xe có thể uốn lượn nhanh chóng.

Đối với hệ thống lái có trang bị cường hóa, tỷ số truyền i không là vấn đề quan trọng, vì thao tác cơ cấu lái ở đây chủ yếu dùng để đóng mở các van của bộ cường hóa khiến nó làm việc và đảm bảo động lực học của cả hệ thống. Nhưng i vẫn phải chọn cao để đề phòng lực bộ cường hóa hư hỏng, người lái vẫn đủ sức thao tác.

— Hiệu suất thuận η_{th} tính theo truyền lực từ trên trục lái xuống. η_{th} càng cao, lái càng nhẹ.

— Hiệu suất nghịch η_{ng} tính theo truyền lực của đòn quay đứng lên, η_{ng} phải có trị số bé hơn η_{th} một ít. Nếu η_{ng} rất nhỏ, các lực va đập tác dụng lên hệ thống vận hành của ôtô sẽ không truyền đến bàn tay lái được, vì chúng bị triệt tiêu bởi ma sát bên trong của cơ cấu lái. Đây là tính chất rất tốt của cơ cấu lái, nhưng η_{ng} quá nhỏ, vành tay lái sẽ không tự trả lại về vị trí ban đầu khi được tác dụng của mômen ổn định.

3.2. Kết cấu các cơ cấu lái thường dùng

a) Cơ cấu lái loại trục vít-cứng răng

Cơ cấu lái loại trục vít, cứng răng có ưu điểm là giảm trọng lượng và kích thước so với loại trục vít — bánh răng. Cứng răng có thể là cứng răng thường hoặc

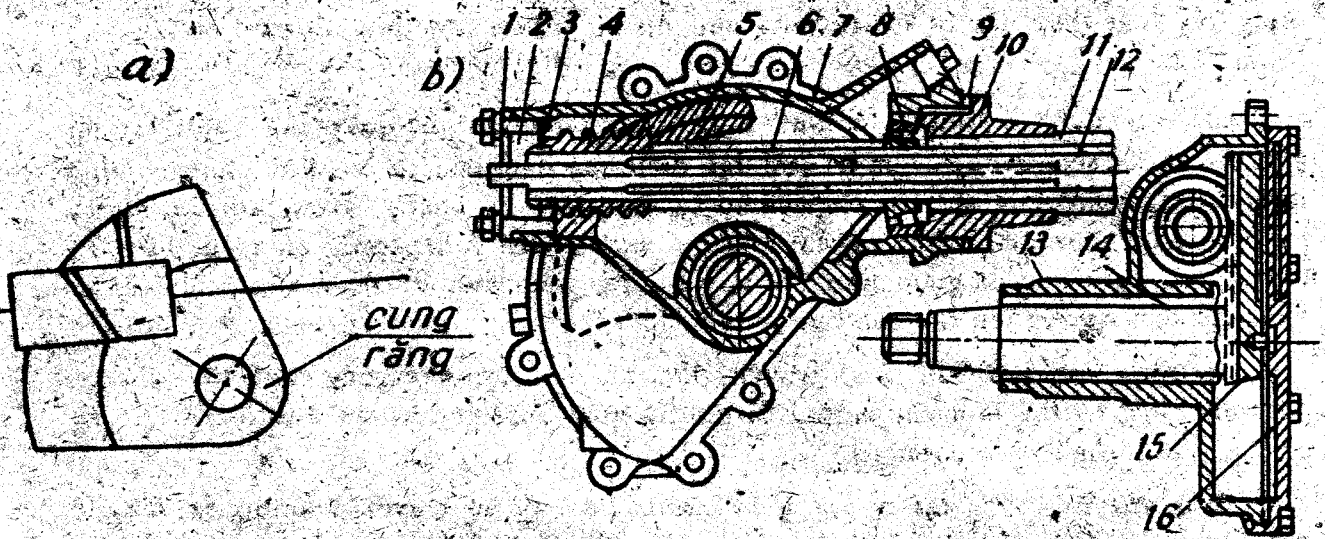
cứng răng đặt bên. Loại trục vít — cứng răng đặt bên (hình 11.3) được sử dụng trên các xe KRAZ-214, URAL-375, MAZ-200 và một số xe khác. Cứng răng đặt bên có ưu điểm là răng của trục vít và cứng răng tiếp xúc với nhau trên toàn bộ chiều dài răng. Vì vậy giảm được ứng suất khi tiếp xúc và sự hao mòn của răng. Loại này thường thích hợp cho các xe cỡ lớn.

Tỷ số truyền của cơ cấu trục vít — cứng răng được xác định theo công thức:

$$i = \frac{2\pi r_0}{t}$$

Trong đó: r_0 — Bán kính vòng tròn cơ sở của chân răng
 t — Bước trục vít

Tỷ số truyền của cơ cấu này có giá trị không đổi. Góc nâng của đường ren của trục vít thường từ $8 - 12^\circ$, hiệu suất thuận khoảng 0,5; hiệu suất nghịch khoảng 0,4.



Hình 11.3. Cơ cấu lái loại trục vít cứng răng đặt bên.

a) Sơ đồ tổng. b) Kết cấu cơ cấu lái xe KRAZ-214

1. Nắp dưới, 2. Vòng đệm, 3. Ổ bi côn, 4. Trục vít, 5. Cứng răng bên,
6. Ống lót cố định, 7. Vỏ, 8. Tấm điều chỉnh, 9. Nắp trên, 10. Bạc tra, 11. Trục cơ cấu lái, 13. 14. Ổ bi kim, 15. Vòng đệm chặn, 16. Nắp bên.

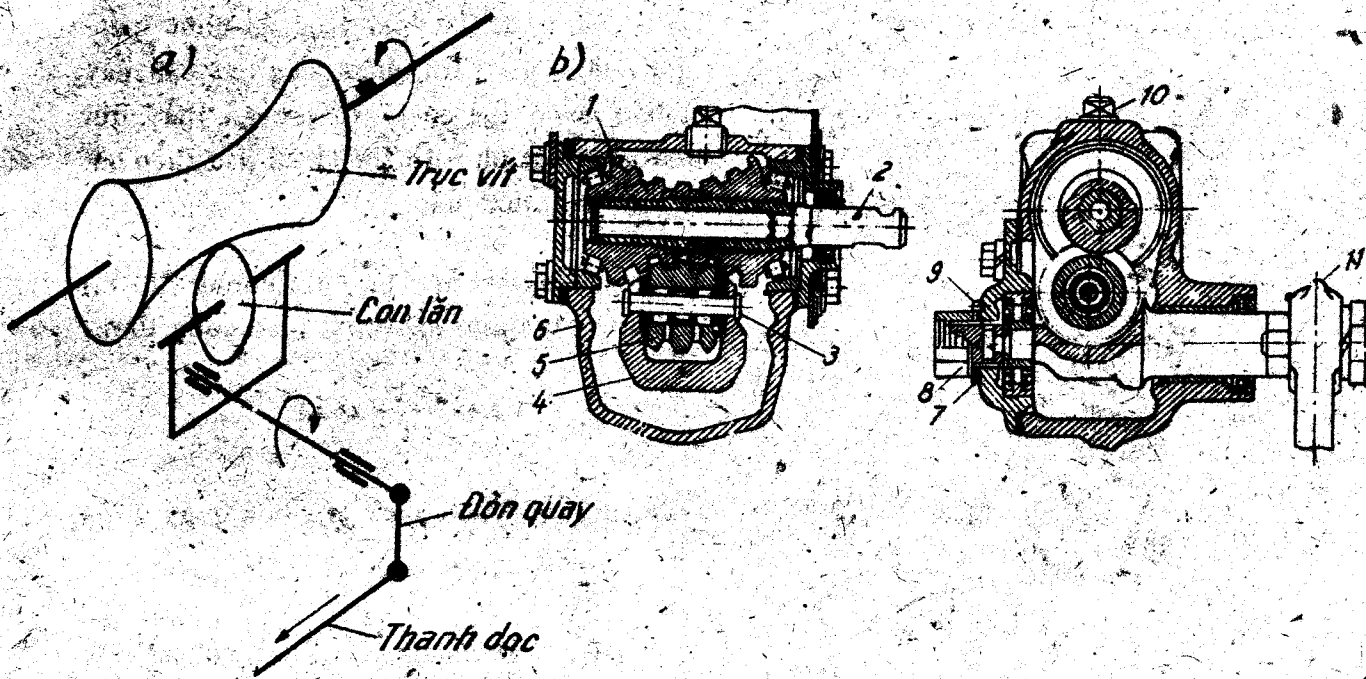
b) Cơ cấu lái loại trục vít — con lăn (hình 11.4): Cơ cấu này có những ưu điểm sau:

— Trục vít có dạng globôit nên mặc dầu chiều dài của trục vít lớn những sự tiếp xúc các răng ăn khớp được lâu hơn và trên một diện tích rộng hơn, do đó giảm được ứng suất khi tiếp xúc và tính chống mòn tốt.

— Tải trọng tác dụng lên chi tiết tiếp xúc được phân tán (tùy theo loại ô tô mà có thể làm con lăn có 2 — 4 vòng ren).

— Tồn thất do ma sát giảm (nhờ thay thế ma sát trượt bằng ma sát lăn)

— Có khả năng điều chỉnh được khe hở ăn khớp của các bánh răng.



Hình 11.4. Cơ cấu lái loại trục vít — con lăn

a) Sơ đồ động; b) Cơ cấu lái của xe ZIL-164

1. Trục vít globôit, 2. Trục, 3. Trục con lăn 4. Nặng lái, 5. Con lăn, 6. vỏ, 7. Đệm điều chỉnh, 8. Ốc điều chỉnh, 9. Chốt định vị, 10. Nút dầu, 11. Đòn quay đứng.

Đường trục của con lăn nằm lệch với đường trục của trục vít một đoạn $\Delta = 5 - 7$ mm (hình 11.7), điều này cho phép triệt tiêu sự hao mòn khi ăn khớp bằng cách điều chỉnh trong quá trình sử dụng.

Tỷ số truyền của cơ cấu trục vít — con lăn tại vị trí trung gian được xác định theo công thức:

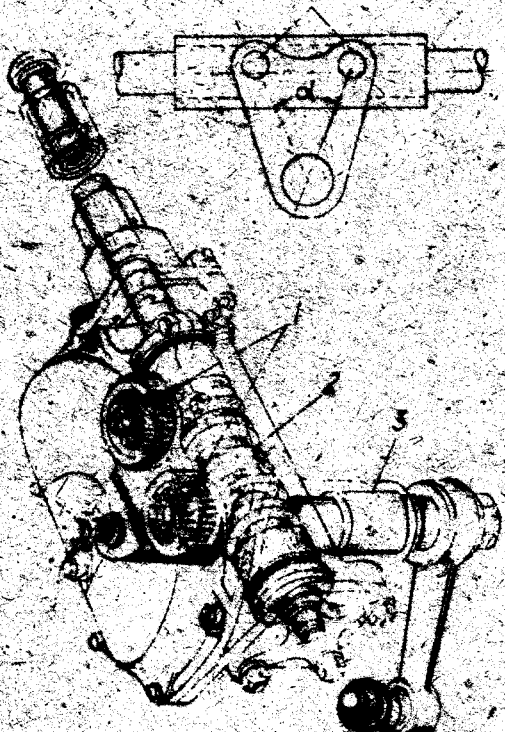
$$i = \frac{2r_2}{tz_1}$$

Trong đó r_2 — Bán kính vòng tròn ban đầu của hình globôit của trục vít

t — Bước của trục vít

z_1 — Số đường ren của trục vít.

Tỷ số truyền của cơ cấu lái i sẽ tăng từ vị trí giữa đến vị trí rìa (khoảng 5 — 7%). Nhưng sự tăng này không đáng kể. Vì vậy có thể coi tỷ số truyền động này không đổi. Hiệu suất thuận $\eta_{th} = 0,65$; hiệu suất nghịch $\eta_{ng} = 0,5$. Cơ cấu lái loại này được sử dụng rộng rãi trên các xe GAZ-51, GAZ-53, CA-10, GAZ-24 v.v.,...



Hình 11.5. Cơ cấu loại trục vít-chốt quay
1. Chốt quay; 2. Trục vít; 3. Đòn quay

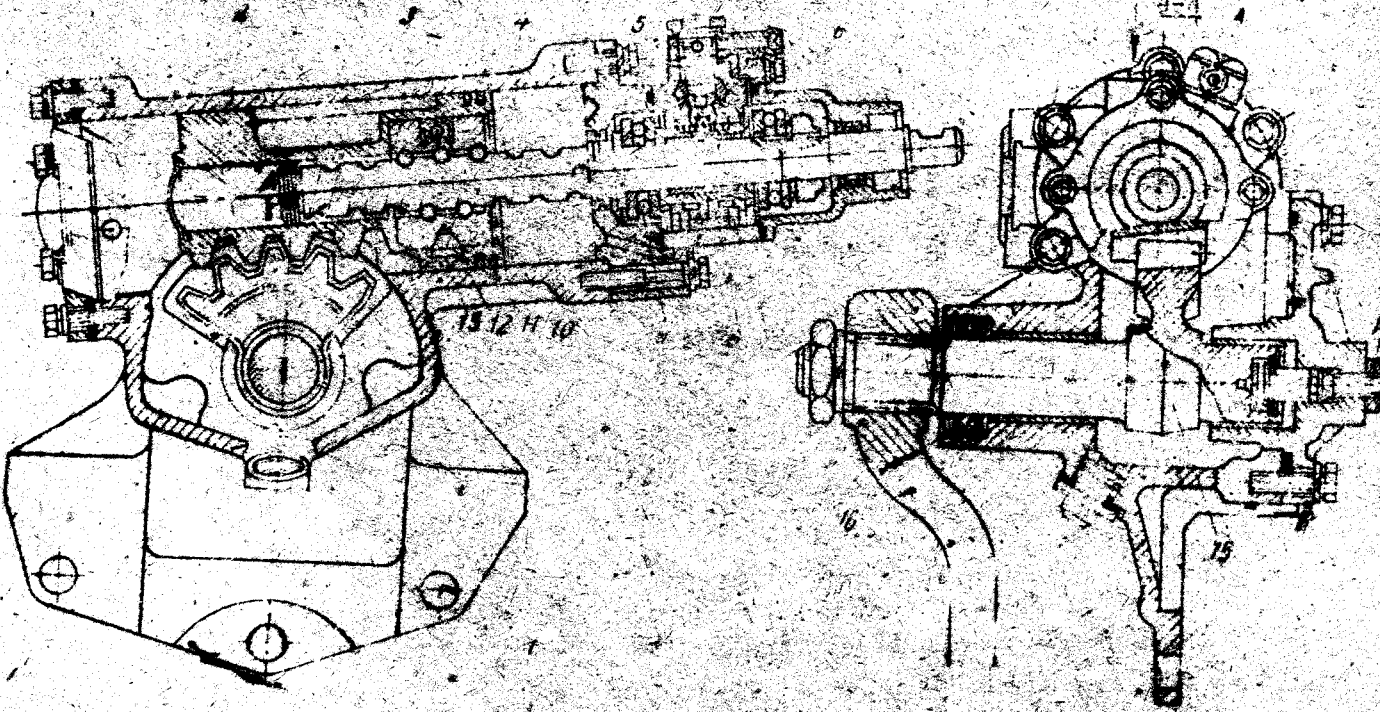
c) Cơ cấu lái loại trục vít-chốt quay (hình 11.5): Ưu điểm của cơ cấu này cơ bản là có thể có tỷ số truyền thay đổi theo quy luật như đồ thị 11.2 hoặc theo bất cứ một quy luật nào.

Nếu bước của trục vít t không đổi thì tỷ số truyền được xác định theo công thức:

$$i = \frac{2\pi r}{t} \cos \alpha$$

Trong đó: α — Góc quay của đòn quay đưng
 r — Bán kính của đòn quay.

Hiệu suất thuận và nghịch của cơ cấu lái này khoảng 0,7. Loại này được dùng trước hết cho các hệ thống lái không có trang bị cứng hóa, nó được dùng chủ yếu trên các xe tải và xe khách.



Hình 11.6. Cơ cấu lái loại hộp xe ZIL-130
1. Nắp, 2. Vỏ, 3. Pistông, 4. Trục vít, 5. Van lái, 6. Van trượt, 7. Pistông phân lực, 8. Lò xo, 9. Ổ bi đỡ chân, 10. Bánh, 11. Đại ốc, 12. Chốt, 13. Bi, 14. Van điều chỉnh, 15. Trục nâng lái.

d) Cơ cấu lái loại liên hợp :

Thường được dùng nhiều nhất là loại trục vít đai ốc thanh răng cung răng (hình 11.6). Sự nối tiếp giữa trục vít và đai ốc bằng dây bi nằm theo rãnh của trục vít. Nhờ có dây bi mà trục vít ăn khớp với đai ốc theo kiểu ma sát lăn. Tỷ số truyền của cơ cấu lái này không đổi và được xác định theo công thức :

$$i = \frac{2\pi r_0}{t}$$

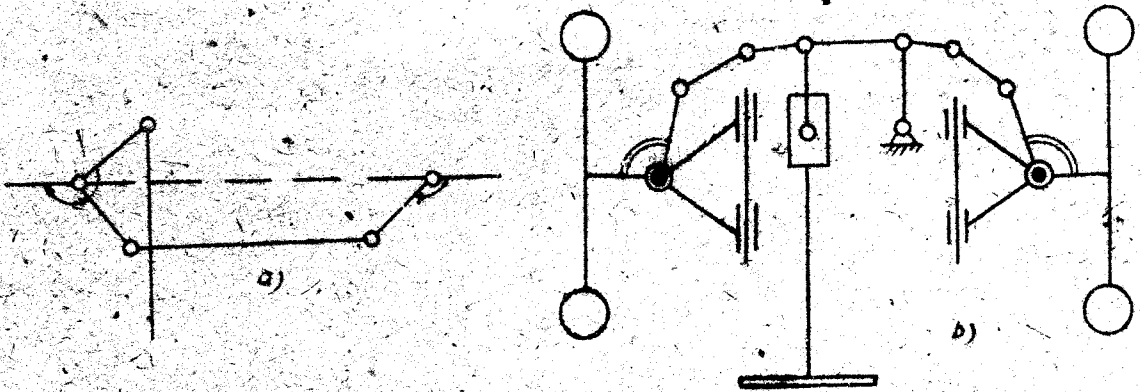
Trong đó : r_0 — Bán kính ban đầu của cung răng.

t — Bước của trục vít.

4. Dẫn động lái.

Dẫn động lái gồm hệ thống các đơn để truyền lực từ cơ cấu lái đến các bánh xe, đồng thời đảm bảo cho các bánh xe của ô tô quay vòng với động lực học đúng. Bộ phận quan trọng của dẫn động lái là hình thang lái. Hình thang lái có nhiệm vụ đảm bảo động học các bánh xe dẫn hướng của ô tô làm cho lớp xe khỏi bị trượt lê khi lái, lớp it bị mòn. Ngoài ra kết cấu của hình thang lái, còn phải phù hợp với bộ phận dẫn hướng của hệ thống treo, để khi bánh xe chuyển hướng dao động thẳng đứng thì không ảnh hưởng đến động học của dẫn động lái.

Dẫn động lái có đơn ngang của hình thang lái loại liền (hình 11.7a) thường sử dụng ở ô tô có hệ thống treo phụ thuộc, còn hình thang lái loại có đơn ngang cắt (hình 11.7b) thường sử dụng ở phần lớn các xe ô tô có hệ thống treo độc lập.



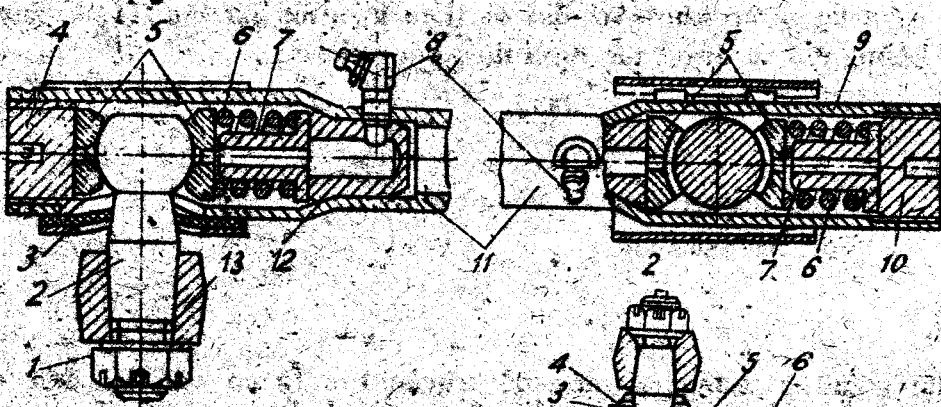
Hình 11.7

Các kết cấu cụ thể ở hình 11.8 (đơn dọc) và 11.9 (đơn ngang). Chi tiết quan trọng trong khớp nối giữa các đơn là chốt cầu. Lưu ý lắp ghép những khớp này, không cho phép có các khe hở. Do đó, trong kết cấu có đặt các lò xo tự điều chỉnh khi chốt cầu bị mòn trong quá trình sử dụng. Lực nén lò xo khoảng 0,25 — 0,50 kN.

Các chốt cầu chế tạo bằng thép hợp kim xê men tí 12XH3A, 18XH 15XH..., chòm cầu được thấm than sâu 1,5 — 3,0mm, tôi trong dầu rồi ram đạt độ cứng HRC56-63.

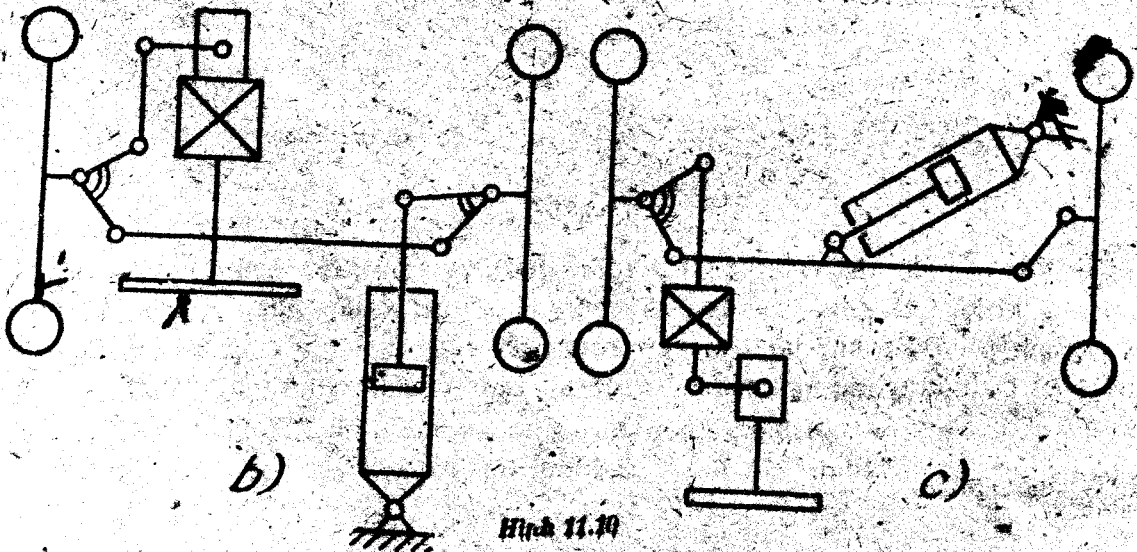
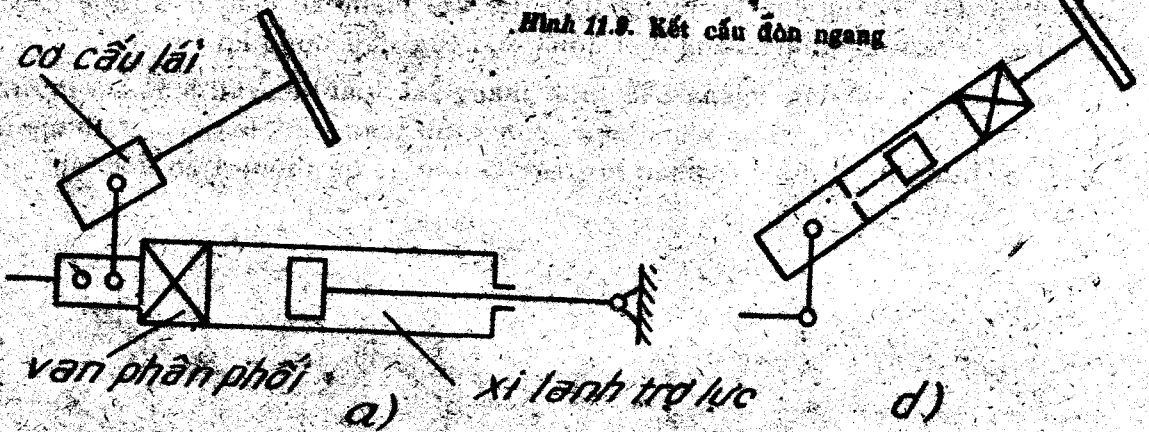
Trong đôn ngang có đai ốc ren trái để thay đổi chiều dài của đôn, nhằm điều chỉnh lại góc chụm của bánh xe dẫn hướng.

Các phương án dẫn động lái có trang bị cường hóa được trang bị ở hình 11.10.



Hình 11.8. Kết cấu đôn dọc

Hình 11.9. Kết cấu đôn ngang



Hình 11.10

5. Tính toán hệ thống lái

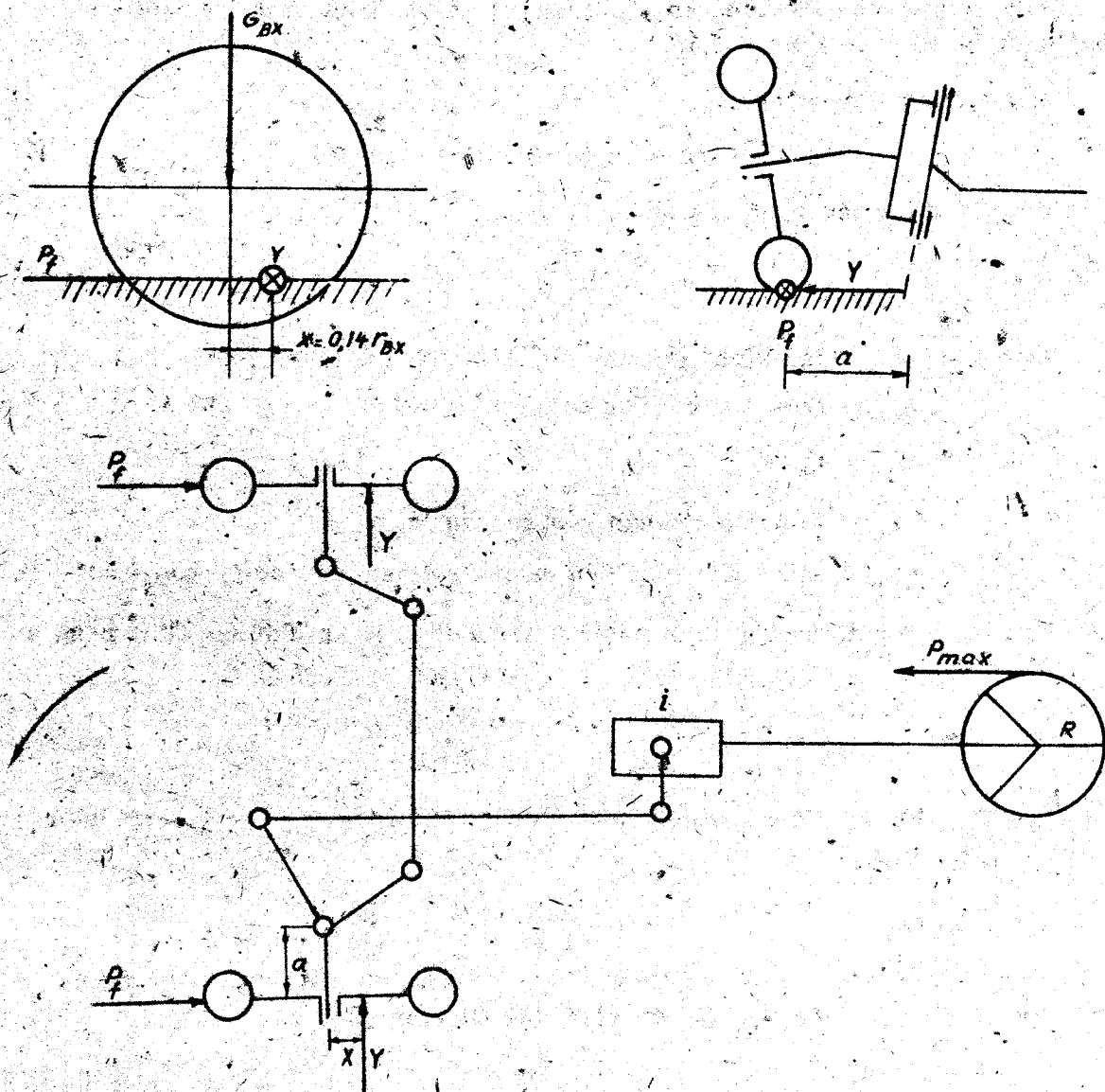
5.1. Xác định lực tác dụng lên vành tay lái.

Lực tác dụng lên vành tay lái sẽ có giá trị cực đại khi ôtô quay vòng tại chỗ, để tạo ra một mômen đủ thắng các mômen cản bao gồm:

- Mômen cản lăn M_1 .
- Mômen cản M_2 gây nên bởi sự trượt lê của bánh xe dẫn hướng trên mặt đường.
- Mômen cản M_3 gây nên bởi việc làm ổn định các bánh xe dẫn hướng.

Sơ đồ lực tác dụng lên hệ thống lái khi ôtô quay vòng tại chỗ được trình bày trên hình 11.11.

$$M_1 = G_{bx} \cdot f \cdot a \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (11.6)$$



Hình 11.11. Sơ đồ lực tác dụng lên hệ thống lái khi ôtô quay vòng tại chỗ.

Trong đó: G_{bx} — Trọng lượng tác dụng lên một bánh xe dẫn hướng (N)

i — Hệ số giảm dần.

a — Tay đòn của lực cân lẫn đối với trụ đứng của hệ thống lái (xem hình 11.11).

$$M_s = Y \cdot x \approx G_{bx} \cdot \varphi \cdot 0,14r_{bx} \quad (\text{mm}) \quad (11.7)$$

Trong đó: G_{bx} — Xem biểu thức (11.6).

φ — Hệ số bám.

x — Tay đòn của lực ngang đối với trụ đứng của hệ thống lái, thừa nhận $x = 0,14r_{bx}$.

Ảnh hưởng của mômen cân M_s được xác định bằng thực nghiệm và đúc rút thành một hệ số $\alpha = 1,07 \text{ — } 1,15$.

Mômen cân tổng cộng:

$$M = 2G_{bx}(f \cdot a + 0,14r_{bx}) \cdot \alpha \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (11.8)$$

Lực tác dụng lên vành tay lái:

$$P_{\max} = \frac{M}{Ri_z^2} \quad (\text{N}) \quad (11.9)$$

Trong đó: R — Bán kính vành tay lái, nằm trong khoảng 190 — 275mm.

i_z — Tỷ số truyền tổng cộng từ vành tay lái đến bánh xe dẫn hướng.

$$i_z = i_{th} \cdot i_{cam}$$

i_{th} — Hiệu suất thuận của cơ cấu lái.

i_{cam} — Hiệu suất tính đến sự ma sát của dẫn động lái: 0,50 — 0,70.

Tay đòn a xác định bằng thực nghiệm, ví dụ cho các xe như sau (tính bằng mm).

GAZ-51 là 22,5 MAZ-200 — 65,0

ZIL-150 — 45 LIAZ-210 — 65,0

ZIL-151 — 70,0 MAZ-502 — 110,0

Lực P_{\max} không được vượt quá 500 N, riêng đối với một số xe tải loại nặng P_{\max} có thể lên đến 700 N.

5.2. Trục lái:

Trục lái được làm bằng ống thép rỗng và được tính theo xoắn bởi mômen sinh ra do lực tác dụng của người lái lên vành tay lái (xem biểu thức 11.9).

Ứng suất xoắn:

$$\tau = \frac{P_{\max} \cdot R \cdot D}{0,2(D^3 - d^3)} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (11.10)$$

Trong đó: P_{max} — xem biểu thức (11.9)

R — Bán kính vành tay lái, xem biểu thức (11.9)

D, d — Đường kính ngoài và trong của trục lái.

Trục lái thường chế tạo bằng ống thép cacbon mác 20, 30, 35, 45 có $[\tau] = 50 - 80 \text{ MN/m}^2$. Nếu trục lái quá dài thì cần phải tính toán trục theo độ cứng.

Góc xoắn:

$$\theta = \frac{2\tau L}{D \cdot G} \quad (\text{rad}) \quad (11.11)$$

Trong đó L — Chiều dài của trục lái. (m)

D — Đường kính ngoài của trục lái (m)

G — Môđun đàn hồi dịch chuyển $8 \cdot 10^4 \text{ MN/m}^2$.

τ — Xem biểu thức (11.10).

$\theta_{max} < 5,5^\circ \div 7,5^\circ$ trên một mét chiều dài.

3.3. Cơ cấu lái:

a) Loại trục vít cùng răng (hình 11.3)

Cơ cấu lái này được tính theo ứng suất uốn và chèn dẹt. Khi tính toán thừa nhận có hai răng tham gia vào sự ăn khớp.

Ứng suất uốn.

$$\sigma_u = \frac{24 \cdot T \cdot h}{b \cdot t^2 \cdot \cos\beta} \quad (11.12)$$

Trong đó: T — Lực tác dụng dọc theo trục vít xem biểu thức (11.13) (N)

t — Đường trục vít.

β — Góc lên của đường ren trục vít: $80 - 120$.

h, b — Chiều cao và chiều rộng của răng (đo trên cung răng). Lực T xác định theo công thức

$$T = \frac{2\pi P_{max} \cdot R}{t} = \frac{P_{max} R}{r_o \cdot t \cdot g\beta} \quad (11.13)$$

Trong đó r_o — Bán kính vòng tròn cơ sở của cung răng.

Trục vít chế tạo bằng thép xê-men-tit hóa 20, 20X, 18XIT, 20X3, hoặc thép xi-a-ma hóa 35X, 35XH. Cung răng cũng chế tạo bằng thép xi-a-ma hóa 35X, hoặc thép xê-men-tit hóa 20X, 18XIT. Khi tính toán sử dụng $[\sigma_u] = 500 - 600 \text{ MN/m}^2$

Khả năng chống mòn của cơ cấu lái thường được kiểm tra theo chèn dẹt bề mặt của răng.

Với độ chính xác đảm bảo có thể xem mặt tỳ là bề mặt toàn bộ của cung răng. Với giả thiết ăn khớp mỗi lần hai răng, chúng ta có công thức tính ứng suất chèn dập.

$$\sigma_{chd} = \frac{T}{2h \cdot h} \leq 90 - 120 \text{ MN/m}^2 \quad (11.14)$$

([σ] cho phép = 90 - 120 MN/m²).

Trong đó : h.h - Chiều rộng và chiều cao răng

b) Loại trục vít con lăn (hình 11.4).

Truyền động loại trục vít con lăn đảm bảo cho các răng có độ bền uốn cao, bởi thế trong tính toán cần chú ý đến độ chống mòn và độ bền tiếp xúc.

Ứng suất chèn dập :

$$\sigma_{ch.d} = \frac{T}{F} \leq 700 - 800 \text{ MN/m}^2 \quad (11.15)$$

(đối với thép 30XH3A, 20XH, 12XH)

Trong đó : T - lực tác dụng dọc trục vít (xem 11.13).

F - Diện tích tiếp xúc giữa trục vít với con lăn, xem như tải trọng truyền lên một đường ren của con lăn, xem biểu thức (11.16) và hình vẽ (11.12) có :

$$F = (\varphi_1 - \sin\varphi_1)r_1^2 + (\varphi_2 - \sin\varphi_2)r_2^2 \quad (11.16)$$

c) Loại trục vít - chốt quay (hình 11.5)

Lực thẳng góc tác dụng lên chốt quay là :

$$P = \frac{T}{\cos\beta} \quad (11.17)$$

Trong đó :

T - Xem biểu thức (11.13)

β - Góc lên của đường ren trục vít.

Chốt quay được tính toán theo uốn và thừa nhận rằng lực P đặt ở đỉnh của chốt.

Ứng suất uốn.

$$\sigma_u = \frac{P \cdot h}{0,1d^3} \leq 120 \text{ MN/m}^2 \quad (11.18)$$

Trong đó (theo hình 11.13).

h - Chiều cao của chốt.

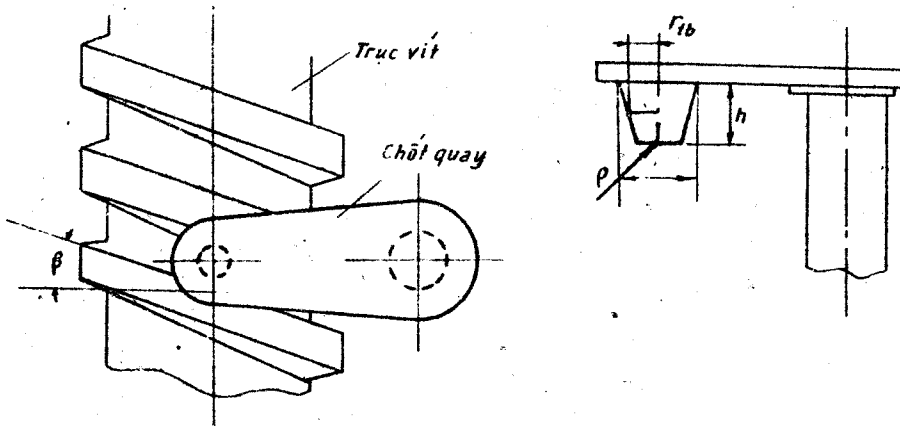
d - Đường kính của chốt.

Kiểm tra độ chống mòn của chốt theo chèn dập như sau :

$$\sigma_{ch.d} = 0,418 \sqrt{\frac{P \cdot E}{hrtb}} \leq 300 \text{ MN/m}^2 \quad (11.19)$$

Trong đó: r_{tb} — Bán kính trung bình của chốt.

E — Môđun đàn hồi (MN/m^2)



Hình 11.13

5.4. Đòn quay đứng.

Đòn quay đứng của cơ cấu lái dùng để truyền chuyển động từ trục bị động của cơ cấu lái đến thanh dọc của dẫn động lái. Đòn quay đứng được nối ghép trên trục của cơ cấu lái bằng phần trục hình vuông hoặc bằng phần trục khía rãnh nông (thên hoa tam giác). Hiện nay thường sử dụng loại thứ hai.

Phần dưới của đòn quay được nối với thanh dọc bằng khớp cầu.

Thực nghiệm chứng tỏ rằng lực cực đại tác dụng lên đòn quay dọc thường không quá $0,5G_1$ (G_1 — trọng lượng tác dụng lên các bánh xe trước của ôtô ở trạng thái tĩnh), cho nên khi tính toán chỉ cần so sánh hai giá trị sau đây và chọn giá trị lớn hơn làm số liệu ban đầu.

$$N = 0,5G_1$$

$$N = \frac{P_{max} \cdot R \cdot \nu_{th}}{i} \quad (11.20)$$

Trong đó:

P_{max} — Xem biểu thức 11.9

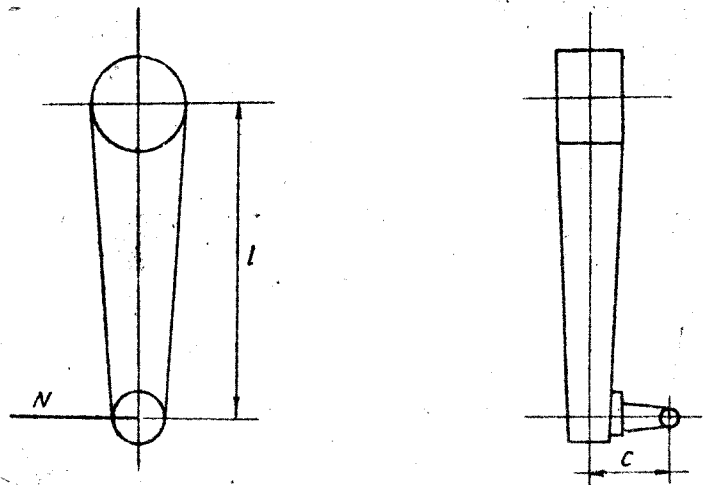
R — Xem biểu thức 11.9.

i — Tỷ số truyền của cơ cấu lái.

ν_{th} — Hiệu suất thuận của cơ cấu lái.

l — Chiều dài của đòn.

Đòn quay dọc được kiểm tra uốn bởi mômen $N \cdot l$ và theo xoắn bởi mômen $N \cdot c$ (xem hình 11.14). Đòn quay dọc chế tạo bằng thép 40, 40X, 40XH và qua



Hình 11.14

nhiệt luyện, hệ số an toàn khi tính toán lấy bằng $2 \div 3$ lần giới hạn chảy. Các rãnh then tam giác được kiểm tra theo chèn dáp và cắt.

6. Động học hình thang lái.

Khi quay vòng, ôtô là một vật thể thống nhất mà tất cả các điểm của nó được quay quanh trục tâm quay tức thời trong từng thời điểm. Để đạt được điều kiện nêu trên làm cho các bánh xe khi quay vòng không bị trượt và điều khiển dễ dàng thì các tâm quay của bánh xe phải gặp nhau tại một điểm O và phải thỏa mãn biểu thức liên hệ giữa các góc quay α và β như sau (hình 11.15).

$$\cot \beta - \cot \alpha = \frac{m}{L} \quad (11.21)$$

Trong đó :

α : Góc quay của bánh xe dẫn hướng phía trong.

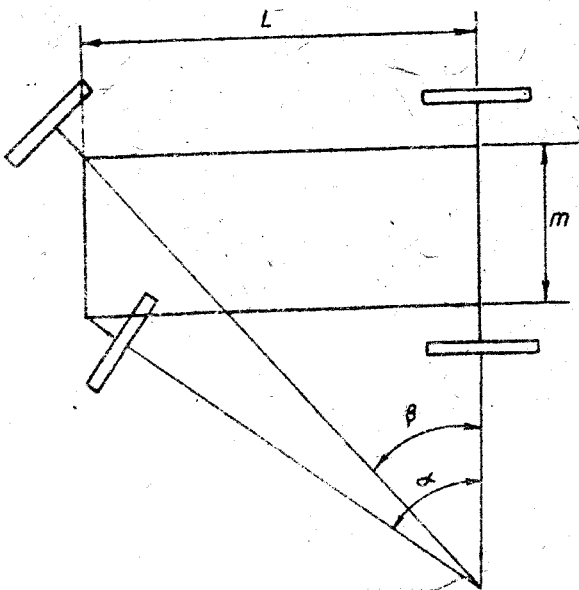
β : Góc quay của bánh xe dẫn hướng phía ngoài.

L : Chiều dài cơ sở của ôtô.

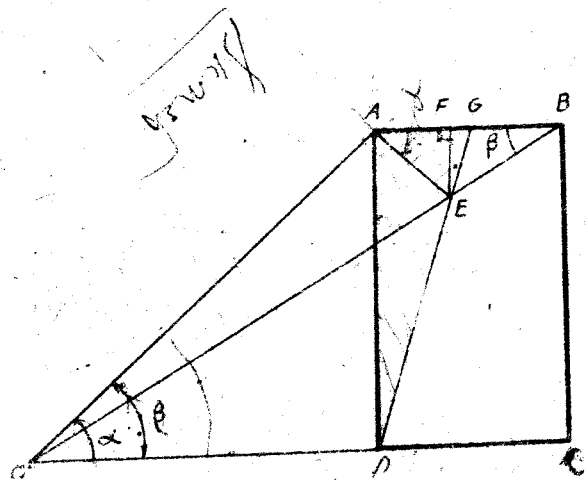
m : Khoảng cách giữa tâm hai trục đứng của cầu dẫn hướng.

Muốn đảm bảo hoàn toàn sự liên hệ giữa các góc quay của các bánh xe dẫn hướng α và β ở mọi thời điểm như biểu thức (11.21) qui định thì hệ thống lái của ôtô phải dùng cơ cấu 18 khâu, hoặc với mức độ tương đối cũng phải dùng đến đĩa hình sao ê-líp, truyền động culit, truyền động xích. Những cơ cấu kể trên rất phức tạp, do đó người ta đã sử dụng thang lái Dantô (Jeantand).

Sau đây chúng ta nghiên cứu hai vấn đề : phương pháp kiểm tra động học và phương pháp thiết kế thang lái Dantô.



Hình 11.15. Sơ đồ quay vòng của ôtô.



Hình 11.16

a) Phương pháp kiểm tra động học thang lái.

Giả sử ôtô quay vòng ở một thời điểm nào đó đúng theo qui định của biểu thức (11.21).

Từ hình vẽ (11.16) chúng ta tiến hành một số thủ pháp hình học như sau :

- Nối trung điểm G của đoạn AB với điểm D.
- Tìm giao điểm E của hai đường GD và OB.
- Hạ đường EF thẳng góc với AB.
- Nối điểm A với điểm E.

Như vậy :

- $\widehat{FBE} = \beta$.
- ΔGFE đồng dạng với ΔGAD .

Do đó, chúng ta có :

$$\cotg \beta = \cotg \widehat{FBE} = \frac{\frac{m}{2} + GF}{FE} \quad (11.22)$$

Mặt khác :

$$\cotg \widehat{FAE} = \frac{\frac{m}{2} - GF}{FE} \quad (11.23)$$

Lấy biểu thức (11.22) trừ cho biểu thức (11.23)

$$\cotg \beta - \cotg \widehat{FAE} = \frac{2GF}{FE} \quad (11.24)$$

Hai tam giác GFE , GAD đồng dạng với nhau, do đó :

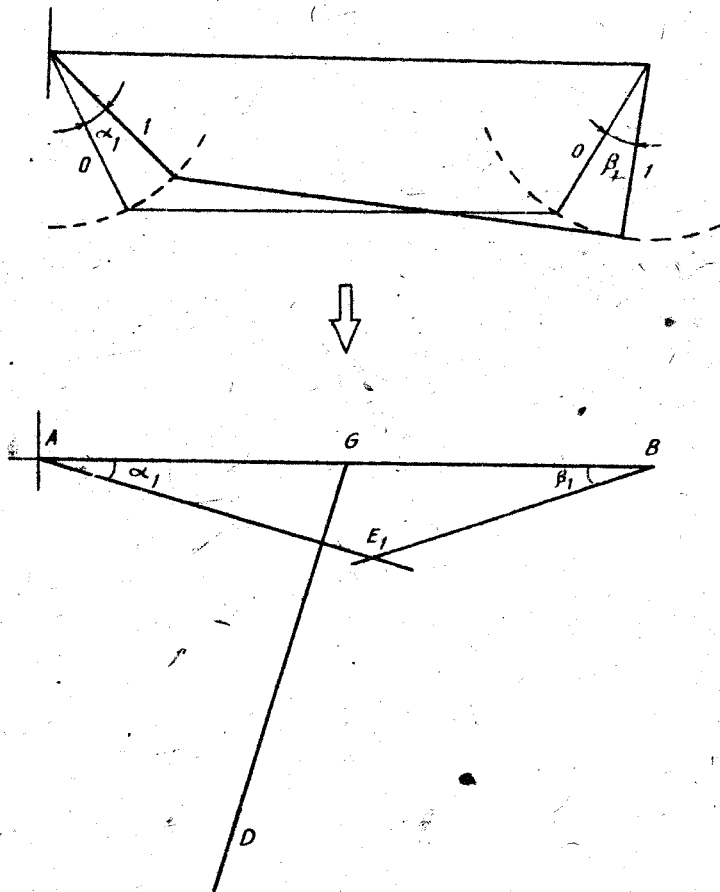
$$\frac{2GF}{FE} = \frac{2GA}{AD} = \frac{m}{L}$$

Thay kết quả đó vào biểu thức (11.24)

$$\cotg \beta - \cotg \widehat{FAE} = \frac{m}{L}$$

So sánh với biểu thức (11.21) rút ra $\widehat{FAE} = \alpha$.

Điều chứng minh trên đây $\widehat{FAE} = \alpha$ và $\widehat{FBE} = \beta$ cho phép chúng ta rút ra kết luận quan trọng : Nếu trên ôtô có thang lái đảm bảo động học quay vòng theo đúng biểu thức (11.21) thì khi đặt một cặp góc tương ứng α và β về một phía bên trong của trục AB, các đường tạo nên góc đó sẽ giao nhau tại một điểm E, quỹ tích của điểm E lúc thay đổi trị số của α và β là đường GD.



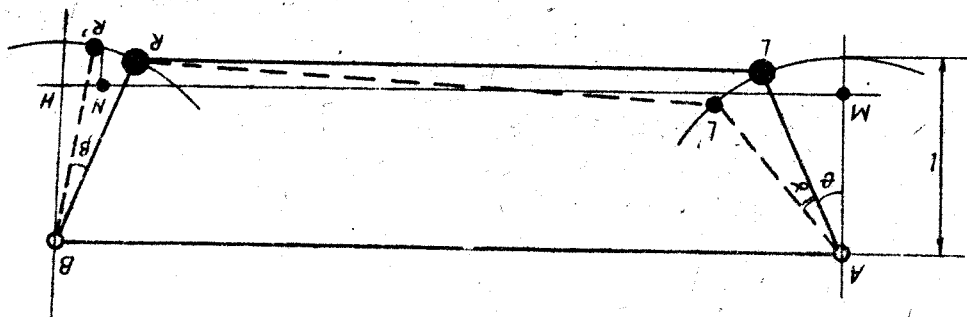
Hình 11.17. Sơ đồ kiểm tra động học hình thang lái.

Khi quay đòn AL đi một góc α , đòn BK sẽ quay theo một góc tương ứng β . Chúng ta cần tìm sự liên hệ giữa chiều dài các đòn với các góc.

Chiều dài của đòn AB.

$$AB = m = ML' + L'N + NH.$$

$$\text{do đó } L'N = m - ML' - NH = m - l \sin(\theta + \alpha) - l \sin(\theta - \beta) \quad (11.25)$$



Hình 11.18. Sơ đồ hình thang lái

Khi có cơ cấu hình thang lái của một xe ô tô nào đó, chúng ta có thể vẽ theo một tỉ lệ lên giấy, rồi cho nó các vị trí khác nhau để tìm các cặp trị số α và β ngay trên hình vẽ.

Biết được góc α và β chúng ta đặt nó về một phía của cạnh AB, nếu giao điểm của các đường tạo thành các góc α và β đều nằm thật sát đường GD hoặc trùng được khá nhiều với đường GD thì thang lái có đảm bảo chất lượng tốt (xem hình 11.17).

b) Phương pháp thiết kế thang lái.

Trên hình 11.18 trình bày hai vị trí, đường nét liền ứng với vị trí của hình thang lái khi ô tô chạy thẳng, đường nét đứt ứng với vị trí của hình thang lái khi ô tô quay vòng.

Mặt khác :

$$\begin{aligned} LN &= \sqrt{L'R'^2 - R'N^2} = \sqrt{LR^2 - R'N^2} \\ &= \sqrt{(m - 2l\sin\theta)^2 - [l\cos(\theta - \beta) - l\cos(\theta + \alpha)]^2} \end{aligned} \quad (11.25)$$

So sánh hai biểu thức (11.25) và (11.26) rút ra kết luận như sau :

$$\beta = \theta + \arctg \frac{l\cos(\theta + \alpha)}{m - l\sin(\theta + \alpha)} - \arcsin \frac{l + 2m\sin\theta - 2l\sin^2\theta - m\sin(\theta + \alpha)}{\sqrt{l^2\cos^2(\theta + \alpha) + [m - l\sin(\theta + \alpha)]^2}} \quad (11.27)$$

Khi thiết kế hình thang lái thì trị số m và L đã biết, còn l chọn theo kinh nghiệm.

$$l = (0,14 - 0,16)m$$

Theo biểu thức (11.27) nếu cho trước một góc θ , ứng với một trị số của α ta sẽ có một trị số tương ứng β , nghĩa là có hàm số $\beta = f(\theta, \alpha)$. Nếu xem θ là tham số thì chúng ta có một họ đường cong $\beta - \alpha$ (hình 11.19). Trong số đó sẽ có đường nằm sát với đường cong li tưởng T theo biểu thức (11.21), góc θ của đường cong gần sát T đó được dùng để thiết kế thang lái. Nên chú ý lấy đường cong nào nằm sát nhất ở góc quay $\alpha = 0 \div 45^\circ$. Sai lệch $\Delta\alpha$ giữa đường cong chọn và đường cong li tưởng phải nhỏ hơn 1° .

Đối với ôtô có $L/m = 1,5 \div 2,5$ chúng ta có thể sơ bộ chọn $\theta = 35^\circ$, rồi sau đó so với đường cong li tưởng.

Khi đã có góc θ phù hợp, có thể xác định được chiều dài của thanh ngang :

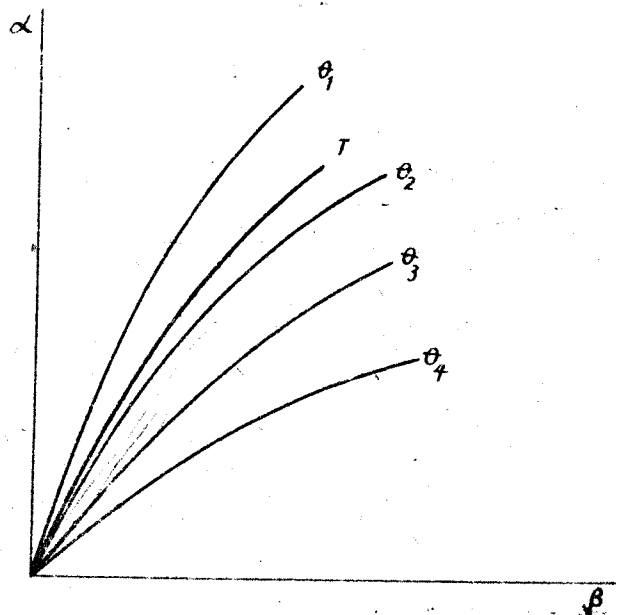
$$\bar{LR} = m - 2l\sin\theta \quad (11.28)$$

c) Tính toán sức bền của các thanh dẫn động trong hình thang lái.

Trên thanh dọc sẽ có một lực N tác dụng (như mục 5.4 đã xác định khi tính toán đòn quay đứng). Đối với thanh ngang, lực tác dụng lại tính theo trường hợp nguy hiểm của cầu dẫn hướng.

$$Q = \frac{P_p \cdot a}{b} = \frac{G_1 m_{1p} \cdot e \cdot a}{2b} \quad (11.29)$$

Trong đó : G_1 — Trọng lượng tác dụng lên các bánh xe trước của ôtô ở trạng thái tĩnh.

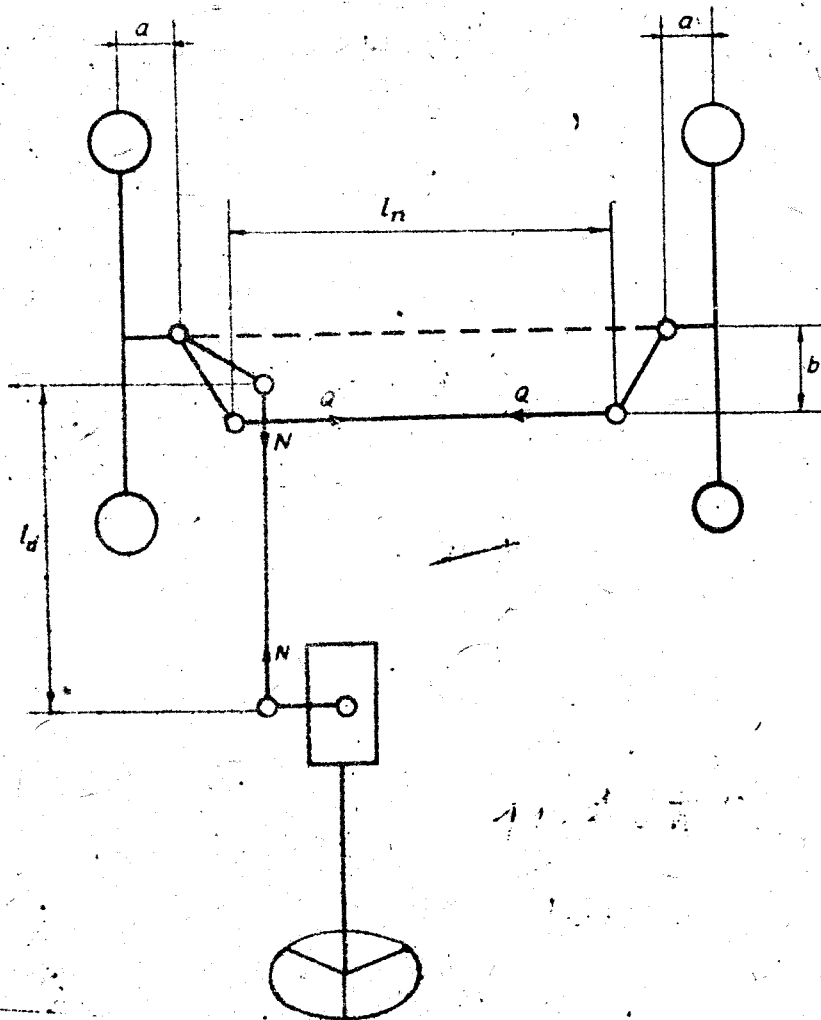


Hình 11.19. Đường đặc tính hình thang lái ở các góc θ khác nhau, T — đường li tưởng

m_{1p} — Hệ số phân bố trọng lượng lên cầu dẫn hướng khi phanh, lúc tính toán có thể lấy $m_{1p} = 1,4$

η — Hệ số bám, thừa nhận bằng $0,7 \div 0,8$

a, b — Kích thước xem hình 11.20



Hình 11.20. Sơ đồ tính toán các đơn dẫn động của truyền động lái.

Ứng suất nén :

— Của thanh dọc :
$$\sigma_{n1} = \frac{N}{F_d} \quad (11.30)$$

— Của thanh ngang
$$\sigma_a = \frac{Q}{F_n} \quad (11.51)$$

Trong đó : N — Xem biểu thức (11.20)

Q — Xem biểu thức (11.29)

F_d, F_n — Tiết diện của thanh dọc và thanh ngang.

Ứng suất uốn dọc nguy hiểm.

— Của thanh dọc :

$$(\sigma_n) = \frac{\bar{W}^2 \cdot E \cdot J_d}{l_d^2 \cdot F_d} \quad (11.32)$$

— Của thanh ngang :

$$(\sigma_n) = \frac{\bar{W}^2 \cdot E \cdot J_n}{l_n^2 \cdot F_n} \quad (11.33)$$

Trong đó : J_d, J_n — Mômen quán tính của tiết diện thanh dọc, thanh ngang.

l_d, l_n — Chiều dài của thanh dọc, thanh ngang.

E — Môđun đàn hồi.

\bar{W} — Môđun chống uốn.

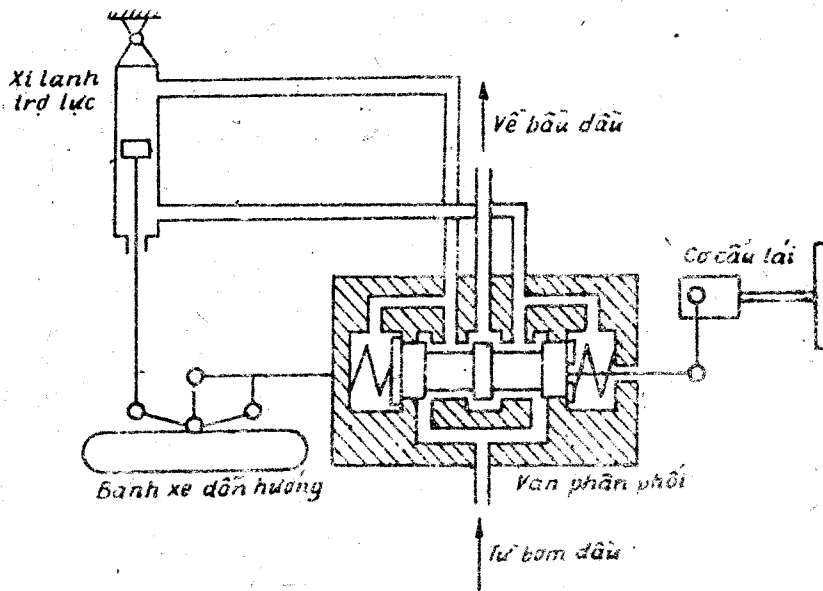
Hệ số dự trữ bền được tính như sau :

$$k = \frac{\sigma_n(\text{dọc})}{\sigma_n(\text{ngang})} = 1,25 - 2,5$$

7. Cường hóa lá.

Cường hóa lá thủy lực hiện nay được dùng nhiều, có ưu điểm là kích thước bé, áp suất làm việc cao (6 — 10)MN/m², không gây nên tiếng ồn, giảm các va đập do đường không bằng phẳng ảnh hưởng lên vành tay lái.

Bố trí của hệ thống lái có trang bị cường hóa đã được trình bày trên hình 11.8. Van phân phối đặt gần vành tay lái, để chuyển động của tru phân phối có thể đạt cực đại. Xi lanh trợ lực đặt gần bánh xe dẫn hướng để lực có thể tác dụng lên bánh xe mà không phải qua các chi tiết trung gian (xem hình 11.21).



Hình 11.21. Trạng thái cường hóa lái

Các thông số chính của bộ cường hóa lái được tính theo lực P_{\max} (biểu thức 11.9) có tính đến lực P mà người lái phải tác dụng vào vành tay lái khi quay các bánh xe dẫn hướng tại chỗ. Như vậy lực P_0 dùng để tính cường hóa lái là:

$$P_0 = P_{\max} - P \quad (11.34)$$

Khi quay thường xuyên bánh xe dẫn hướng tại chỗ, lốp sẽ mòn nhanh, cho nên cần thiết kế cường hóa thế nào để cho khi quay vòng tại chỗ thì lực P không được nhỏ quá.

— Đối với ôtô con : $P = (40 - 70)N$

— Đối với ôtô tải vừa, tải lớn, ôtô khách : $P = (150 - 200)N$

— Đối với ôtô tải rất lớn : $P = (300 - 400)N$

Sau khi đã có số liệu lực P_0 , có thể xác định kích thước của xi lanh trợ lực.

$$P_0 = p_0 \cdot F \cdot i_x \quad (11.35)$$

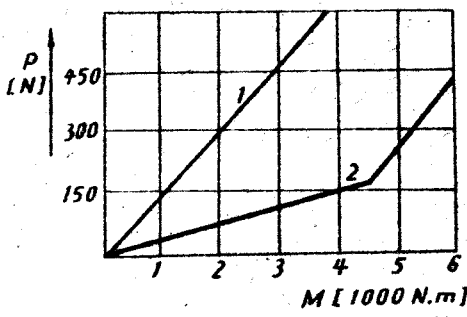
Trong đó : p_0 — Áp suất do bơm sinh ra và được dẫn tới xi lanh trợ lực.

i_x — Tỷ số truyền từ vành tay lái đến xi lanh trợ lực.

F — Diện tích của pittông ở xi lanh trợ lực.

Năng suất Q của bơm thủy lực được xác định theo điều kiện : Xi lanh trợ lực có thể làm quay các bánh xe dẫn hướng nhanh hơn so với người lái quay. Nếu không thì bơm sẽ không kịp điền đầy thể tích của không gian trống đang tăng lên. Do thế, có thể viết phương trình.

$$Q = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \frac{l \cdot F}{\eta_b} + \frac{\Delta Q}{\eta_b} \quad (11.36)$$



Hình 11.22. Đường đặc tính của trang bị cường hóa lái.

1. Không có trang bị cường hóa lái.
2. Có trang bị cường hóa lái.

Trong đó : η_b — Hiệu suất thể tích của bơm cường hóa, đối với bơm cánh quạt, gần bằng $0,78 \div 0,80$.

Q — Tồn thất ở van phân phối ($5 \div 10\%$)

l — Hành trình pittông của xi lanh trợ lực.

α — Góc quay của vành tay lái từ một vị trí tậm cùng này đến vị trí tậm cùng khác (rad).

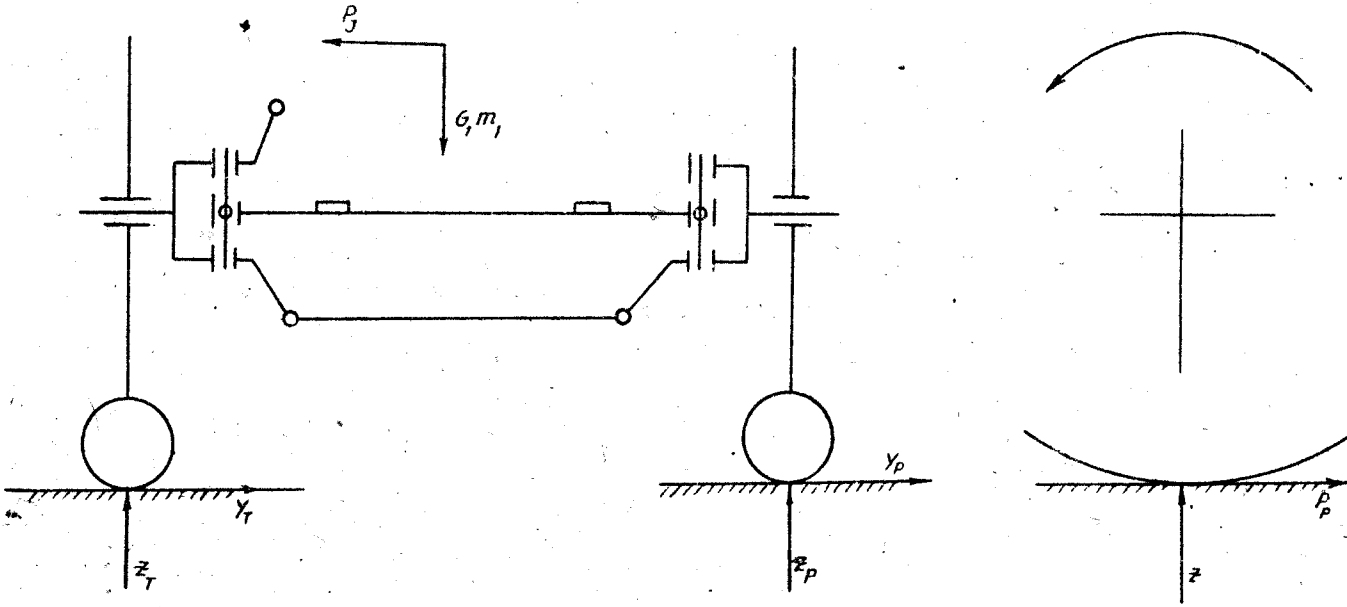
n — Tốc độ cực đại mà người lái có thể qua 1 vành tay lái (90 vòng/ph).

Đường đặc tính của trang bị cường hóa lái b ều thị quan hệ giữa lực tác dụng lên vành tay lái và mômen cần thiết để quay các bánh xe dẫn hướng (xem hình 11.22).

8. Tính toán một số chi tiết của cầu dẫn hướng.

8.1. Cầu dẫn hướng và chế độ tải trọng.

Cầu dẫn hướng không chủ động với hệ thống treo phụ thuộc có sơ đồ như hình 11.23 được tính theo ba chế độ tải trọng: Có lực phanh cực đại, bị trượt ngang hoàn toàn, bánh xe trước đi qua mặt đường không bằng phẳng.



Hình 11.23. Sơ đồ lực tác dụng lên cầu dẫn hướng.

8.2. Tính toán cam quay.

a) Khi có lực phanh cực đại (hình 11.24).

— Phản lực thẳng đứng

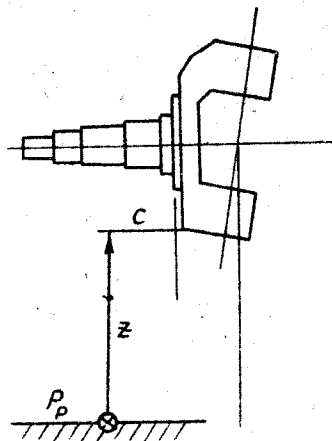
$$Z = \frac{G_1}{2} \cdot m_{p1}$$

— Lực phanh cực đại

$$P_p = \frac{G_1}{2} \cdot m_{pt}$$

— Mômen uốn tổng hợp

đối với tiết diện nguy hiểm C: Sơ đồ lực tác dụng lên cam quay khi có lực phanh cực đại.



Hình 11.24.

$$M_u = \frac{1}{2} \cdot c \cdot G_1 \cdot m_{p1} \cdot \sqrt{1 + \varphi^2} \quad (11.37)$$

Trong đó: C — Tay đòn (xem hình 11.24)

G_1 — Tải trọng tĩnh phân bố cho cầu trước

m_{p1} — Hệ số phân bố tải trọng lên cầu trước khi phanh

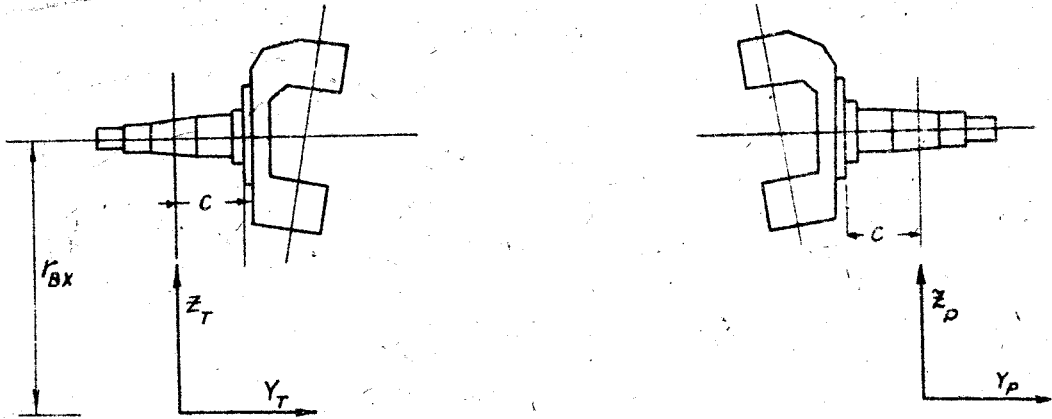
$$m_{p1} = 1 + \varphi \frac{h_g}{b} \quad (m_{p1} = 1,4)$$

φ — Hệ số bám, $\varphi = 0,7$

h_g, b — Tọa độ trọng tâm xe ô tô

— Ứng suất uốn $\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}$

b) Khi trượt ngang có lực Y tác dụng (hình 11.25)



Hình 11.25. Sơ đồ lực tác dụng lên cam quay khi trượt ngang

— Phản lực thẳng đứng $Z_T = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{2\varphi h_g}{B} \right)$

$$Z_P = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2\varphi' h_g}{B} \right)$$

— Lực ngang: $Y_T = Z_T \varphi'$

$$Y_P = Z_P \varphi'$$

— Mômen uốn tổng hợp đối với tiết diện nguy hiểm C của cam quay bên trái.

$$M_{uT} = Z_T \cdot C - Y_T \cdot r_{bx} = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{2\varphi' h_g}{B} \right) (C - \varphi' r_{bx}) \quad (11.38)$$

của cam quay bên phải:

$$M_{uP} = Z_P \cdot C + Y_P \cdot r_{bx} = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2\varphi' h_g}{B} \right) (c + \varphi' r_{bx}) \quad (11.39)$$

Trong đó: φ' — Hệ số bám ngang, $\varphi' = 1$

B — Khoảng cách giữa hai bánh xe trước.

— Ứng suất uốn: $\sigma_{uT,P} = \frac{M_{uT,P}}{W_u}$

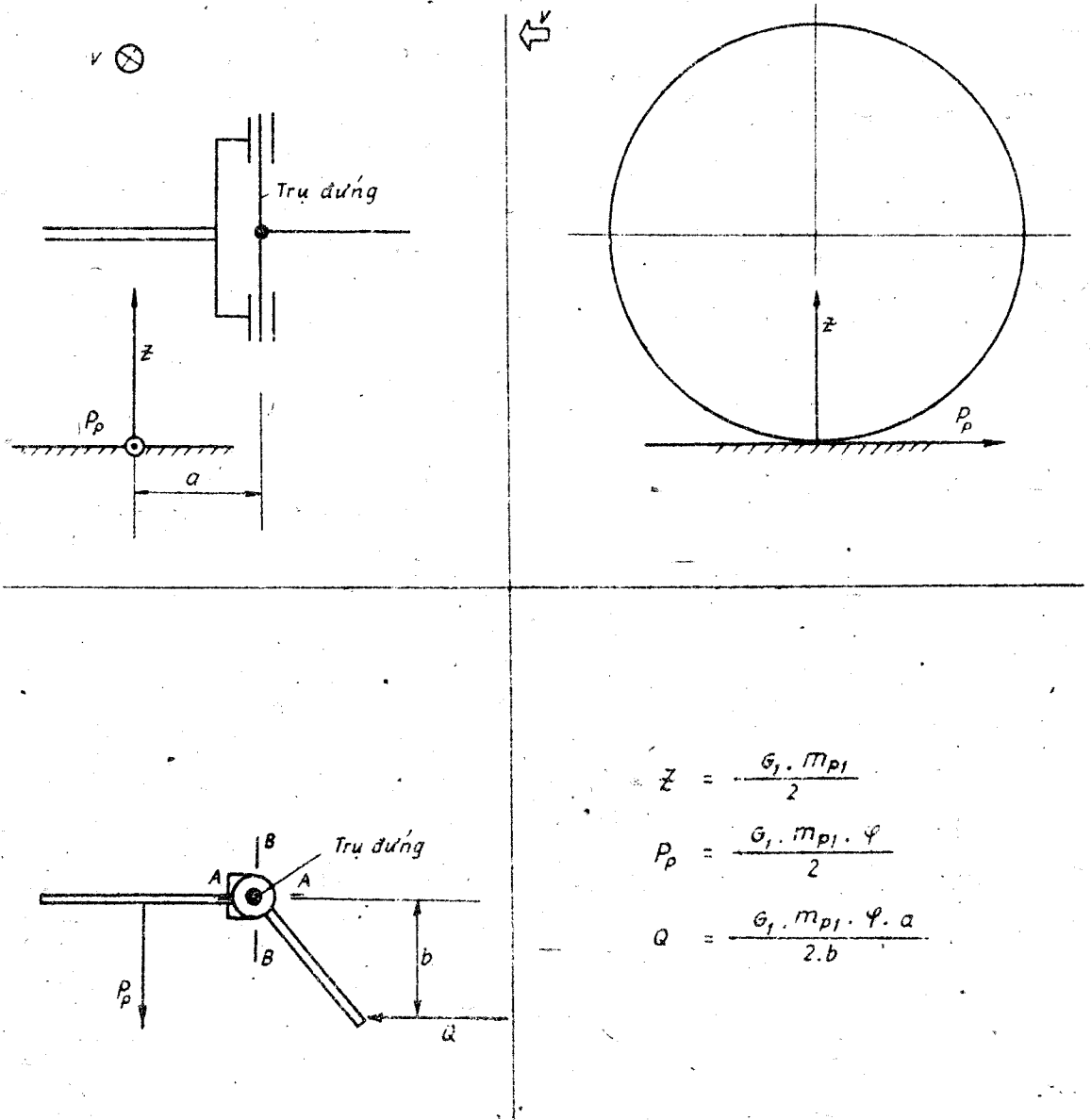
c) Khi xe đi qua một đường không bằng phẳng.

— Mômen uốn: $M_u = \frac{1}{2} C \cdot G_1 \cdot K_d$

8.3. Tính toán trụ đứng.

Trụ đứng thường đặt nghiêng, nhưng để đỡ phức tạp khi tính toán sẽ coi như đặt thẳng đứng. Tính toán trụ đứng theo chế độ tải trọng khi phanh và khi trượt ngang.

a) Khi có lực phanh cực đại (hình 11.26).



Hình 11.26. Sơ đồ lực tính toán cam quay khi có lực phanh cực đại

Phân tích lực tác dụng lên trụ đứng theo hai hướng: hướng ngang A-A và hướng dọc B-B (hình 11.27).

Các phản lực theo hướng ngang (n) A-A

$$R_{1n} = \frac{Z \cdot a}{l} - \frac{Q \cdot l_2}{l}, R_{2n} = \frac{Z \cdot a}{l} + \frac{Q \cdot l_1}{l}$$

Các phản lực theo hướng dọc (d) B-B.

$$R_{1d} = \frac{P_p \cdot r_{bx}}{l} - \frac{P_p \cdot l_2}{l}, R_{2d} = \frac{P_p \cdot r_{bx}}{l} + \frac{P_p \cdot l_1}{l}$$

Các phản lực tổng hợp: $R = \sqrt{R_n^2 + R_d^2}$

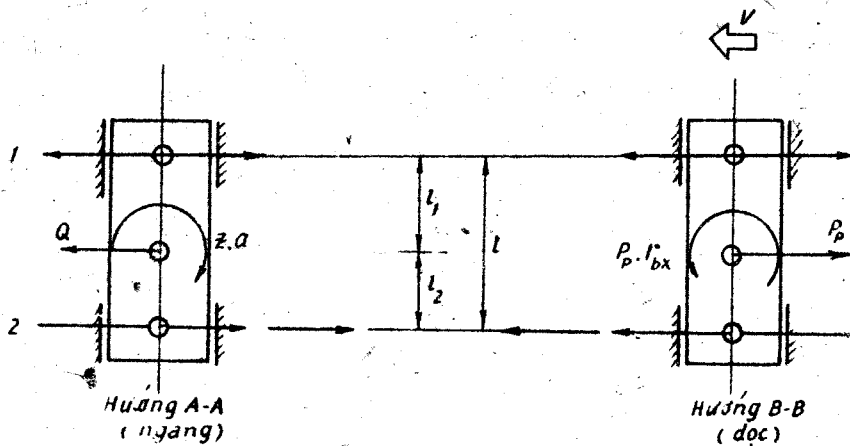
— Ở đầu trên (1)

$$R_1 = \frac{G_1 \cdot m_{1p}}{2 \cdot l} \sqrt{\left(a - \varphi \frac{a}{b} \cdot l_2\right)^2 + (\varphi \cdot r_{bx} - \varphi \cdot l_2)^2} \quad (11.40)$$

— Ở đầu dưới (2).

$$R_2 = \frac{G_1 \cdot m_{1p}}{2 \cdot l} \sqrt{\left(a + \varphi \frac{a}{b} \cdot l_1\right)^2 + (\varphi \cdot r_{bx} - \varphi \cdot l_1)^2} \quad (11.41)$$

Để cho $r_1 \approx r_2$, thiết kế sao cho $l_1 < l_2$



Hình 11.27. Sơ đồ lực tác dụng lên trụ đứng

b) Khi ôtô bị trượt ngang hoàn toàn, chúng ta coi lực phanh P_p bằng không (0), chỉ có phản lực Z, lực ngang Y tác dụng lên trụ đứng (hình 11.28).

Các phản lực của trụ đứng bên trái.

$$R_{1T} = \frac{Y_T \cdot l_2}{l} + \frac{Y_T \cdot r_{bx} - Z_{T,a}}{l} \quad (11.42)$$

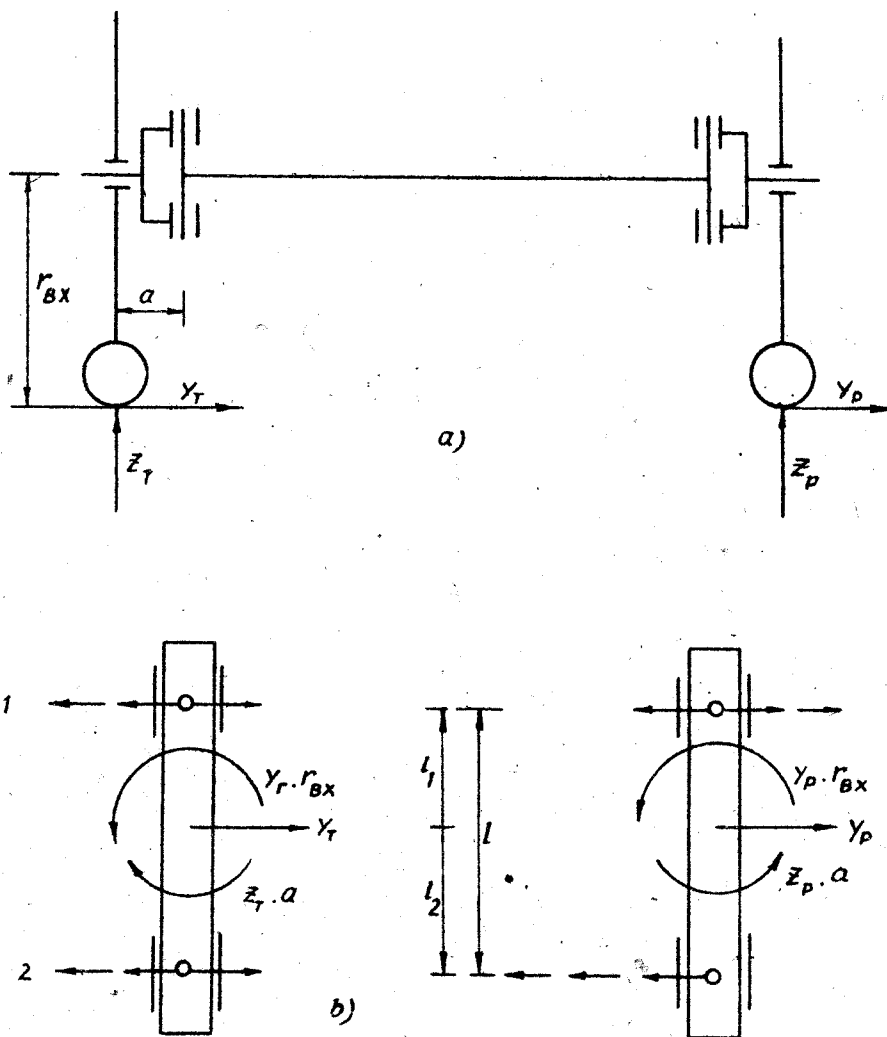
$$R_{2T} = \frac{Y_T \cdot l_1}{l} - \frac{Y_T \cdot r_{bx} - Z_{T,a}}{l} \quad (11.43)$$

Các phản lực của trụ đứng bên phải:

$$R_{1P} = \frac{Y_p \cdot l_2}{l} - \frac{Y_p \cdot r_{bx} + Z_{p,a}}{l} \quad (11.44)$$

$$R_{2P} = \frac{Y_p \cdot l_1}{l} + \frac{Y_p \cdot r_{bx} + Z_{p,a}}{l} \quad (11.45)$$

Trên cơ sở những lực đã phân tích, đối với trụ đứng chúng ta tính theo cắt, uốn, chèn dáp. Trụ đứng thường chế tạo bằng thép xêmen tit hóa 20X, 18XГT hoặc thép 45, $[\sigma_u] = 500 \text{ MN/m}^2$, $[\tau]_c = 200 \text{ MN/m}^2$, $[\sigma_d] = 35 \text{ MN/m}^2$



Hình 11.23. Sơ đồ lực tính toán cam quay
 a) Các lực tác dụng lên bánh xe khi trượt ngang.
 b) Sơ đồ lực tính toán trụ đứng khi trượt ngang

KHUNG VÀ VỎ

1. Công dụng, yêu cầu, phân loại

1.1. Công dụng

Khung của ô tô dùng để đỡ các cụm nằm trên nó và giữ cho các cụm ở những vị trí tương quan với nhau.

Vỏ ô tô để chứa hành khách, người lái, hàng hóa.

1.2. Phân loại

Hiện nay có nhiều cách phân loại khác nhau, tổng quát có thể phân loại theo hệ thống chịu lực:

a) Khung chịu lực tất cả: vỏ nối với khung bằng các khớp nối mềm, độ cứng của khung rất lớn so với độ cứng của vỏ, do đó vỏ không chịu tác dụng của ngoại lực khi khung bị biến dạng. Thông thường loại khung chịu lực tất cả được áp dụng cho xe tải, xe khách.

b) Không có khung: loại vỏ chịu lực tất cả, thường áp dụng trong xe khách và xe cơ nhằm giảm trọng lượng của xe (có thể giảm được 20—25% trọng lượng so với xe cùng loại có khung).

c) Khung liền vỏ: Vỏ và khung nối cứng với nhau bằng đinh tán hoặc bằng bulông, như thế khung và vỏ chịu tất cả tải trọng.

Ngoài ra khung và vỏ còn có phân loại riêng.

1.3. Yêu cầu

Khung phải đảm bảo các yêu cầu sau: Có độ bền lâu tương ứng với tuổi thọ của cả xe ô tô, có độ cứng vững tốt để cho biến dạng của khung không làm ảnh hưởng đến điều kiện làm việc của các cụm và các cơ cấu của ô tô, có hình dạng thích hợp đảm bảo tháo lắp dễ dàng các cụm.

Tùy theo từng loại, có yêu cầu riêng với vỏ xe, nhưng yêu cầu tổng quát là: khoảng không gian của vỏ xe phải đảm bảo đủ để chứa hàng hóa, hành khách, thiết bị, đảm bảo tính tiện nghi, vệ sinh, che mưa nắng, bụi, đảm bảo tính thẩm mỹ thích ứng với từng giai đoạn dài.

2. Kết cấu và tính toán khung

2.1. Kết cấu khung

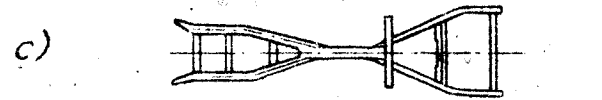
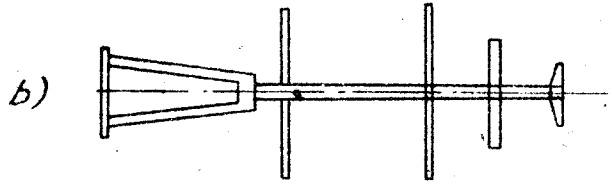
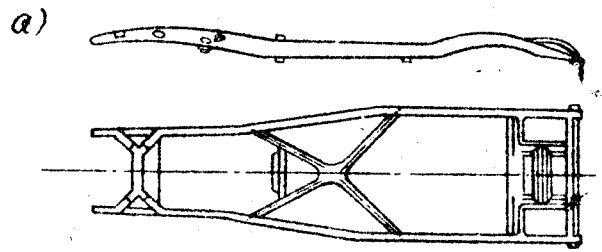
Khung xe có nhiều loại: Khung có xà dọc ở hai bên (hình 12.1a), khung có xà dọc ở giữa kiểu xương cá (hình 12.1b) khung hình chữ X (hình 12-1c).

Tuy các loại khung xe có dạng khác nhau, nhưng tổng quát có những điểm chung.

— Các xà dọc và xà ngang được chế tạo bằng thép và nối với nhau bằng đinh tán, hàn hữu mới nối bằng hàn.

— Tiết diện các xà ngang, hình dáng và khoảng cách giữa chúng với nhau phụ thuộc vào vị trí của các cụm như động cơ, hộp số... gắn trên chúng.

— Các xà dọc có thể là hình ống, hình hộp, hoặc chữ C, trong đó thép dẹt hình chữ c phổ biến nhất. Để giảm trọng tâm của xe, đôi khi xà dọc uốn võng lên ở chỗ đỡ các cầu xe.



Hình 12.1. Kết cấu khung xe

— Trên xà dọc có khoan nhiều lỗ để nối với vỏ xe hoặc các cụm khác bằng bu lông, đinh tán. Ngoài ra nhiều lỗ hở trống, mục đích để khung chịu ứng suất đều.

2.2. Tính toán khung.

Hiện nay tính toán khung đang là một vấn đề thu hút sự chú ý của nhiều nhà nghiên cứu. Nhiều tài liệu chuyên đề đã đưa ra các giả thiết và trên cơ sở đó đã đưa ra các phương pháp tính toán khác nhau.

Ở tập giáo trình này, chúng tôi trình bày khái quát một quan điểm về tính khung xe.

Độ cứng của khung phụ thuộc bởi khoảng cách của các dầm dọc, số lượng và vị trí của các dầm ngang cũng như kích thước và tiết diện dầm.

Tải trọng tác dụng lên khung có thể chia ra tải trọng tĩnh (do trọng lượng của động cơ với hộp số, buồng lái cùng với người lái, vỏ ôtô với tải trọng hữu ích v.v...) và tải trọng động (chủ yếu là tải trọng thẳng đứng sinh ra khi ôtô chuyển động trên đường không bằng phẳng, và tải trọng nằm ngang khi tăng tốc, phanh và quay vòng). Các tải trọng phân bố đối xứng theo dầm dọc sẽ uốn khung, còn các tải trọng phân bố không đối xứng sẽ xoắn khung. Các tải trọng phân bố không đối xứng sinh ra khi ôtô chuyển động trên đường không bằng phẳng, khi mà một trong các bánh xe đi qua các ụ gồ ghề. Khi đi qua ổ gà với góc 45° sẽ sinh ra tải trọng vừa xoắn vừa uốn khung.

Kích thước tiết diện của dầm khung được chọn sơ bộ bằng cách tính dầm theo uốn dưới tác dụng của tải trọng tĩnh. Khi tính toán xem như hai dầm dọc chịu hoàn toàn tải trọng, các dầm ngang không kể đến. Trọng lượng các cụm sẽ được chia đôi

và xem như chúng tác dụng trong mặt phẳng đi qua trọng tâm tiết diện của dầm dọc. Mômen xoắn do các cụm đặt xa các dầm dọc (thí dụ thùng nhiên-liệu) khi tính toán không kể đến.

Khi tính khung cần phải vẽ biểu đồ mômen uốn đối với dầm dọc. Muốn thế phải đặt lực tác dụng do trọng lượng các cụm gây nên trên dầm dọc theo đúng vị trí của chúng. Trọng lượng của vỏ ôtô xem như là tải trọng phân bố đều theo chiều dài. Đối với ôtô tải khi tính toán sơ bộ người ta thừa nhận tải trọng có ích phân bố đều theo chiều dài của thùng chứa. Vị trí của trọng tâm các cụm được đo từ sau của dầm dọc. Kích thước a xác định độ dời của thùng chứa ra khỏi khung (hình 12.2).

Xác định vị trí trọng tâm các cụm, chúng ta sẽ đặt lực do trọng lượng các cụm sinh ra tại vị trí tương ứng. Sau đó tìm các phản lực T_1 và T_2 do các cầu tác dụng lên bộ nhịp. Lực T_1 và T_2 phải bằng tổng số các lực thẳng đứng tác dụng lên khung. Biết được T_1 và T_2 có thể tìm các phản lực T'_1, T''_1 và T'_2, T''_2 tại các chỗ nối nhịp với khung. Nếu nhịp đối xứng thì:

$$T'_1 = T''_1 = \frac{T_1}{2}$$

$$T'_2 = T''_2 = \frac{T_2}{2}$$

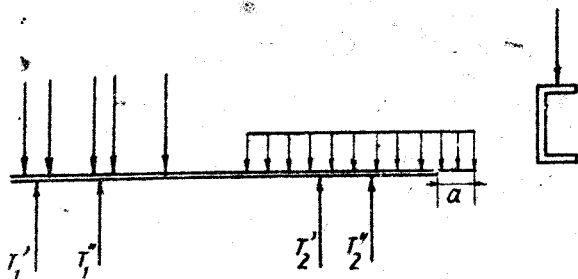
Sau khi xác định tất cả các lực tác dụng lên khung, sẽ tiến hành vẽ biểu đồ mômen uốn tác dụng lên khung (hình 12.2). Cho ứng suất uốn cho phép $[\sigma]$ ở dầm dọc rồi tính ra mômen chống uốn W_u cần thiết đối với mỗi tiết diện của nó, từ đấy định sơ bộ hình dạng của tiết diện dầm dọc cũng như kích thước và chiều dài các tấm cường hóa.

Ứng suất cho phép của dầm dọc được chọn theo công thức

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{1,5(K_d + 1)} \quad (12.1)$$

σ_s — Giới hạn chảy của vật liệu chế tạo dầm dọc.

K_d — Hệ số dự trữ tính đến tải trọng động, thừa nhận bằng $2,3 \div 3,5$



Hình 12.2. Tải trọng tác dụng lên khung

Thí nghiệm khung trên bệ thử và trong điều kiện sử dụng trên đường chỉ rõ rằng khi khung bị tác dụng bởi các lực thẳng đứng gây nên sự uốn khung thì thực tế các dầm ngang sẽ không chịu lực nào cả. Điều này chứng tỏ phương pháp tính toán khung nêu trên (không kể các dầm ngang) trong trường hợp tải trọng như thế cho các kết quả tương đối tốt.

Khi có tải trọng gây sự xoắn khung thì ứng suất sinh ra không những ở dầm dọc mà cả dầm ngang nữa. Ứng suất đạt trị số lớn nhất tại chỗ gắn dầm ngang với dầm dọc.

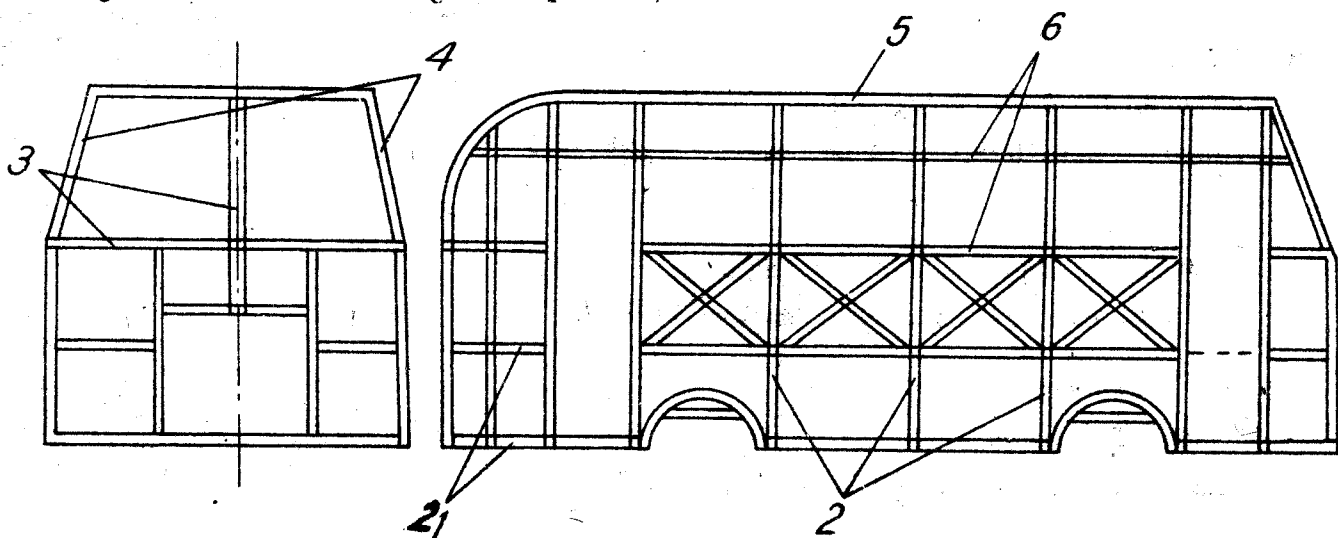
3. Kết cấu vỏ xe.

3.1. Vỏ xe khách.

Vỏ xe khách có nhiều dạng, trong đó dạng kiểu toa tàu chịu lực phổ biến hơn cả (hình 12.3), vì dạng này có hệ số lợi dụng diện tích cao nhất (1) và các chỉ tiêu sử dụng, bền, kinh tế cao. Khung xương của loại này thể hiện ở hình 12.3. Các chi tiết giá nền 1, cột chống 2,4, nóc 5, dờ ngoài 3,6 là những thanh thép dẹt hoặc thép góc được nối cứng với nhau thành một khoảng không gian nhiều thanh cứng. Bao quanh các khung xương ở phía trong và phía ngoài là các tấm thép hoặc kim loại màu, các tấm này nối với nhau và với khung xương bằng hàn hoặc đinh tán. Khoảng không giữa hai lớp trong và ngoài thường chứa chất cách nhiệt.

Đánh giá độ bền của khung xương chủ yếu theo độ cứng khi xoắn. Góc xoắn tương đối của vỏ xe khách cho phép trong khoảng $3,5 \div 5,5$ trên 1m chiều dài vỏ.

Trọng lượng của khung xương và dầy, sàn (không kể ghế) so với diện tích bao ngoài của mặt chiếu bằng khoảng 1100N/m^2 .



Hình 12.3. Khung xương vỏ xe khách

3.2. Vỏ xe con

Có nhiều loại, phổ biến nhất là loại vỏ kín có 4 cửa, hai hàng ghế, loại xe này có tên gọi là Limudin (2) hoặc sê-đăng. Hình dáng đảm bảo khí động học tốt nhất.

1) Hệ số lợi dụng diện tích : $\eta = \frac{F_1}{F_2}$, trong đó F_1 — diện tích sàn xe, F_2 — Diện tích bao ngoài theo hình chiếu bằng.

(2) Limudin : Tên một thành phố ở nước Pháp, được dùng để gọi tên một loại xe con.

Vỏ xe con rất đắt, chiếm 55% giá bán một chiếc xe. Vỏ xe thường là tấm dáp và có khung chống. Tỷ trọng của vỏ so với diện tích nền khoảng $650 - 700\text{N/m}^2$. Độ cứng xoắn khoảng $6.1 \cdot 10^5 \text{Nm/độ}$.

3.3. Vỏ xe tải

Vỏ xe tải và thùng chứa hàng thường tách rời. Vỏ xe dáp có cột chống, các yêu cầu thiết kế ở Liên xô theo tiêu chuẩn GOST 9734-61 «ca bin, chỗ của lái xe».

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Hữu Căn, Phan Đình Kiên.
« Thiết kế và tính toán ô tô, máy kéo ». Tập 1 và 2.
Nhà xuất bản Đại học và Trung học chuyên nghiệp, Hà Nội, 1968
2. G.A. Gasparijans.
« Kết cấu và lý thuyết tính toán ô tô » (Tiếng Nga)
Nhà xuất bản Chế tạo máy, Moskva, 1978
3. I.X. Xitavit.
« Truyền lực ô tô » (Tiếng Nga)
Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật, Minsk, 1979
4. B.V. Gold.
« Kết cấu và tính toán ô tô » (Tiếng Nga).
Nhà xuất bản Chế tạo máy, Moskva, 1962
5. N.A. Bukharin.
« Ô tô » (Tiếng Nga).
Nhà xuất bản chế tạo máy, Leningrad 1973
6. V.A. Iljarionov, M.M. Morin...
Lý thuyết và kết cấu ô tô (Tiếng Nga).
Nhà xuất bản Chế tạo máy, Moskva 1979
7. V.D. Velikanov.
ô tô — Phương tiện vận tải (Tiếng Nga).
Nhà xuất bản Vận tải — Moskva 1973
8. Bộ môn cơ khí ô tô — Trường đại học Giao thông sát bộ — Hà Nội.
« Kết cấu và tính toán ô tô . 1969 »

MỤC LỤC

Lời nói đầu

Trang

Chương 1: TÀI CƯƠNG VỀ ÔTÔ

- * 1. Cấu tạo chung của ôtô 5
- * 2. Phân loại ôtô 6
- * 3. Những yêu cầu chung về ôtô 7
- * 4. Những thông số kích thước và trọng lượng 8
- * 5. Bố trí chung trên xe ôtô 10

Chương 2: TẢI RỘNG TÁC DỤNG LÊN CƠ CẤU VÀ CÁC CHI TIẾT ÔTÔ

- 1. Các trường hợp sinh ra tải trọng động 16
- 2. Các tải trọng dùng trong thiết kế ôtô 22

Chương 3: BỘ LI HỢP

- * 1. Công dụng, yêu cầu, phân loại 24
- * 2. Phân tích các kết cấu bộ li hợp 25
- 3. Ảnh hưởng của li hợp đến sự gài số 30
- 4. Công suất sinh ra trong quá trình đóng li hợp 33
- * 5. Tính toán thiết kế bộ li hợp 37

Chương 4: HỘP SỐ

- * 1. Công dụng yêu cầu, phân loại 48
- 2. Sơ đồ đồ và phân tích kết cấu 49
- 3. Hộp số kiểu hành tinh 54
- * 4. Sơ đồ động và kết cấu hộp phân phối *Đ. thêm; bộ động tốc* 56
- * 5. Những cơ sở quan trọng của hộp số *Đ. bớt; bộ động tốc* 5
- * 6. Cơ sở tính toán thiết kế hộp số 63
- 7. Hộp số vô cấp 72

Chương 5: TRUYỀN LỰC CẤP ĐANG

- * 1. Công dụng, yêu cầu, phân loại 77
- 2. Cơ sở lý luận cơ cấu các cấp 79
- 3. Khớp nối các cấp đồng tốc 84
- * 4. Số vòng quay ny hiểm của các cấp 86
- * 5. Cơ sở tính toán thiết kế các cấp 88

Chương 6: TRUYỀN LỰC CHỦ

- * 1. Công dụng, yêu cầu, phân loại 92
- 2. Một số phương án kết cấu 93
- * 3. Cơ sở tính toán thiết kế 97
- * 4. Những biện pháp nâng cao độ cứng vững 103

X Chương 7: BỘ VI SAI

1. Công dụng, yêu cầu, phân loại *thiết kế tính toán vi sai* 105
2. Cơ sở lý luận về vi sai 106
3. Một số phương án kết cấu 111

Chương 8: TRUYỀN ĐỘNG ĐẾN CÁC BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

1. Công dụng, yêu cầu, phân loại 116
2. Các phương án kết cấu 117
3. Phân tích lực tác dụng 117
4. Tính toán bền về chọn vật liệu 129
5. Bánh xe và lốp 130

Chương 9: HỆ THỐNG TREO

1. Công dụng, yêu cầu, phân loại 132
2. Hệ thống treo phụ thuộc 133
3. Hệ thống treo độc lập 137
4. Đường đặc tính đàn hồi 138
5. Thiết kế sơ bộ hệ thống treo 140
6. Tính toán kiểm tra nhíp 146
7. Tính toán hệ thống treo độc lập 149
8. Giảm chấn 151
9. Hệ thống treo hơi và thủy khí 155

Chương 10: HỆ THỐNG PHANH

1. Công dụng, yêu cầu, phân loại 157
2. Cơ cấu phanh loại guốc 158
3. Cơ cấu phanh đĩa 164
4. Dẫn động phanh chất lỏng 165
5. Dẫn động phanh bằng khí 171
6. Cơ sở tính toán thiết kế 173
7. Bộ điều hòa lực phanh 179

Chương 11: HỆ THỐNG LÁI

1. Công dụng, phân loại, yêu cầu 180
2. Bố trí chung 181
3. Cơ cấu lái 183
4. Dẫn động lái 187
5. Tính toán hệ thống lái 189
6. Động lực hình thang lái 193
7. Cường hóa lái 190
8. Cần dẫn hướng 201

Chương 12: KHUNG VÀ VỎ

1. Công dụng, yêu cầu, phân loại 206
2. Bộ môn kết cấu và tính toán khung 206
« Kết cấu kết cấu vỏ xe 209