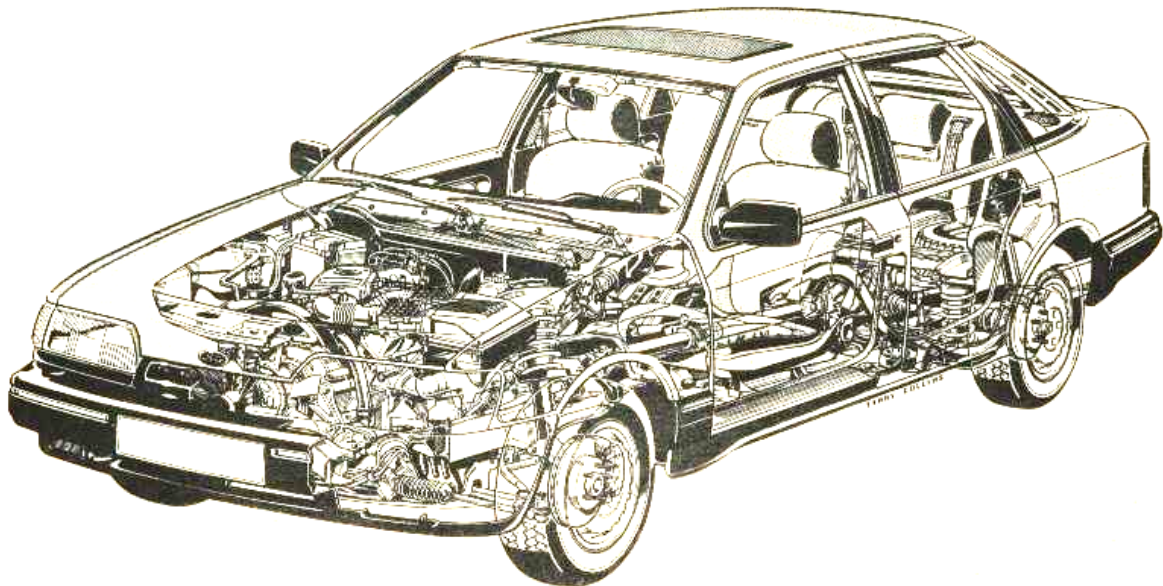


ĐẶNG QUÝ

TÍNH TOÁN THIẾT KẾ ÔTÔ



TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH 2001

LƯU HÀNH NỘI BỘ

LỜI NÓI ĐẦU

Nền công nghiệp chế tạo ô tô trên thế giới ngày càng phát triển mạnh mẽ. Ở Việt Nam, trong thời gian không lâu nữa từ tình trạng lắp ráp xe hiện nay, chúng ta sẽ tiến đến tự chế tạo ô tô. Bởi vậy, việc đào tạo đội ngũ kỹ sư có trình độ đáp ứng được những đòi hỏi của ngành chế tạo và sửa chữa ô tô là một nhiệm vụ rất quan trọng.

Để phục vụ cho mục đích lâu dài nêu trên và trước mắt để đáp ứng cho chương trình đào tạo theo học chế tín chỉ, Khoa **Cơ Khí Động Lực** của Trường **Đại Học Sư Phạm Kỹ Thuật** đã phân công cán bộ giảng dạy biên soạn giáo trình: **“Tính toán thiết kế ô tô”** dùng cho hệ đại học.

Giáo trình này có 14 chương, trình bày về bố trí chung trên ô tô, các chế độ tải trọng khi xe hoạt động, các hệ thống thuộc phần truyền lực, các cầu xe, các hệ thống treo, phanh, lái và khung vỏ của ô tô.

Ở giáo trình này sẽ không đề cập nhiều về cấu tạo và nguyên lý hoạt động các chi tiết và bộ phận trên ô tô. Vì phần này sinh viên đã được học kỹ ở các môn học thực tập ở xưởng.

“Tính toán thiết kế ô tô” là môn học chuyên ngành quan trọng ở năm cuối. Bởi vậy, trước khi học môn này, sinh viên phải học trước các môn sau: **“Cơ lý thuyết”**, **“Sức bền vật liệu”**, **“Cấu tạo ô tô”**, **“Nguyên lý động cơ đốt trong”** và **“Lý thuyết ô tô”**.

Giáo trình này đề cập đến những vấn đề cơ bản quan trọng của môn học, phù hợp với chương trình qui định của Bộ Giáo Dục và Đào Tạo đối với ngành thiết kế chế tạo ô tô. Nội dung kiến thức ở giáo trình này nhằm trang bị cho sinh viên những hiểu biết vững chắc về động lực học và độ bền chi tiết áp dụng cho các bộ phận thuộc phần gầm của ô tô. Trên cơ sở đó, sinh viên ra trường có thể tính toán, thiết kế được các chi tiết và bộ phận cụ thể của xe. Từ đó, họ có thể chế tạo mới hoặc thiết kế cải tạo để phục vụ cho việc sửa chữa, phục hồi và cải tạo ô tô.

Do trình độ và thời gian có hạn, bởi vậy giáo trình này chắc sẽ có chỗ chưa hoàn thiện và thiếu sót. Rất mong các đồng chí và bạn đọc góp ý. Tôi xin chân thành cảm ơn.

Người biên soạn
Đặng Quý

CHƯƠNG I

BỐ TRÍ CHUNG TRÊN ÔTÔ

Bố trí chung trên ô tô bao gồm bố trí động cơ và hệ thống truyền lực. Tùy thuộc vào mục đích sử dụng, công dụng và tính kinh tế mà mỗi loại xe có cách bố trí riêng. Nhìn chung, khi chọn phương pháp bố trí chung cho xe, chúng ta phải cân nhắc để chọn ra phương án tối ưu, nhằm đáp ứng các yêu cầu sau đây :

- Kích thước của xe nhỏ, bố trí hợp lý phù hợp với các điều kiện đường xá và khí hậu.
- Xe phải đảm bảo tính tiện nghi cho lái xe và hành khách, đảm bảo tầm nhìn thoáng và tốt.
- Xe phải có tính kinh tế cao, được thể hiện qua hệ số sử dụng chiều dài λ của xe. Khi hệ số λ càng lớn thì tính kinh tế của xe càng tăng .

$$\lambda = \frac{1}{L}$$

Ở đây :

1 – Chiều dài thùng chứa hàng (xe tải) hoặc chiều dài buồng chứa hành khách (xe chở khách) .

L – Chiều dài toàn bộ của ô tô .

- Đảm bảo không gian cần thiết cho tài xế để thao tác, điều khiển xe và chỗ ngồi phải đảm bảo an toàn.
- Dễ sửa chữa, bảo dưỡng động cơ, hệ thống truyền lực và các bộ phận còn lại .
- Đảm bảo sự phân bố tải trọng lên các cầu xe hợp lý, làm tăng khả năng kéo, bám ổn định, êm dịu...v.v... của xe khi chuyển động .

I. BỐ TRÍ ĐỘNG CƠ TRÊN ÔTÔ.

Các phương án sau đây thường được sử dụng khi bố trí động cơ trên ô tô :

1. Động cơ đặt ở đằng trước.

Phương án này sử dụng được cho tất cả các loại xe. Khi bố trí động cơ đằng trước chúng ta lại có hai phương pháp như sau :

a) Động cơ đặt đằng trước và nằm ngoài buồng lái:

Khi động cơ đặt ở đằng trước và nằm ngoài buồng lái (Hình 1.1a) sẽ tạo điều kiện cho công việc sửa chữa, bảo dưỡng được thuận tiện hơn. Khi động cơ làm việc, nhiệt năng do động cơ tỏa ra và sự rung của động cơ ít ảnh hưởng đến tài xế và hành khách.

Nhưng trong trường hợp này hệ số sử dụng chiều dài λ của xe sẽ giảm xuống. Nghĩa là thể tích chứa hàng hóa hoặc lượng hành khách sẽ giảm. Mặt khác, trong trường hợp này tầm nhìn của người lái bị hạn chế, ảnh hưởng xấu đến độ an toàn chung .

b) Động cơ đặt đằng trước và nằm trong buồng lái (Hình 1.1b) :

Phương án này đã hạn chế và khắc phục được những nhược điểm của phương án vừa nêu trên. Trong trường hợp này hệ số sử dụng chiều dài λ của xe tăng rất đáng kể, tầm nhìn người lái được thoáng hơn .

Nhưng do động cơ nằm bên trong buồng lái, nên thể tích buồng lái sẽ giảm và đòi hỏi phải có biện pháp cách nhiệt và cách âm tốt, nhằm hạn chế các ảnh hưởng của động cơ đối với tài xế và hành khách như nóng và tiếng ồn do động cơ phát ra.

Khi động cơ nằm trong buồng lái sẽ khó khăn cho việc sửa chữa và bảo dưỡng động cơ. Bởi vậy trong trường hợp này người ta thường dùng loại buồng lái lật (Hình 1.1h) để dễ dàng chăm sóc động cơ .

Ngoài ra một nhược điểm cần lưu ý nữa là ở phương án này trọng tâm của xe bị nâng cao, làm cho độ ổn định của xe bị giảm .

2. Động cơ đặt ở đằng sau .

Phương án này thường sử dụng ở xe du lịch và xe khách .

Khi động cơ đặt ở đằng sau (Hình 1.1d) thì hệ số sử dụng chiều dài λ tăng, bởi vậy thể tích phần chứa khách của xe sẽ lớn hơn so với trường hợp động cơ đặt ở đằng trước nếu cùng một chiều dài L của cả hai xe như nhau, nhờ vậy lượng hành khách sẽ nhiều hơn .

Nếu chúng ta chọn phương án động cơ đặt ở đằng sau, đồng thời cầu sau là cầu chủ động, cầu trước bị động, thì hệ thống truyền lực sẽ đơn giản hơn vì không cần sử dụng đến truyền động các đăng .

Ngoài ra, nếu động cơ nằm ở sau xe, thì người lái nhìn rất thoáng, hành khách và người lái hoàn toàn không bị ảnh hưởng bởi tiếng ồn và sức nóng của động cơ .

Nhược điểm chủ yếu của phương án này là vấn đề điều khiển động cơ, ly hợp, hộp số v.v... sẽ phức tạp hơn vì các bộ phận nói trên nằm cách xa người lái .

3. Động cơ đặt giữa buồng lái và thùng xe.

Phương án động cơ nằm giữa buồng lái và thùng xe (Hình 1.1c) có ưu điểm là thể tích buồng lái tăng lên, người lái nhìn sẽ thoáng và thường chỉ sử dụng ở xe tải và một số xe chuyên dùng trong ngành xây dựng .

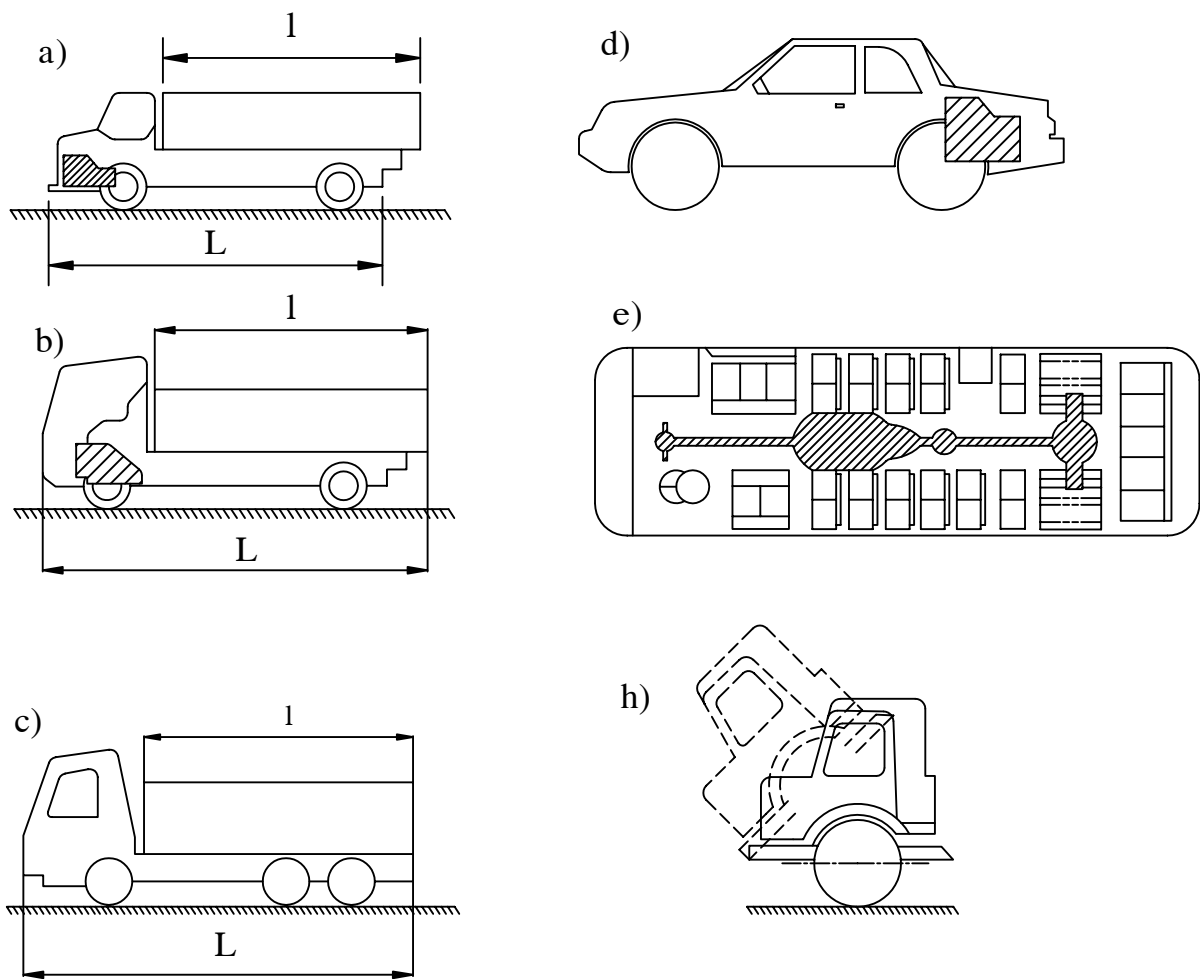
Trường hợp bố trí này có nhược điểm sau :

Nó làm giảm hệ số sử dụng chiều dài λ và làm cho chiều cao trọng tâm xe tăng lên, do đó tính ổn định của xe giảm. Để trọng tâm xe nằm ở vị trí thấp, bắt buộc phải thay đổi sự bố trí thùng xe và một số chi tiết khác.

4. Động cơ đặt ở dưới sàn xe.

Phương án này được sử dụng ở xe khách (Hình 1.1e) và nó có được những ưu điểm như trường hợp động cơ đặt ở đằng sau.

Nhược điểm chính của phương án này là khoảng sáng gầm máy bị giảm, hạn chế phạm vi hoạt động của xe và khó sửa chữa, chăm sóc động cơ .



Hình 1.1 : Bố trí động cơ trên ô tô

- a) Nằm trước buồng lái ; b) Nằm trong buồng lái ; c) Nằm giữa buồng lái và thùng xe
 d) Nằm ở đằng sau ; e) Nằm dưới sàn xe ; h) Buồng lái lật .

II. BỐ TRÍ HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC TRÊN ÔTÔ.

Hệ thống truyền lực của ô tô bao gồm các bộ phận và cơ cấu nhằm thực hiện nhiệm vụ truyền mômen xoắn từ động cơ đến các bánh xe chủ động. Hệ thống truyền lực thường bao gồm các bộ phận sau :

- Ly hợp : (viết tắt LH) .
- Hộp số : (viết tắt HS) .
- Hộp phân phối : (viết tắt P) .

- Truyền động các đấng : (viết tắt C) .
- Truyền lực chính : (viết tắt TC) .
- Vi sai : (viết tắt VS) .
- Bán trục (Nửa trục) : (viết tắt N) .

Ở trên xe một cầu chủ động sẽ không có hộp phân phối. Ngoài ra ở xe tải với tải trọng lớn thì trong hệ thống truyền lực sẽ có thêm truyền lực cuối cùng.

Mức độ phức tạp của hệ thống truyền lực một xe cụ thể được thể hiện qua công thức bánh xe. Công thức bánh xe được ký hiệu tổng quát như sau :

$$a \times b$$

Trong đó :

a là số lượng bánh xe .

b là số lượng bánh xe chủ động .

Để đơn giản và không bị nhầm lẫn, với ký hiệu trên chúng ta quy ước đối với bánh kép cũng chỉ coi là một bánh .

Thí dụ cho các trường hợp sau :

4 x 2 : xe có một cầu chủ động (có 4 bánh xe, trong đó có 2 bánh xe là chủ động)

4 x 4 : xe có hai cầu chủ động (có 4 bánh xe và cả 4 bánh đều chủ động) .

6 x 4 : xe có hai cầu chủ động, một cầu bị động (có 6 bánh xe, trong đó 4 bánh xe là chủ động) .

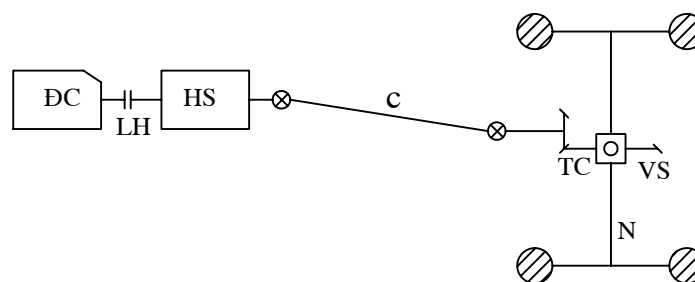
6 x 6 : xe có 3 cầu chủ động (có 6 bánh xe và cả 6 bánh đều chủ động) .

8 x 8 : xe có 4 cầu chủ động (có 8 bánh xe và cả 8 bánh đều chủ động) .

1. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 4 x 2.

a) Động cơ đặt trước, cầu sau chủ động (4 x 2) :

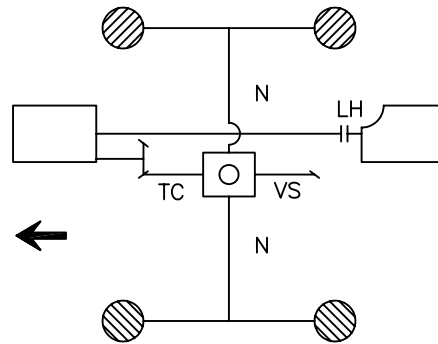
Phương án này được thể hiện ở hình 1.2, thường được sử dụng ở xe du lịch và xe tải hạng nhẹ. Phương án bố trí này rất cơ bản và đã xuất hiện từ lâu .



Hình 1.2 : Động cơ đặt trước, cầu sau chủ động (4 x 2)

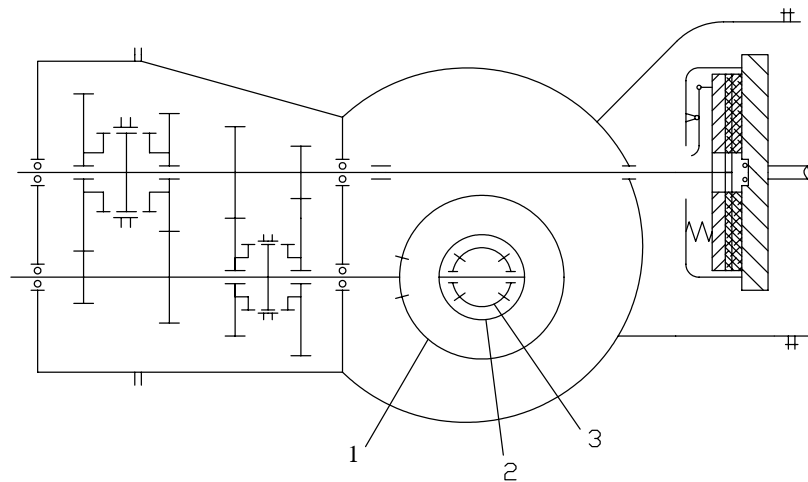
b) Động cơ đặt sau, cầu sau chủ động (4 x 2) :

Phương án này được thể hiện ở hình 1.3 thường được sử dụng ở một số xe du lịch và xe khách. Trong trường hợp này hệ thống truyền lực sẽ gọn và đơn giản vì không cần đến truyền động các đăng. Ở phương án này có thể bố trí động cơ, ly hợp, hộp số, truyền lực chính gọn thành một khối .



Hình 1.3 : Động cơ đặt sau, cầu sau chủ động (4 x 2)

Một ví dụ điển hình cho phương án này là hệ thống truyền lực cho xe du lịch VW 1200 (của CHDC Đức) ở hình 1.4

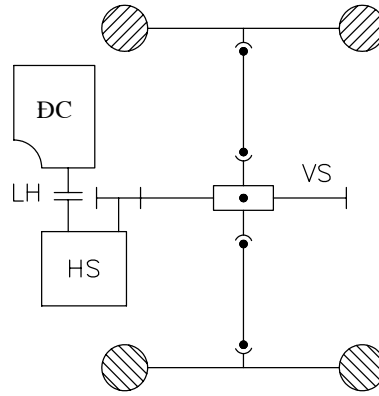


Hình 1.4 : Hệ thống truyền lực xe VW 1200

1. Bánh răng hình chấu
 2. Vỏ bộ vi sai
 3. Bánh răng bán trục
- (Không vẽ số lùi trên hình vẽ)

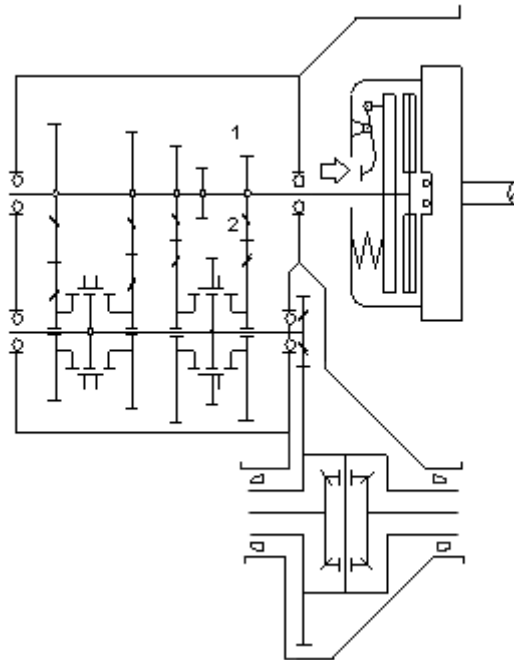
c) Động cơ đặt trước, cầu trước chủ động (4 x 2) :

Phương án này được thể hiện ở hình 1.5, thường được sử dụng ở một số xe du lịch sản xuất trong thời gian gần đây. Cách bố trí này rất gọn và hệ thống truyền lực đơn giản vì động cơ nằm ngang, nên các bánh răng của truyền lực chính là các bánh răng trụ, chế tạo đơn giản hơn bánh răng nón ở các bộ truyền lực chính trên các xe khác.



Hình 1.5 : Động cơ ở trước, cầu trước chủ động

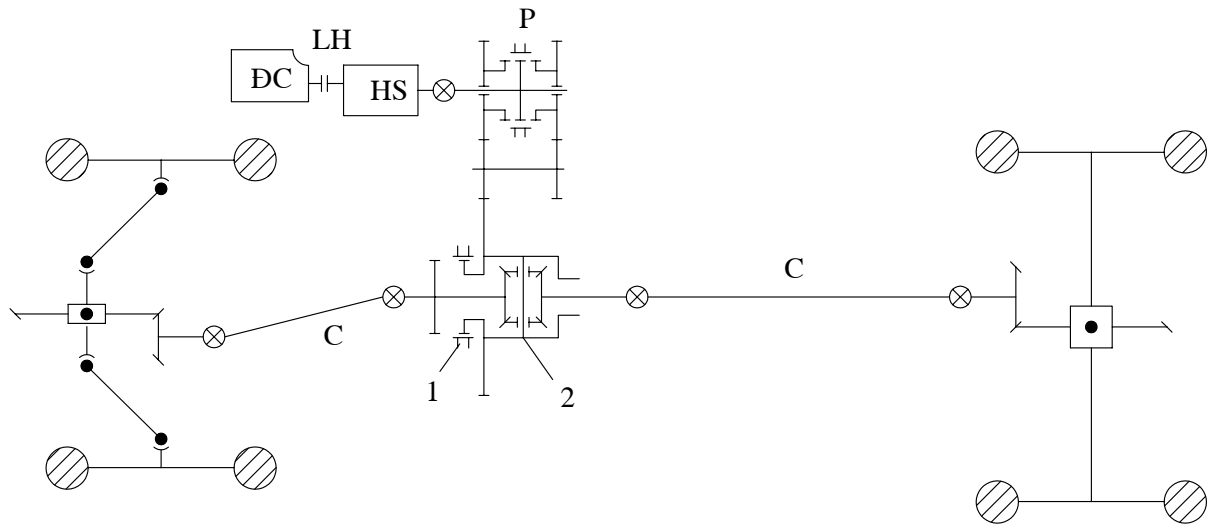
Một ví dụ điển hình cho phương án này là cách bố trí hệ thống truyền lực của xe du lịch TALBOT SOLARA (của CH Pháp) :



Hình 1.6 : Hệ thống truyền lực của xe du lịch TALBOT SOLARA
1 và 2 : cơ cấu sang số lùi (không thể hiện hết ở hình vẽ)

2. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 4 x 4.

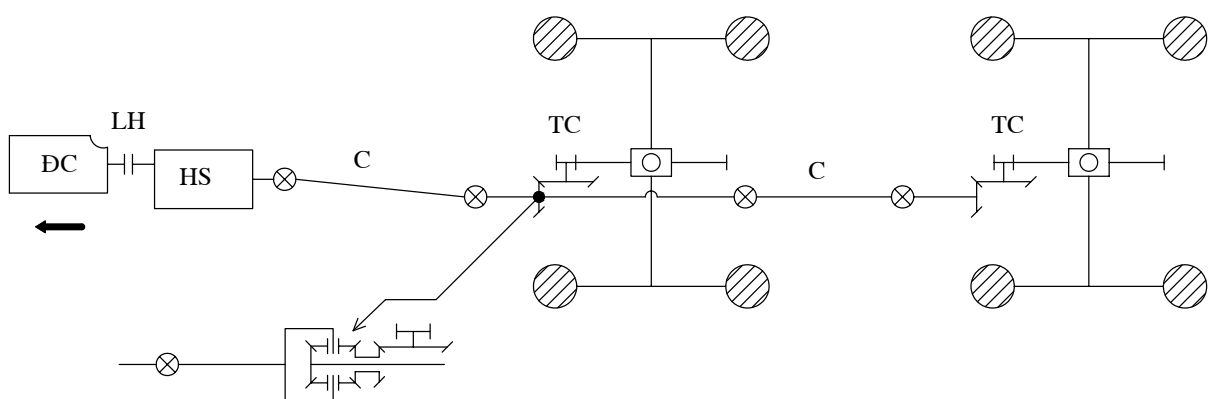
Phương án này được sử dụng nhiều ở xe tải và một số xe du lịch. Trên hình 1.7 trình bày hệ thống truyền lực của xe du lịch VAZ - 2121 (sản xuất tại CHLB Nga). Ở bên trong hộp phân phối có bộ vi sai giữa hai cầu và cơ cấu khóa bộ vi sai đó khi cần thiết.



Hình 1.7 : Hệ thống truyền lực của xe VAZ . 2121

1. Cơ cấu khoá vi sai giữa hai cầu
2. Vi sai giữa hai cầu

3. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 6 x 4.



Hình 1.8 : Hệ thống truyền lực của xe KAMAZ – 5320

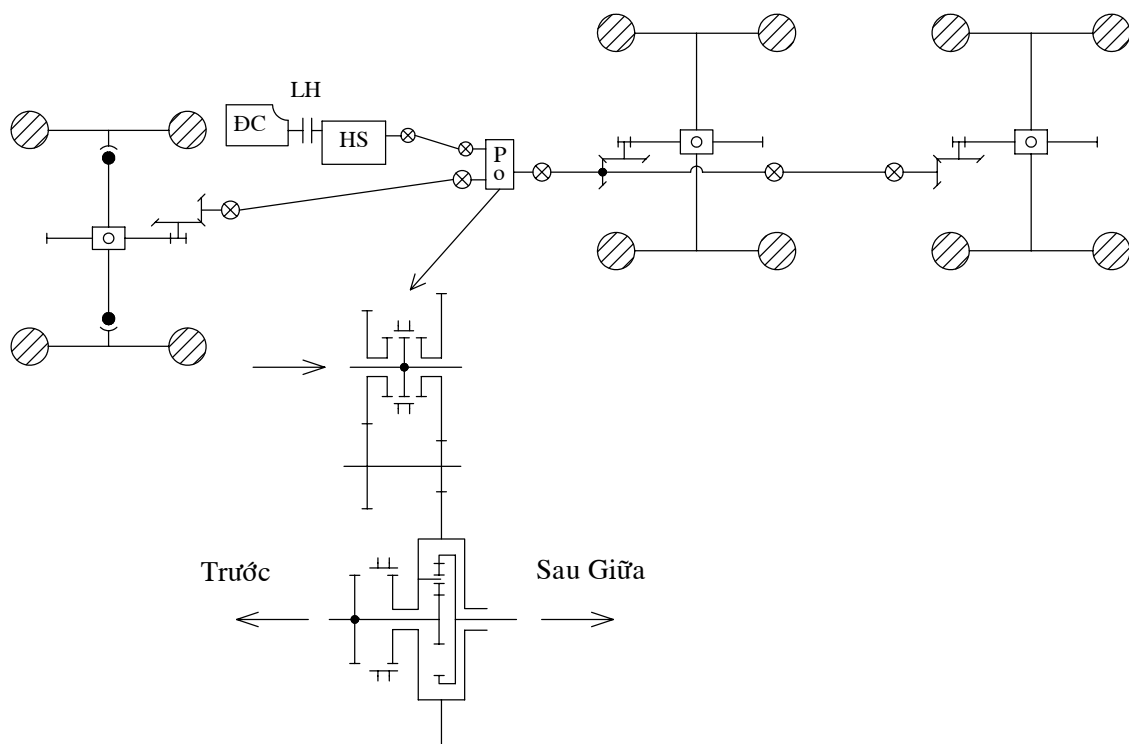
Phương án này được sử dụng nhiều ở các xe tải có tải trọng lớn. Ở trên hình 1.8 là hệ thống truyền lực 6 x 4 của xe tải KAMAZ – 5320 (sản xuất tại CHLB Nga). Đặc điểm cơ bản của cách bố trí này là không sử dụng hộp phân phối cho hai cầu sau chủ động, mà chỉ dùng một bộ vi sai giữa hai cầu nên kết cấu rất gọn.

4. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 6 x 6.

Phương án này được sử dụng hầu hết ở các xe tải có tải trọng lớn và rất lớn. Một ví dụ cho trường hợp này là hệ thống truyền lực của xe tải URAL 375 (sản xuất tại CHLB Nga) ở trên hình 1.9.

Đặc điểm chính của hệ thống truyền lực này là trong hộp phân phối có bộ vi sai hình trụ để chia công suất đến các cầu trước, cầu giữa và cầu sau. Công suất dẫn ra cầu giữa và cầu sau được phân phối thông qua bộ vi sai hình nón (Như ở hình 1.8).

Ngoài ra có một số hệ thống truyền lực ở một số xe lại không sử dụng bộ vi sai giữa các cầu như xe ZIL 131 ,ZIL 175 K ...



Hình 1.9 : Hệ thống truyền lực của xe URAL 375

CHƯƠNG II

TẢI TRỌNG TÁC DỤNG LÊN CÁC BỘ PHẬN VÀ CHI TIẾT CỦA Ô TÔ

I. KHÁI NIỆM VỀ CÁC LOẠI TẢI TRỌNG.

Mục đích của công việc tính toán thiết kế ô tô là xác định kích thước tối ưu của các bộ phận và chi tiết của xe. Trong khi đó, kích thước của một chi tiết phụ thuộc vào độ lớn và bản chất của ứng suất sinh ra bên trong chi tiết đó khi nó làm việc. Mà ứng suất sinh ra trong các chi tiết của ô tô lại phụ thuộc vào chế độ tải trọng tác dụng lên chúng trong các điều kiện sử dụng khác nhau. Như vậy, muốn xác định kích thước của các chi tiết để đủ độ bền làm việc, cần phải xác định tải trọng tác dụng lên chúng khi xe làm việc.

Ô tô là một hệ động lực học rất phức tạp, khi chuyển động với vận tốc khác nhau, trên các loại đường khác nhau thì tình trạng chịu tải của các chi tiết sẽ thay đổi. Khi tính toán độ bền của các bộ phận và chi tiết của ô tô, ngoài tải trọng tĩnh chúng ta phải xét đến tải trọng động. Tải trọng động tác dụng lên chi tiết trong thời gian ngắn, nhưng giá trị của nó lớn hơn tải trọng tĩnh rất nhiều.

Tải trọng động xuất hiện trong các bộ phận và chi tiết của hệ thống truyền lực khi đóng ly hợp đột ngột, khi gài số trong quá trình tăng tốc, khi phanh đột ngột bằng phanh tay hoặc khi phanh gấp mà không mở ly hợp... Còn đối với các bộ phận không được treo và hệ thống lái, tải trọng động sẽ xuất hiện khi xe chuyển động trên mặt đường không bằng phẳng.

Như vậy, để xác định được kích thước của các chi tiết đảm bảo đủ độ bền làm việc, thì chúng ta phải xác định được tải trọng động tác dụng lên chi tiết đó khi xe chuyển động.

Xác định chính xác giá trị tải trọng động tác dụng lên các chi tiết của xe là một bài toán rất phức tạp. Bởi vì, giá trị tải trọng động có thể thay đổi do điều kiện mặt đường và trạng thái chuyển động của xe thay đổi.

Đối với hệ thống truyền lực của ô tô, tải trọng tĩnh tác dụng lên chi tiết được tính từ mômen xoắn cực đại của động cơ M_{emax} . Còn tải trọng động thường được xác định theo công thức kinh nghiệm nhận được từ hàng loạt các thí nghiệm.

Thông thường tải trọng động được đặc trưng bằng hệ số tải trọng động k_d . Hệ số này bằng tỉ số của giá trị tải trọng động trên giá trị tải trọng tĩnh :

$$k_d = \frac{\text{giá trị tải trọng động}}{\text{giá trị tải trọng tĩnh}} \quad (2.1)$$

Thông qua sự phân tích và tổng hợp giữa tải trọng tĩnh, hệ số an toàn, thống kê xác suất tải trọng động, chúng ta sẽ chọn ra được một chế độ tải trọng hợp lý để đưa vào tính toán thiết kế các chi tiết của ô tô.

Tiếp theo sau đây chúng ta sẽ nghiên cứu một số trường hợp sinh ra tải trọng động thường gặp.

II. CÁC TRƯỜNG HỢP SINH RA TẢI TRỌNG ĐỘNG.

1. Đóng ly hợp đột ngột.

Khi khởi động xe, nếu chúng ta đóng ly hợp đột ngột (thả bàn đạp ly hợp quá nhanh) thì sẽ phát sinh tải trọng động rất lớn, vì vận tốc góc của phần bị động tăng lên rất nhanh và biến thiên theo thời gian, bởi vậy sẽ xuất hiện gia tốc góc và mômen của các lực quán tính tác dụng lên trục bị động của ly hợp và các chi tiết được nối với trục bị động. Kết quả của việc đóng ly hợp đột ngột là xe bị giật mạnh hoặc động cơ sẽ tắt máy. Hiện tại chưa có phương pháp chính xác để tính toán tải trọng động sinh ra khi đóng ly hợp đột ngột, nên chúng ta chấp nhận công thức kinh nghiệm sau đây để tính hệ số tải trọng động cho trường hợp này :

$$k_d = \beta \frac{i+8}{i} \quad (2.2)$$

Ở đây : β – Hệ số dự trữ của ly hợp (xem chương III) .

i – Tỷ số truyền chung của cả hệ thống truyền lực ứng với tay số đang tính toán.

Qua thí nghiệm, người ta nhận thấy rằng khi đóng ly hợp đột ngột thì mômen quay sinh ra trên trục sơ cấp của hộp số có thể lớn gấp 3÷3,5 lần mômen quay cực đại của động cơ và ở bánh xe chủ động mômen xoắn có thể gấp hai lần so với mômen xoắn từ động cơ truyền xuống.

Ở bảng 2-1 và 2-2 cho thấy hệ số tải trọng động đối với hệ thống truyền lực của một số xe trong các điều kiện tải trọng khác nhau :

Bảng 2-1: Hệ số tải trọng động của hệ thống truyền lực khi đóng ly hợp đột ngột

Hệ số tải trọng động	Hiệu ô tô					
	GAZ – 51		ZIN - 150		MAZ – 200	
	Số truyền một	Số lùi	Số truyền một	Số lùi	Số truyền một	Số lùi
Lý thuyết	1,99	1,55	1,94	1,78	2,17	1,97
Thực nghiệm	2,2	–	2,75	–	2,14	–

Bảng 2 – 2 : Hệ số tải trọng động đối với hệ thống truyền lực của xe GAZ - 51 ở các điều kiện tải trọng khác nhau.

Các thông số	Khởi động tại chỗ			Thả bàn đạp ly hợp để phanh bằng động cơ khi chuyển động xuống dốc.		
	Số truyền 2	Số truyền 3	Số truyền 4	Số truyền 2	Số truyền 3	Số truyền 4
Hệ số tải trọng động	3,0	3,35	0,66	2,93	3,55	4,05
Tỉ số mômen động trên mômen tĩnh của ly hợp	1,67	1,82	2,03	1,62	1,98	2,25

2. Không mở ly hợp khi phanh.

Khi phanh mà không mở ly hợp thì các chi tiết quay của động cơ (đáng kể nhất là bánh đà với mô men quán tính J_{bd}) phải dừng lại trong khoảng thời gian rất ngắn t và với gia tốc chậm dần rất lớn $\frac{d\omega_{bd}}{dt}$.

(ω_{bd} - vận tốc góc của bánh đà).

Lúc này mômen các lực quán tính M_j của bánh đà sẽ truyền qua ly hợp tác dụng lên hệ thống truyền lực, gây nên tải trọng động theo sơ đồ trên hình 2.1.

$$M_j = J_{bd} \cdot \frac{d\omega_{bd}}{dt} \quad (2.3)$$

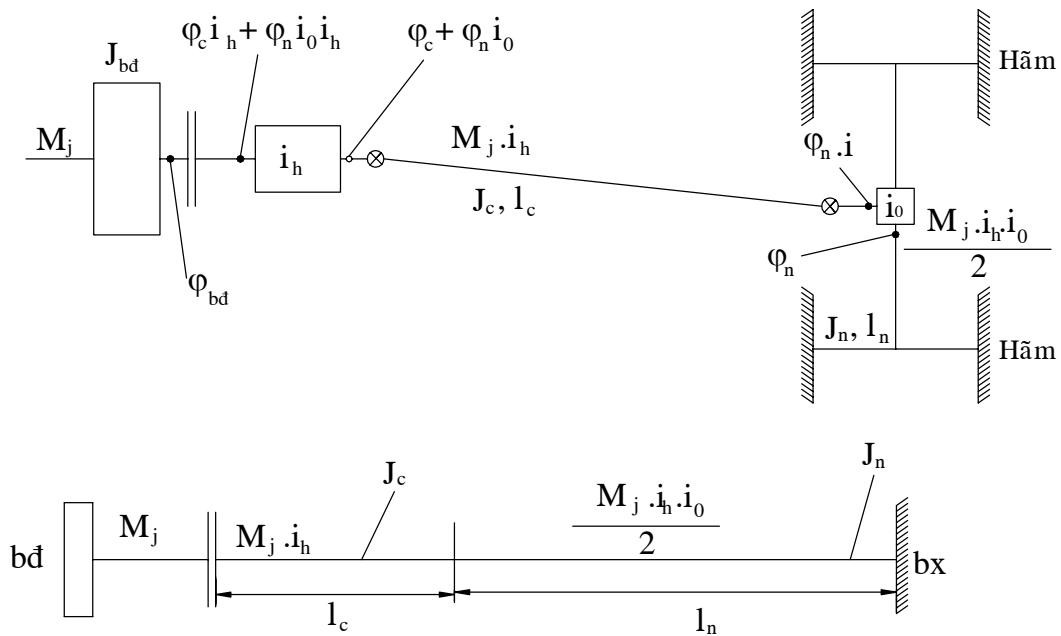
Khi các bánh xe đã dừng hẳn lại thì bánh đà còn quay thêm một góc φ_{bd} và sẽ làm cho các trục của hệ thống truyền lực bị xoắn với các góc xoắn liên quan với nhau theo biểu thức sau:

$$\varphi_{bd} = \varphi_c \cdot i_h + \varphi_n \cdot i_0 \cdot i_h \quad (2.4)$$

Ở đây :

φ_c – góc xoắn của trục các đăng (rad).

φ_n – góc xoắn của một bán trục (rad).



Hình 2.1 : Sơ đồ tính toán tải trọng động khi phanh mà ly hợp vẫn đóng

Các góc xoắn φ_c, φ_n được tính theo sách "Sức bền vật liệu" :

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

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

Ở đây :

l_c, l_n – chiều dài trục các đăng và bán trục (m).

J_c, J_n – mô men quán tính độc cực của tiết diện trục các đăng và bán trục (m^4).

G – mô đun đàn hồi dịch chuyển (khi xoắn).

$$G = 8 \cdot 10^4 \text{ MN/m}^2$$

Thay các giá trị φ_c, φ_n vào biểu thức (2.4) ta có:

$$\varphi_{bd} = M_j \left(\frac{i_h^2 \cdot l_c}{J_c \cdot G} + \frac{i_0^2 \cdot i_h^2 \cdot l_n}{2 J_n \cdot G} \right) \quad (2.5)$$

Nếu chúng ta đặt:

$$C = \frac{1}{\frac{i_h^2 \cdot I_c}{J_c \cdot G} + \frac{i_0^2 \cdot i_h^2 \cdot I_n}{2J_n \cdot G}}$$

là độ cứng chống xoắn của hệ thống truyền lực (Nmrad⁻¹) khi các bánh xe cùng bị hãm, sẽ nhận được một biểu thức khác biểu diễn mômen các lực quán tính:

$$M_j = C \cdot \varphi_{bd} \quad (2.6)$$

Từ 2 biểu thức (2.3) và (2.6) chúng ta có :

$$J_{bd} \cdot \frac{d\omega_{bd}}{dt} = C \cdot \varphi_{bd} \quad (2.7)$$

Mặt khác ta có :

$$J_{bd} \cdot \frac{d\omega_{bd}}{dt} = J_{bd} \cdot \frac{d\varphi_{bd}}{dt} \cdot \frac{d\omega_{bd}}{d\varphi_{bd}} = J_{bd} \cdot \omega_{bd} \frac{d\omega_{bd}}{d\varphi_{bd}}$$

Bởi vậy:

$$C \cdot \varphi_{bd} \cdot d\varphi_{bd} = J_{bd} \cdot \omega_{bd} \cdot d\omega_{bd} \quad (2.8)$$

Lấy tích phân biểu thức (2.8) với các giới hạn sau : khi bắt đầu phanh $\varphi_{bd} = 0$ và $\omega_{bd} = \omega_0$ đến thời điểm cuối cùng của quá trình phanh $\varphi_{bd} = \varphi_{max}$ và $\omega_{bd} = 0$

$$\int_0^{\varphi_{max}} C \cdot \varphi_{bd} \cdot d\varphi_{bd} = \int_{\omega_0}^0 J_{bd} \cdot \omega_{bd} \cdot d\omega_{bd}$$

Vì chúng ta cần giá trị tuyệt đối nên :

$$C \cdot \varphi_{max}^2 = J_{bd} \cdot \omega_0^2 \quad \text{và} \quad \varphi_{max} = \omega_0 \sqrt{\frac{J_{bd}}{C}}$$

và sau cùng giá trị M_{jmax} là giá trị chúng ta cần tìm:

$$M_{jmax} = C \cdot \varphi_{max} = \omega_0 \sqrt{J_{bd} \cdot C} \quad (2.9)$$

Mômen của các lực quán tính tác dụng lên hệ thống truyền lực của xe có giá trị cực đại khi phanh gấp ở số truyền thẳng của hộp số ($i_h=1$), vì lúc đó độ cứng C của hệ thống truyền lực sẽ có giá trị cực đại. Trường hợp này thường xảy ra trong thực tế.

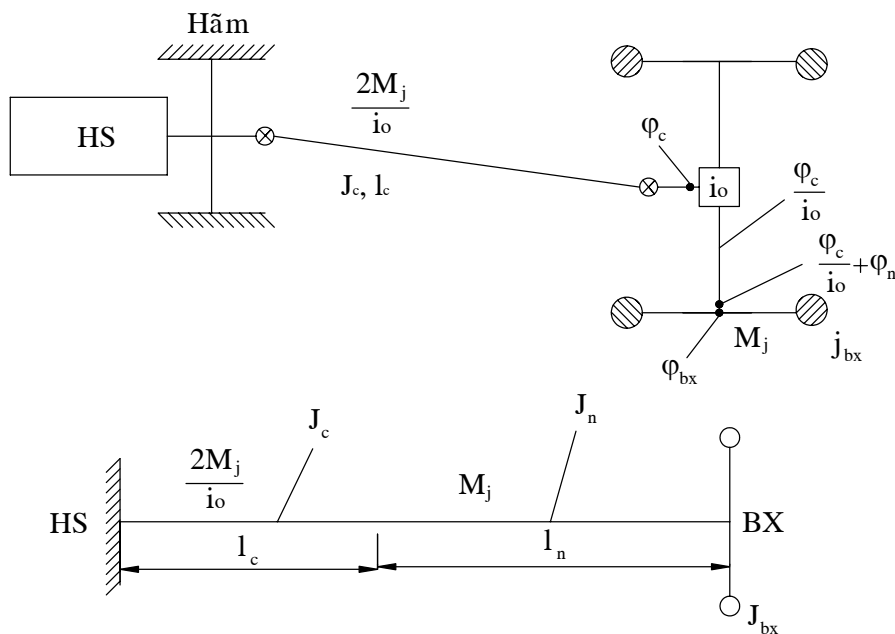
Nếu chúng ta phanh gấp xe đang chạy vận tốc lớn (số vòng quay trục khuỷu khoảng 2000 ÷ 2500 vòng/phút) mà không mở ly hợp thì mômen của các lực quán tính M_j sẽ lớn hơn mômen cực đại của động cơ khoảng 15 ÷ 20 lần. Mômen này sẽ truyền từ bánh đà qua ly hợp đến hệ thống truyền lực. Vì $M_{jmax} > M_l$ là mômen ma sát của ly hợp, nên lúc này ly hợp sẽ trượt và mômen xoắn mà bánh đà truyền xuống hệ thống truyền lực chỉ có thể bằng mômen xoắn cực đại mà ly hợp có thể truyền được. Như vậy trong trường hợp này ly hợp làm nhiệm vụ của cơ cấu an toàn, nhằm giúp cho hệ thống truyền lực tránh không bị tác dụng bởi tải trọng quá lớn.

3. Phanh đột ngột khi xe đang chạy bằng phanh tay.

Chúng ta xét trường hợp cơ cấu phanh tay bố trí ở trục thứ cấp của hộp số. Khi xe đang chuyển động, người lái không sử dụng phanh chân để dừng xe, mà sử dụng phanh tay cho đến lúc xe dừng hẳn lại. Khi trục thứ cấp của hộp số bị hãm chặt, nhưng do quán tính, bánh xe còn quay đi một góc φ_{bx} rồi mới dừng hẳn lại. Đây là chuyển động quay chậm dần với gia tốc góc $\frac{d\omega_{bx}}{dt}$, bởi vậy làm xuất hiện mômen của lực quán tính :

$$M_j = J_{bx} \frac{d\omega_{bx}}{dt} \quad (2.10)$$

Mômen này truyền ngược trở lại tác dụng lên hệ thống truyền lực theo sơ đồ ở hình 2.2 và gây nên xoắn.



Hình 2.2 : Sơ đồ tính toán tải trọng động khi sử dụng phanh tay đột ngột

Từ sơ đồ 2.2 chúng ta có quan hệ giữa các góc xoắn :

$$\varphi_{bx} = \frac{\varphi_c}{i_o} + \varphi_n \quad (2.11)$$

Ở đây:

$$\varphi_c = \frac{2M_j \cdot l_c}{i_o \cdot J_c \cdot G}$$

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

Thay các giá trị φ_n , φ_c vào biểu thức (2.11) ta có :

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

Nếu chúng ta gọi:

$$C = \frac{1}{\frac{2 \cdot l_c}{i_o^2 \cdot J_c \cdot G} + \frac{l_n}{J_n \cdot G}}$$

là độ cứng chống xoắn của hệ thống truyền lực khi phanh đột ngột bằng phanh tay, chúng ta nhận được một biểu thức khác cũng biểu thị mômen các lực quán tính

$$M_j = C \cdot \varphi_{bx} \quad (2.12)$$

Từ biểu thức (2.10) và (2.12) ta nhận được phương trình vi phân sau đây:

$$J_{bx} \cdot \frac{d\omega_{bx}}{dt} = C \cdot \varphi_{bx} \quad (2.13)$$

Giải phương trình này bằng phương pháp tương tự như ở mục (II – 2) ta có:

$$\varphi_{bx \max} = \omega_{bx0} \sqrt{\frac{J_{bx}}{C}} \quad (2.14)$$

Bởi vậy:

$$M_{j \max} = \omega_{bx0} \sqrt{J_{bx} \cdot C} \quad (2.15)$$

Ở đây:

ω_{bx0} : vận tốc góc của bánh xe khi bắt đầu phanh.

Thông thường tải trọng tác dụng lên hệ thống truyền lực khi phanh bằng phanh chân lớn hơn khi phanh bằng phanh tay. Khi tính toán mômen các lực quán tính theo công thức (2.9) và (2.15) cần chú ý rằng độ cứng thực tế của hệ thống truyền lực sẽ nhỏ hơn khi tính toán, bởi vì khi mômen phanh tác dụng thì nhíp sẽ biến dạng, do đó vỏ cầu sau cũng bị quay đi một ít.

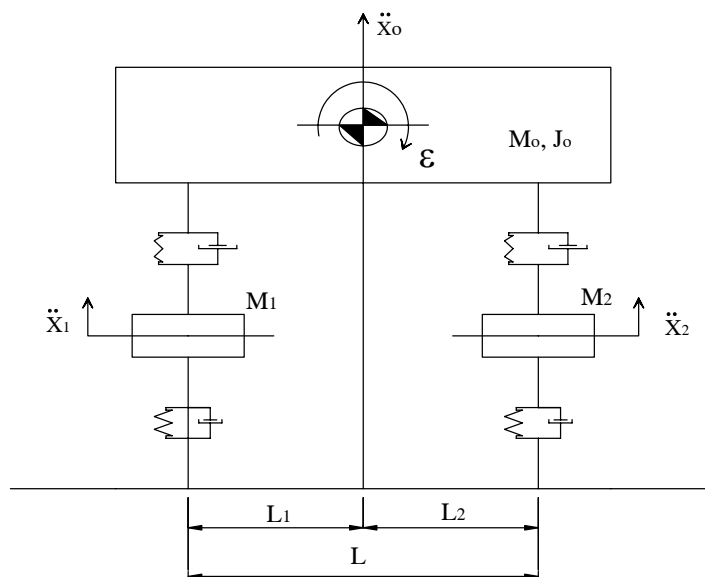
4. Xe chuyển động trên đường không bằng phẳng.

Khi xe chuyển động trên mặt đường không bằng phẳng, hiện tượng dao động của xe sẽ làm xuất hiện thêm tải trọng phụ. Thường thì tải trọng động này được cân nhắc và xét đến khi tính toán bộ phận vận hành và hệ thống lái. Ở trên hình 2.3 là một mô hình đơn giản về dao động của xe và phương pháp tính toán tải trọng cho trường hợp này.

Ở đây chúng ta có thể xem toàn bộ xe như một hệ động lực học và mỗi thành phần của hệ đều có gia tốc dao động, do đó nó sẽ chịu thêm tải trọng động:

$$P_d = m \cdot a$$

Trong đó : m - khối lượng
 a - gia tốc dao động



Hình 2.3 : Mô hình dao động của ô tô
 \ddot{x} - Gia tốc , M - Khối lượng
 ϵ - Gia tốc góc , J - Mômen quán tính

Theo (hình 2.3) thì tải trọng động đối với các cầu xe được tính như sau :

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

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

Ở đây :

P_{d1} - Tải trọng động tác lên dụng lên cầu trước

P_{d2} - Tải trọng động tác lên dụng lên cầu sau

III. TẢI TRỌNG TÍNH TOÁN DÙNG TRONG THIẾT KẾ Ô TÔ.

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

Qua phân tích ở mục I, chúng ta thấy rằng, để đảm bảo đủ độ bền làm việc, các bộ phận và chi tiết của ô tô phải được tính toán thiết kế theo chế độ tải trọng động. Nhưng việc tính toán giá trị tải trọng động theo lý thuyết là rất phức tạp và khó chính xác, vì nó thay đổi tùy theo điều kiện mặt đường và điều kiện sử dụng. Bởi vậy, hiện tại các bộ phận và chi tiết của ô tô được tính theo tải trọng tĩnh và có tính đến tải trọng động bằng cách chọn hệ số an toàn phù hợp hoặc đưa vào hệ số tải trọng động được rút ra từ thực nghiệm.

Sau đây sẽ trình bày phương pháp tính toán sức bền các chi tiết của hệ thống truyền lực theo tải trọng tĩnh :

Khi tính toán sức bền các chi tiết, trước hết cần tính mômen từ động cơ và mômen theo sự bám giữa bánh xe và mặt đường truyền đến các chi tiết đó, sau đó lấy giá trị mômen nhỏ hơn từ hai giá trị mômen vừa tìm được để đưa vào tính toán. Mục đích của công việc này là để chọn ra kích thước tối ưu cho chi tiết đó, tránh trường hợp thừa kích thước, tốn nhiều vật liệu chế tạo, không kinh tế. Nếu mômen truyền từ động cơ đến chi tiết tính toán lớn hơn mômen tính theo điều kiện bám, thì chi tiết ấy sẽ chịu mômen có giá trị bằng mômen tính theo bám mà thôi, lúc này mômen của động cơ thừa chỉ làm quay trơn các bánh xe chủ động, mà không làm tăng thêm giá trị mômen xoắn tác dụng lên chi tiết ấy .

Ngược lại, nếu mômen tính theo điều kiện bám lớn hơn mômen của động cơ truyền xuống chi tiết đang tính toán, thì chi tiết ấy sẽ chịu mômen xoắn có giá trị bằng mômen tính theo mômen xoắn của động cơ truyền xuống. Bởi vì, thực chất các tải trọng sinh ra trong các chi tiết của hệ thống truyền lực là do mômen xoắn của động cơ truyền xuống gây nên.

Mômen xoắn truyền từ động cơ xuống chi tiết của hệ thống truyền lực trong trường hợp tính theo động cơ là :

$$M_x = M_{e_{\max}} \cdot i \cdot \eta \quad (2.16)$$

Ở đây:

- $M_{e_{\max}}$ – Mômen xoắn cực đại của động cơ (N.m)
- i – Tỷ số truyền từ động cơ đến chi tiết đang tính toán.
- η – Hiệu suất truyền lực từ động cơ đến chi tiết tính toán .

Mômen tính theo điều kiện bám ngược lên chi tiết được xác định như sau :

$$M_b = \frac{x \cdot Z_{bx} \cdot \varphi \cdot r_{bx}}{i \cdot \eta} \quad (2.17)$$

Ở đây : x – Số lượng các bánh xe chủ động

Z_{bx} – Tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe chủ động (N)

φ – Hệ số bám ($\varphi = 0,7 \div 0,8$)

r_{bx} – Bán kính lăn của bánh xe chủ động (m)

i – Tỷ số truyền giữa chi tiết đang tính và bánh chủ động.

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

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

a) Tải trọng tác dụng lên hệ thống phanh :

Khi chọn chế độ tính toán cho cơ cấu phanh, chúng ta phải chọn cho trường hợp phanh xe với cường độ phanh và hiệu suất cực đại, nghĩa là lực phanh bằng lực bám cực đại của bánh xe với mặt đường. Lúc đó mômen phanh M_p của bánh xe có giá trị là :

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

Trường hợp xe có hai cầu và cơ cấu phanh đặt trực tiếp ở tất cả các bánh xe, lúc đó mômen phanh ở mỗi cơ cấu phanh của cầu trước sẽ có giá trị là M_{p1}

$$M_{p1} = \frac{G_1}{2} \cdot m_1 \cdot \varphi \cdot r_{bx} = \frac{G}{2L} (b + \varphi' \cdot hg) \varphi \cdot r_{bx} \quad (2.18)$$

và mômen phanh ở mỗi cơ cấu cầu sau là M_{p2} :

$$M_{p2} = \frac{G_2}{2} \cdot m_2 \cdot \varphi \cdot r_{bx} = \frac{G}{2L} (a - \varphi' \cdot hg) \varphi \cdot r_{bx} \quad (2.19)$$

Ở đây :

- G – Trọng lượng toàn bộ của xe khi tải đầy
- G_1, G_2 – Tải trọng tác dụng lên cầu trước và sau ở trạng thái tĩnh trên mặt đường nằm ngang .
- m_1, m_2 – hệ số phân bố tải trọng lên cầu trước và cầu sau khi phanh
- a, b – khoảng cách từ trọng tâm xe đến cầu trước và sau
- L – chiều dài cơ sở của xe
- φ – hệ số bám dọc giữa lốp và đường ($\varphi = 0,7 \div 0,8$)

Các hệ số m_1, m_2 được xác định bởi lý thuyết ô tô:

$$m_1 = 1 + \frac{j_{\max} \cdot h_g}{g \cdot b} = 1 + \frac{\varphi' \cdot h_g}{b}$$

$$m_2 = 1 - \frac{j_{\max} \cdot h_g}{g \cdot a} = 1 - \frac{\varphi' \cdot h_g}{a}$$

Ở đây:

- h_g – chiều cao trọng tâm của xe
- g – gia tốc trọng trường
- j_{\max} – gia tốc chậm dần cực đại khi phanh
- φ' – hệ số đặc trưng cường độ phanh $\left(\varphi' = \frac{j_{\max}}{g} \right)$

Khi xác định độ bền các chi tiết của cơ cấu phanh và dẫn động phanh loại không tự động thường chọn :

Lực đạp chân của người lái xe khoảng 1500 N, lực tay kéo khoảng 800 N, đối với xe du lịch chỉ nên chọn trong khoảng 40 ÷ 50% các giá trị nêu 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 nén hoặc chất lỏng trong các xilanh lực.

b) Tải trọng tác dụng lên hệ thống treo và cầu :

Các chi tiết của hệ thống treo và dầm cầu được tính toán bền 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 :

$$k_d = \frac{P_{\max}}{P_t} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_t}$$

Ở đây :

σ_{\max} , σ_t – Ứng suất cực đại và ứng suất tĩnh trong các chi tiết của hệ thống treo.

Thực nghiệm chứng tỏ rằng k_d tăng khi độ cứng của hệ thống treo và vận tốc của xe tăng.

Khi xe hoạt động trong điều kiện bình thường thì tải trọng động cực đại ít khi xuất hiện.

Khi xe chuyển động trên đường bằng phẳng, tải trọng tác dụng lên dầm cầu và vỏ cầu chủ yếu là từ khối lượng được treo. Khi mặt đường không bằng phẳng, tải trọng tác dụng lên dầm cầu và vỏ cầu chủ yếu là tải trọng động từ các khối lượng không được treo.

Nhằm mục đích xác định tải trọng do chính trọng lượng bản thân của cầu xe sinh ra, chúng ta chia cầu xe ra làm nhiều phần (thông thường khoảng 8 ÷ 12 phần) và xác định khối lượng của mỗi phần. Khi xe dao động thì tải trọng động của mỗi phần được xác định :

$$P_{di} = m_i \frac{dv}{dt} \quad (2.20)$$

Ở đây:

m_i – khối lượng của từng phần

$\frac{dv}{dt}$ – gia tốc dao động thẳng đứng của cầu xe

c) Tải trọng tác dụng lên hệ thống lái :

Khi tính toán bền cho các chi tiết của hệ thống lái, chúng ta có thể tính theo các chế độ tải trọng sau :

* Mômen cực đại của người lái tác dụng lên vô lăng :

$$M_l = P_{l\max} \cdot R$$

Ở đây :

$P_{l\max}$ – Lực cực đại tác dụng lên vô lăng, đối với xe tải nặng và trung bình vào khoảng 400 đến 500 N, còn đối với xe du lịch vào khoảng 150 đến 200 N.

R – bán kính của vô lăng.

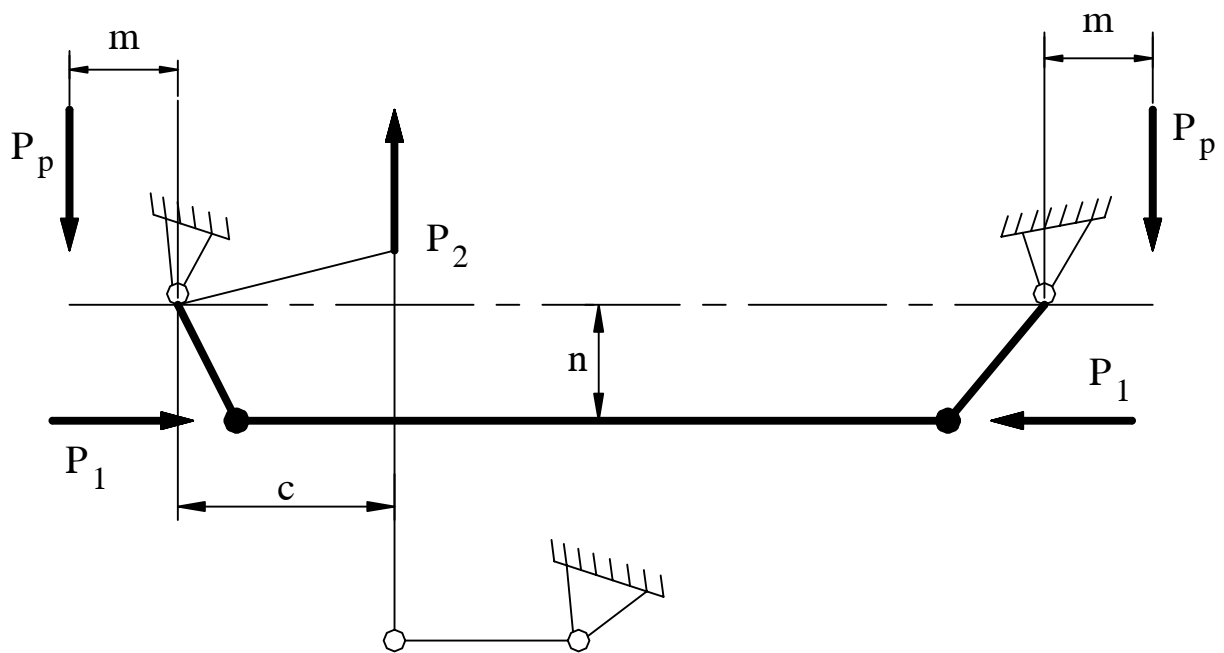
* Lực phanh cực đại tác dụng lên hai bánh xe dẫn hướng khi phanh xe trên đường có hệ số bám $\varphi = 0,8$

Các lực P_1 , P_2 tác dụng lên các đòn dẫn động của hệ thống lái được xác định theo sơ đồ ở (hình 2.4)

$$P_1 = Z_{bx} \cdot \varphi \frac{m}{n}$$

$$P_2 = Z_{bx} \cdot \varphi \frac{m}{c}$$

* Tính theo lực va đập của mặt đường lên các bánh xe dẫn hướng khi chuyển động trên đường gồ ghề. Giá trị lực va đập lên các chi tiết của hệ thống lái phụ thuộc vào vận tốc của xe.



Hình 2.4

CHƯƠNG III

LY HỢP

I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI VÀ YÊU CẦU.

1. Công dụng.

Ly hợp dùng để nối cốt máy với hệ thống truyền lực, nhằm để truyền mômen quay một cách êm dịu và để cắt truyền động đến hệ thống truyền lực được nhanh và dứt khoát trong những trường hợp cần thiết.

2. Phân loại.

a) Theo cách truyền mômen xoắn từ cốt máy đến trục của hệ thống truyền lực, chúng ta có :

- Ly hợp ma sát : loại một đĩa 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 tĩnh và thủy động.
- Ly hợp nam châm điện.
- Ly hợp liên hợp.

b) Theo cách điều khiển, chúng ta có :

- Điều khiển do lái xe (loại đạp chân, loại có trợ lực thủy lực hoặc khí)
- Loại tự động.

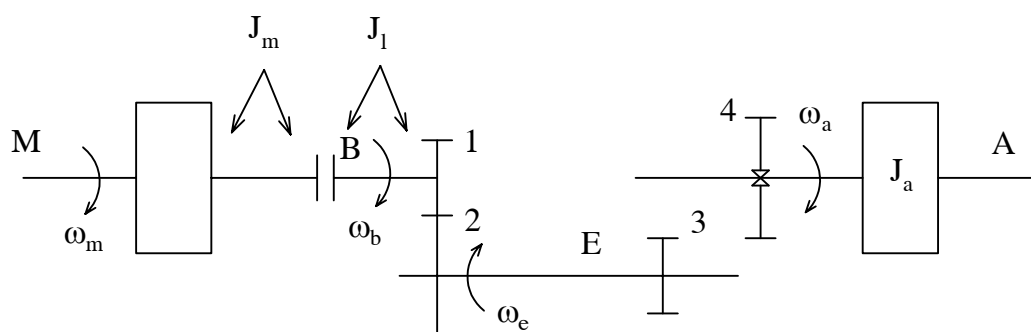
Hiện nay trên ô tô được sử dụng nhiều là loại ly hợp ma sát. Ly hợp thủy lực cũng đang được phát triển ở ô tô vì nó có ưu điểm căn bản là giảm được tải trọng và đập lên hệ thống truyền lực.

3. Yêu cầu.

- Ly hợp phải truyền được mômen xoắn lớn nhất của động cơ mà không bị trượt trong mọi điều kiện, bởi vậy ma sát của ly hợp phải lớn hơn mômen xoắn của động cơ.
- Khi kết nối phải êm dịu để không gây ra va đập ở hệ thống truyền lực.
- Khi tách phải nhanh và dứt khoát để dễ gài số và tránh gây tải trọng động cho hộp số.
- Mômen quán tính của phần bị động phải nhỏ .
- Ly hợp phải làm nhiệm vụ của bộ phận an toàn do đó hệ số dự trữ β phải nằm trong giới hạn .
- Điều khiển dễ dàng .
- Kết cấu đơn giản và gọn .
- Đảm bảo thoát nhiệt tốt khi ly hợp trượt .

II. ẢNH HƯỞNG CỦA LY HỢP ĐẾN SỰ GÀI SỐ.

Sau đây chúng ta xét ảnh hưởng của ly hợp đến sự gài số trong cả hai trường hợp : trường hợp ly hợp đóng và trường hợp ly hợp mở. Ở ô tô sự gài số được thực hiện ngay khi xe đang chuyển động và động cơ vẫn đang làm việc. Vì vậy mà xuất hiện lực va đập khi các bánh răng không có cùng chung một vận tốc góc gài vào nhau. Trạng thái ly hợp đang nối hoặc tách sẽ có ảnh hưởng lớn đến giá trị lực va đập. Để thấy rõ ảnh hưởng của ly hợp đến các lực va đập, chúng ta sẽ xét quá trình gài số ở hộp số theo sơ đồ đơn giản như ở hình 3.1. Trên sơ đồ này, các bánh răng không chịu tải trọng sẽ không được vẽ .



Hình 3.1 : Sơ đồ để xét ảnh hưởng của ly hợp đến sự gài số

Ở đây :

J_m – Mômen quán tính của các chi tiết chuyển động của động cơ và của phần chủ động của ly hợp [Nms^2]

J_1 – Mômen quán tính của phần bị động của ly hợp và của các chi tiết hộp số có liên hệ động học với phần bị động của ly hợp được quy dẫn về trục của ly hợp [Nms^2].

J_a – Mômen quán tính của bánh đà tương trưng đặt trên trục thứ cấp hộp số tương đương với trọng khối chuyển động tịnh tiến của xe [Nms^2].

Mômen quán tính này được xác định theo điều kiện cân bằng động năng của ô tô chuyển động tịnh tiến và động năng của bánh đà tương trưng chuyển động quay :

$$\frac{G}{2g} v^2 = \frac{J_a \omega_a^2}{2}$$

$$\text{Vì } \omega_a = \frac{v}{r_{bx}} \cdot i_o$$

$$\text{Cho nên } J_a = \frac{G}{g} \cdot \frac{r_{bx}^2}{i_o^2} \quad [Nms^2] \quad (3.1)$$

- ω_a – Vận tốc góc của trục A [rad/s]
- G – Trọng lượng toàn bộ của xe [N]
- v – Vận tốc chuyển động của xe [m/s]
- i_o – Tỷ số truyền của truyền lực chính
- r_{bx} – Bán kính lăn của bánh xe [m]
- g – Gia tốc trọng trường [9,81 m/s²]

Nếu có tính đến ảnh hưởng của trọng khối chuyển động quay của các bánh xe thì cần thay vào công thức (3.1) trọng lượng G bằng $G(1 + \delta')$, với :

$$\delta' = \frac{g}{G} \sum \frac{J_{bx}}{r_{bx}^2} \quad (3.2)$$

Ở đây :

J_{bx} – Mômen quán tính của bánh xe [Nms²]

Trước hết ta xét trường hợp gài số khi ly hợp vẫn đóng tức là $\omega_m = \omega_b$.

Khi chúng ta đưa bánh răng 4 ở trên trục thứ cấp vào gài với bánh răng 3 ở trục trung gian, lập tức giữa các bánh răng 3 và 4 sẽ xuất hiện lực va đập. Áp dụng phương trình mômen xung lượng cho chuyển động quay của trục A trong thời gian gài hai bánh răng 3 và 4 chúng ta có :

$$P_4 \cdot r_4 \cdot t = J_a \cdot (\omega'_a - \omega_a) \quad (3.3)$$

Ở đây :

P_4 – Lực tác dụng lên răng của bánh răng 4 trong thời gian gài số

r_4 – Bán kính vòng tròn lăn của bánh răng 4

t – Thời gian lực P_4 tác dụng, trong thời gian đó trục A thay đổi vận tốc góc từ ω_a đến ω'_a

ω_a – Tốc độ góc của trục A trước khi gài số

ω'_a – Tốc độ góc của trục A sau khi gài số

ω_b – Tốc độ góc của trục B

Lập luận tương tự, chúng ta cũng lập được phương trình mô men xung lượng cho trục trung gian E :

$$P_3 r_3 t = (J_m + J_1) \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 (\omega_e - \omega'_e) \quad (3.4)$$

Ở đây:

P_3 – Lực tác dụng lên răng của bánh răng 3 trong thời gian gài số

r_1, r_2, r_3 – Bán kính vòng tròn lăn của các bánh răng 1, 2, 3

ω_e – Vận tốc góc của trục E trước khi gài số

ω'_e – Vận tốc góc của trục E sau khi gài số

Khi thành lập các phương trình (3.3) và (3.4) chúng ta đã bỏ qua mômen của động cơ và mômen cản chuyển động của xe là vì khi gài cứng (không tách ly hợp) các bánh răng

thì thời gian t rất nhỏ và mô men xung kích rất lớn, nên ảnh hưởng của mômen động cơ và mômen cản chuyển động là không đáng kể .

Phương trình (3.4) có thể viết lại như sau :

$$P_3 \cdot r_3 \cdot t = (J_m + J_1) \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 \left(\omega_b \frac{r_1}{r_2} - \omega'_a \frac{r_4}{r_3} \right) \quad (3.5)$$

Để dàng thấy rằng lực P_3, P_4 tác dụng giữa các răng là bằng nhau và thời gian gài số t là thời gian chung .

Khi gài bánh răng 4 vào ăn khớp với bánh răng 3 thì tỷ số truyền của hộp số i_h sẽ là:

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

Từ hai phương trình (3.3) và (3.5) chúng ta sẽ xác định được tốc độ góc ω'_a . Trước hết ta nhân hai vế phương trình (3.5) với $\frac{r_4}{r_3}$:

$$\begin{aligned} P_3 \cdot r_3 \cdot t \frac{r_4}{r_3} &= (J_m + J_1) \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 \left(\omega_b \frac{r_1}{r_2} - \omega'_a \frac{r_4}{r_3} \right) \cdot \frac{r_4}{r_3} \\ \Rightarrow P_3 \cdot r_4 \cdot t &= (J_m + J_1) \cdot \omega_b \cdot i_h - (J_m + J_1) \cdot \omega'_a \cdot i_h^2 \end{aligned} \quad (3.6)$$

Vì $P_3 = P_4$ cho nên $P_3 \cdot r_4 \cdot t = P_4 \cdot r_4 \cdot t$. Bởi vậy từ phương trình (3.3) và (3.6) ta có :

$$J_a (\omega'_a - \omega_a) = (J_m + J_1) \cdot \omega_b \cdot i_h - (J_m + J_1) \cdot \omega'_a \cdot i_h^2$$

Suy ra :

$$\omega'_a = \frac{(J_m + J_1) \cdot \omega_b \cdot i_h + J_a \cdot \omega_a}{(J_m + J_1) \cdot i_h^2 + J_a} \quad (3.7)$$

Thay giá trị ω'_a vào (3.3) ta có :

$$\begin{aligned} P_4 \cdot r_4 \cdot t &= J_a \left[\frac{(J_m + J_1) \cdot \omega_b \cdot i_h + J_a \cdot \omega_a}{(J_m + J_1) \cdot i_h^2 + J_a} - \omega_a \right] \\ P_4 \cdot r_4 \cdot t &= \frac{J_a (J_m + J_1) \cdot i_h (\omega_b - \omega_a \cdot i_h)}{(J_m + J_1) \cdot i_h^2 + J_a} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Theo phương trình (3.8) ta thấy lực xung kích tác dụng lên cặp bánh răng khi gài số phụ thuộc vào tổng số mômen quán tính $(J_m + J_1)$. Lực này có thể giảm bằng cách giảm tổng $(J_m + J_1)$, muốn vậy khi gài số ta cần mở ly hợp để giá trị J_m không còn ảnh hưởng đến độ lớn của P_4 .

Vì mômen quán tính J_m lớn hơn J_1 rất nhiều, nên khi ly hợp tách trong quá trình gài số thì lực P_4 sẽ giảm rất nhiều.

Bây giờ chúng ta xét trường hợp gài số khi ly hợp mở. Lúc đó ảnh hưởng của J_m không còn nữa, bởi vậy J_m sẽ không xuất hiện trong các phương trình và phương trình (3.8) lúc này sẽ như sau:

$$P'_4 \cdot r_4 \cdot t = \frac{J_a \cdot J_1 \cdot i_h \cdot (\omega_b - \omega_a \cdot i_h)}{J_1 \cdot i_h^2 + J_a} \quad (3.9)$$

Ở đây :

P'_4 – Lực tác dụng lên cặp bánh răng được gài khi tách ly hợp.

Từ phương trình (3.9) chúng ta thấy rằng lực P'_4 phụ thuộc mômen quán tính J_1 . Để cho P'_4 giảm, cần phải giảm J_1 , bởi vậy khi thiết kế ly hợp cần phải giảm mômen quán tính phần bị động xuống mức nhỏ nhất có thể được.

Từ phương trình (3.8) và (3.9) suy ra rằng giá trị P_4 hoặc P'_4 tỷ lệ thuận với hiệu số $(\omega_b - \omega_a \cdot i_h)$.

Nếu trong hộp số có đặt bộ đồng tốc thì sẽ tránh được lực va đập giữa các bánh răng khi gài số. Để vận tốc góc có thể đồng đều nhanh chóng thì ly hợp phải đảm bảo mở dứt khoát.

So sánh phương trình (3.8) và (3.9) ta có thể kết luận rằng khi gài số mà ly hợp mở thì mômen xung lượng hoặc lực xung kích sẽ giảm đáng kể nếu hiệu số $(\omega_b - \omega_a \cdot i_h)$ như nhau. Tỷ số các xung lượng $P'_4 \cdot t$ và $P_4 \cdot t$ được xác định như sau :

$$\begin{aligned} \frac{P'_4 \cdot t}{P_4 \cdot t} &= \frac{J_a J_1 i_h (\omega_b - \omega_a i_h)}{J_1 i_h^2 + J_a} \cdot \frac{(J_m + J_1) i_h^2 + J_a}{J_a (J_m + J_1) i_h (\omega_b - \omega_a i_h)} = \\ &= \frac{J_1 [(J_m + J_1) i_h^2 + J_a]}{(J_1 i_h^2 + J_a)(J_m + J_1)} = \frac{J_1 \left[\left(1 + \frac{J_1}{J_m} \right) i_h^2 + \frac{J_a}{J_m} \right]}{(J_1 i_h^2 + J_a) \left(1 + \frac{J_1}{J_m} \right)} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Vì mômen quán tính J_m lớn hơn J_1 rất nhiều, nên có thể xem $\frac{J_1}{J_m}$ có giá trị rất nhỏ, lúc đó chúng ta có :

$$\frac{P'_4 \cdot t}{P_4 \cdot t} = \frac{i_h^2 + \frac{J_a}{J_m}}{i_h^2 + \frac{J_a}{J_1}} \quad (3.11)$$

Xét trường hợp cụ thể ở xe URAL –355 khi gài số truyền III với các số liệu biết trước như sau :

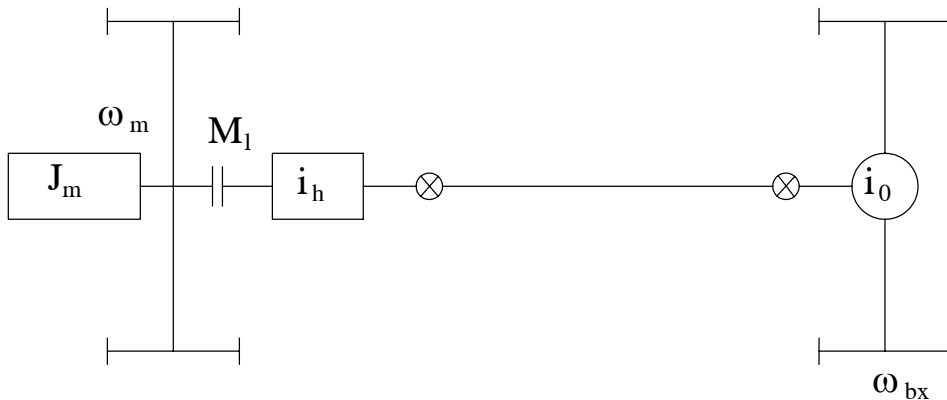
$$\begin{aligned} i_{h3} &= 1,84 \\ J_m &= 1,5 \text{ Nms}^2 \\ J_a &= 10,2 \text{ Nms}^2 \\ J_1 &= 0,022 \text{ Nms}^2 \end{aligned}$$

Thay các số liệu trên vào phương trình (3.11) ta có :

$$\frac{P'_4 \cdot t}{P_4 \cdot t} = 0,022$$

Như vậy nhờ ly hợp ở trạng thái mở nên mômen xung lượng giảm được gần 50 lần khi gài số, do đó tăng được tuổi thọ của bánh răng hộp số.

III. TÁC DỤNG CỦA LY HỢP KHI PHANH ÔTÔ.



Hình 3.2: Sơ đồ hệ thống truyền lực để xét tác dụng của ly hợp khi phanh

Chúng ta sẽ nghiên cứu tác dụng của ly hợp khi phanh xe nhờ sơ đồ ở (hình 3.9).

Chúng ta xét trường hợp phanh gấp để dừng xe mà ly hợp vẫn đóng.

Khi phanh xe sẽ có gia tốc âm $\frac{dv}{dt}$ và do ly hợp đóng nên trục khuỷu chuyển động

chậm dần với gia tốc góc $\frac{d\omega_m}{dt}$

Do trục khuỷu chuyển động có gia tốc góc, cho nên sẽ xuất hiện mômen các lực quán tính M_j truyền từ động cơ qua ly hợp:

$$M_j = J_m \frac{d\omega_m}{dt} \quad (3.12)$$

Mômen này sẽ tác dụng lên hệ thống truyền lực, nếu trong quá trình phanh mà ly hợp vẫn đóng và không bị trượt, tức là: $M_j < M_1$

Ở đây:

ω_m - Vận tốc góc của trục khuỷu.

ω_{bx} - Vận tốc góc của bánh xe

v - Vận tốc của xe

i_0 - Tỷ số truyền của truyền lực chính.

M_1 - Mômen ma sát của ly hợp.

Gia tốc góc của trục khuỷu động cơ được tính như sau:

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{d\omega_{bx}}{dt} \cdot i_h \cdot i_0$$

Trong đó $\frac{d\omega_{bx}}{dt}$ là gia tốc góc của bánh xe:

$$\frac{d\omega_{bx}}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{v}{r_{bx}} \right) = \frac{1}{r_{bx}} \cdot \frac{dv}{dt}$$

Cuối cùng ta có:

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{i_0 \cdot i_h}{r_{bx}} \cdot \frac{dv}{dt}$$

Thay giá trị $\frac{d\omega_m}{dt}$ vừa tìm được vào (3.12) ta có :

$$M_j = J_m \frac{i_0 \cdot i_h}{r_{bx}} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (3.13)$$

Để dàng thấy rằng M_j phụ thuộc vào $\frac{dv}{dt}$, cho nên :

$$M_{j \max} = J_m \frac{i_0 \cdot i_h}{r_{bx}} \cdot \left(\frac{dv}{dt} \right)_{\max} \quad (3.14)$$

Lực phanh cực đại $P_{p \max}$ chúng ta có thể xác định theo định luật Niuton như sau :

$$P_{p \max} = \frac{\delta G}{g} \left(\frac{dv}{dt} \right)_{\max} \quad (3.15)$$

Ở đây :

$P_{p \max}$ - Tổng các lực phanh cực đại ở các bánh xe.

G - Trọng lượng toàn bộ của xe.

g - Gia tốc trọng trường.

δ - Hệ số tính đến ảnh hưởng của các trọng khối quay của xe (xem ở "Lý thuyết ô tô")

$$\delta = 1 + \frac{J_m}{G} \frac{i_h^2 i_o^2 \eta_{tl}}{r_{bx}^2} + \sum J_{bx} \frac{g}{G_{bx} \cdot r_{bx}^2} \quad (3.16)$$

Trong đó :

η_{tl} - Hiệu suất cơ học của hệ thống truyền lực.

$\sum J_{bx}$ - Tổng số mômen quán tính của các bánh xe.

G_{bx} - Trọng lượng của bánh xe.

Lực phanh cực đại đối với xe có bố trí cơ cấu phanh ở tất cả các bánh xe sẽ bằng tích số giữa trọng lượng toàn bộ của xe G với hệ số bám φ

$$P_{p \max} = \varphi \cdot G \quad (3.17)$$

Từ phương trình (3.15) và (3.17) chúng ta có :

$$\left(\frac{dv}{dt} \right)_{\max} = \frac{\varphi \cdot g}{\delta} \quad (3.18)$$

Thay giá trị $\left(\frac{dv}{dt}\right)_{\max}$ ở (3.18) vào phương trình (3.14) chúng ta xác định được

mômen cực đại của các lực quán tính truyền qua ly hợp:

$$M_{j_{\max}} = J_m \cdot \frac{i_h i_0}{r_{bx}} \cdot \frac{\varphi g}{\delta} \quad (3.19)$$

Mômen này sẽ truyền qua ly hợp, nếu mômen ma sát M_l của ly hợp lớn hơn nó. Nếu ngược lại thì ly hợp bị trượt và hệ thống truyền lực sẽ chịu tải trọng với giá trị chỉ bằng mômen ma sát M_l của ly hợp.

Nếu ly hợp có mômen ma sát M_l bằng hoặc lớn hơn giá trị $M_{j_{\max}}$, thì hệ thống truyền lực sẽ chịu tải trọng có giá trị đúng bằng $M_{j_{\max}}$.

Bởi vậy khi phanh gấp, để tránh gây tải trọng quá lớn cho hệ thống truyền lực, chúng ta cần tách ly hợp.

IV. CÔNG TRƯỢT SINH RA TRONG QUÁ TRÌNH ĐÓNG LY HỢP.

1. Quá trình đóng ly hợp.

Quá trình đóng ly hợp xảy ra khi phần chủ động của ly hợp quay với vận tốc góc ω_m , và phần bị động quay với vận tốc góc ω_a . Do có sự khác biệt về vận tốc góc $\omega_m \neq \omega_a$ nên giữa các đĩa chủ động và bị động của ly hợp sẽ sinh ra sự trượt. Sự trượt này chấm dứt khi các đĩa chủ động và bị động được nối liền thành một khối, tức là $\omega_m = \omega_a$. Khi khởi động xe tại chỗ, do $\omega_a = 0$ nên sự trượt sẽ rất lớn.

Sự trượt sẽ sinh ra công ma sát, công này sẽ biến thành nhiệt năng làm nung nóng các chi tiết của ly hợp, dẫn đến hậu quả là hệ số ma sát của ly hợp giảm và các lò xo có thể mất khả năng ép.

Quá trình đóng ly hợp có thể có hai trường hợp sau :

a) **Đóng ly hợp nhanh :**

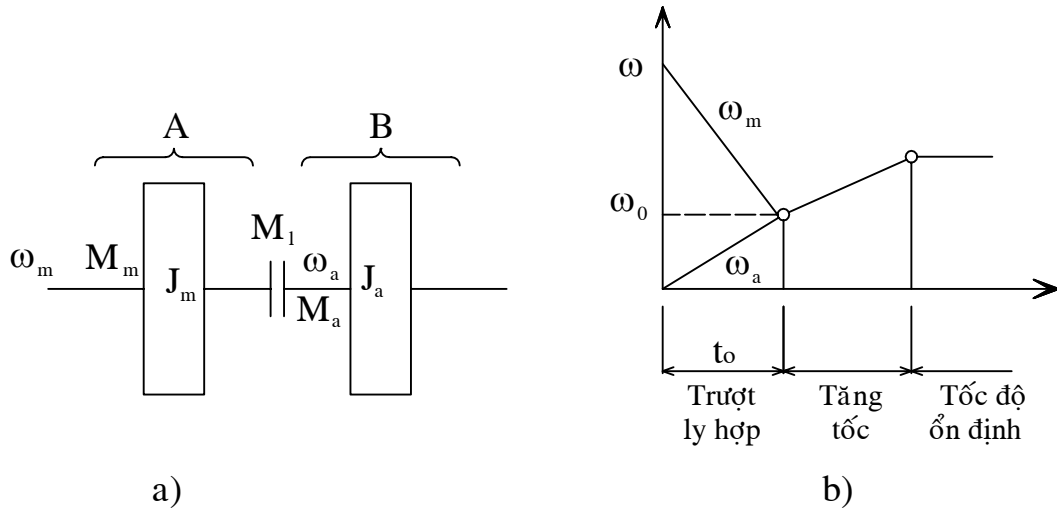
Lúc này động cơ quay với vận tốc cao và tài xế đột ngột thả bàn đạp ly hợp. Khởi động như vậy sẽ có sự giật lớn, nhất là ở những ly hợp có hệ số dự trữ β lớn.

Đóng ly hợp theo phương pháp này không có lợi, vì nó sinh ra tải trọng động lớn cho các chi tiết của hệ thống truyền lực, nhưng trong thực tế ở một vài trường hợp người ta vẫn sử dụng.

b) **Đóng ly hợp từ từ :**

Ở trường hợp này tài xế thả từ từ bàn đạp của ly hợp cho xe chuyển động từ từ. Do đó thời gian đóng ly hợp và công trượt trong trường hợp này sẽ tăng.

Để xác định công trượt trong quá trình đóng ly hợp, chúng ta khảo sát đồ thị ở hình 3.3:



Hình 3.3: Sơ đồ để tính toán công trượt
 a. Mô hình tính toán
 b. Đồ thị biến thiên vận tốc góc

ω_m, ω_a – Vận tốc góc của trục khuỷu và trục ly hợp

J_m – Mômen quán tính của bánh đà và của các chi tiết động cơ quy dẫn về bánh đà.

J_a – Mômen quán tính của xe và rômoóc quy dẫn về trục của ly hợp.

$$J_a = \left(\frac{G_o + G_m}{g} \right) \cdot \frac{r_{bx}^2}{(i_h i_p i_o)^2}$$

Ở đây:

G_o – Trọng lượng toàn bộ của xe

G_m – Trọng lượng toàn bộ của rômoóc.

i_h, i_p, i_o – Tỷ số truyền của hộp số, hộp số phụ và truyền lực chính.

M_a – Mômen cản chuyển động quy dẫn về trục ly hợp:

$$M_a = \left[(G_o + G_m) \psi + KFV^2 \right] \frac{r_{bx}}{i_h i_p i_o \eta_{tl}} \quad (3.20)$$

Ở đây :

Ψ - Hệ số cản tổng cộng của đường.

K – Hệ số cản của không khí

η_{tl} – Hiệu suất của hệ thống truyền lực.

ω_0 – Vận tốc góc của khối lượng có mômen quán tính J_m và J_a sau khi ly hợp vừa kết thúc sự trượt.

F – Diện tích mặt chính diện của xe

v – Vận tốc của xe

r_{bx} – Bán kính lăn của bánh xe.

Công trượt của ly hợp được xác định theo phương trình :

$$L = \int_0^{\alpha} M_l d\alpha \quad (3.21)$$

Trong đó: M_l – Mômen masát của ly hợp.

α – Góc trượt của ly hợp.

Do có hai quá trình đóng ly hợp khác nhau : đóng ly hợp nhanh và đóng ly hợp từ từ, bởi vậy sẽ có hai phương pháp khác nhau để xác định công trượt.

2. Tính toán xác định công trượt.

a) Phương pháp thứ nhất :

Chúng ta giả thiết quá trình đóng ly hợp diễn ra rất nhanh (đột ngột). Bởi vậy trong thời gian đóng ly hợp, các giá trị M_m , M_a , M_l không đổi và lúc đó phương trình của hệ chủ động gồm động cơ, ly hợp (Phần A) là :

$$J_m(\omega_m - \omega_o) + M_m \cdot t_o - M_l \cdot t_o = 0 \quad (3.22)$$

Đối với phần bị động gồm ly hợp và hệ thống truyền lực (Phần B) chúng ta có :

$$M_l \cdot t_o - J_a(\omega_o - \omega_a) - M_a \cdot t_o = 0 \quad (3.23)$$

Từ hai phương trình (3.22) và (3.23) chúng ta xác định được giá trị ω_o ở cuối thời kỳ trượt :

$$\omega_o = \frac{J_m \omega_m (M_l - M_a) + J_a \omega_a (M_l - M_m)}{J_m (M_l - M_a) + J_a (M_l - M_m)} \quad (3.24)$$

Trong đó : ω_m , ω_a , ω_o là các giá trị vận tốc góc được trình bày ở hình 3b

Cũng từ hai phương trình trên ta xác định được thời gian trượt của ly hợp t_o :

$$t_o = \frac{J_m J_a (\omega_m - \omega_a)}{J_m (M_l - M_a) + J_a (M_l - M_m)} \quad (3.25)$$

Góc trượt α được xác định :

$$\alpha = \omega_{tb} \cdot t_o$$

Trong đó :

ω_{tb} – vận tốc góc trượt trung bình:

$$\omega_{tb} = \frac{(\omega_m - \omega_a) + 0}{2}$$

Thay giá trị t_o và ω_{tb} vào biểu thức α ta có :

$$\alpha = \frac{0,5 J_m J_a (\omega_m - \omega_a)^2}{J_m (M_l - M_a) + J_a (M_l - M_m)} \quad (3.26)$$

Công trượt sinh ra khi đóng ly hợp đột ngột là :

$$L = M_1 \cdot \alpha = \frac{M_1 J_m J_a (\omega_m - \omega_a)^2}{2J_m (M_1 - M_a) + J_a (M_1 - M_m)} \quad (3.27)$$

Công trượt L và góc trượt α tính theo các công thức trên sẽ có giá trị nhỏ hơn thực tế bởi vì thời gian trượt ly hợp khi đóng ly hợp đột ngột sẽ nhỏ.

b) Phương pháp thứ hai:

Ở phương pháp này người ta xét đến hai giai đoạn thực tế của quá trình đóng ly hợp từ từ :

+ Giai đoạn 1: Tăng mômen ma sát của ly hợp M_1 từ 0 đến giá trị bằng M_a . Lúc đó xe bắt đầu khởi động tại chỗ.

+ Giai đoạn 2: Tăng mômen của ly hợp M_1 đến giá trị không còn tồn tại sự trượt của ly hợp.

Ở giai đoạn 1, ly hợp bị trượt hoàn toàn, bởi vậy công của động cơ ở giai đoạn này với thời gian t_1 sẽ tiêu hao cho sự trượt và nung nóng ly hợp. Công trượt của giai đoạn này được tính :

$$L_1 = M_1 \frac{\omega_m - \omega_a}{2} \cdot t_1$$

Ở giai đoạn 2, công của động cơ với thời gian t_2 dùng để tăng tốc trục bị động của ly hợp và để thắng các sức cản chuyển động của xe.

Giá trị công trượt của giai đoạn này là :

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

Công trượt toàn bộ L của ly hợp là:

$$L = L_1 + L_2 = M_a (\omega_m - \omega_a) \left(\frac{t_1}{2} + \frac{2}{3} t_2 \right) + \frac{1}{2} J_a (\omega_m - \omega_a)^2 \quad (3.28)$$

Thời gian t_1 và t_2 được tính như sau:

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

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

Trong đó :

k – Hệ số tỉ lệ, đặc trưng cho nhip độ tăng mômen của đĩa ly hợp M_1 khi đóng ly hợp.

$k = 50 \div 150$ Nm/s đối với xe du lịch

$k = 150 \div 750$ Nm/s đối với xe tải

Lấy giá trị k lớn đối với xe có công suất riêng lớn.

Giá trị của A được xác định theo công thức :

$$A = \sqrt{2J_a (\omega_m - \omega_a)}$$

Vận tốc góc của trục khuỷu khi đóng ly hợp có thể coi là không đổi và bằng vận tốc góc ứng với mômen cực đại của động cơ.

Qua các công thức trên ta thấy rằng công trượt sẽ tăng, nếu giá trị của hiệu số $\omega_m - \omega_a$ tăng. Để giảm công suất trượt (nghĩa là giảm sự mài mòn của các tấm ma sát của ly hợp), tài xế cần giảm giá trị của hiệu số $\omega_m - \omega_a$. Hiệu số này lớn nhất khi khởi động xe tại chỗ, lúc đó $\omega_a = 0$. Nếu tăng khối lượng của xe hoặc của cả đoàn xe thì công trượt cũng tăng. Khi khởi động xe tại chỗ, để giảm công trượt tài xế phải khởi động ở số truyền thấp, nhờ đó sẽ giảm được giá trị mômen cản quy dẫn về trục ly hợp.

V. XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC CƠ BẢN, TÍNH TOÁN HAO MÒN VÀ NHIỆT ĐỘ CỦA LY HỢP.

1. Xác định kích thước cơ bản của ly hợp.

Cơ sở để xác định kích thước của ly hợp là ly hợp phải có khả năng truyền được mômen xoắn lớn hơn mômen cực đại của động cơ một ít.

Mômen ma sát của ly hợp phải bằng mômen xoắn lớn nhất cần truyền qua ly hợp :

$$M_l = \beta \cdot M_{e \max} \quad (3.29)$$

Ở đây :

M_l - Mômen ma sát của ly hợp (Nm)

$M_{e \max}$ - Mômen xoắn cực đại của động cơ (Nm)

β - Hệ số dự trữ của ly hợp

Xe du lịch : $\beta = 1,3 \div 1,75$

Xe tải không có moóc $\beta = 1,6 \div 2,25$

Xe tải có moóc $2 \div 3$.

Phương trình (3.29) cũng có thể viết dưới dạng sau :

$$M_l = \beta \cdot M_{e \max} = \mu \cdot P \cdot R_{tb} \cdot p \quad (3.30)$$

Ở đây :

μ - Hệ số ma sát của ly hợp.

p - Số lượng đôi bề mặt ma sát.

$$p = m + n - 1$$

m - Số lượng đĩa chủ động.

n - Số lượng đĩa bị động.

P - Lực ép lên các đĩa ma sát.

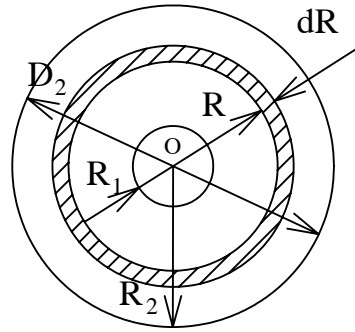
R_{tb} - bán kính ma sát trung bình (bán kính của điểm đặt lực ma sát tổng hợp).

Từ phương trình (3.30) xác định được lực ép cần thiết lên các đĩa để truyền được mômen $M_{e \max}$:

$$P = \frac{M_l}{\mu \cdot R_{tb} \cdot p} = \frac{\beta \cdot M_{e \max}}{\mu \cdot R_{tb} \cdot p} \quad (3.31)$$

Bán kính R_{tb} được xác định theo công thức sau :

$$R_{tb} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2}$$



Hình 3.4 : Sơ đồ xác định R_{tb}

Giá trị R_{tb} được xác định như sau :

Trên hình 3.4 là một tấm ma sát của ly hợp. Chúng ta xét trường hợp ly hợp có một đôi bề mặt ma sát ($p = 1$).

Giả thiết có lực P tác dụng lên tấm ma sát với bán kính trong là R_1 , bán kính ngoài R_2 bởi vậy áp suất sinh ra trên bề mặt tấm ma sát sẽ là :

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

Bây giờ ta hãy xét một vòng phần tử nằm cách tâm O , bán kính R và có chiều dày dR . Mômen do các lực ma sát tác dụng trên vòng phần tử đó là :

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

Mômen các lực ma sát tác dụng trên toàn vòng ma sát là

$$\begin{aligned} M_1 &= \int_{R_1}^{R_2} dM_1 = \int_{R_1}^{R_2} 2\mu\pi q R^2 dR = \\ &= \frac{2P\mu}{R_2^2 - R_1^2} \int_{R_1}^{R_2} R^2 dR = \mu \cdot P \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{(R_2^3 - R_1^3)}{(R_2^2 - R_1^2)} \end{aligned} \quad (3.32)$$

Mặt khác mômen các lực ma sát tác dụng trên toàn vòng ma sát cũng bằng lực ma sát tổng hợp μP nhân với R_{tb} , tức là :

$$M_1 = \mu \cdot P \cdot R_{tb} \quad (3.33)$$

Từ công thức (3.32) và (3.33) ta suy ra ;

$$R_{tb} = \frac{2}{3} \cdot \frac{(R_2^3 - R_1^3)}{(R_2^2 - R_1^2)} \quad (3.34)$$

Trong trường hợp không cần độ chính xác cao thì R_{tb} có thể xác định theo công thức gần đúng sau:

$$R_{tb} = \frac{R_1 + R_2}{2} \quad (3.35)$$

Đường kính ngoài D_2 của vòng ma sát bị khống chế bởi đường kính ngoài của bánh đà động cơ. Có thể chọn đường kính ngoài của tấm ma sát theo công thức kinh nghiệm sau :

$$D_2 = 2R_2 = 3,16 \sqrt{\frac{M_{e\max}}{C}} \quad (3.36)$$

Trong đó :

D_2 – Đường kính ngoài của tấm ma sát (cm).

$M_{e\max}$ – Mô men xoắn cực đại của động cơ (Nm).

C – Hệ số kinh nghiệm:

Đối với xe du lịch $C = 4,7$

Đối với xe tải sử dụng trong điều kiện bình thường $C = 3,6$

Đối với xe tải chở hàng và xe tải sử dụng trong điều kiện nặng nhọc $C = 1,9$.

Bán kính trong R_1 của tấm ma sát có thể chọn sơ bộ như sau :

$$R_1 = (0,53 \div 0,75) R_2$$

Giới hạn dưới ($0,53 R_2$) dùng cho động cơ có số vòng quay thấp. Còn giới hạn trên ($0,75 R_2$) dùng cho các động cơ có số vòng quay cao.

Hệ số ma sát μ phụ thuộc vào tính chất vật liệu, tình trạng bề mặt, tốc độ trượt và nhiệt độ của tấm ma sát. Khi tính toán, có thể thừa nhận hệ số ma sát chỉ phụ thuộc vào tính chất vật liệu (xem bảng 3.1)

Bảng 3.1 : Vật liệu chế tạo tấm ma sát của ly hợp.

Nguyên liệu của các bề mặt masát	Hệ số masát μ		Áp suất cho phép (kN/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 phêrôđô	0,25 ÷ 0,35	0,07 ÷ 0,15	100 ÷ 250
Gang với phêrôđô	0,2		100 ÷ 250
Thép với phêrôđô caosu	0,4 ÷ 0,5	0,07 ÷ 0,15	100 ÷ 250

Số lượng đôi bề mặt ma sát p có thể tự chọn dựa vào kết cấu hiện có, sau đó tìm lực ép P cần thiết theo công thức (3.31), sau đó cần kiểm tra áp suất lên bề mặt ma sát theo công thức sau:

$$q = \frac{P}{S} = \frac{P}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} \leq [q] \quad (3.37)$$

Ở đây :

[q] – Áp suất cho phép lấy theo bảng 3.1

Trong trường hợp không thể dự kiến trước được số lượng đôi bề mặt ma sát p thì có thể xác định thông qua công thức sau:

$$M_1 = \beta \cdot M_{e\max} = 2\pi R_{tb}^2 b \cdot \mu \cdot q \cdot p$$

Trong đó :

$M_{e\max}$ – Mômen xoắn cực đại của động cơ (Nm)

b – Chiều rộng của tấm ma sát : $b = R_2 - R_1$

q – Áp suất cho phép lấy theo bảng 3.1 (N/m^2)

Từ đó có thể xác định số lượng đôi bề mặt ma sát:

$$p = \frac{\beta \cdot M_{e\max}}{2 \cdot \pi \cdot q \cdot \mu \cdot b \cdot R_{tb}^2} \quad (3.38)$$

2. Tính toán độ hao mòn của ly hợp.

Hiện tượng trượt của ly hợp khi đóng ly hợp sẽ làm cho các tấm ma sát bị hao mòn. Và khi bị trượt sẽ xuất hiện công trượt. Nhưng chúng ta không thể đánh giá mức độ hao mòn thông qua công trượt, bởi vì nếu 2 ly hợp có cùng giá trị công trượt, nhưng ly hợp nào có diện tích bề mặt các tấm ma sát nhỏ hơn sẽ bị mòn nhiều hơn. Cho nên để xét mức độ hao mòn của ly hợp, chúng ta phải tính công trượt trên đơn vị diện tích bề mặt các tấm ma sát. Đó chính là công trượt riêng L_0 :

$$L_0 = \frac{L}{S \cdot p} \leq [L_0] \quad (3.39)$$

Trong đó :

L_0 – Công trượt riêng (J/m^2)

L – Công trượt sinh ra khi ly hợp trượt (J)

S – Diện tích bề mặt tấm ma sát (m^2), $S = \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2)$

p - Số lượng đôi bề mặt ma sát

$[L_0]$ – Công trượt riêng cho phép tra theo bảng 3.2

Bảng 3.2:

Loại ô tô	$[L_0]$
Ô tô tải có trọng tải đến 50 kN	150.000 ÷ 250.000 J/m^2
Ô tô tải có trọng tải trên 50 kN	400.000 ÷ 600.000 J/m^2
Ô tô du lịch	1.000.000 ÷ 1.200.000 J/m^2

3. Tính toán nhiệt độ của ly hợp.

Mỗi lần đóng ly hợp, công trượt sinh ra biến thành nhiệt năng và làm nung nóng các chi tiết của ly hợp. Bởi vậy, ngoài việc kiểm tra công trượt riêng còn cần phải kiểm tra nhiệt độ của các chi tiết bị nung nóng trong quá trình trượt.

Khi khởi hành xe tại chỗ, công trượt sinh ra sẽ lớn nhất. Bởi vậy, tính toán nhiệt độ của ly hợp cần phải kiểm tra lúc khởi hành.

Nhiệt độ tăng lên của chi tiết tiếp xúc trực tiếp với tấm ma sát trong thời gian ly hợp bị trượt được xác định theo công thức :

$$T = \frac{\theta \cdot L}{c \cdot m} \quad (3.40)$$

Ở đây:

T – Nhiệt độ tăng lên của chi tiết ($^{\circ}\text{K}$)

θ – Hệ số xác định phần công trượt dùng để nung nóng chi tiết cần tính, θ được xác định như sau:

$\theta = \frac{1}{2n}$: Đối với đĩa ép (n – số lượng đĩa bị động)

$\theta = \frac{1}{n}$: Đối với đĩa chủ động trung gian

L – Công trượt sinh ra toàn bộ khi đóng ly hợp (J)

c – Nhiệt dung riêng của các chi tiết bị nung nóng, đối với thép và gang
 $c \approx 500\text{J/kg}\cdot\text{độ}$

m – Khối lượng của chi tiết bị nung nóng (kg).

Mỗi lần khởi hành ô tô tại chỗ trong điều kiện sử dụng ở đường phố T không được vượt quá 10°K .

VI. TÍNH TOÁN CÁC CHI TIẾT CHỦ YẾU CỦA LY HỢP.

Trong phần này, chúng ta chỉ tính toán các chi tiết chủ yếu của ly hợp gồm có : lò xo ép, đòn mở và cơ cấu điều khiển ly hợp. Các chi tiết còn lại của ly hợp như : đĩa bị động, vòng ma sát, moayơ đĩa bị động, giảm chấn và trục ly hợp, đĩa ép và đĩa ép trung gian chúng ta có thể tham khảo thêm ở các tài liệu khác.

1. Lò xo ép của ly hợp.

Nhằm tạo ra lực nén P, chúng ta 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_{tb} .

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 ly hợp thì bản thân mỗi lò xo phải chịu một lực nén $N = P/n_1$ và bị ép đi một đoạn là f (xem hình 3.5).

Khi tách ly 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 :

$$N_{\max} = \frac{1,2.P}{n_1} \quad (\text{N}) \quad (3.41)$$

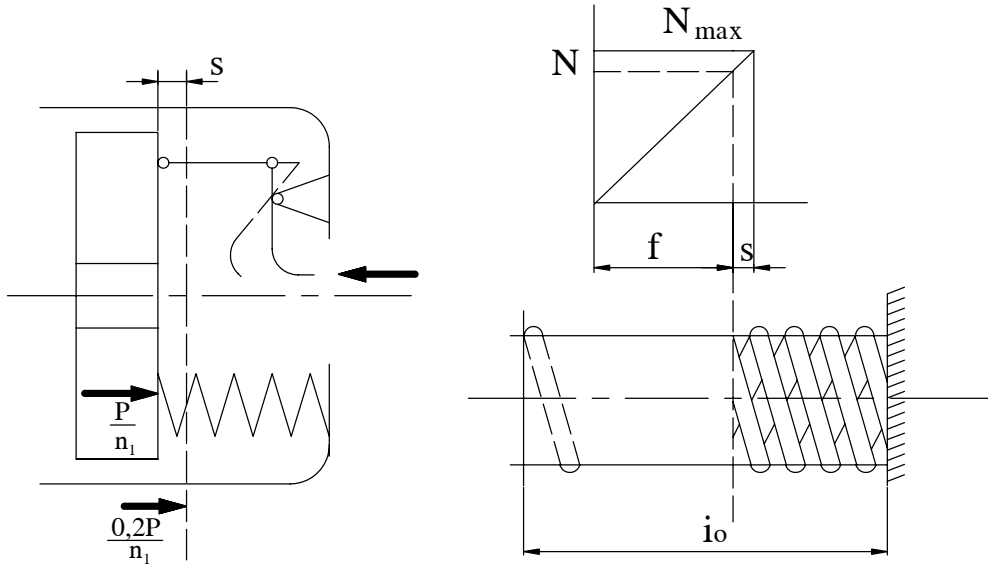
Ở đây :

P – Lực nén tổng cộng tính theo công thức (3.31)

n_1 - Số lượng lò xo

1,2 – Hệ số tính đến lò xo bị nén thêm khi tách ly hợp.

Lò xo được tính toán theo giáo trình “Chi tiết máy”.



Hình 3.5: Lò xo ép của ly hợp

2. Đòn mở của ly hợp.

Khi chúng ta muốn mở ly hợp, cần thiết 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 là S . Giả thiết có n_d đòn mở, thì mỗi đòn mở chịu 1 lực là:

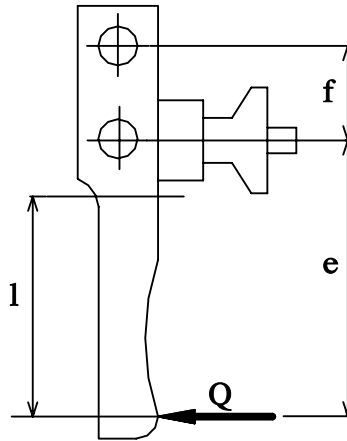
$$Q = \frac{1,2.P}{i.n_d} \quad (\text{N}) \quad (3.42)$$

Dưới tác dụng của lực Q sẽ xuất hiện mômen uốn $Q.l$ tại tiết diện nguy hiểm A – A. Cơ sở để thiết kế đòn mở là tỉ số truyền $i = \frac{e}{f}$ phải thoả mãn điều kiện điều khiển và điều kiện bền tại tiết diện A – A (hình 3.6):

$$\sigma_u = \frac{Q.l}{W_u} \leq [\sigma_u] \quad (3.43)$$

Ở đây:

W_u – Mômen chống uốn tại tiết diện A – A
 $[\sigma] = 300 \div 400 \text{ MN/m}^2$



Hình 3.6: Sơ đồ lực tác dụng lên đòn mở

3. Cơ cấu điều khiển ly hợp.

Trên ô tô thường sử dụng hai dạng đó là : điều khiển ly hợp bằng cơ khí và điều khiển ly hợp bằng thủy lực (xem hình 3.7 và hình 3.8).

Sau khi đã quyết định chọn cơ cấu điều khiển là dạng cơ khí hay thủy lực, chúng ta tính toán tỉ số truyền i của cơ cấu thỏa mãn các yêu cầu sau đây:

- Có chỗ để bố trí các hệ đòn bẩy.
- Hạn chế để số lượng các khớp nối ma sát là ít nhất, nhằm để nâng cao hiệu suất truyền lực.
- Lực tác dụng lên bàn đạp và hành trình bàn đạp ly hợp phải nằm trong giới hạn cho phép.
- Lực tác dụng lên từng chi tiết càng nhỏ càng tốt.

a) Tính toán tỉ số truyền :

- Đối với cơ cấu điều khiển bằng cơ khí :

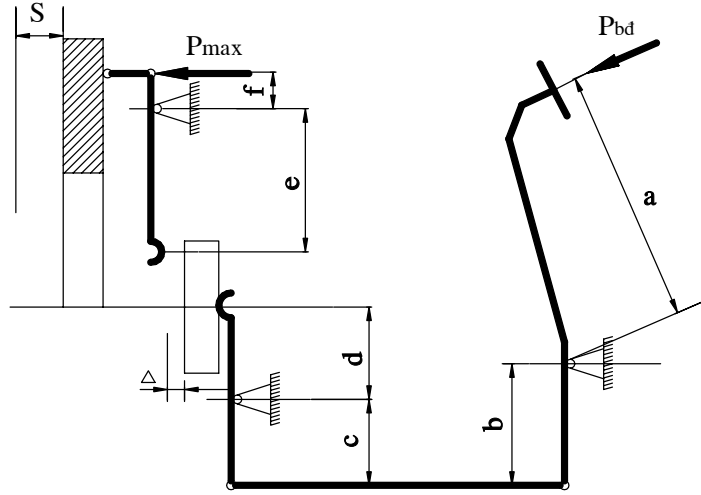
$$i_c = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f} \quad (3.44)$$

- Đối với cơ cấu điều khiển bằng thủy lực :

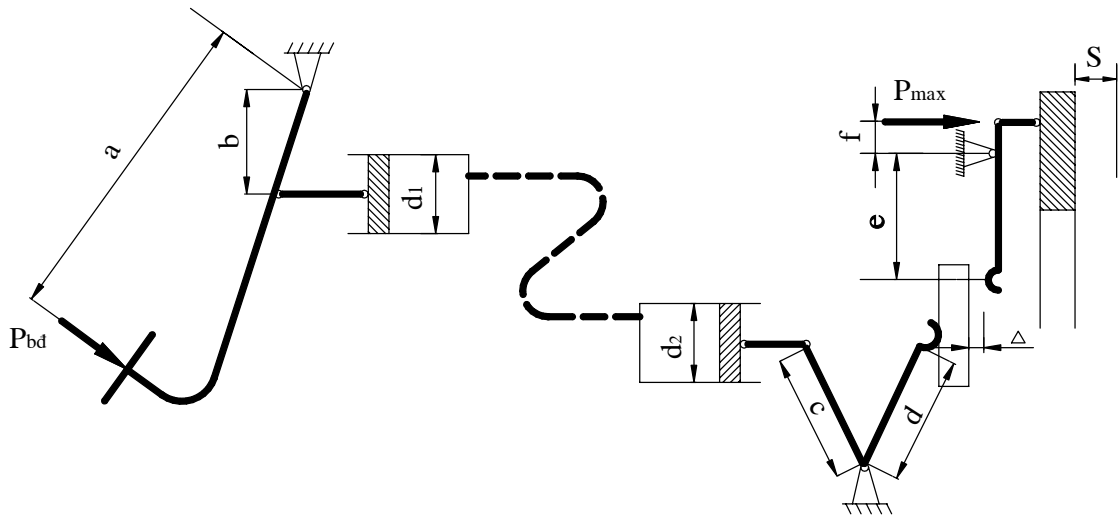
$$i_t = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \quad (3.45)$$

Ở đây:

d_1, d_2 : Đường kính của các xilanh thủy lực.



Hình 3.7: Cơ cấu điều khiển ly hợp bằng cơ khí



Hình 3.8: Cơ cấu điều khiển ly hợp bằng thủy lực.

b) Kiểm tra và điều chỉnh ly hợp:

b1) Hành trình của bàn đạp ly hợp:

- Điều khiển bằng cơ khí:

$$S_{bd} = S \cdot i_c + \Delta S = S \cdot i_c + \Delta \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \quad (3.46)$$

- Điều khiển bằng thủy lực:

$$S_{bd} = S \cdot i_t + \Delta S = S \cdot i_t + \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \quad (3.47)$$

Ở đây:

S_{bd} – Hành trình tổng cộng của bàn đạp (khoảng 150 ÷ 180 mm)

ΔS – Hành trình tự do của bàn đạp (khoảng 35 ÷ 60 mm)

Δ - Khe hở giữa đầu đòn mở và bạc mở (khoảng 2 ÷ 4 mm)

S – Hành trình dịch chuyển của các đĩa ép. Để đảm bảo cho ly hợp được mở một cách dứt khoát, mỗi đôi bề mặt ma sát phải có khoảng cách 0,75 ÷ 1 mm, do đó

$$S = (0,75 \div 1)p$$

(Trong đó p là số lượng đôi bề mặt ma sát)

b2) Lực tác dụng lên bàn đạp ly hợp:

$$P_{bd} = \frac{1,2 \cdot P}{i \cdot \eta} \leq 200 \text{ N} \quad (3.48)$$

Ở đây :

P – Lực nén tổng cộng tác dụng lên các đĩa của ly hợp tính theo công thức (3.31)

1, 2 – Hệ số tính đến các lò xo ép của ly hợp bị nén thêm khi tách mở ly hợp

i – Tỷ số truyền theo công thức (3.44) hoặc (3.45)

η - Hiệu suất truyền lực

- Đối với cơ cấu điều khiển bằng cơ khí :

$$\eta = \eta_c = 0,7 \div 0,8$$

- Đối với cơ cấu điều khiển bằng thủy lực:

$$\eta = \eta_t = 0,8 \div 0,9$$

b3) Công mở ly hợp:

$$A = \frac{(P + 1,2P)}{2} \cdot S \leq 30 \text{ J} \quad (3.49)$$

Nếu $A > 30 \text{ J}$ thì phải thiết kế và bố trí thích hợp bộ phận trợ lực cho ly hợp.

CHƯƠNG IV

HỘP SỐ CƠ KHÍ

I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI.

1. Công dụng.

- Nhằm thay đổi tỷ số truyền và mômen xoắn từ động cơ đến các bánh xe chủ động phù hợp với mômen cản luôn thay đổi và nhằm tận dụng tối đa công suất của động cơ.
- Giúp cho xe thay đổi được chiều chuyển động.
- Đảm bảo cho xe dừng tại chỗ mà không cần tắt máy hoặc không cần tách ly hợp.
- Dẫn động mômen xoắn ra ngoài cho các bộ phận đặc biệt đối với các xe chuyên dụng.

2. Yêu cầu.

- Có dãy tỷ số truyền phù hợp nhằm nâng cao tính năng động lực học và tính năng kinh tế của ô tô.
- Phải có hiệu suất truyền lực cao, không có tiếng ồn khi làm việc, sang số nhẹ nhàng, không sinh ra lực va đập ở các bánh răng khi gài số.
- Phải có kết cấu gọn bên chắc, dễ điều khiển, dễ bảo dưỡng hoặc kiểm tra và sửa chữa khi có hư hỏng.

3. Phân loại.

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

a) Hộp số có cấp được chia theo :

- + Sơ đồ động học gồm có:
 - Loại có trục cố định (hộp số hai trục, hộp số ba trục...).
 - Loại có trục không cố định (hộp số hành tinh một cấp, hai cấp...).
- + Dãy số truyền gồm có:
 - Một dãy tỷ số truyền (3 số, 4 số, 5 số...).
 - Hai dãy tỷ số truyền.
- + Phương pháp sang số gồm có:
 - Hộp số điều khiển bằng tay.
 - Hộp số tự động.

b) Hộp số vô cấp được chia theo :

- + Hộp số thủy lực (hộp số thủy tĩnh, hộp số thủy động).
- + Hộp số điện.
- + Hộp số ma sát.

II. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN HỘ SỐ CÓ CẤP CỦA Ô TÔ.

Công việc tính toán thiết kế hộ số ô tô có hai bước chính như sau:

+ Xác định tỷ số truyền đảm bảo tính chất kéo và tính kinh tế theo điều kiện làm việc đã cho trước.

+ Xác định kích thước các chi tiết của hộ số.

Hai bước lớn trên được cụ thể hóa bởi các bước cụ thể sau:

1. Trên cơ sở của điều kiện sử dụng và điều kiện kỹ thuật cho trước, cùng với điều kiện chế tạo, chúng ta chọn sơ đồ động học và dự kiến số cấp của hộ số.

2. Tính toán lực kéo của ô tô, xác định tỉ số truyền chung của cả hệ thống truyền lực khi gài các số khác nhau.

3. Phân chia phù hợp tỉ số truyền của hệ thống truyền lực theo từng cụm (hộ số, hộ số phụ, truyền lực chính, truyền lực cuối cùng).

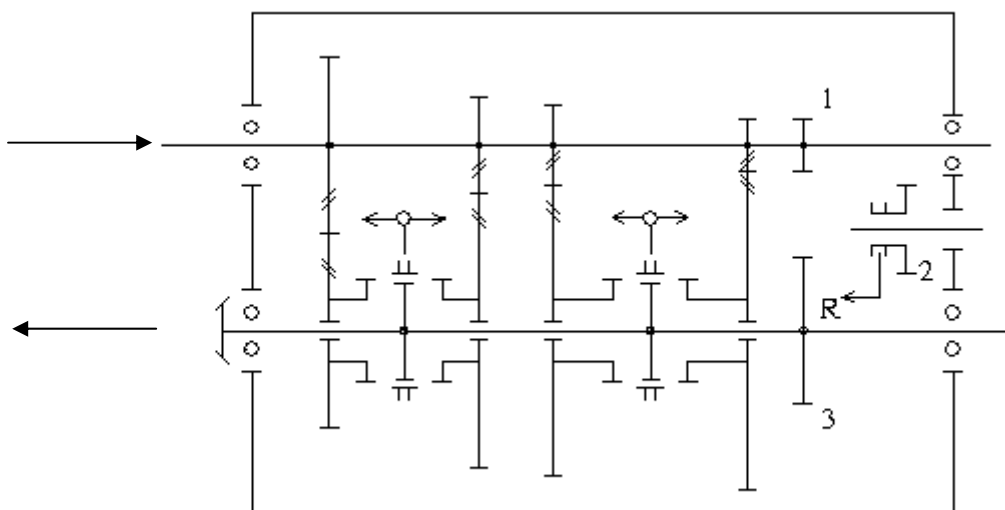
4. Tính toán xác định tỉ số truyền của hộ số .

5. Xác định kích thước của các chi tiết, bố trí các chi tiết của hộ số và kiểm tra sự liên quan làm việc giữa các chi tiết với nhau.

III. SƠ ĐỒ ĐỘNG HỌC MỘT SỐ LOẠI HỘ SỐ CỦA Ô TÔ.

1. Sơ đồ động học hộ số hai trục.

Trên hình 4.1 là sơ đồ động học hộ số hai trục bốn cấp (không kể số lùi). Khi gài các số tiến đều sử dụng bộ đồng tốc, khi gài số lùi thì dịch chuyển bánh răng thẳng 2 tạo nên sự ăn khớp 1-2 và 2-3.



Hình 4.1 : Sơ đồ động học hộ số hai trục
Hộ số xe SKODA 100 MB (Cộng hòa Czech)

2. Sơ đồ động học hộp số ba trục.

Trên hình 4.2 là sơ đồ động học của một số hộp số ba trục có từ 3 đến 6 số tiến. Khi số cấp của hộp số tăng thì mức độ phức tạp về mặt kết cấu cũng tăng theo. Ở hình 4.2 được thống nhất các ký hiệu như sau:

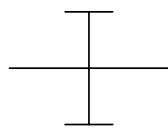
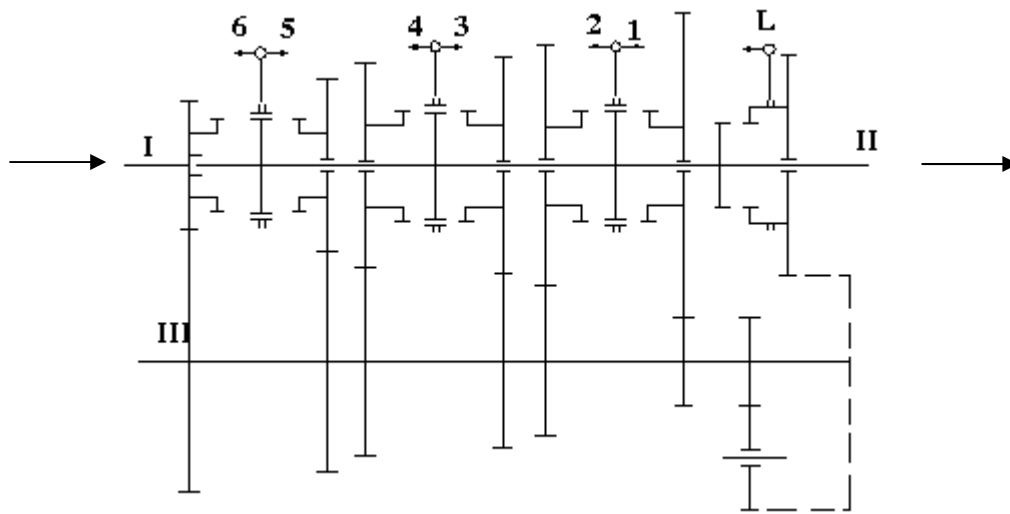
1, 2, 3, 4, 5, 6 : vị trí gài các số 1, 2, 3, 4, 5, 6.

L (hoặc R) : vị trí gài số lùi.

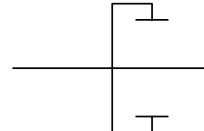
I- trục sơ cấp.

II- trục thứ cấp.

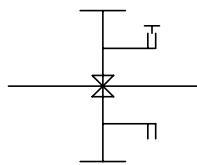
III- trục trung gian.



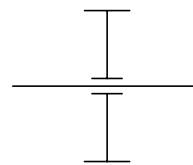
Bánh răng lắp cố định trên trục, răng ngoài



Bánh răng lắp cố định trên trục, răng trong



Bánh răng lắp với trục bằng then hoa và trượt trên trục.



Bánh răng quay trơn trên trục.

Hình 4.2 : Sơ đồ động học hộp số ba trục

3. Sơ đồ động học hộp số hành tinh (xem chương V) :

IV. CHỌN TỶ SỐ TRUYỀN CỦA HỘP SỐ.

Tỷ số truyền của hộp số ô tô được xác định trên cơ sở tính toán lực kéo ở các tay số. Trong đó quan trọng nhất là tỷ số truyền ở tay số I. Tỷ số truyền i_{h1} được xác định theo công thức của viện sĩ Chuđacốp:

$$i_{h1} = \frac{G \cdot r_{bx} \cdot \psi_{max}}{M_{emax} \cdot i_o \cdot \eta_{tl}} \quad (4.1)$$

Ở đây :

- G – Trọng lượng toàn bộ của xe (N)
- ψ_{max} - Hệ số cản chuyển động lớn nhất
- r_{bx} – Bán kính lăn của bánh xe có tính đến sự biến dạng của lốp (m)
- i_o – Tỷ số truyền của truyền lực chính
- η_{tl} – Hiệu suất của hệ thống truyền lực

Tỷ số truyền của truyền lực chính được xác định :

$$i_o = \theta \frac{r_{bx}}{2,65} \quad (4.2)$$

Ở đây :

- θ - Hệ số vòng quay của động cơ
- Đối với xe du lịch : $\theta = 30 \div 40$
- Đối với xe tải : $\theta = 40 \div 50$

Nếu hộp số có 3 cấp với số III là số truyền thẳng thì :

$$i_{h3} = 1 ; i_{h2} = \sqrt{i_{h1}}$$

Nếu hộp số có 4 cấp với số IV là số truyền thẳng thì :

$$i_{h4} = 1 ; i_{h3} = \sqrt[3]{i_{h1}} ; i_{h2} = \sqrt[3]{i_{h1}^2}$$

Nếu hộp số có 5 cấp với số V là số truyền thẳng thì :

$$i_{h5} = 1 ; i_{h4} = \sqrt[4]{i_{h1}} ; i_{h3} = \sqrt[4]{i_{h1}^2} ; i_{h2} = \sqrt[4]{i_{h1}^3}$$

Nếu hộp số có 5 cấp với số V là số truyền tăng và số IV là số truyền thẳng thì:

$$i_{h5} = \frac{1}{\sqrt[3]{i_{h1}}} ; i_{h4} = 1 ; i_{h3} = \sqrt[3]{i_{h1}} ; i_{h2} = \sqrt[3]{i_{h1}^2}$$

Số truyền cao nhất của hộp số nên làm số truyền thẳng hay số truyền tăng là tùy thuộc vào thời gian sử dụng. Nên chọn số truyền làm việc nhiều nhất để làm số truyền thẳng để giảm tiêu hao khi truyền lực và tăng tuổi thọ của hộp số.

V. TÍNH TOÁN CÁC CHI TIẾT CỦA HỘP SỐ.

1. Bánh răng của hộp số.

a) Tính toán thiết kế tổng thể:

Khi thiết kế sơ bộ hộp số và bánh răng hộp số người ta chọn trước khoảng cách giữa các trục và môđun bánh răng. Dựa vào các thông số đó sẽ xác định số răng của các bánh răng để đảm bảo tỷ số truyền cần thiết của hộp số.

a1) Chọn khoảng cách giữa các trục:

Khoảng cách A giữa các trục được chọn theo công thức kinh nghiệm sau:

$$A = C \sqrt[3]{M_{e_{\max}}} \quad (\text{mm}) \quad (4.3)$$

Ở đây :

$M_{e_{\max}}$ - Mômen xoắn cực đại của động cơ (Nm)

C - Hệ số kinh nghiệm:

+ Đối với xe du lịch : $C = 13 \div 16$

+ Đối với xe tải : $C = 17 \div 19$

+ Đối với xe dùng động cơ diesel: $C = 20 \div 21$

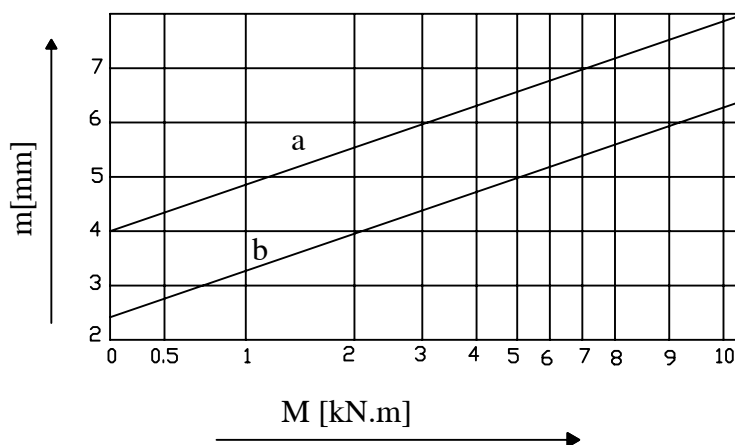
a2) Chọn môđun pháp tuyến của bánh răng :

Chúng ta có hai phương pháp lựa chọn:

Có thể chọn theo công thức kinh nghiệm sau:

$$m = (0.032 \div 0.040) \cdot A \quad (4.4)$$

Hoặc có thể sử dụng đồ thị kinh nghiệm như ở hình 4.3



Hình 4.3 : Đồ thị để chọn môđun pháp tuyến của bánh răng
a/ Dùng cho bánh răng có răng thẳng
b/ Dùng cho bánh răng có răng xiên

Ở đây :

m - Môđuy n pháp tuyến

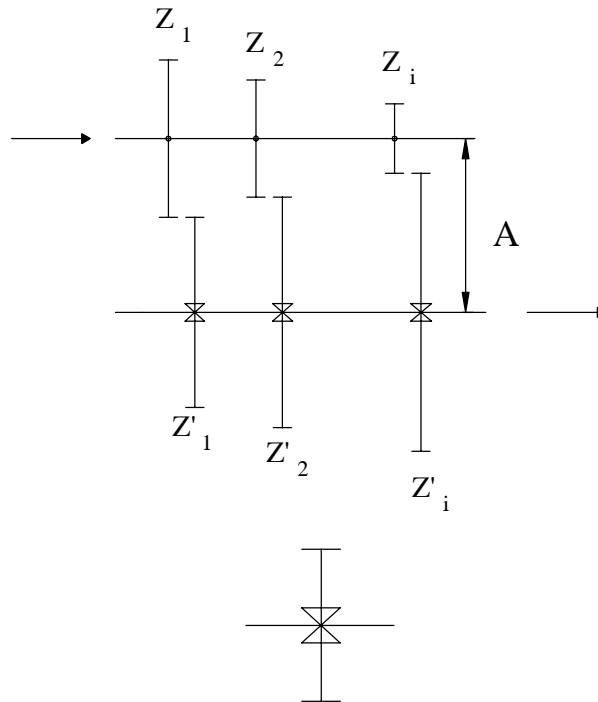
M - Mômen xoắn đư ợc t ính :

$$M = M_{\text{emax}} \cdot i_{h1} \cdot 0,96$$

a3) Xác đ ịnh số răng của các bánh răng:

+ Đ ối với h ộp số hai tr ục :

Ở hình 4.4 là sơ đ ồ h ộp số hai tr ục đ ể xác đ ịnh số răng :



Bánh răng lắp với trục bằng then hoa và trượt trên trục khi cần gài số

Hình 4.4 : Sơ đ ồ t ính toán số răng của bánh răng h ộp số 2 tr ục

Ở h ộp số hai tr ục có thể xác đ ịnh khoảng cách A theo công thức sau :

$$A = \frac{m_1(z_1 + z'_1)}{2 \cos \beta_1} = \frac{m_2(z_2 + z'_2)}{2 \cos \beta_2} = \dots = \frac{m_i(z_i + z'_i)}{2 \cos \beta_i} \quad (4.5)$$

Sau đ ố thay :

$$i_{h1} = \frac{z'_1}{z_1}$$

$$i_{h2} = \frac{z'_2}{z_2}$$

$$i_{hi} = \frac{z'_i}{z_i}$$

vào biểu thức tính A, chúng ta nhận được công thức tổng quát để xác định z_i và z'_i :

$$z_i = \frac{2A \cos \beta_i}{m_i (1 + i_{hi})} \quad (4.6)$$

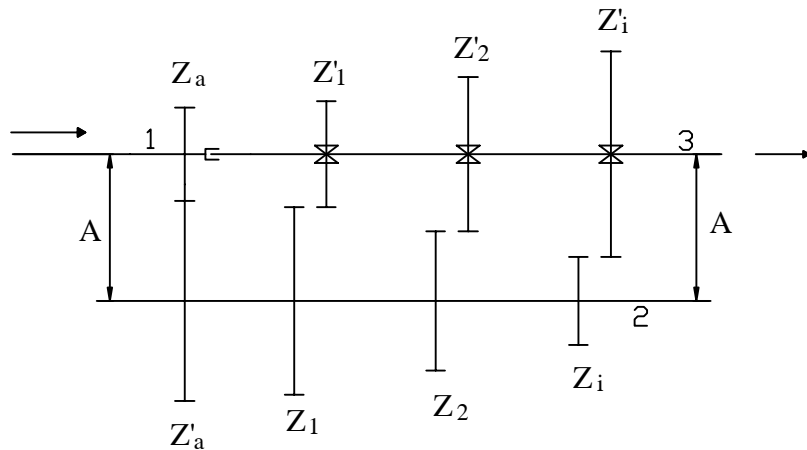
$$z'_i = z_i \cdot i_{hi} \quad (4.7)$$

Ở đây:

- z_1, z_2, \dots, z_i – số răng của các bánh răng ở trục sơ cấp.
- z'_1, z'_2, \dots, z'_i – số răng các bánh răng ở trục thứ cấp.
- A – khoảng cách giữa hai trục .
- β_i – góc nghiêng của cặp bánh răng thứ i.
- m_i – môđun pháp tuyến của cặp bánh răng thứ i.

+ Đối với hộp số ba trục :

Ở trên hình 4.5 là sơ đồ hộp số ba trục để xác định số răng



Hình 4.5 : Sơ đồ tính toán số răng của bánh răng hộp số 3 trục

1- Trục sơ cấp

2- Trục trung gian

3- Trục thứ cấp

A- Khoảng cách giữa các trục

z_a, z'_a – số răng của cặp bánh răng luôn ăn khớp

z_1, z_2, \dots, z_i – số răng của các bánh răng trên trục trung gian

z'_1, z'_2, \dots, z'_i – số răng của các bánh răng trên trục thứ cấp

Khoảng cách A được tính như sau:

$$A = \frac{m_a(z_a + z'_a)}{2 \cos \beta_a} = \frac{m_a \cdot z_a (1 + i_a)}{2 \cos \beta_a} \quad (4.8)$$

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

Ở đây :

i_a – tỷ số truyền của cặp bánh răng luôn ăn khớp.

m_a – mô đun pháp tuyến của cặp bánh răng luôn ăn khớp.

β_a – góc nghiêng của răng của cặp bánh răng luôn ăn khớp.

Số răng z'_a của bánh răng bị động ở cặp bánh răng luôn ăn khớp sẽ được xác định:

$$z'_a = z_a \cdot i_a$$

Tỷ số truyền của các cặp bánh răng được gài i_{gi} sẽ là :

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

Số răng của các bánh răng trên trục trung gian và thứ cấp được xác định :

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

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

Trong đó :

z_i - Số răng của bánh răng thứ i trên trục trung gian.

z'_i - Số răng của bánh răng thứ i trên trục thứ cấp.

β_i – góc nghiêng của răng của cặp bánh răng thứ i.

m_i - mô đun pháp tuyến của cặp bánh răng thứ i .

b) Tính toán kiểm tra bánh răng :

Bánh răng của hộp số ô tô tính toán theo uốn và tiếp xúc .

b1) Tính toán kiểm tra theo ứng suất uốn :

Ứng suất uốn tại tiết diện nguy hiểm của răng được xác định theo công thức Lewis:

$$\sigma_u = \frac{P \cdot K}{b \cdot t_n \cdot y} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4.12)$$

Trong đó :

P – Lực vòng tác dụng lên răng tại tâm ăn khớp (MN).

b–Bề rộng răng của bánh răng (m)

t_n – Bước răng pháp tuyến (m)

y – Hệ số dạng răng (xem bảng 4.1)

k – Hệ số bổ sung : tính đến sự tập trung ứng suất ở răng, độ trùng khớp khi các răng ăn khớp, ma sát bề mặt tiếp xúc, biến dạng ở các ổ đỡ và trục...

- Lực vòng P tác dụng lên răng được xác định :

$$P = \frac{M}{r}$$

Ở đây :

M – Mômen xoắn tác dụng lên bánh răng đang tính

$$M = M_{\text{emax}} \cdot i \cdot \eta$$

i – Tỷ số truyền từ động cơ đến bánh răng đang tính .

η – Hiệu suất truyền lực kể từ động cơ đến bánh răng đang tính.

- Bề rộng b của răng đối với răng thẳng chọn như sau :

$$b = (4,4 \div 7)m, \text{ đối với răng xiên chọn trong khoảng } b = (7 \div 8,6)m_n.$$

Trong đó: m – môđun của bánh răng trụ răng thẳng;

m_n – môđun pháp tuyến của bánh răng trụ răng xiên .

- Trong trường hợp răng thẳng thì t_n được thay bằng t và chúng ta có :

$$t = \pi \cdot m$$

$$t_n = \pi \cdot m_n \quad (4.13)$$

- Hệ số dạng răng y đối với cặp bánh răng không điều chỉnh được chọn theo bảng 4.1 :

Đối với răng thẳng lấy số răng Z thực tế để chọn, còn đối với răng xiên chọn theo số răng tương đương Z_{td}

$$Z_{td} = \frac{Z}{\cos^3 \beta} \quad (4.14)$$

Trong đó :

Z - số răng thực tế của bánh răng

β - góc nghiêng đường răng của bánh răng trụ răng xiên

Nếu cặp bánh răng có điều chỉnh , hệ số dạng răng được tính :

$$y_{\text{điều chỉnh}} = y \cdot \frac{1 + \lambda \varepsilon}{f_0} \quad (4.15)$$

Trong đó :

y – Hệ số dạng răng tiêu chuẩn (bảng 4.1)

λ – Hệ số tra ở bảng 4.1 theo Z hoặc Z_{td}

ε – Hệ số điều chỉnh răng

f_0 – Hệ số chiều cao đầu răng.

Nếu góc ăn khớp $\alpha \neq 20^\circ$ và chiều cao của răng khác 2,25m thì hệ số dạng răng phải nhân thêm hệ số hiệu đính a :

$$a = a_\alpha \cdot a_h$$

Trong đó:

$$a_h - \text{hệ số chiều cao,} \quad a_h = \frac{2,25m}{h}$$

a_α - hệ số góc ăn khớp

h - chiều cao răng
m - môduyn

Nếu :

$\alpha = 14^{\circ}50'$ thì $a_{\alpha} = 0,75$
 $\alpha = 17^{\circ}30'$ thì $a_{\alpha} = 0,89$
 $\alpha = 22^{\circ}30'$ thì $a_{\alpha} = 1,1$
 $\alpha = 25^{\circ}$ thì $a_{\alpha} = 1,23$

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

Ứng suất uốn cho phép $[\sigma_u]$ trình bày ở bảng 4.2

Bảng 4.1:

Z hoặc Z _{td}	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

Bảng 4.2

	Loại bánh răng	$[\sigma_u]$ (MN/m ²)	
1	Bánh răng trụ thẳng cho số 1 và số lùi	400÷850	
2	Bánh răng trụ nghiêng dùng cho các số cao và cặp bánh răng luôn ăn khớp	Xe tải	100÷250
		Xe du lịch	180÷350

Hệ số bổ sung K cho bánh răng trụ răng thẳng là 1.12 và cho bánh răng trụ răng xiên là 0.75

Thay các giá trị K ở trên và bước răng t hoặc t_n từ công thức (4.13) vào công thức (4.12) để tính σ_u , sau khi đơn giản ta có :

Cho bánh răng trụ răng thẳng :

$$\sigma_u = 0.36 \frac{P}{b.m.y} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4.16)$$

Cho bánh răng trụ răng xiên:

$$\sigma_u = 0.24 \frac{P}{b.m_n.y} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4.17)$$

Trong đó :

Đơn vị của các đại lượng là : P (MN)
 b, m, m_n : (m)

b2) Tính toán kiểm tra theo ứng suất tiếp xúc :

Mức độ hao mòn răng của các bánh răng phụ thuộc vào giá trị ứng suất tiếp xúc tại tâm ăn khớp. Ứng suất tiếp xúc được tính theo công thức Hert - Beliaev:

$$\sigma_{tx} = 0,418 \sqrt{\frac{NE}{b_o} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)} \quad (4.18)$$

Trong đó :

N - Lực tác dụng vuông góc lên mặt tiếp xúc giữa các răng ăn khớp (MN)

σ_{tx} - Có đơn vị là MN/m²

b_o - Chiều dài đường tiếp xúc của các răng (m)

E - Môđun đàn hồi. ($E = 2,1.10^5$ MN/m²)

ρ_1, ρ_2 - Bán kính cong của các bề mặt răng chủ động và bị động tại điểm tiếp xúc (m).

Nếu hai bánh răng ăn khớp ngoài sẽ lấy dấu " + ", nếu ăn khớp trong lấy dấu " - ".

Đối với bánh răng trụ thẳng :

$$N = \frac{P}{\cos \alpha}; \quad b_o = b \quad (4.19)$$

Ở đây:

P – Lực vòng tác dụng lên bánh răng (MN)

b – Bề rộng bánh răng (m)

Đối với bánh răng trụ răng nghiêng ; với góc nghiêng đường răng là β :

$$N = \frac{P}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} ; \quad b_o = \frac{b}{\cos \beta} \quad (4.20)$$

Thay các giá trị ở (4.19) và (4.20) vào (4.18) ta có công thức chung cho bánh răng trụ răng thẳng và răng nghiêng:

$$\sigma_{tx} = 0,418 \sqrt{\frac{P \cdot E}{b \cdot \cos \alpha} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)} \quad (4.21)$$

Muốn xác định σ_{tx} tại tâm ăn khớp chúng ta phải lấy ρ_1, ρ_2 tại tâm ăn khớp .

Cho bánh răng trụ răng thẳng:

$$\rho_1 = r_1 \sin \alpha \quad ; \quad \rho_2 = r_2 \sin \alpha \quad (4.22)$$

Cho bánh răng trụ răng nghiêng:

$$\rho_1 = r_1 \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \beta} \quad ; \quad \rho_2 = r_2 \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \beta} \quad (4.23)$$

Ở đây:

r_1, r_2 - bán kính vòng tròn lăn của bánh chủ động và bị động.

Ứng suất tiếp xúc thông thường được xác định theo chế độ tải trọng trung bình.

Lực vòng P được tính bằng công thức:

$$P = \frac{\gamma \cdot M_{e \max} \cdot i}{r} \quad (4.24)$$

Trong đó γ xác định theo đồ thị kinh nghiệm.

Thông thường xe chỉ sử dụng $\frac{1}{2} M_{e \max}$, nên thường chọn $\gamma = 0,5$.

Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_{tx}]$ trên bề mặt răng khi chế độ tải trọng ở trục sơ cấp hộp số là $0,5 M_{e \max}$ được trình bày ở bảng 4.3:

Bảng 4.3

	Loại bánh răng	$[\sigma_{tx}]$ (MN/m ²)	
		Xêmentit hoá	Xianuya hóa
1.	Bánh răng dùng cho số 1 và số lùi	1900÷2000	950÷1000
2.	Bánh răng luôn ăn khớp và các bánh răng ở các số cao	1300÷1400	650÷700

Các bánh răng của hộp số xe du lịch và xe tải với tải trọng đến 20 kN thường được xianuya hóa, ngoài ra các bánh răng của ô tô tải với tải trọng hơn 20 kN và của xe buýt thường được xêmentit hóa.

2. Trục của hộp số.

a) Chọn sơ bộ kích thước của trục:

Chúng ta có thể tính kích thước sơ bộ theo các công thức kinh nghiệm sau:

Đối với trục sơ cấp:

$$d_1 = 5,3 \sqrt[3]{M_{e\max}} \quad (4.25)$$

Trong đó:

d_1 (mm) - đường kính của trục sơ cấp.

$M_{e\max}$ (Nm) - Mô men xoắn cực đại của động cơ.

Đối với trục trung gian:

$$d_2 \approx 0,45.A \quad ; \quad \frac{d_2}{l_2} = 0,16 \div 0,18 \quad (4.26)$$

Trong đó:

d_2, l_2 (mm) - đường kính và chiều dài trục trung gian.

A (mm) - khoảng cách giữa các trục hộp số.

Đối với xe du lịch:

$$A = 12,1 \sqrt[3]{M_{e\max}} \quad (\text{mm})$$

Đối với xe tải:

$$A = 18,7 \sqrt[3]{M_{e\max}} \quad (\text{mm})$$

Đối với trục thứ cấp:

$$d_3 \approx 0,45.A \quad ; \quad \frac{d_3}{l_3} = 0,18 \div 0,21 \quad (4.27)$$

d_3, l_3 (mm) là đường kính và chiều dài của trục thứ cấp.

Khi đã có sơ bộ kích thước các trục và vẽ sơ đồ bố trí hộp số chúng ta xác định các lực tác dụng lên các trục hộp số. Cuối cùng tiến hành tính toán trục theo cứng vững và tính sức bền của trục .

b) Tính toán các lực tác dụng lên trục :

Lực tác dụng lên trục gồm có hai nhóm :

- Nhóm 1: các lực từ các bánh răng đang làm việc.
- Nhóm 2 : các lực từ các ổ của trục (phản lực)

Muốn xác định được phản lực ở các ổ, trước hết phải xác định lực tác dụng lên trục từ các bánh răng.

Sơ đồ chịu lực của các trục được trình bày ở hình 4.6. Lấy vị trí ăn khớp của bánh răng ở một tay số nào đó làm ví dụ .

Giá trị các lực vòng, lực hướng kính, lực chiều trục được tính như sau (xét trường hợp tổng quát bánh răng trụ răng nghiêng) :

$$\text{Lực vòng: } P = \frac{M}{r} \quad (4.28)$$

$$\text{Lực hướng kính: } R = \frac{M.tg.\alpha}{r.\cos.\beta} \quad (4.29)$$

$$\text{Lực chiều trục: } Q = \frac{M.tg.\beta}{r} \quad (4.30)$$

Ở đây:

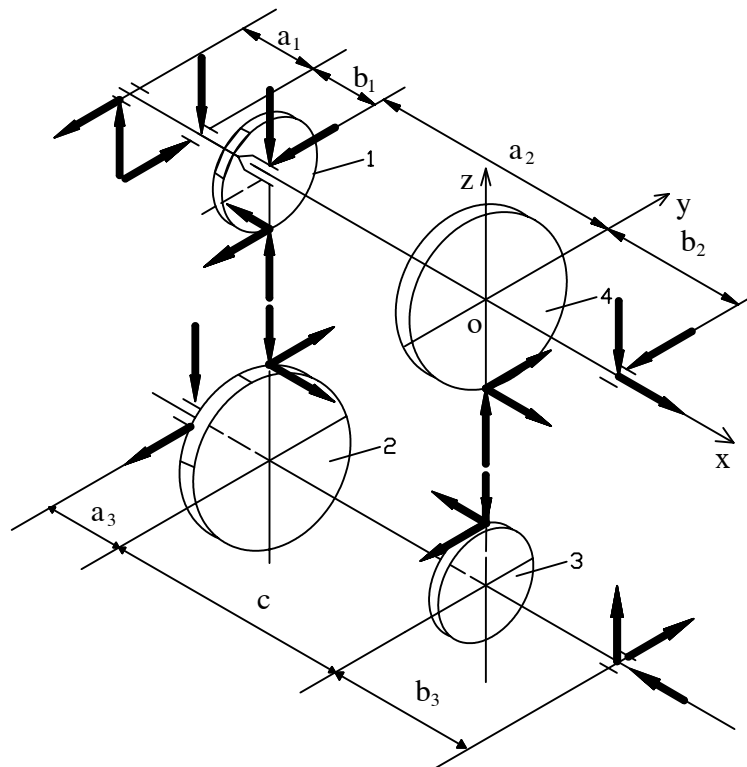
$$M = M_{\text{emax}} . i$$

i – tỷ số truyền từ động cơ đến trục đang tính

α - Góc ăn khớp của các cặp bánh răng

β - Góc nghiêng của răng

r – bán kính vòng tròn lăn của bánh răng.

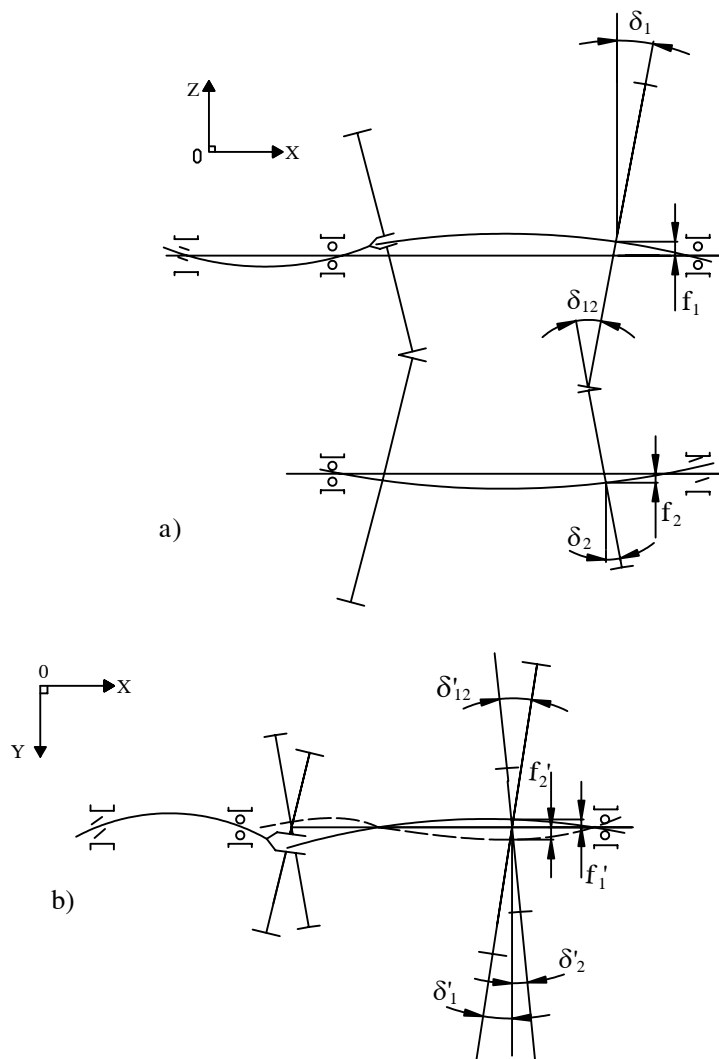


Hình 4.6 : Sơ đồ các lực tác dụng lên trục

Trong trường hợp là bánh răng trụ răng thẳng, các công thức trên vẫn có giá trị với $\beta = 0$.

Các phản lực ở các ổ của trục được xác định từ các phương trình cân bằng lực và mô men (xem lại ở môn “Cơ học lý thuyết”)

c) Tính toán kiểm tra độ cứng vững :



Hình 4.7 : Ảnh hưởng của độ cứng vững của các trục đến sự ăn khớp của các bánh răng .

a) Trong mặt phẳng ZOZ – dọc b) Trong mặt phẳng YOZ – ngang

f – độ võng ; δ – góc xoay ; $\delta_{12} = \delta_1 + \delta_2$.

Độ cứng vững của mỗi điểm trên trục được đặc trưng bằng độ võng và góc xoay tại điểm đó của trục trong 2 mặt phẳng vuông góc với nhau.

Độ võng và góc xoay xác định tại vị trí đặt bánh răng .

Trên cơ sở sơ đồ chịu lực, vẽ các sơ đồ nội lực trong các mặt phẳng ngang và dọc, tiến hành tính độ võng và góc xoay lớn nhất cũng như ở các tiết diện có bánh răng ăn khớp.

Quan trọng nhất là độ cứng vững trong mặt phẳng ngang, vì nó ảnh hưởng rất xấu đến sự ăn khớp của các cặp bánh răng (hình 4.7).

Phương pháp tính độ võng và góc xoay theo sách “ Sức bền vật liệu”. Độ võng cho phép trong mặt phẳng dọc (ZOX) $\leq 0,2$ mm. Góc xoay cho phép của các trục trong mặt phẳng ngang (YOZ) $\leq 0,002$ rad.

Công việc tính toán sẽ được lặp lại cho các tay số, để tìm ra trường hợp yếu nhất, để kiểm tra các trục một cách toàn diện.

d) Tính toán sức bền của trục :

Trục của hộp số tính theo uốn và xoắn, phần có then hoa của trục tính theo dập và cắt.

Khi tính sức bền phải tiến hành cho từng tay số:

Ứng suất uốn σ_u được tính:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{0,1.d^3} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4.31)$$

Ứng suất xoắn τ được tính :

$$\tau = \frac{M_x}{0,2.d^3} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4.32)$$

Nếu trục làm việc đồng thời vừa chịu uốn và xoắn, thì ứng suất tổng hợp được tính theo lý thuyết sức bền vật liệu:

$$\sigma_{th} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M_u}{0,1.d^3}\right)^2 + 4\left(\frac{M_x}{0,2.d^3}\right)^2}$$

Bởi vì:

$$M_{th} = \sqrt{M_u^2 + M_x^2}$$

Nên ta có :

$$\sigma_{th} = \frac{M_{th}}{0,1d^3} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (4.33)$$

Trong đó :

M_{th} – Mômen tổng hợp tác dụng lên trục (MNm)

σ_{th} – Ứng suất tổng hợp mà trục phải chịu (MN/m²)

d – Đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm (m)

Nếu trên trục có then hoa thì lấy đường kính trung bình để tính (d_{tb}):

$$d_{tb} = \frac{d_n + d_t}{2}$$

d_n – Đường kính ngoài của trục then hoa (m)

d_t – Đường kính trong của trục then hoa (m)

Nếu trục chế tạo liền với bánh răng thì trục cũng bằng các loại thép bánh răng. Khi trục chế tạo riêng với bánh răng thì có thể dùng thép 40, 40X và 50. Đôi khi trục còn chế tạo bằng các loại thép sau 18XHBA, 40XHMA, 45, 15XA.

Ứng suất tổng hợp cho phép là $50 \div 70 \text{ MN/m}^2$.

Phần then hoa của trục khi làm việc chịu ứng suất đập và cắt. Qua thực tế sử dụng chưa có trường hợp then hoa bị hỏng do ứng suất cắt. Vì vậy, then hoa thường tính theo ứng suất đập, lúc thật cần thiết mới kiểm tra thêm ứng suất cắt.

Ứng suất đập σ_d của then hoa được xác định :

$$\sigma_d = \frac{Q}{\Sigma F} = \frac{2M_d \cdot i}{0,75 \cdot z \cdot h \cdot l \cdot d_{tb}} \quad (4.34)$$

Trong đó:

Q – Lực vòng tác dụng lên các then hoa

ΣF – Tổng số bề mặt tiếp xúc của then với moay ơ bánh răng

M_d – Mômen xoắn của động cơ

i – Tỷ số truyền từ động cơ đến trục đang tính

z – Số lượng then hoa

h – Chiều cao then hoa

l – Chiều dài tiếp xúc của then với moay ơ bánh răng

0,75 – Hệ số tính đến sự phân bố tải trọng không đều lên các then hoa

d_{tb} – Đường kính trung bình của trục then hoa.

Đối với loại then hoa nối ghép cố định, ứng suất đập cho phép

$$[\sigma_d] = 50 \div 100 \text{ MN/m}^2$$

Đối với loại then hoa nối ghép không cố định thì:

$$[\sigma_d] = 30 \text{ MN/m}^2$$

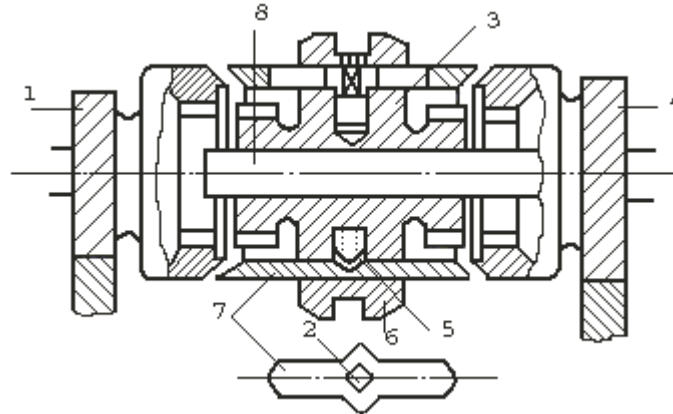
4. Các cơ cấu điều khiển quan trọng của hộp số.

a) Cơ cấu điều khiển gài số (xem lại ở môn “Cấu tạo ô tô”)

b) Bộ đồng tốc:

Khi sang số, cho dù đã tách ly hợp, nhưng do quán tính nên các bánh răng vẫn còn quay với các vận tốc góc khác nhau, nếu gài vào nhau thì sinh lực va đập. Để khắc phục hiện tượng trên và đơn giản hóa các quá trình thao tác của tài xế, người ta dùng bộ đồng tốc.

Xét trường hợp chuyển từ số cao về số thấp để tìm hiểu nguyên lý và phân tích lực (hình 4.8).



Hình 4.8 : 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

b1) 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 thời dừng lại và bắt đầu giai đoạn hai.

b2) 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:

$$\omega_3 = \frac{\omega_m}{i_c}$$

Trong đó:

ω_3 – Vận tốc góc của ống răng.

ω_m – Vận tốc góc của trục.

i_c – Tỷ số truyền số cao.

Trong khi đó bánh răng 4 luôn luôn ăn khớp với bánh răng của trục trung gian và bởi vậy:

$$\omega_4 = \frac{\omega_m}{i_t}$$

ω_4 – Vận tốc góc của bánh răng 4.

i_t – Tỷ số truyền số thấp.

Bởi vì: $i_c < i_t$ nên $\omega_3 > \omega_4$

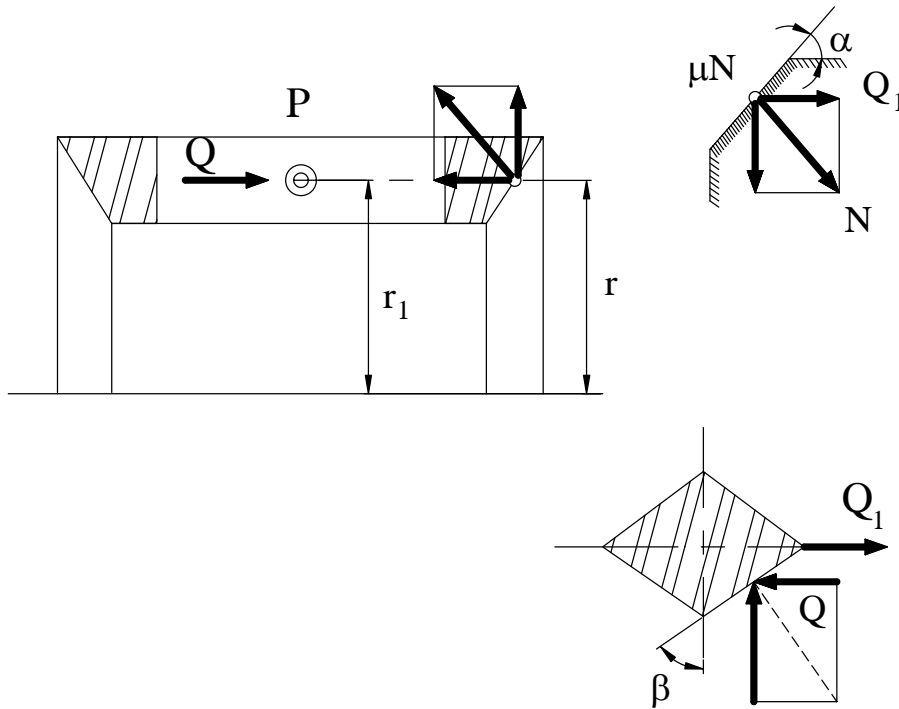
Ống lồng 7 vừa có liên hệ với bánh răng 4 vừa có liên hệ với ống răng 3 nên tốc độ góc của nó là ω_7 nằm trong giới hạn:

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

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 được 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 trạng chịu lực của 3 chi tiết như ở hình 4.9



Hình 4.9 : 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 $\mu.N$, trong đó :

$$N = \frac{Q_1}{\sin \alpha} \quad (4.35)$$

Ở đây :

α - góc nghiêng của mặt côn.

N - phản lực .

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

$$P \cdot r_1 = \mu \cdot N \cdot r \Rightarrow P = \frac{\mu \cdot N \cdot r}{r_1}$$

Trong đó :

μ – Hệ số ma sát

r, r_1 – Bán kính điểm đặt lực .

Thay N bằng biểu thức (4.35) ta có :

$$P = \frac{\mu \cdot Q_1 \cdot r}{r_1 \cdot \sin \alpha} \quad (4.36)$$

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

$$Q = \frac{P}{\operatorname{tg} \beta} \quad (4.37)$$

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

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

Tức là :

$$\operatorname{tg} \beta < \frac{\mu \cdot r}{r_1 \cdot \sin \alpha} \quad (4.38)$$

Biểu thức (4.38) là cơ sở để thiết kế góc β đủ để hãm chốt 2 và giữ không cho ống răng 3 dịch chuyển khi chưa đồng tốc .

b3) 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 μN cũng không còn nữa và do đó lực hãm bằng không. Tay của người lái chỉ tác dụng nhẹ là đủ để thắng định vị lò xo bi 5 và gạt ống răng 3 ăn khớp với vành răng của bánh răng 4 một cách êm dịu vì chúng đã đồng đều vận tốc góc.

Khi thiết kế thường chọn hệ số ma sát $\mu = 0,05 \div 0,1$, góc nghiêng $\alpha = 7^\circ \div 12^\circ$, $Q_1 = (4 \div 9) \cdot (50 \div 100) \text{N}$, tỷ số truyền của cần số : $4 \div 9$, lực tác dụng lên cần số : $50 \div 100 \text{N}$.

CHƯƠNG V

HỘP SỐ TỰ ĐỘNG

I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI.

1. Công dụng.

Hộp số tự động cho phép đơn giản hóa việc điều khiển hộp số. Quá trình chuyển số êm dịu, không cần cắt công suất truyền từ động cơ xuống khi sang số. Hộp số tự động tự chọn tỉ số truyền phù hợp với điều kiện chuyển động, do đó tạo điều kiện sử dụng gần như tối ưu công suất của động cơ.

2. Yêu cầu.

Hộp số tự động phải đảm bảo các yêu cầu sau:

- Thao tác điều khiển hộp số đơn giản, nhẹ nhàng.
- Đảm bảo chất lượng động lực kéo cao.
- Hiệu suất truyền động phải tương đối lớn.
- Độ tin cậy lớn, ít hư hỏng, tuổi thọ cao.
- Kết cấu phải gọn, trọng lượng nhỏ.

3. Phân loại.

Hiện nay, sử dụng trên xe có hai loại hộp số tự động:

- a. Hộp số tự động có cấp.
- b. Hộp số tự động vô cấp.

Hộp số tự động có cấp gồm có ba bộ phận chính:

- Truyền động thủy động (ly hợp thủy lực hoặc biến mômen thủy lực).
- Hộp số hành tinh.
- Hệ thống điều khiển.

Hộp số tự động vô cấp ít được sử dụng hơn do công nghệ chế tạo phức tạp, giá thành cao.

Ví dụ: Hộp số vô cấp tự động FORD CTX gồm có ba bộ phận chính:

- Bộ bánh răng hành tinh để thay đổi chiều quay trục sơ cấp.
- Truyền động vô cấp cơ khí (Truyền động nhờ đai truyền kẹp giữa các bề mặt ma sát hình côn).
- Hệ thống điều khiển.

Cho đến nay, hộp số tự động có cấp được sử dụng rộng rãi hơn nhiều so với hộp số tự động vô cấp. Bởi vậy, trong chương này chúng ta chỉ nghiên cứu về hộp số tự động có cấp. Còn hộp số tự động vô cấp, chúng ta tham khảo thêm ở các chuyên đề.

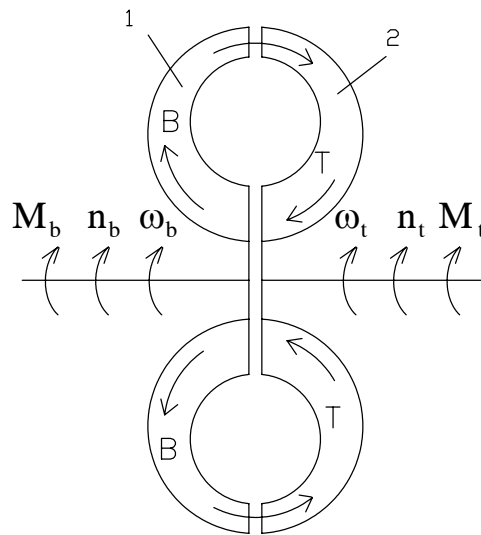
Sau đây, chúng ta sẽ lần lượt nghiên cứu các bộ phận chính của hộp số tự động có cấp.

II. LY HỢP THỦY ĐỘNG.

1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc.

a) Cấu tạo: (Hình 5.1)

Ly hợp thủy động gồm đĩa bơm 1 và đĩa tuốc bin 2. Chúng được đặt vào một vỏ chung có chứa dầu. Đĩa B gắn trên trục chủ động của ly hợp và nối với trục động cơ, đĩa T gắn trên trục bị động của ly hợp. Giữa B và T (cũng như giữa trục chủ động và bị động của ly hợp) không có sự nối cứng nào cả. Công suất truyền từ B sang T nhờ năng lượng của dòng chất lỏng. Trên B và T có gắn các cánh cong, xếp theo chiều hướng kính. Các cánh này hợp với các mặt cong trong và ngoài của đĩa tạo thành các rãnh cong. Chất lỏng được tuần hoàn trong các rãnh theo hướng mũi tên ở hình 5.1.



Hình 5.1

b) Nguyên lý làm việc:

Xét quá trình làm việc khi khởi động xe:

Khi động cơ làm việc, đĩa B sẽ quay và chất lỏng ở hai đĩa bắt đầu chuyển động. Giữa các cánh của B chất lỏng chuyển động từ trong ra ngoài rìa dưới tác dụng của lực ly tâm. Vận tốc của dòng chất lỏng khi chuyển động giữa các cánh của B dần dần tăng lên do năng lượng mà dòng chất lỏng nhận từ động cơ cũng dần dần tăng lên. Khi chuyển động từ các cánh của B sang các cánh của T, chất lỏng bắn vào các cánh của T, tạo thành lực ép lên

các cánh của T. Sau đó chất lỏng đổi hướng chuyển động, vận tốc giảm xuống và chuyển động từ ngoài vào tâm giữa các cánh của T.

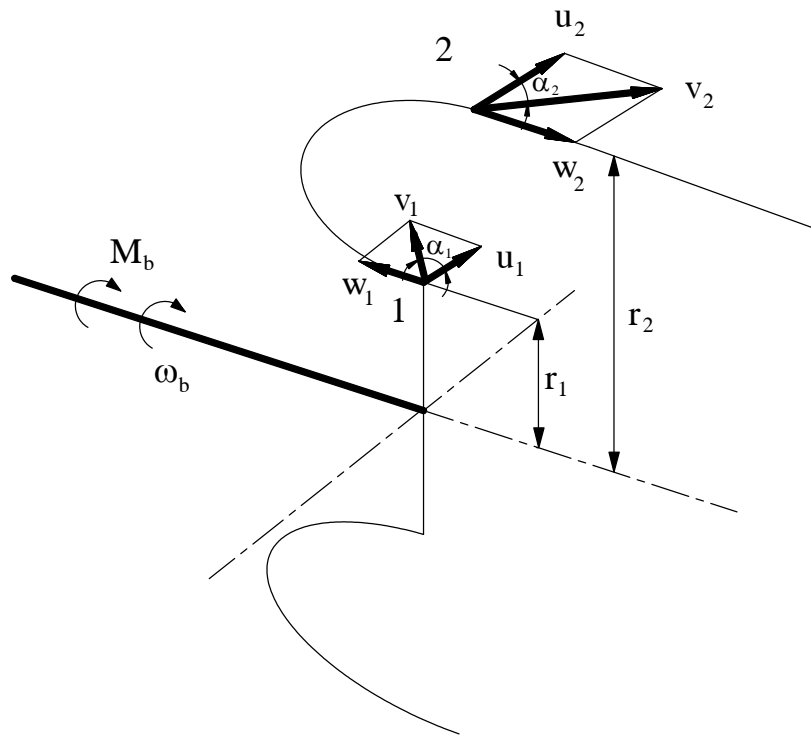
Lực va đập của chất lỏng tạo ra mômen quay bắt đĩa T phải quay cùng chiều với đĩa B. Sau đó chất lỏng lại từ đĩa T trở về đĩa B và chu kỳ chuyển động của chất lỏng lại lặp lại nếu động cơ vẫn làm việc.

Khi tăng số vòng quay của động cơ, lực li tâm của chất lỏng ở đĩa B càng tăng, do đó làm tăng lực ép của chất lỏng lên các cánh của T và làm tăng mômen quay của đĩa T. Khi mômen quay của T bằng hoặc lớn hơn mômen cản chuyển động của đường quy dẫn về trục của đĩa T thì xe bắt đầu chuyển động.

Khi tải trọng lên trục của đĩa T có sự thay đổi, lập tức vận tốc góc của T sẽ thay đổi theo, do đó làm thay đổi sự tuần hoàn chất lỏng và kết quả là mômen của T sẽ thay đổi cân bằng với giá trị của mômen cản chuyển động. Bởi vậy, ly hợp thủy động là loại truyền động tự động điều chỉnh mô men xoắn.

Các ưu điểm và nhược điểm của ly hợp thủy động (Xem lại ở môn "Cấu tạo ô tô").

2. Tính toán ly hợp thủy động.



Hình 5.2 : Quỹ đạo chuyển động

Khi chuyển động giữa các cánh của B và T, các phần tử chất lỏng tham gia đồng thời hai chuyển động : Chuyển động tương đối giữa các phần tử chất lỏng và các cánh của B và T, với vận tốc tương đối là \vec{w} .

Chuyển động theo sự quay của B và T với vận tốc theo là \vec{u} .

Bởi vậy, phần tử chất lỏng sẽ chuyển động theo véc tơ vận tốc tuyệt đối \vec{v} :

$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{u} \quad (5.1)$$

Ở hình 5.2 là quỹ đạo chuyển động của phần tử chất lỏng giữa các cánh của B. Điểm 1 là điểm phần tử chất lỏng đi vào các cánh của B với vận tốc tuyệt đối v_1 , điểm 2 là điểm đi ra khỏi các cánh của B với vận tốc tuyệt đối là v_2 . Vì khe hở giữa B và T vô cùng nhỏ, nên tổn thất năng lượng của dòng chảy khi đi qua khe hở này là không đáng kể.

Bởi vậy, vận tốc khi đi vào và đi ra khỏi B của phần tử chất lỏng bằng vận tốc khi đi ra và đi vào của đĩa T. Cho nên chỉ cần xét các thành phần vận tốc tại điểm 1 và 2:

$$\begin{aligned} u_1 &= \omega_b \cdot r_1 \\ u_2 &= \omega_b \cdot r_2 \end{aligned} \quad (5.2)$$

Mômen quay của đĩa bơm M_b bằng hiệu số của các mômen động lượng trong từng giây của chất lỏng khi đi ra và đi vào đĩa B. Mômen M_b nằm trong mặt phẳng vuông góc với trục ly hợp:

$$M_b = m \cdot (u_2 \cdot r_2 - u_1 \cdot r_1) = \frac{G}{g} \cdot (u_2 \cdot r_2 - u_1 \cdot r_1) \quad (5.3)$$

Từ hình (5.2) ta thấy:

$$\begin{aligned} u_2 &= v_2 \cdot \cos \alpha_2 \\ u_1 &= v_1 \cdot \cos \alpha_1 \end{aligned}$$

Cho nên :

$$M_b = \frac{G}{g} \cdot (r_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2 - r_1 \cdot v_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad (5.4)$$

Ở đây:

m – Khối lượng của chất lỏng chảy qua các cánh của B trong một giây.

Mômen quay của tuốc bin M_t cũng được tính như trên:

$$M_t = \frac{G}{g} \cdot (u_1 \cdot r_1 - u_2 \cdot r_2) = -\frac{G}{g} \cdot (u_2 \cdot r_2 - u_1 \cdot r_1) = -M_b \quad (5.5)$$

Nếu chỉ quan tâm đến giá trị tuyệt đối thì:

$$|M_t| = M_b \quad (5.6)$$

Khi chất lỏng chuyển động giữa các cánh của ly hợp thì một phần công suất sẽ mất mát do ma sát trong dòng chảy, ma sát giữa chất lỏng và các cánh và do va đập khi chuyển từ B sang T và từ T sang B ... Bởi vậy:

$$N_b = N_t + N_r \quad (5.7)$$

Trong đó:

N_b – Công suất của B.

N_t – Công suất của T.

N_r – Công suất mất mát do ma sát.

Hiệu suất của ly hợp:

$$\eta = \frac{N_t}{N_b} = \frac{M_t \cdot \omega_t}{M_b \cdot \omega_b} = \frac{M_t}{M_b} \cdot \frac{n_t}{n_b} \quad (5.8)$$

Ở đây:

n_b, n_t – Số vòng quay của đĩa B và đĩa T.

Vì $M_t = M_b$ nên :

$$\eta = \frac{n_t}{n_b} = 1 - \frac{n_b - n_t}{n_b} = 1 - S \quad (5.9)$$

Giá trị $S = \frac{n_b - n_t}{n_b}$ gọi là độ trượt của đĩa T so với đĩa B.

Trong thời gian lấy đà, số vòng quay n_t của đĩa T tăng lên và tiến dần đến số vòng quay n_b của đĩa B, do đó S càng giảm. Ở số vòng quay lớn $S = 2\% \div 3\%$, cho nên hiệu suất của ly hợp đạt tới 98 %.

Kích thước của ly hợp thủy động được tính toán trên cơ sở xác định đường kính lớn nhất D.

Trên cơ sở của lý thuyết các máy có cánh, ta có mối liên hệ giữa mômen quay được truyền bởi ly hợp với các thông số của ly hợp.

(Xem lại môn "Thủy lực và máy thủy lực")

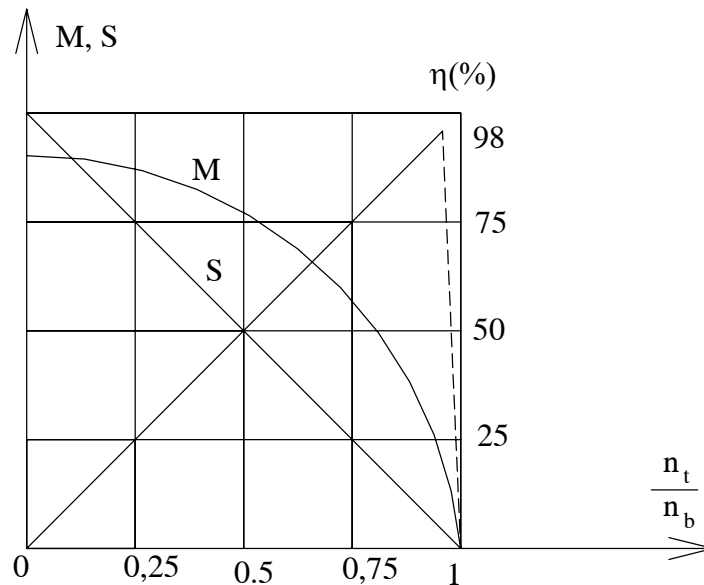
3. Đường đặc tính của ly hợp thủy động.

Đồ thị biểu diễn sự phụ thuộc của mômen quay M, hiệu suất η và độ trượt S theo tỉ số $\frac{n_t}{n_b}$ (với $n_b = \text{const}$) gọi là đường đặc tính ngoài của ly hợp thủy động.

Đường đặc tính η theo $\frac{n_t}{n_b}$ là đường thẳng nghiêng với trục hoành một góc là 45° do

$$\text{hiệu suất } \eta = \frac{n_t}{n_b}.$$

Khi hiệu suất đạt tới $\eta_{\max} = 98\%$ thì nó giảm đột ngột theo đường nét đứt và ở giá trị số $\frac{n_t}{n_b} = 1$ thì $\eta = 0$. Do đó hiệu suất không thể bằng 1.



Hình 5.3 : Đường đặc tính ngoài của ly hợp với $n_b = \text{const}$

Sở dĩ có hiện tượng này là do khi n_t tăng đến giá trị gần bằng n_b thì mômen quay của ly hợp sẽ giảm nhiều đến mức nó chỉ đủ để thắng ma sát cơ học ở ly hợp, do đó mômen có ích ở trục bị động của ly hợp sẽ bằng không và $\eta = 0$.

Đường đặc tính độ trượt S cũng là đường thẳng và được xây dựng theo công thức:

$$S = 1 - \eta = 1 - \frac{n_t}{n_b} \quad (5.10)$$

Đường đặc tính mômen quay M theo $\frac{n_t}{n_b}$ được xây dựng từ thực nghiệm.

Từ đồ thị ta thấy:

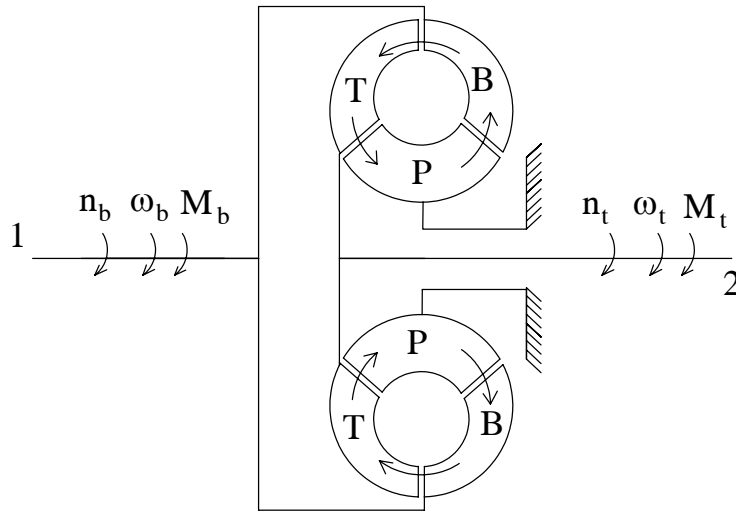
Khi n_t giảm (và S tăng) thì M tăng. Khi $n_t = 0$ (tức là $S = 1$) thì mômen quay truyền bởi ly hợp đạt giá trị cực đại.

Mômen quay truyền bởi ly hợp khi $n_t = 0$ gọi là mômen quay khởi động.

III. BIẾN MÔMEN THỦY LỰC.

1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc.

Biến mômen thủy lực có ba bộ phận chính: (Hình 5.4)



Hình 5.4 : Các bộ phận chính của biến mômen thủy lực

Đĩa bơm (B) được nối với trục 1 là trục chủ động. Trục này nối trực tiếp với trục khuỷu động cơ.

Đĩa tuốc bin (T) được nối với trục 2 là trục bị động của biến mômen thủy lực.

Đĩa phản xạ (P) còn được gọi là bộ phận dẫn hướng. Đĩa P đóng vai trò trong việc làm tăng mômen xoắn.

Ở trên hình 5.4 là trường hợp đĩa P nối cứng với vỏ của biến mômen.

Tất cả được đặt trong vỏ cố định, bên trong được nạp đầy chất lỏng.

Giữa B, T và P là các khe hở vô cùng nhỏ. Trên các đĩa B, T và P có gắn các cánh được uốn cong, tạo thành các rãnh, mà trong chúng dòng chất lỏng sẽ chuyển động tuần hoàn.

Biến mômen thủy lực có hai chức năng: tăng mômen xoắn của động cơ và tự động điều chỉnh mômen xoắn.

Khi động cơ làm việc, đĩa B quay. Chất lỏng ở giữa các cánh của B nhận được năng lượng sẽ chuyển động từ tâm đến rìa đĩa B, vận tốc càng ra xa tâm càng tăng. Khi rời B, dòng chất lỏng với vận tốc lớn va đập vào các cánh của T. Các lực va đập này tạo thành mômen xoắn tác dụng lên đĩa T, tức là mômen M_t .

Để mômen xoắn M_t lớn hơn mômen M_b của đĩa B, thì phải tăng vận tốc của dòng chất lỏng khi ra khỏi đĩa B và phải hướng được các dòng chảy vào các cánh của T với góc độ thích hợp để tạo thành các lực ép lớn.

Đĩa phản xạ P (hay bộ phận dẫn hướng) đảm nhận nhiệm vụ quan trọng này:

Khi dòng chất lỏng đi qua đĩa P, thì nó nhận mômen xoắn và truyền đến vỏ cố định (điểm tựa). Nếu đĩa P quay tự do thì mômen xoắn cũng không tăng lên được. Như vậy điều quan trọng là đĩa phản xạ phải cố định. Vận tốc dòng chất lỏng qua đĩa P sẽ tăng dần nhờ các cánh đĩa P làm hẹp dòng chảy. Hướng của dòng chất lỏng cũng được thay đổi tốt hơn nhờ cánh của đĩa P được uốn cong với góc độ yêu cầu.

Bởi vậy, sau khi đi qua P dòng chất lỏng đi vào đĩa T sẽ có vận tốc lớn hơn (nên động năng tăng lên) và đi vào với góc độ thích hợp hơn. Nhờ vậy lực ép lên đĩa T sẽ tăng và kết quả là làm tăng mômen xoắn của đĩa T so với mômen xoắn của đĩa B.

Khi chuyển động qua P, động năng của dòng chảy tăng và áp năng của dòng chảy giảm nên tổng năng lượng của dòng chảy vẫn không đổi và bằng tổng năng lượng của dòng chảy chuyển động ở đĩa bơm.

Khả năng thứ hai của biến mômen thủy lực là tự động điều chỉnh liên tục mômen xoắn và số vòng quay của đĩa T theo giá trị mômen cản ở bên ngoài tác dụng lên trục đĩa T:

Ở chế độ làm việc ổn định: mômen xoắn M_t và mômen cản tác dụng lên trục đĩa T luôn bằng nhau về trị số. Khi mômen cản tăng lên lớn hơn M_t thì đĩa T quay chậm lại (mà công suất trên trục $N = M \cdot \omega$, do đó khi N không đổi thì ω giảm dẫn đến M tăng). Mômen xoắn của T sẽ tăng cho đến khi bằng mômen cản, lúc đó ω sẽ không giảm nữa.

Nếu mômen cản giảm xuống (tải trọng bên ngoài giảm), quá trình sẽ biến đổi ngược lại.

2. Tính toán bộ biến mômen thủy lực.

Khi các phần tử chất lỏng chuyển động qua các cánh của B, T và P vận tốc tuyệt đối \vec{v} bao gồm vận tốc tương đối \vec{w} và vận tốc theo \vec{u} :

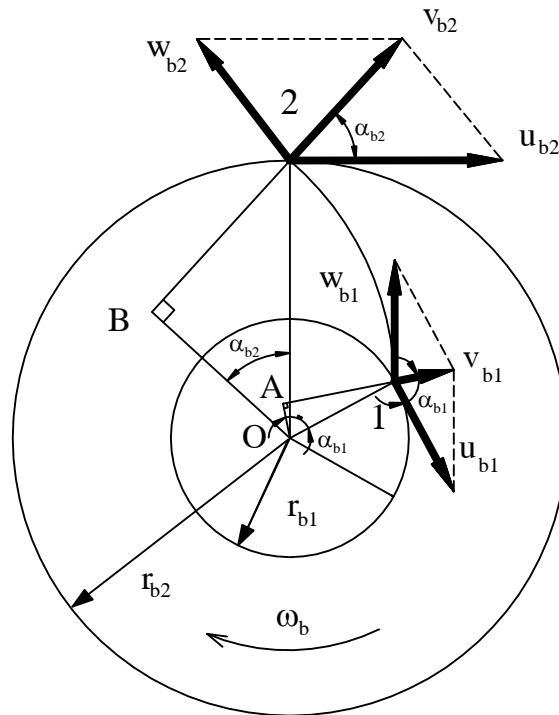
$$\vec{v} = \vec{w} + \vec{u}$$

Khi đi vào đĩa B, dòng chất lỏng có các vận tốc v_{b1}, w_{b1}, u_{b1} (ở hình 5.5). Khi ra khỏi đĩa B các vận tốc của dòng chất lỏng là v_{b2}, w_{b2}, u_{b2} .

Chúng ta kí hiệu $m = \frac{G}{g}$ là khối lượng của chất lỏng đi qua các cánh đĩa B trong một giây, thì mômen xoắn của trục đĩa B sẽ là: (Theo môn "Máy thủy lực")

$$\begin{aligned} M_b &= \frac{G}{g} \cdot (v_{b2} \cdot r_{b2} \cdot \cos \alpha_{b2} - v_{b1} \cdot r_{b1} \cdot \cos \alpha_{b1}) \\ &= \frac{G}{g} \cdot (v_{b2} \cdot OB - v_{b1} \cdot OA) \end{aligned} \quad (5.11)$$

Các giá trị OA , OB , r_{b1} , r_{b2} , α_{b1} , α_{b2} được biểu thị trên hình (5.5).



Hình 5.5 : Sơ đồ vận tốc của chất lỏng khi chuyển động theo cánh của bơm (B)

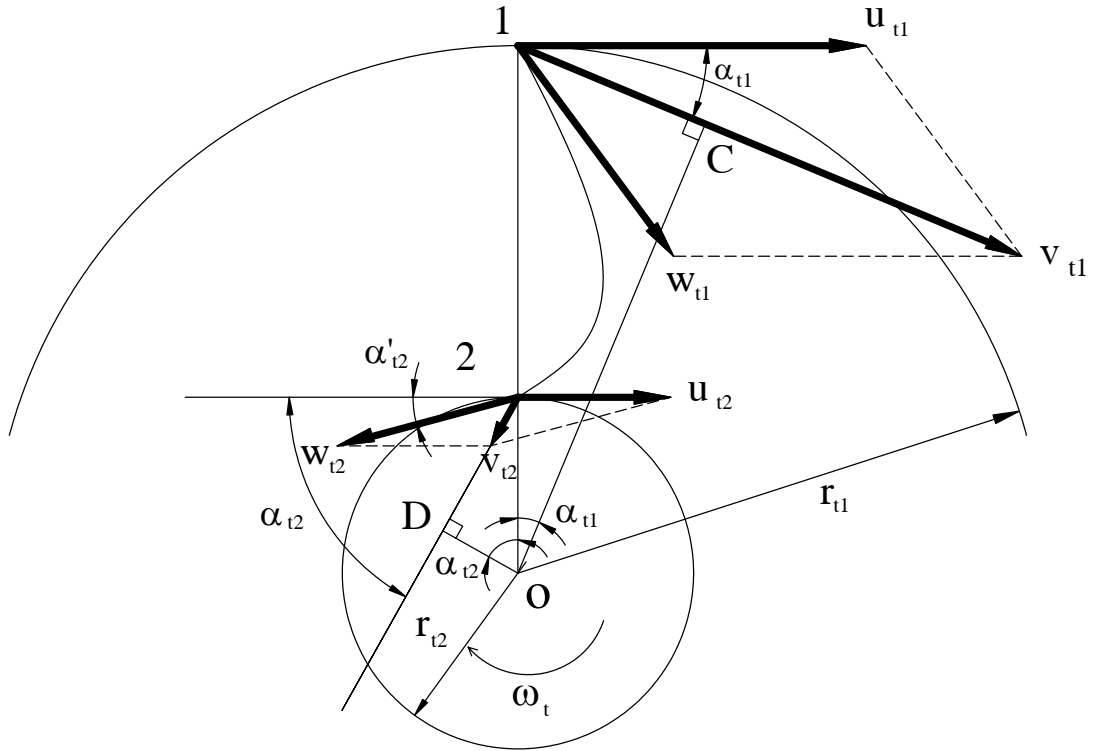
Dòng chất lỏng sau khi đi ra khỏi B tại điểm 2 lập tức đi vào T tại điểm 1. Vì khe hở giữa B và T vô cùng nhỏ nên mômen động lượng của dòng chất lỏng ra khỏi B bằng mômen động lượng của dòng chất lỏng đi vào T:

$$\frac{G}{g} \cdot v_{b2} \cdot OB = \frac{G}{g} \cdot v_{t1} \cdot OC \quad (5.12)$$

Vì vận tốc v_{t2} ngược chiều quay của T, nên v_{t2} có hướng âm. Bởi vậy, mômen trên trục T sẽ là:

$$\begin{aligned} M_t &= \frac{G}{g} (-v_{t2} \cdot OD - v_{t1} \cdot OC) \\ &= -\frac{G}{g} (v_{t2} \cdot OD + v_{b2} \cdot OB) \end{aligned} \quad (5.13)$$

Các giá trị OC , OD , r_{t1} , r_{t2} , α_{t1} , α_{t2} biểu thị trên hình 5.6.



Hình 5.6 : Sơ đồ vận tốc của chất lỏng khi chuyển động theo cánh của tuốc bin (T)

Do mômen động lượng của dòng chất lỏng ra khỏi T bằng mômen động lượng đi vào P và mô men động lượng ra khỏi P bằng mômen động lượng đi vào B, nên mômen của đĩa P là:

$$\begin{aligned} M_p &= \frac{G}{g} [v_{b1} \cdot OA - (-v_{t2} \cdot OD)] \\ &= \frac{G}{g} (v_{b1} \cdot OA + v_{t2} \cdot OD) \end{aligned} \quad (5.14)$$

Từ các biểu thức (5.11); (5.13); (5.14) suy ra:

$$-M_t = M_b + M_p \quad (5.15)$$

Dấu trừ ở giá trị M_t thể hiện tuốcbin nhận mômen của dòng chất lỏng.

Biểu thức (5.15) chứng tỏ mômen xoắn của tuốcbin tăng lên được là nhờ có đĩa phản xạ.

Để đặc trưng cho khả năng tăng mômen xoắn của biến mômen thủy lực, người ta đưa ra hệ số biến mômen K :

$$K = \frac{M_t}{M_b} \quad (5.16)$$

Khả năng tăng mômen xoắn lớn nhất là ở giá trị $K = K_0$ khi đĩa tuốcbin đứng yên: $n_t = 0$.

Hiệu suất của biến mômen thủy lực được tính:

$$\eta_b = \frac{M_t \cdot \omega_t}{M_b \cdot \omega_b} = K \frac{n_t}{n_b} = K \cdot i_{tb} = K(1-S) \quad (5.17)$$

Trong đó:

i_{tb} – tỷ số vòng quay của T so với B.

$$S = 1 - \frac{n_t}{n_b} \quad (5.18) \quad \text{– độ trượt của đĩa T so với đĩa B.}$$

3. Đường đặc tính và những thông số cơ bản của biến mômen thủy lực.

a) Đường đặc tính của biến mômen thủy lực:

So với ly hợp thủy lực, đường đặc tính của biến mômen thủy lực có sự khác biệt. Bởi vì, ở biến mômen thủy lực chất lỏng được nạp đầy và có một áp suất dư nhất định, do biến mômen thủy lực chỉ làm việc ổn định trong điều kiện chất lỏng không có bọt khí.

Đường đặc tính của biến mômen thủy lực có đĩa phản xạ cố định được xác định bằng thực nghiệm (hình 5.7).

Từ đường đặc tính cho thấy, khi n_t tăng dần đến gần giá trị n_b thì M_t và K giảm xuống.

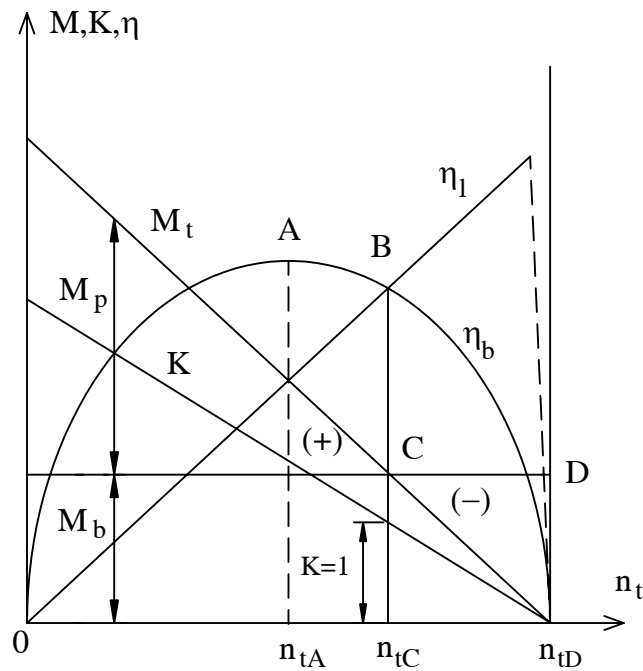
Ở bên trái điểm C giá trị $M_p > 0$ nên $M_t = M_b + M_p$ bởi vậy $M_t > M_b$ và $K > 1$.

Tại điểm C giá trị $M_p = 0$ nên $M_t = M_b$ và $K = 1$.

Ở bên phải điểm C (ứng với $n_t > n_{tc}$) đĩa phản xạ P trở thành bộ phận hãm. Nguyên nhân là từ số vòng quay $n_t > n_{tc}$ các phần tử chất lỏng bị đổi hướng và đập vào sau lưng các cánh của đĩa P, nên lúc này mômen M_p đổi chiều và có giá trị âm (xem hình 5.8), $M_p < 0$ nên $M_t = M_b - M_p$ và $K < 1$.

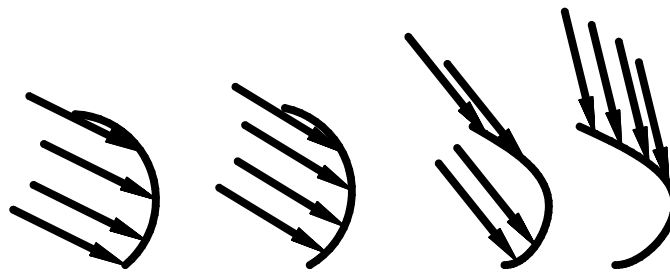
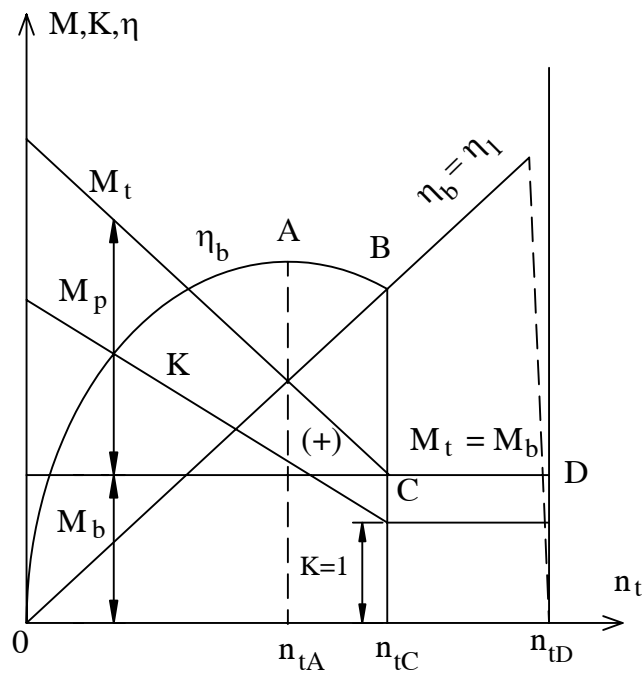
Hiệu suất của biến mômen thủy lực η_b biến thiên theo đường cong bậc hai và $\eta_b = \eta_{bmax}$ tại điểm A ứng với số vòng quay $n_t = n_{tA}$. Để tiện so sánh, trên đường đặc tính có vẽ thêm đường hiệu suất của ly hợp thủy lực η_l . Với $0 \leq n_t \leq n_{tc}$ thì $\eta_b > \eta_l$ và $k > 1$.

Ứng với $n_{tc} < n_t \leq n_{tD}$ do sự mất mát trong đĩa P nên η_b giảm nhanh và kết quả là $\eta_b < \eta_l$. Từ hình 5.7 chúng ta thấy: khi đĩa P cố định thì từ số vòng quay $n_t > n_{tc}$ trở đi $M_t < M_b$.



Hình 5.7 : Đường đặc tính ngoài của biến mômen thủy lực có đĩa phản xạ cố định (khi $n_b = \text{const}$)

Đây là nhược điểm lớn cần khắc phục. Bởi vậy khi đặt đĩa P trên khớp quay một chiều thì sẽ khắc phục được nhược điểm trên (hình 5.8). Bên dưới hình 5.8 biểu diễn phương, chiều của các phần tử chất lỏng đập vào các cánh của đĩa P ở các thời điểm n_t khác nhau. Với số vòng quay $n_t > n_{tc}$ trở đi các phần tử chất lỏng đập vào sau lưng các cánh của P. Nếu lúc này đĩa P quay tự do thì nó không còn là bộ phận hãm nữa. Lúc này biến mômen thủy lực làm việc theo nguyên lý của ly hợp thủy lực.



Cánh của đĩa P

Hình 5.8 : Đường đặc tính ngoài của biến mômen thủy lực có đĩa phản xạ đặt trên khớp quay 1 chiều (khi $\eta_b = \text{const}$)

b) Những thông số cơ bản của biến mômen thủy lực:

Các thông số cơ bản của biến mômen thủy lực bao gồm biến mômen K (khi $n_t = 0$), hệ số độ nhạy φ và đường kính mặt bên D.

Hệ số biến mômen $K_0 = \frac{M_t}{M_b}$ khi $n_t = 0$ là giá trị lớn nhất của K. Để tăng K_0 chúng ta

phải tăng M_t .

Hệ số độ nhạy φ biểu thị sự thay đổi mômen xoắn trên trục chủ động của biến mômen thủy lực phụ thuộc vào n_t

$$\varphi = \frac{M_b(\text{khi } i_{tb} = 0)}{M_b(\text{khi } K = 1)}$$

Hệ số độ nhạy φ có thể là: $\varphi > 1$; $\varphi = 1$ hoặc $\varphi < 1$.

Dựa vào giá trị của φ người ta phân ra các loại biến mômen thủy lực như sau:

Biến mômen thủy lực không nhạy: $\varphi = 1$.

Biến mômen thủy lực có độ nhạy thuận: $\varphi > 1$.

Biến mômen thủy lực có độ nhạy nghịch: $\varphi < 1$.

Trong môn học "Thủy lực và máy thủy lực", chúng ta đã chứng minh được mối quan hệ giữa mômen quay truyền qua máy thủy lực có cánh với các thông số của đĩa máy như sau:

$$M_b = \lambda_b \cdot \gamma \cdot n_b^2 \cdot D^5 \quad (5.20)$$

$$M_t = \lambda_t \cdot \gamma \cdot n_b^2 \cdot D^5 \quad (5.21)$$

Trong đó:

γ - Trọng lượng riêng của chất lỏng [N/m^3].

n_b - Số vòng quay của đĩa bơm [vg/ph].

D - Đường kính lớn nhất trên đĩa bơm [m].

λ_b, λ_t - Các hàm số phức tạp của i_{tb} , được gọi là hệ số mô men xoắn và phụ thuộc vào kết cấu của đĩa. Thông thường λ_b, λ_t thay đổi theo độ trượt và có thứ nguyên $\left[\frac{1}{(vg/ph)^2 m} \right]$

Từ (5.20) chúng ta suy ra đường kính cần thiết để của biến mômen thủy lực sẽ là:

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_b}{\lambda_b \cdot \gamma \cdot n_b^2}} \quad (5.22)$$

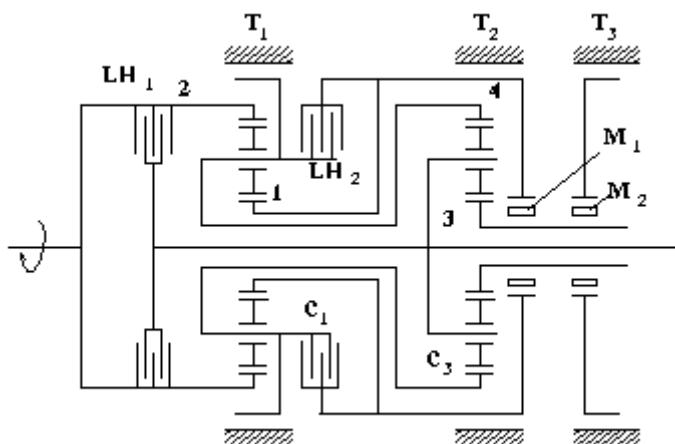
IV. HỘP SỐ HÀNH TINH.

Hộp số hành tinh dùng ở hộp số tự động có cấp và hộp số nửa tự động. Nó có những ưu điểm chính sau đây so với hộp số thường:

- Làm việc không ồn, không cần bộ đồng tốc.
- Việc gài số thực hiện nhờ ly hợp và phanh, nên tạo điều kiện thuận lợi cho việc tự động quá trình gài số.
- Kết cấu gọn gàng nhờ ăn khớp bên trong.
- Khi có cùng kích thước đường kính bánh răng, hộp số hành tinh sẽ có tỉ số truyền lớn hơn.
- Có thể sang số mà không cần cắt công suất truyền từ động cơ xuống, do đó thời gian và hành trình gia tốc ngắn hơn.
- Có hiệu suất cao hơn hộp số thường.

Khuyết điểm của hộp số hành tinh là kết cấu phức tạp, chế tạo khó, giá thành cao.

Trên ô tô thường sử dụng hộp số hành tinh hai hoặc ba cấp.



Hình 5.9 : Hộp số hành tinh

Trên hình 5.9 là hộp số hành tinh phức tạp gồm có hai cụm bánh răng hành tinh đơn giản. Cơ cấu điều khiển để gài số bao gồm hai ly hợp ma sát LH₁, LH₂, ba phanh dải T₁, T₂, T₃, các khớp nối một chiều M₁, M₂.

Hộp số này gồm ba số:

Phanh T₂ lắp trực tiếp lên trục của bánh răng trung tâm 1 của dây bên trái, còn phanh T₃ qua khớp nối một chiều M₂ liên kết với trục của bánh răng trung tâm 3.

Số 1 được gài bằng cách hãm hai phanh T₂, T₃ để gài cứng khớp M₂ và bánh răng 3. Công suất được truyền thứ tự qua hai dây hành tinh, nên hiệu suất cao (0,97).

Số 2 được gài bằng cách đóng ly hợp LH₂ rồi nhả phanh T₁, còn T₂ vẫn bị hãm. Khớp một chiều M₁ được lắp sao cho không cản trở sự quay của trục bánh răng 1. Do đóng ly hợp LH₂ nên các bánh răng dây trái bị gài cứng, chỉ có dây phải hoạt động, hiệu suất đạt tới 0,985.

Số 3 (truyền thẳng) được gài bằng cách đóng ly hợp LH₁.

Số lùi được gài bằng cách hãm phanh T₁, bánh răng bao 4 ăn khớp trong bị giữ lại, dây trái làm việc như một bộ truyền hành tinh đơn giản. Công suất truyền từ bánh răng 1 qua khớp nối M₁ đến bánh răng trung tâm dây phải và dẫn ra ngoài. Hiệu suất truyền lực của số lùi khá thấp.

Trong thực tế có nhiều sơ đồ hộp số hành tinh khác nhau. Hộp số hành tinh đơn giản chỉ có một dây bánh răng hành tinh. Hộp số hành tinh phức tạp (nhiều cấp) có từ hai dây bánh răng hành tinh trở lên.

1. Phương pháp chọn số răng cho hộp số hành tinh.

Số răng hộp số hành tinh được chọn theo công thức sau:

$$z_1 : z_h : z_2 : \frac{z_1 + z_2}{x} = z_1 : \frac{z_1}{z_2}(K - 1) : z_1 K : \frac{z_1}{x}(K + 1) \quad (5.23)$$

Trong đó:

z_1, z_2 - Số răng của bánh răng trung tâm và bánh răng bao.

z_h - Số răng của bánh răng hành tinh.

x - Số lượng bánh răng hành tinh.

$$K = \frac{z_2}{z_1} \text{ - Thông số của cơ cấu (tỉ số truyền bên trong).}$$

Bằng cách chọn trước số lượng răng của bánh răng nhỏ nhất theo kích thước để tránh hiện tượng cắt chân răng và theo khả năng bố trí trên trục cũng như bằng cách chọn trước số lượng bánh răng hành tinh và thông số K , chúng ta xác định được số lượng răng của bánh răng còn lại.

Số răng vừa tính được ở phần trên cần quy tròn thành số nguyên và kiểm tra để đảm bảo điều kiện đồng trục, điều kiện lắp ghép và điều kiện kề.

Điều kiện đồng trục được thể hiện theo công thức:

$$z_2 - z_1 = 2 z_h \quad (5.24)$$

Để đảm bảo đầu răng của bánh răng hành tinh trùng với chân răng của bánh răng trung tâm và bánh răng bao, chúng ta phải tuân theo điều kiện lắp ghép sau:

$$z_1 + z_2 = nx \quad (5.25)$$

Ở đây: n - số nguyên bất kỳ.

Điều kiện kề đảm bảo có khe hở giữa các răng của các bánh răng lân cận. Muốn vậy phải thỏa mãn bất phương trình sau:

$$z_1 \sin \frac{\pi}{x} - z_h (1 - \sin \frac{\pi}{x}) > 0 \quad (5.26)$$

Nếu số răng nhận được không thỏa mãn điều kiện đồng trục thì phải dùng phương pháp dịch chỉnh.

2. Phương pháp xác định tỉ số truyền.

Trước hết chúng ta xác định tỉ số truyền của hộp số hành tinh đơn giản (cơ cấu hành tinh một dây).

Các phần tử của cơ cấu hành tinh bao gồm:

Bánh răng trung tâm có vận tốc góc ω_1 và số răng z_1 .

Bánh răng bao có vận tốc góc ω_2 và số răng z_2 .

Bánh răng hành tinh có vận tốc góc ω_h và số răng z_h .

Lồng răng (cần dẫn) có vận tốc góc ω_c .

Khi một phần tử nào đó của cơ cấu hành tinh được nối với trục sơ cấp của hộp số thì vận tốc góc của phần tử đó bằng vận tốc góc đầu vào ω_v .

Khi một phần tử nào đó của cơ cấu hành tinh được nối với trục thứ cấp của hộp số thì vận tốc góc của phần tử đó bằng vận tốc góc đầu ra ω_R .

Tỉ số truyền của hộp số ở một tay số thứ i nào đó được xác định bởi tỉ số:

$$i_{hi} = \frac{\omega_v}{\omega_R} \quad (5.27)$$

Để xác định được tỉ số trên, chúng ta phải dựa vào công thức Willys:

$$\frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_2 - \omega_c} = -\frac{Z_2}{Z_1} \quad (5.28)$$

Hoặc nhờ phương trình động học của cơ cấu hành tinh một dãy:

$$\omega_1 Z_1 + \omega_2 Z_2 = \omega_c (Z_1 + Z_2) \quad (5.29)$$

Thông thường chỉ với phương trình động học thì chưa đủ để tìm được i_{hi} . Chúng ta phải kết hợp với các phương trình biểu diễn mối liên kết giữa các phần tử của cơ cấu hành tinh với các phần tử của cơ cấu điều khiển (các ly hợp ma sát hoặc các phanh dải).

Các phương trình trên lập thành một hệ phương trình. Giải hệ phương trình đó, chúng ta sẽ xác định được tỉ số truyền.

Nguyên tắc chung để viết các phương trình liên kết:

- Khi hai phần tử được nối với nhau thì vận tốc góc của chúng phải bằng nhau.
- Khi một phần tử bị hãm lại thì vận tốc góc của nó bằng không.

Đối với hộp số hành tinh phức tạp chứa n - cơ cấu hành tinh một dãy ($n \geq 2$) thì chúng ta sẽ lập được n - phương trình động học cho từng cơ cấu hành tinh một dãy. Ngoài ra kết hợp với các phương trình biểu diễn sự liên kết giữa các phần tử của các cơ cấu hành tinh với nhau và giữa các phần tử của cơ cấu hành tinh với các phần tử điều khiển. Từ đó, chúng ta sẽ nhận được một hệ trình. Giải hệ phương trình đó, ta nhận được tỉ số truyền hộp số hành tinh phức tạp ở một tay số nhất định.

Ở các tay số khác nhau, chúng ta sẽ lập được các hệ phương trình khác nhau.

Tỉ số truyền của hộp số hành tinh phức tạp ở tay số thứ i nào đó vẫn được xác định theo công thức (5.27).

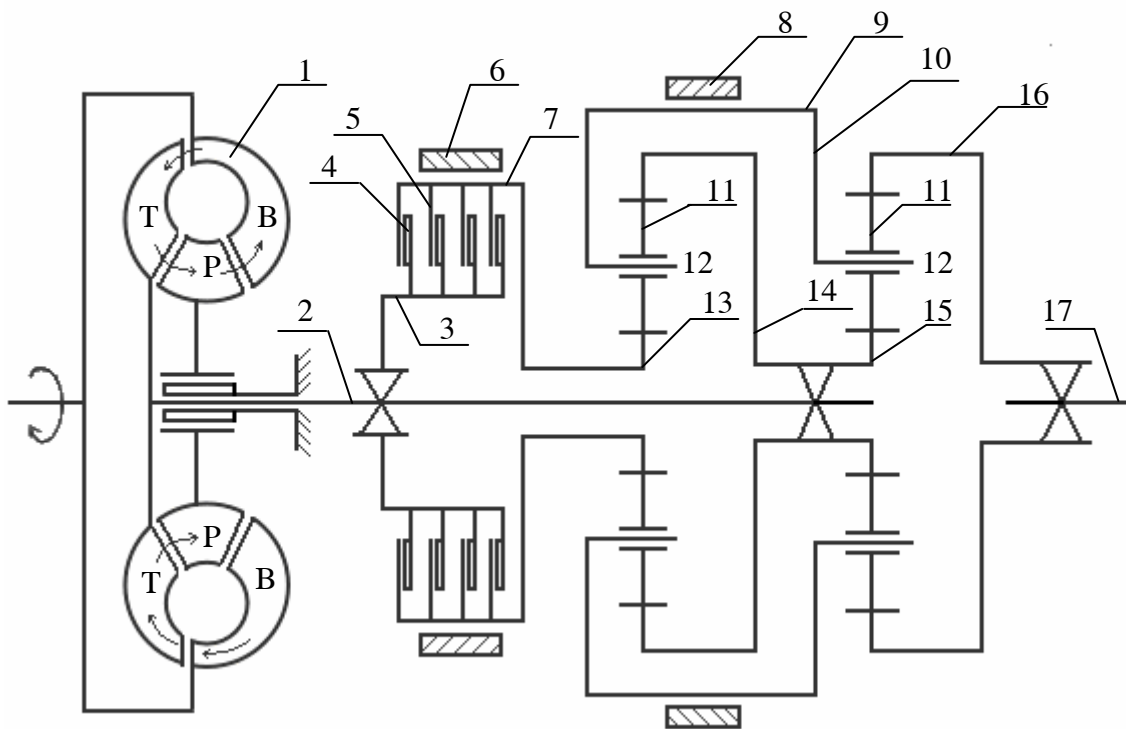
Khi đi tìm tỉ số truyền của hộp số hành tinh chúng ta phải biết trước số răng của các bánh răng trung tâm và bánh răng bao.

Hộp số hành tinh đơn giản được gọi là hộp số hành tinh một cấp.

Hộp số hành tinh phức tạp có n - cơ cấu hành tinh một dãy được gọi là hộp số hành tinh nhiều cấp.

Ở hình 5.10 là cấu tạo những bộ phận chính của một hộp số tự động có cấp.

Phần “Hệ thống điều khiển hộp số tự động” đã được trình bày ở giáo trình “Cấu tạo ô tô” nên ở đây chúng tôi không trình bày nữa.



- | | |
|----------------------------|---------------------------------|
| 1.Cánh bơm . | 9.Tang trống bị động . |
| 2.Trục sơ cấp hộp số . | 10.Lồng răng . |
| 3.Tang trống chủ động . | 11.Bánh răng vệ tinh . |
| 4.Đĩa chủ động bằng thép . | 12.Trục của bánh răng vệ tinh . |
| 5.Đĩa bị động . | 13. Bánh răng trung tâm . |
| 6.Phanh dải trước . | 14;16. Vòng răng . |
| 7.Tang trống bị động . | 15.Bánh răng trung tâm . |
| 8.Phanh dải sau . | 17.Trục thứ cấp của hộp số . |

Hình 5.10 : Các bộ phận chính của hộp số tự động có cấp

CHƯƠNG VI

TRUYỀN ĐỘNG CÁC ĐĂNG

I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:

1. Công dụng:

Truyền động các đăng dùng để truyền mômen xoắn giữa các trục không thẳng hàng. Các trục này lệch nhau một góc $\alpha > 0^\circ$ và giá trị của α thường thay đổi.

2. Yêu cầu:

- a. Với bất kỳ số vòng quay nào của trục các đăng không được phép có các va đập và dao động, không phát sinh ra tải trọng động quá lớn do mômen quán tính gây nên.
- b. Các trục các đăng phải quay đều và không xuất hiện tải trọng động.
- c. Ngay cả khi góc lệch α lớn thì hiệu suất truyền động vẫn phải bảo đảm lớn.

3. Phân loại:

a. Theo công dụng, truyền động các đăng chia ra 4 loại:

- Loại truyền mômen xoắn từ hộp số hoặc hộp phân phối đến các cầu chủ động (góc α từ $15^\circ \div 20^\circ$).
- Loại truyền mômen xoắn đến các bánh xe chủ động ở cầu dẫn hướng (α_{\max} từ $30^\circ \div 40^\circ$) hoặc ở hệ thống treo độc lập ($\alpha_{\max} = 20^\circ$).
- Loại truyền mômen xoắn đến các bộ phận đặt trên khung (α_{\max} từ $3^\circ \div 5^\circ$).
- Loại truyền mômen xoắn đến các cụm phụ (α_{\max} từ $15^\circ \div 20^\circ$).

b. Theo số khớp các đăng chia 3 loại:

- Loại đơn (có 1 khớp nối các đăng).
- Loại kép (có 2 khớp nối các đăng).
- Loại nhiều khớp các đăng.

c. Theo tính chất động học của các đăng chia ra:

- Loại các đăng khác tốc
- Loại các đăng đồng tốc.

d. Theo kết cấu các đăng chia ra:

- Loại khác tốc gồm loại cứng và loại mềm.
- Loại đồng tốc gồm có: đồng tốc kép, đồng tốc cam, đồng tốc bi với các rãnh phân chia, đồng tốc bi với đòn phân chia.

II. ĐỘNG HỌC CỦA CƠ CẤU CÁC ĐĂNG:

1. Cơ cấu các đăng đơn:

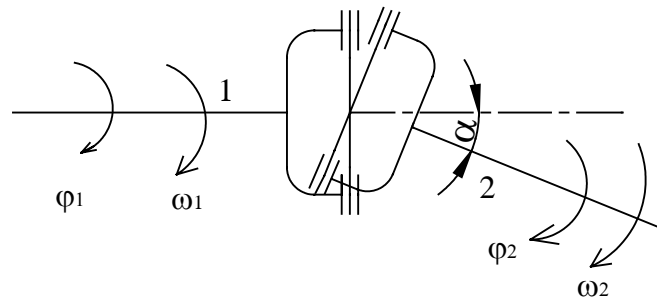
Khi cần truyền chuyển động từ trục 1 (chủ động) sang trục 2 (bị động) với góc lệch giữa hai trục là $\alpha > 0$, bắt buộc phải sử dụng cơ cấu các đăng.

Trên hình 6.1 là cơ cấu các đăng đơn khác tốc. Khi các trục quay thì chốt chữ thập sẽ quay lúc lắc trong giới hạn góc α . Bởi vậy sẽ sinh ra sự quay không đều của trục 2 khi trục 1 quay đều. Ở giáo trình nguyên lý máy đã chứng minh mối quan hệ giữa φ_1 và φ_2 :

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \alpha \quad (6.1)$$

Trong đó: φ_1 và φ_2 là các góc quay của trục chủ động 1 và trục bị động 2.

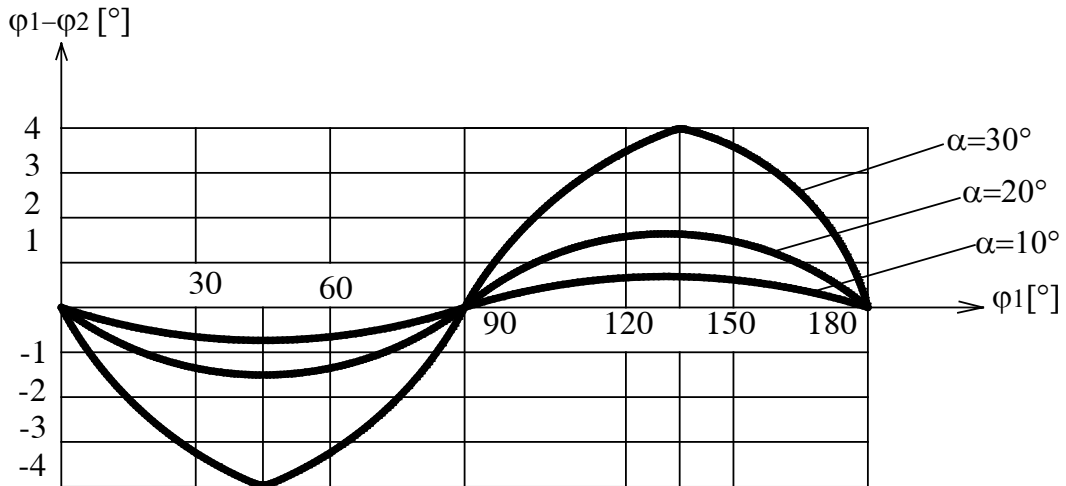
Theo (6.1), nếu biết giá trị góc α thì ứng với một giá trị φ_1 ta có một giá trị φ_2 tương ứng.



Hình 6.1: Cơ cấu các đăng đơn.

Ở hình (6.2) cho thấy sự thay đổi hiệu số góc ($\varphi_1 - \varphi_2$) sau nửa vòng quay của trục 1. Ba đường cong ứng với các góc $\alpha = 10^\circ$, $\alpha = 20^\circ$, $\alpha = 30^\circ$.

Từ đồ thị biến thiên của hiệu ($\varphi_1 - \varphi_2$) ta thấy sau một vòng quay của trục 1 sẽ có hai lần trục 2 vượt nhanh hơn trục 1 và hai lần chậm hơn trục 1. Nếu trục 1 quay đều thì vận tốc góc ω_1 là hằng số.



Hình 6.2: Sự thay đổi hiệu số góc quay giữa φ_1 và φ_2

Để biết được vận tốc góc ω_2 của trục 2 thay đổi thế nào, ta đạo hàm biểu thức (6.1):

$$\frac{d\varphi_1}{\cos^2 \varphi_1} = \cos \alpha \cdot \frac{d\varphi_2}{\cos^2 \varphi_2} \quad (6.2)$$

Chia hai vế (6.2) cho dt và lưu ý:

$$\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt} \quad \text{và} \quad \omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt}$$

Chúng ta có:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \varphi_2}{\cos \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \quad (6.3)$$

Từ (6.1) chúng ta thấy có thể thay thế $\cos^2 \varphi_2$ bằng biểu thức có φ_1 và α . Bình phương 2 vế biểu thức (6.1) và qua biến đổi lượng giác ta có:

$$\cos^2 \varphi_2 = \frac{\cos^2 \alpha}{\tan^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha} \quad (6.4)$$

Kết hợp biểu thức (6.4) với (6.3) ta sẽ có mối quan hệ giữa ω_1 và ω_2 :

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \quad (6.5)$$

Vì $\frac{\cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \neq \text{const}$ cho nên $\frac{\omega_2}{\omega_1} \neq \text{const}$, trong khi đó $\omega_1 = \text{const}$,

bởi vậy suy ra $\omega_2 \neq \text{const}$. Như vậy cơ cấu các đăng đơn này không đảm bảo được sự đồng tốc giữa trục 1 và trục 2, nên được gọi là cơ cấu các đăng đơn khác tốc.

Giá trị lớn nhất của tỷ số $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ đặc trưng cho sự quay không đều của trục 2 sẽ ứng với giá trị nhỏ nhất của mẫu số khi $\varphi_1 = 0^0, 180^0, 360^0 \dots (k\pi)$. Lúc đó ta có:

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\max} = \frac{1}{\cos \alpha} \quad (6.6)$$

Giá trị nhỏ nhất của $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ ứng với các giá trị:

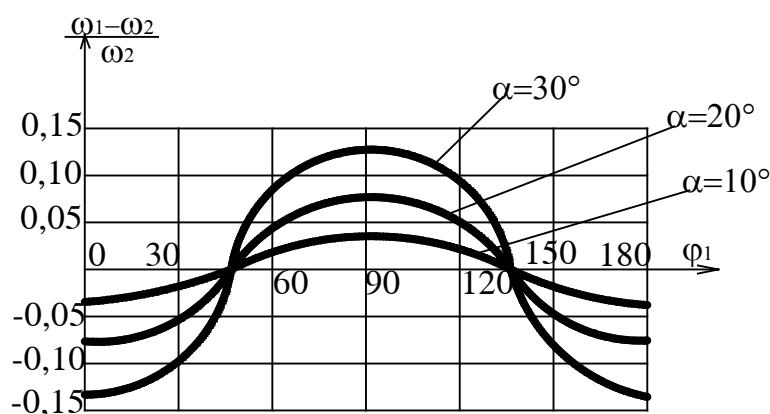
$$\varphi_1 = 90^0, 270^0, \dots (2k+1) \frac{\pi}{2}, \text{ lúc đó ta có:}$$

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = \cos \alpha \quad (6.7)$$

Từ (6.5) chúng ta lập được biểu thức (6.8) sau đây:

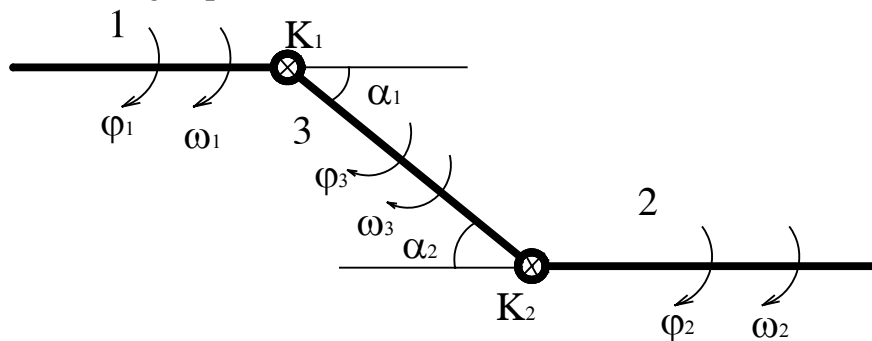
$$\frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = \frac{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1 - \cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}$$

Quan hệ của tỷ số $\frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1}$ đối với góc quay φ_1 ứng với $\alpha = 10^0, \alpha = 20^0, \alpha = 30^0$ được trình bày ở hình (6.3)



Hình 6.3: Đồ thị biến thiên của ω_2 .

2. Cơ cấu các đăng kép:



Hình 6.4: Cơ cấu các đăng kép.

Xét trường hợp chúng ta cần truyền chuyển động từ trục 1 đến trục 2 thông qua trục 3 và góc lệch giữa các trục $\alpha_1 > 0$ và $\alpha_2 > 0$. Các trục được nối với nhau bởi hai khớp các đăng đơn khác tốc k_1 và k_2 . Trục 1 có góc quay φ_1 và vận tốc góc ω_1 . Trục 2 có góc quay φ_2 và vận tốc góc ω_2 . Trục 3 có góc quay φ_3 và vận tốc góc ω_3 .

Giả thiết khi bắt đầu chuyển động, nạng chủ động (nối với trục 1) nằm trong mặt phẳng thẳng đứng, nếu chúng ta áp dụng trực tiếp công thức (6.1) cho góc quay φ_1 và φ_3 :

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_3 \cdot \cos \alpha_1 \quad (6.9)$$

Nếu khi bắt đầu chuyển động, cả hai nạng các đăng của trục 3 cùng nằm trong một mặt phẳng nằm ngang thì ta không thể áp dụng công thức (6.1) để tìm mối quan hệ giữa φ_3 và φ_2 , vì công thức này chứng minh cho nạng chủ động nằm trong mặt phẳng thẳng đứng. Muốn áp dụng (6.1) vào khớp các đăng K_2 , ta phải giả thiết cả hệ thống đã quay đi một góc $\frac{\pi}{2}$ và lúc đó chúng ta có:

$$\operatorname{tg}(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}) = \operatorname{tg}(\varphi_2 + \frac{\pi}{2}) \cdot \cos \alpha_2.$$

Qua biến đổi trở thành:

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{tg} \varphi_3 \cdot \cos \alpha_2. \quad (6.10)$$

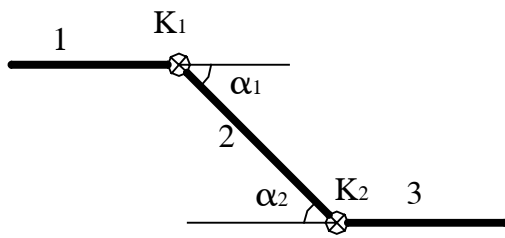
Từ (6.9) và (6.10) chúng ta nhận được:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} \quad (6.11)$$

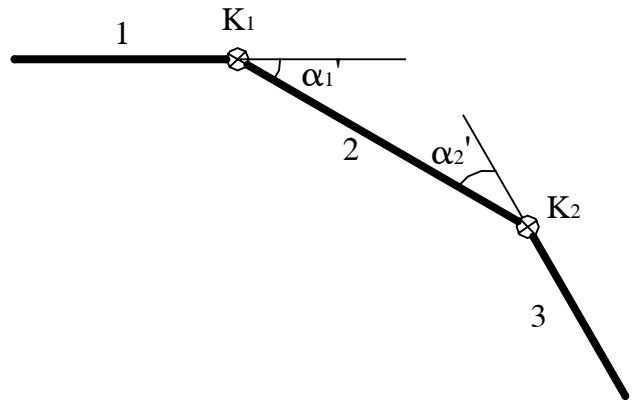
Từ biểu thức (6.1) ta thấy ngay: Nếu $\alpha_1 = \alpha_2$ thì $\varphi_1 = \varphi_2$, tức là $\omega_1 = \omega_2$. Trường hợp này được gọi là cơ cấu các đăng kép đồng tốc.

Nếu $\alpha_1 \neq \alpha_2$ thì $\varphi_1 \neq \varphi_2$, tức là $\omega_1 \neq \omega_2$. Trường hợp này được gọi là cơ cấu các đăng kép khác tốc. Trường hợp thứ nhất là một trong các biện pháp để giải quyết vấn đề đồng tốc ở truyền động các đăng.

Hiện nay ở trên xe có 2 cách bố trí cơ cấu các đặng kép đảm bảo điều kiện đồng tốc $\alpha_1 = \alpha_2$ (Hình 6.5a và 6.5b)



Hình 6.5 a: $\alpha_1 = \alpha_2$



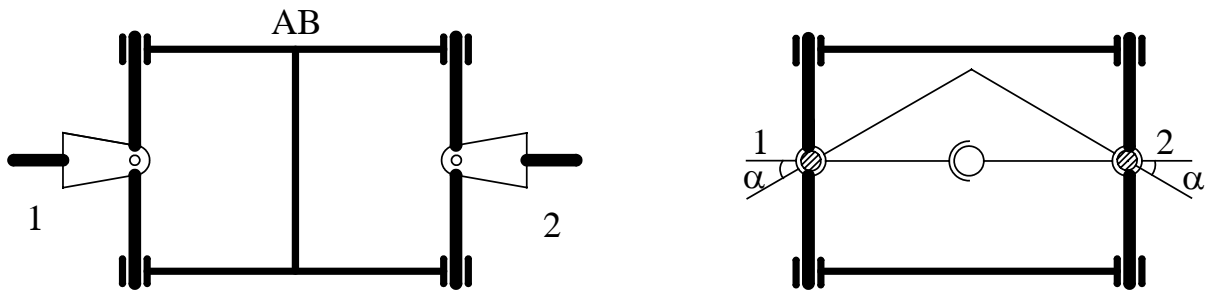
Hình 6.5 b: $\alpha'_1 = \alpha'_2$

Phương án a: Trục 1 và trục 3 song song với nhau.

Phương án b: Trục 1 và trục 3 giao nhau.

Phương án nào làm cho góc lệch α_1 (α_2) giảm là cách bố trí tốt. Vì khi α nhỏ thì sự quay không đều của trục các đặng trung gian 2 sẽ giảm, do đó tải trọng tác dụng lên trục giảm, điều đó cho phép tăng tuổi thọ của các trục các đặng.

3. Khớp các đặng kép đồng tốc:



Hình 6.6: Khớp các đặng kép đồng tốc.

Trên hình 6.6 là sơ đồ khớp các đặng kép đồng tốc dựa trên nguyên lý đồng tốc ở (hình 6.5). Để có được khớp các đặng kép đồng tốc người ta đã rút ngắn trục 2 thành đoạn AB và tổng hợp hai nạng các đặng của trục 3 thành một nạng các đặng kép. Ngoài ra phải thêm một cơ cấu chỉnh tâm để bảo đảm điều kiện $\alpha_1 = \alpha_2$.

4. Khớp các đặng đồng tốc loại bi:

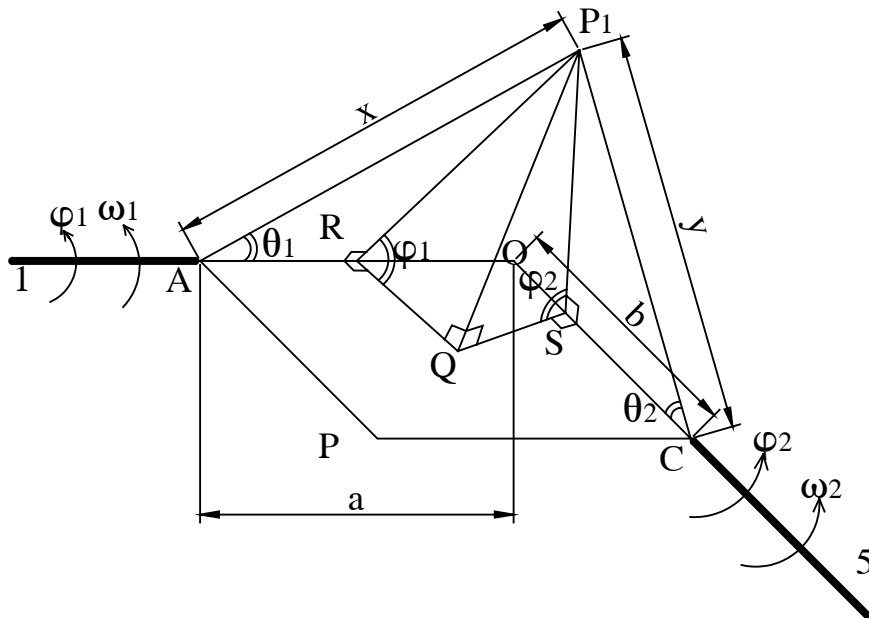
a) Động học khớp các đặng đồng tốc loại bi:

Khớp các đặng nối giữa hai trục và luôn đảm bảo $\omega_1 = \omega_2$ được gọi là khớp các đặng đồng tốc. Loại này thường dùng ở các xe có cầu trước vừa là cầu dẫn hướng vừa là cầu chủ động.

Nguyên tắc cơ bản của nó là điểm truyền lực luôn luôn nằm trên mặt phẳng phân giác của góc giao nhau giữa hai trục.

Trên hình 6.7 là sơ đồ động học khớp các đặng loại bi.

Hai trục các đặng thực tế được thể hiện bởi trục 1 và 5, thông qua cơ cấu các nạng và các viên bi chúng tiếp xúc với nhau tại P (tâm viên bi). Khi trục 1 quay một góc φ_1 thì trục 5 quay một góc φ_2 , lúc đó điểm P sẽ chuyển đến vị trí mới là P₁. Điểm cuối của trục 1 là A sẽ kết nối với nạng các đặng. Điểm bắt đầu của trục 5 là C sẽ kết nối với nạng các đặng. Khi tính toán ta đặt: AP₁ = x, CP₁ = y.



Hình 6.7: Sơ đồ động học khớp các đặng loại bi.

Từ P₁ hạ đường vuông góc P₁Q xuống mặt phẳng APC. Từ Q hạ tiếp các đường vuông góc QR và QS xuống các trục 1 và 5.

Từ các tam giác vuông trên hình 6.7:

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

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

$$AP_1R \text{ suy ra } P_1R = x \sin \theta_1.$$

$$CP_1S \text{ suy ra } P_1S = y \sin \theta_2.$$

Bởi vậy:

$$P_1Q = x \sin \varphi_1 \sin \theta_1.$$

$$P_1Q = y \sin \varphi_1 \sin \theta_2.$$

Tức là:
$$\sin \varphi_2 = \sin \varphi_1 \cdot \frac{x \cdot \sin \theta_1}{y \cdot \sin \theta_2} \quad (6.12)$$

Đặt $OP_1 = z$, $OA = a$, $OC = b$ và áp dụng định lý côsin cho các tam giác AOP_1 và COP_1 ta có:

$$z^2 = x^2 + a^2 - 2ax \cos \theta_1.$$

$$z^2 = y^2 + b^2 - 2by \cos \theta_2.$$

Giải hai phương trình bậc hai trên để tìm x và y (ở đây chúng ta chỉ lấy giá trị dương vì $x > 0$ và $y > 0$)

$$x = \pm \sqrt{z^2 - a^2 \sin^2 \theta_1} + a \cdot \cos \theta_1 \quad (6.13)$$

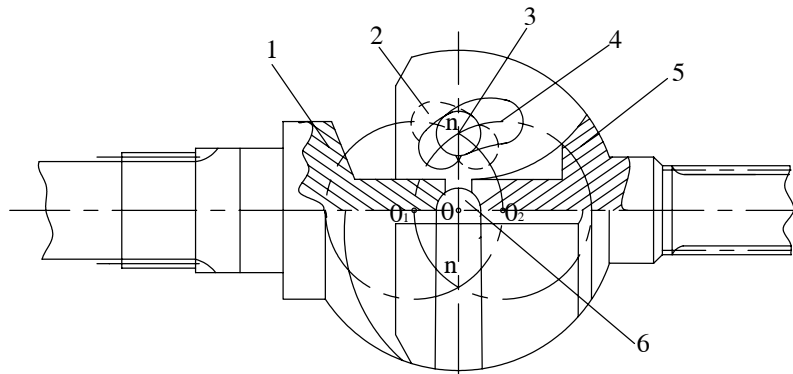
$$y = \pm \sqrt{z^2 - b^2 \sin^2 \theta_2} + b \cdot \cos \theta_2 \quad (6.14)$$

Thay (6.13) và (6.14) vào (6.12) ta có:

$$\sin \varphi_2 = \sin \varphi_1 \frac{(\sqrt{z^2 - a^2 \cdot \sin^2 \theta_1} + a \cdot \cos \theta_1) \cdot \sin \theta_1}{(\sqrt{z^2 - b^2 \cdot \sin^2 \theta_2} + b \cdot \cos \theta_2) \sin \theta_2}$$

Nếu $\theta_1 = \theta_2$ và $a = b$ thì $\sin \varphi_1 = \sin \varphi_2 \Rightarrow \varphi_1 = \varphi_2$ tức là $\omega_1 = \omega_2$, như vậy điều kiện đồng tốc giữa trục 1 và trục 5 được thực hiện.

b) Khớp các đẳng đồng tốc loại bi Weiss (Vây xơ):



Hình 6.8: Khớp các đẳng đồng tốc loại bi Weiss .

1 và 5: Các trục các đẳng.

2 và 4: Các rãnh.

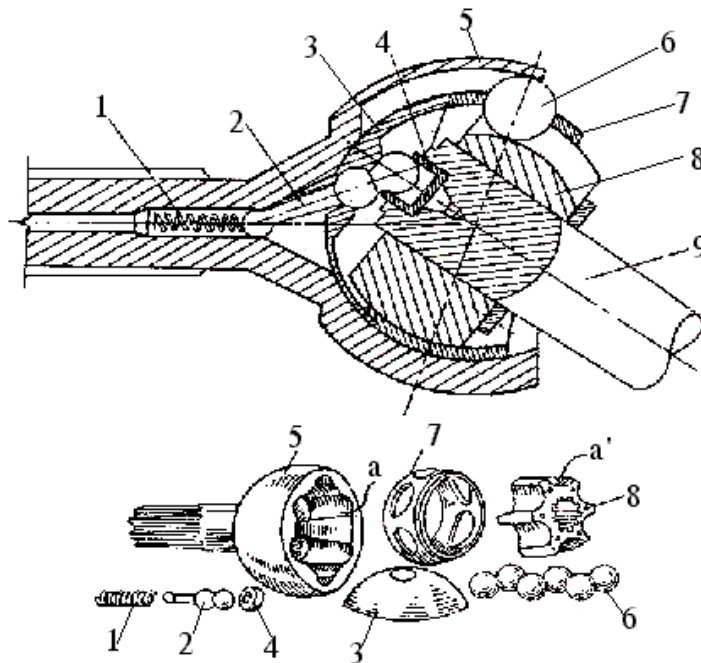
3 và 6: Các viên bi.

Trục 1 nối với trục 5 bằng 4 viên bi 3 và một viên bi 6. Các viên bi 3 chuyển động trong các rãnh cong 2 và 4 nằm đối xứng trong trục 1, trục 5 và trong các mặt phẳng vuông góc với nhau. Đường tâm của các rãnh là vòng tròn có bán kính bằng nhau với tâm O_1 và O_2 . Đồng thời đoạn OO_1 bằng đoạn OO_2 . Khi quay, đường tâm của các rãnh tạo thành hai mặt cầu, có giao tuyến là n n đó là quỹ đạo chuyển động của viên bi 3. Do các rãnh nằm đối xứng trong hai trục, nên khi các trục dịch chuyển đi một góc thì tâm các viên bi luôn nằm trên các mặt phẳng phân giác giữa hai trục (đảm bảo điều kiện $\theta_1 = \theta_2$).

Ngoài ra điều kiện $a = b$ được đảm bảo bằng viên bi 6 có chốt ngang luôn qua để định vị.

c) Khớp các đẳng đồng tốc loại bi Rzepp (Rözipf):

Loại khớp các đẳng này được sử dụng nhiều trên xe vì có độ bền lâu và độ tin cậy cao. Cấu tạo của nó được thể hiện ở hình 6.9.

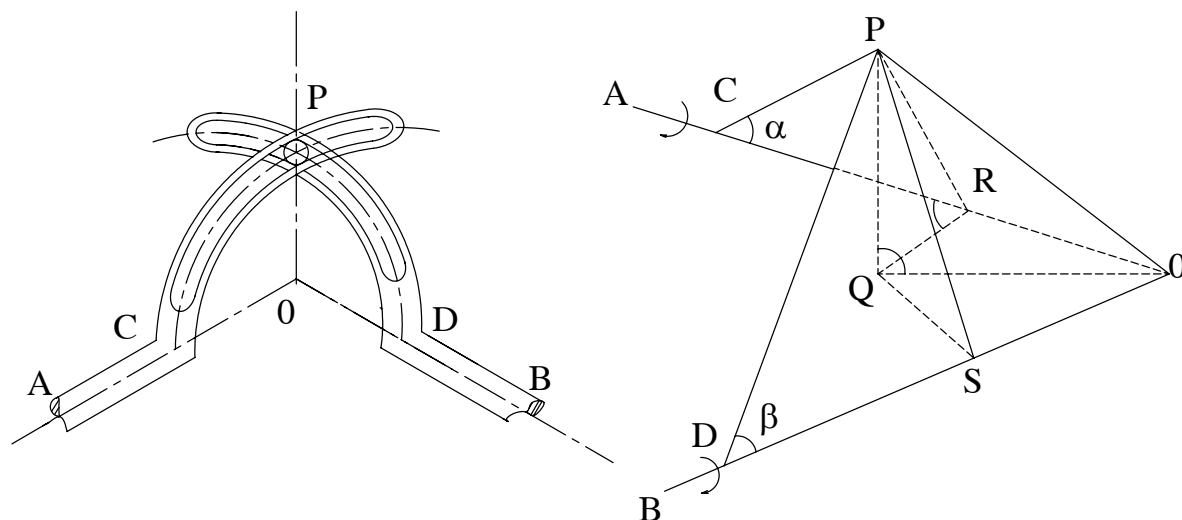


Hình 6.9: Khớp các đẳng đồng tốc loại bi Rzepp.

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

Nạng 5 có rãnh a, mũi khóa 8 có rãnh a', các hòn bi truyền lực 6 được đặt vào giữa hai rãnh a và a' và được giữ bằng ống 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.

Trên hình 6.10 là sơ đồ khái quát của khớp các đẳng đồng tốc Rzepp, chúng ta sử dụng nó để khảo sát động học của khớp các đẳng này:



Hình 6. 10: Sơ đồ khảo sát động học.

Hai trục A và B cắt nhau tạo O, góc $AOB > 90^0$, PC và PD là hai rãnh của hai nạng A và B đối xứng với nhau qua OP.

Do tác dụng của cơ cấu chỉnh tâm nên P luôn luôn nằm trên mặt phẳng phân giác của góc AOB.

Khi chế tạo, người ta đã tính toán sao cho góc $PCO = PDO$ ($\alpha = \beta$) và $OC = OD$ nên góc $CPO = DPO$.

Ký hiệu Q là hình chiếu của P trên mặt phẳng AOB.

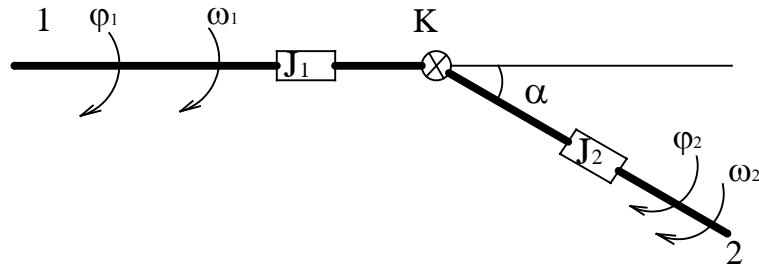
Từ Q vẽ các đường thẳng $QR \perp OC$; $QS \perp OD$, sau đó nối PR, PS thì ta cũng chứng minh được $PR \perp OC$ và $PS \perp OD$, bởi vậy góc PRQ và PSQ chính là góc quay của A và B. Như vậy, khớp các đẳng này đã thỏa mãn điều kiện đồng tốc $a = b$ và $\theta_1 = \theta_2$ đã nói ở mục a. Bởi thế, với mọi thời điểm hai góc quay của hai trục luôn luôn bằng nhau, tức là khớp các đẳng Rzepp đã đảm bảo được sự đồng tốc cho hai trục A và B.

III. ĐỘNG LỰC HỌC CỦA CƠ CẤU CÁC ĐẲNG:

Xét trường hợp trục 1 và 2 nối bởi khớp các đẳng đơn khác tốc K.

Vận tốc gốc của các trục được nối bởi khớp các đẳng khác tốc thay đổi rất nhanh và làm xuất hiện gia tốc gốc rất lớn. Gia tốc gốc lớn sẽ làm xuất hiện lực quán tính lớn. Nếu

ta coi hệ thống các đẳng cứng tuyệt đối thì theo phương trình năng lượng có thể xác định mômen quán tính sinh ra do sự quay không đều của trục bị động.



Hình 6.11: Sơ đồ truyền động để khảo sát động lực của cơ cấu các đẳng.

Các mômen quán tính của các chi tiết gắn liền với trục 1 và trục 2 được vẽ tương trưng bởi J_1 và J_2 . Chúng ta gọi $\frac{d\omega_1}{dt}$ và $\frac{d\omega_2}{dt}$ là gia tốc góc của trục 1 và trục 2.

Trên cơ sở cân bằng các mômen quán tính xuất hiện trên trục 1 và trục 2 chúng ta có:

$$J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} \quad (6.15)$$

Để tìm được giá trị mômen quán tính M_j , ta cần tìm tỉ số gia tốc góc ε_1 và ε_2 của trục 1 và 2.

Đạo hàm biểu thức (6.5) theo thời gian t nhận được:

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

Tức là:

$$\varepsilon_2 = \frac{\cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \cdot \varepsilon_1 - \omega_1^2 \cdot \frac{2 \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos \alpha \cdot \sin^2 \alpha}{(\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2}$$

Thay vào biểu thức trên hai biểu thức sau:

$$\varepsilon_1 = \frac{J_2}{J_1} \cdot \varepsilon_2 \quad \text{và} \quad \omega_1^2 = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2$$

Chúng ta có:

$$\varepsilon_2 \left(1 - \frac{J_2 \cdot \cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cdot \cos^2 \alpha}\right) = -\left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \cdot \frac{2 \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos \alpha \cdot \sin^2 \varphi_1}{(\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2}$$

Kết hợp phương trình trên với biểu thức (6.15) ta có biểu thức để xác định mômen quán tính M_j :

$$M_j = J_2 \cdot \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \frac{2 \sin \varphi_1 \cdot \cos \varphi_1 \cdot \cos \alpha \cdot \sin^2 \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \varphi_1 \cdot \cos^2 \alpha} \cdot \frac{1}{\frac{J_2}{J_1} \cdot \cos \alpha - \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1 - \sin^2 \varphi_1} \quad (6.16)$$

Chúng ta thừa nhận:

J_1 là mômen quán tính các chi tiết quay của động cơ.

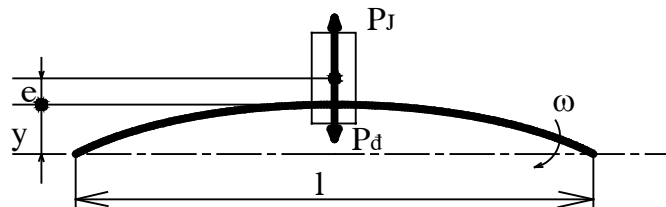
J_2 là mômen quán tính tương đương với động năng của xe đang chuyển động tịnh tiến.

Khi tính toán ở trên chúng ta đã bỏ qua sai số hệ thống trục các đẳng và coi khớp là tuyệt đối rắn.

Hàm số M_j đạt cực đại khi $\varphi_1 = 45^\circ, 135^\circ, \dots$ và trở về trị số 0 khi $\varphi_1 = 0^\circ, 90^\circ, \dots$

IV. SỐ VÒNG QUAY NGUY HIỂM CỦA TRỤC CÁC ĐẰNG:

Khi chế tạo trục các đẳng, do sai số và việc cân bằng thiếu chính xác nên khối lượng của trục phân bố không đều và trọng tâm của nó bị lệch đi một đoạn là e so với đường tâm của trục. Bởi vậy khi trục quay sẽ xuất hiện lực ly tâm tác dụng lên trục làm cho trục có độ võng y (hình 6.12). Trong khi đó trục đang quay nên làm phát sinh dao động ngang của trục.



Hình 6.12: Sơ đồ trục khi bị võng.

Khi số vòng quay của trục đạt đến một giá trị nào đó thì những dao động này có thể cộng hưởng với tần số riêng của hệ thống. Khi xảy ra cộng hưởng thì độ võng $y \rightarrow \infty$, cho nên trục sẽ gãy. Giá trị số vòng quay của trục khi xảy ra cộng hưởng được gọi là số vòng quay nguy hiểm (hoặc là số vòng quay tới hạn).

Nếu ký hiệu P_j là lực quán tính ly tâm, ta có:

$$P_j = m(y+e) \cdot \omega^2 \quad (6.17)$$

Ở đây:

m -khối lượng của trục các đẳng.

ω -vận tốc góc của trục.

Lực P_j sẽ được cân bằng với lực đàn hồi P_d của trục. Lực P_d tỷ lệ thuận với độ võng y

$$P_d = cy \frac{E.J}{l^3} \quad (6.18)$$

Trong đó:

E - môđun đàn hồi khi kéo.

l - chiều dài trục các đặng.

J - mômen quán tính độc của tiết diện trục.

C - Hệ số phụ thuộc tính chất tải trọng và loại điểm tựa:

Đối với trục có tải trọng phân bố đều trên suốt chiều dài và có thể biến dạng tự do trong các điểm tựa thì $c = 384/5$.

Đối với trục không thể biến dạng tự do trong các điểm tựa thì $c = 384$.

Từ điều kiện cân bằng hệ lực suy ra:

$$P_J = P_d \Leftrightarrow m(y + e)\omega^2 = cy \frac{EJ}{l^3}$$

Do đó:

$$y = \frac{m\omega^2 e}{c \cdot \frac{EJ}{l^3} - m\omega^2} \quad (6.19)$$

Nếu $m\omega^2 \approx c \frac{EJ}{l^3}$ thì $y \rightarrow \infty$, nghĩa là xảy ra hiện tượng cộng hưởng, khi đó vận tốc góc của trục đạt đến giá trị nguy hiểm ω_t :

$$\omega = \omega_t = \sqrt{\frac{CEJ}{ml^3}} \quad (6.20)$$

Hoặc là lúc này số vòng quay n được gọi là số vòng quay nguy hiểm n_t :

$$n_t = \frac{30\omega_t}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{CEJ}{ml^3}} \quad (6.21)$$

Để tăng giá trị số vòng quay nguy hiểm, nhằm tăng vận tốc cực đại của xe, chúng ta cần giảm chiều dài l bằng cách phân trục dài thành các đoạn các đặng trung gian và các đặng chính, còn trục các đặng đợc chế tạo rỗng.

Đối với loại trục các đặng hở nằm tự do ở các gối tựa, chiều dài l đợc thừa nhận là khoảng cách giữa các tâm điểm của khớp các đặng.

Khi chọn kích thước của trục các đặng, cần tính đến hệ số dự trữ theo số vòng quay nguy hiểm.

$$\frac{n_t}{n_{\max}} = 1,2 \div 2 \quad (6.22)$$

Ở đây:

n_{\max} - số vòng quay cực đại của trục các đặng ứng với vận tốc lớn nhất của xe.

Ví dụ: Tìm n_t của trục tròn đặc có đường kính D đặt tự do trong các gối đỡ:

$$J = \frac{\pi D^4}{64}$$

$$m = \frac{G}{g} = \frac{\pi \frac{D^2}{4} \cdot l \cdot \gamma}{g}$$

$\gamma = 0.78 \cdot 10^6 \text{ N/m}^3$ (trọng lượng riêng của thép)

$E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$

$C = 384/5$

Thay các giá trị trên vào (6.21) ta có:

$$n_t = 12 \cdot 10^4 \frac{D}{l^2} \quad (6.23)$$

Sau đây chúng ta sẽ lập bảng tính n_t [v/ph] cho một số trường hợp thường gặp:

	Loại điểm tựa	Trục đặc ϕD	Trục rỗng ϕD và ϕd
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	$27,5 \cdot 10^4 \frac{D}{l^2}$	$27,5 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2}$

Bảng 6.1: Công thức tính số vòng quay nguy hiểm n_t .

V. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ TRUYỀN ĐỘNG CÁC ĐĂNG:

1. Xác định kích thước trục theo số vòng quay nguy hiểm n_t :

Trước hết phải xác định số vòng quay cực đại n_{\max} của trục các đăng ứng với tốc độ lớn nhất của xe:

$$n_{\max} = \frac{n_{e \max}}{i_h \cdot i_p} \quad [\text{v/ph}] \quad (6.24)$$

Ở đây:

$n_{e \max}$ – Số vòng quay cực 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.

Tiếp theo xác định số vòng quay nguy hiểm n_t của trục:

$$n_t = (1,2 \div 2) \cdot n_{\max} \quad [\text{v/ph}].$$

Giả thiết bề dày thành trục rỗng $\delta = 1,85 \div 2,5 \text{ mm}$, chúng ta sẽ xác định giá trị đường kính D :

Theo bảng (6.1) ta có, đối với các trục rỗng đặt tự do trong các gối tựa ta có:

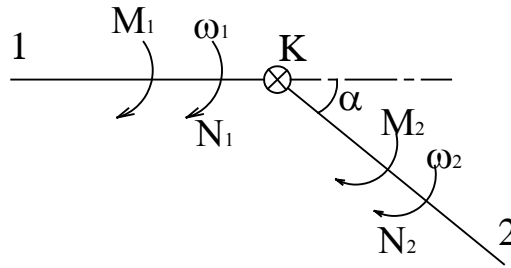
$$n_t = 12.10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} \quad (6.25)$$

Thay $d = D - 2\delta$ vào (6.25) ta nhận được phương trình bậc hai đối với D :

$$2D^2 - 4\delta.D + (4\delta^2 - \frac{n_t^2.l^4}{1,44.10^{10}}) = 0 \quad (6.26)$$

Giải phương trình này ta xác định được đường kính D .

2. Tính toán kiểm tra trục các đăng.



Hình 6.13

Trên hình 6.13 là truyền động các đăng từ trục 1 sang trục 2 với góc $\alpha > 0$ nếu coi công suất mất mát ở khớp các đăng K là không đáng kể thì công suất của trục 1 là N_1 sẽ bằng công suất của trục 2 là N_2 .

$$N_1 = N_2 \Leftrightarrow M_1.\omega_1 = M_2.\omega_2 \quad (6.26)$$

Nếu K là khớp các đăng đồng tốc thì $\omega_1 = \omega_2 \Rightarrow M_1 = M_2$

Nếu K là khớp các đăng khác tốc thì $\omega_1 \neq \omega_2 \Rightarrow M_1 \neq M_2$

Từ (6.26) ta có:

$$M_2 = M_1 \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_1}{\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)} \quad (6.27)$$

$$\Rightarrow M_2 = M_{2\max} \text{ khi } \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min}$$

Theo (6.7) thì: $\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = \cos \alpha$

Bởi vậy:

$$M_{2\max} = \frac{M_1}{\cos \alpha} \quad (6.28)$$

Với $\alpha > 0$ thì $\cos \alpha < 1 \Rightarrow M_{2\max} > M_1$

Vậy nếu K là khớp các đặng khác tốc thì trục 2 sẽ chịu mômen xoắn lớn hơn trường hợp K là khớp các đặng đồng tốc. Cho nên chúng ta sẽ tính toán trục bị động 2 ứng với trường hợp K là khớp các đặng khác tốc.

Khi làm việc trục 2 sẽ chịu xoắn, uốn, kéo (hoặc nén). Trong đó ứng suất xoắn là rất lớn so với các ứng suất còn lại, cho nên chúng ta chỉ cần tập trung tính trục theo giá trị M_{2max} :

$$M_{2max} = \frac{M_1}{\cos \alpha} = \frac{M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_{p1}}{\cos \alpha} \quad (6.29)$$

Ứng suất xoắn cực đại của trục các đặng là

$$\tau = \frac{M_{2max}}{W_X} = \frac{M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_{p1}}{W_X \cdot \cos \alpha} \quad [\text{MN/m}^2] \quad (6.30)$$

Trong đó:

W_X – Mômen chống xoắn nhỏ nhất của trục các đặng.

$$W_X = \frac{\pi D^2 \delta}{2} = 1.57 D^2 \delta \quad (6.31)$$

Với $\delta = \frac{D-d}{2}$: Bề dày của trục các đặng.

D, d – đường kính ngoài và trong của trục các đặng.

Giá trị cho phép:

$$[\tau] = 100 \div 300 \quad \text{MN/m}^2$$

Giá trị góc xoắn θ của trục các đặng là:

$$\theta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_{p1} \cdot l}{G \cdot J_X \cdot \cos \alpha} \quad [^\circ] \quad (6.32)$$

Ở đây:

J_X – Mô men quán tính của tiết diện khi xoắn.

G – Mô đuyen đàn hồi khi xoắn.

$$G = 80 \text{ GN/m}^2 = 8 \cdot 10^5 \text{ kG/cm}^2$$

Góc θ cho phép:

$$[\theta] = 3^\circ \div 9^\circ \text{ trên một mét chiều dài của trục.}$$

Khi tính theo xoắn thì hệ số bền dự trữ theo giới hạn chảy khi dịch chuyển lấy khoảng 3÷3,5.

Khi xe chuyển động, do cầu xe dao động, nên khoảng cách l giữa hai tâm của hai khớp các đặng sẽ thay đổi do sự trượt trong rãnh then hoa. Lúc này trục các đặng sẽ chịu lực chiều trục Q;

$$Q = \frac{4M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_{p1}}{D_t + d_t} \cdot \mu \quad (6.33)$$

Trong đó:

D_t và d_t – đường kính ngoài và trong của then hoa.

μ - Hệ số ma sát ở các then hoa.

Khi bôi trơn tốt: $\mu = 0.04 \div 0.06$.

Khi bôi trơn kém: $\mu = 0.11 \div 0.12$.

Rãnh then hoa ở trục các đặng được kiểm tra theo cắt và chèn dập. Vì then hoa lắp ghép lỏng nên ứng suất cắt được thừa nhận bằng:

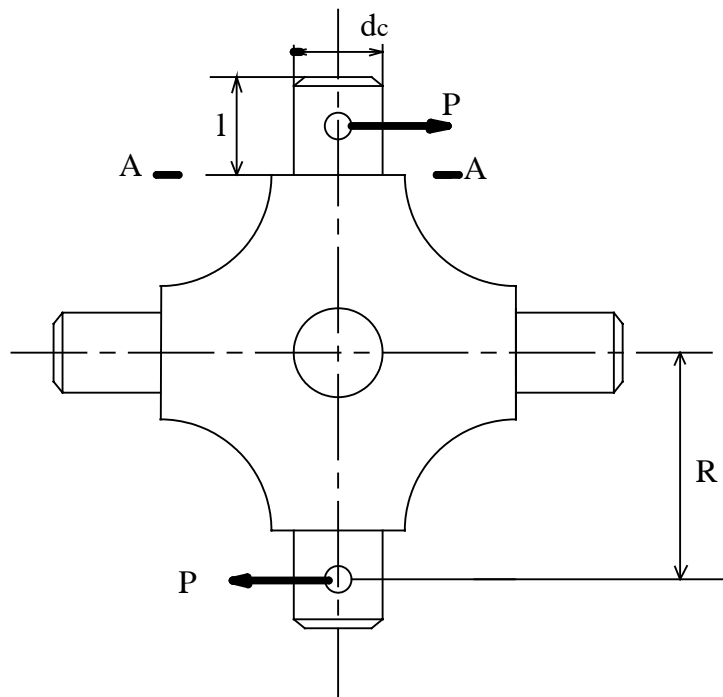
$$\tau \leq [\tau] = 30 \text{ MN/m}^2.$$

Ứng suất chèn dập được thừa nhận bằng:

$$\sigma_{cd} \leq [\sigma_{cd}] = 65 \text{ MN/m}^2.$$

3. Tính toán chốt chữ thập.

Trên hình 6.14 là sơ đồ lực tác dụng lên chốt chữ thập.



Hình 6.14: Sơ đồ lực tác dụng lên chốt chữ thập.

Vì $M_{2\max} > M_1$ nên lực P được tính theo $M_{2\max}$

$$P = \frac{M_{2\max}}{2R} = \frac{M_{e\max} \cdot i_{h1} \cdot i_{pl}}{2R \cos \alpha} \quad (6.34)$$

Dưới tác dụng của lực P, tại mặt cắt nguy hiểm A-A sẽ xuất hiện ứng suất uốn và cắt. Ngoài ra trên bề mặt của cổ chốt chữ thập còn chịu ứng suất chèn dập.

a. Ứng suất uốn:

$$\sigma_u = \frac{P.l}{2W_u} \leq [\sigma_u] = 350\text{MN/m}^2$$

Ở đây:

W_u - mô men chống uốn của mặt cắt A-A.

b. Ứng suất cắt

$$\tau = \frac{P}{S} \leq [\tau] = 170\text{MN/m}^2.$$

Ở đây:

S – Diện tích của tiết diện mặt cắt A_A.

c. Ứng suất chèn dập:

$$\sigma_{cd} = \frac{P}{F} \leq [\sigma_{cd}] = 80\text{MN/m}^2$$

Ở đây:

F – là diện tích tiết diện của cổ chốt ($F = l.d_c$).

Trường hợp có ổ bi kim bọc ngoài phần làm việc của cổ chốt thì lực P_b cho phép lớn nhất được tính:

$$P \leq P_b = 7800 \frac{l_t \cdot d_t \cdot i_t}{\sqrt[3]{\frac{n_n}{i_{hl}} \cdot \text{tg}\alpha}} \quad [\text{MN}] \quad (6.35)$$

Trong đó:

i_t - số thanh lăn hay số kim trong ổ bi.

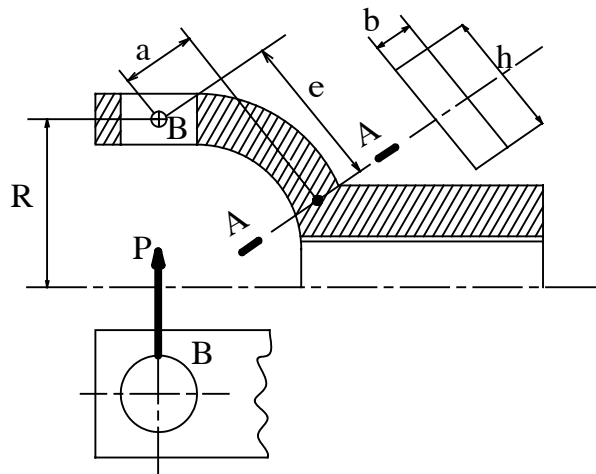
l_t, d_t - chiều dài làm việc và đường kính của thanh lăn hay của kim [cm].

n_n - số vòng quay của động cơ ứng với giá trị $M_{e\text{max}}$.

Hệ số bền dự trữ $k = \frac{P_b}{P}$ phải lớn hơn 1.

4. Tính toán nạng các đẳng:

Lực tác dụng lên nạng cũng được xác định theo biểu thức (6.34). Tiết diện nguy hiểm là tại mặt cắt A-A.



Hình 6.15: Sơ đồ lực tác dụng lên nạng các đặng.

Dưới tác dụng của lực P, tại tiết diện A-A sẽ xuất hiện ứng suất uốn và xoắn:

a. Ứng suất uốn:

$$\sigma_u = \frac{P \cdot e}{W_u} \leq [\sigma_u] = 50 \div 80 \text{ MN/m}^2.$$

Ở đây:

W_u - mômen chống uốn của tiết diện tại A-A.

Nếu tiết diện là hình chữ nhật thì: (xem hình 6.15)

$$W_u = bh^2/6.$$

Nếu tiết diện là hình êlip:

$$W_u \approx bh^2/10.$$

(h: đường kính dài; b: đường kính ngắn của elip).

b. Ứng suất xoắn:

$$\tau = \frac{P \cdot a}{W_x} \leq [\tau] = 80 \div 160 \text{ MN/m}^2.$$

Ở đây:

W_x – mômen chống xoắn của tiết diện tại A-A.

Nếu tiết diện là hình chữ nhật thì:

$$W_x = K \cdot b^2 \cdot h$$

K được chọn theo tỷ lệ h/b theo bảng sau:

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	0,282

Nếu tiết diện A-A là hình êlip thì:

$$W_x \approx \pi \cdot b^2 \cdot h / 16.$$

5. Vật liệu chế tạo các chi tiết truyền động các đặng:

Trục các đặng được chế tạo bằng thép ống:

Thép 15A hoặc 20, phần then hoa bằng thép 30, 40X hoặc 45 Γ2.

Chốt chữ thập làm bằng thép: 20X, 13XT, 20XHTP. Hai loại thép đầu phải thấm cacbon, loại sau thấm nitơ.

Nặng các đặng chế tạo bằng thép 30X, 40, 45 hoặc thép 35 tôi cao tần.

CHƯƠNG VII

TRUYỀN LỰC CHÍNH

I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:

1. Công dụng:

Truyền lực chính để tăng mômen xoắn và để đổi hướng truyền mômen xoắn từ chiều dọc xe thành chiều ngang của các nửa trục trong trường hợp động cơ đặt dọc.

1. Yêu cầu:

– Đảm bảo tỉ số truyền cần thiết, kích thước và trọng lượng nhỏ, khoảng sáng gầm xe đạt yêu cầu tính năng thông qua của xe.

– Có hiệu suất cao khi vận tốc góc và nhiệt độ thay đổi.

– Đảm bảo vận hành êm dịu, không ồn, có tuổi thọ cao.

2. Phân loại:

a) Dựa theo loại truyền lực chính có các loại sau:

– Loại bánh răng nón (bánh răng nón răng thẳng, bánh răng nón răng cong, loại hipôit).

– Loại bánh răng trụ.

– Loại trục vít.

b) Dựa theo số cặp bánh răng ăn khớp gồm có:

– Loại đơn ($i_0 = 3 \div 7$)

– Loại kép ($i_0 = 5 \div 12$)

c) Dựa theo số cấp truyền gồm có:

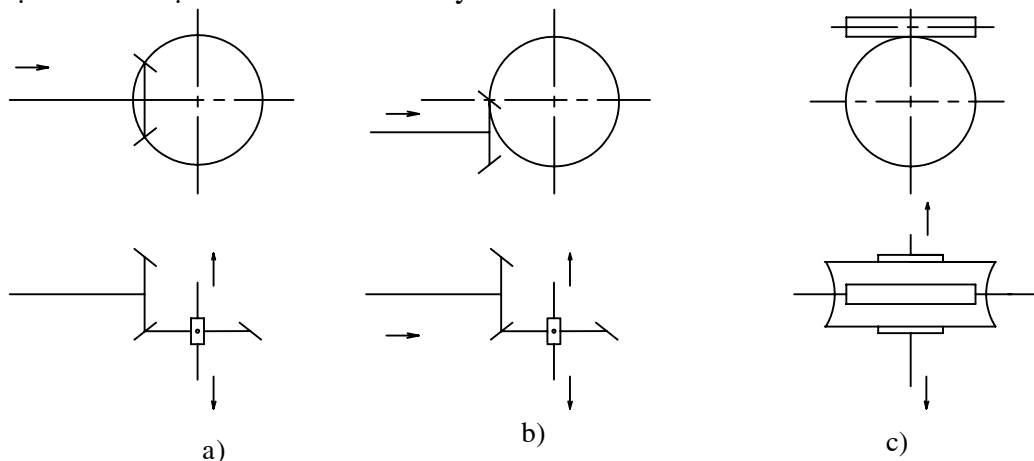
– Loại 1 cấp.

– Loại 2 cấp.

II. CÁC PHƯƠNG ÁN KẾT CẤU CỦA TRUYỀN LỰC CHÍNH:

1. Truyền lực chính loại đơn:

Truyền lực chính loại đơn thường là 1 cặp bánh răng nón (răng thẳng hoặc răng xoắn), hoặc một cặp bánh răng hypôit, hoặc là 1 cặp trục vít bánh vít để tăng mômen xoắn (tỉ số truyền $i_o > 1$) và thông qua bộ vi sai truyền mômen xoắn đến hai bán trục (nửa trục) của xe. Ở trên hình 7.1 là các loại truyền lực chính loại đơn. Ưu điểm và nhược điểm của từng loại xin xem lại ở môn 'Chi tiết máy'.



Hình 7.1: Truyền lực chính loại đơn

- Cặp bánh răng nón.
- Cặp bánh răng hypôit.
- Trục vít và bánh vít.

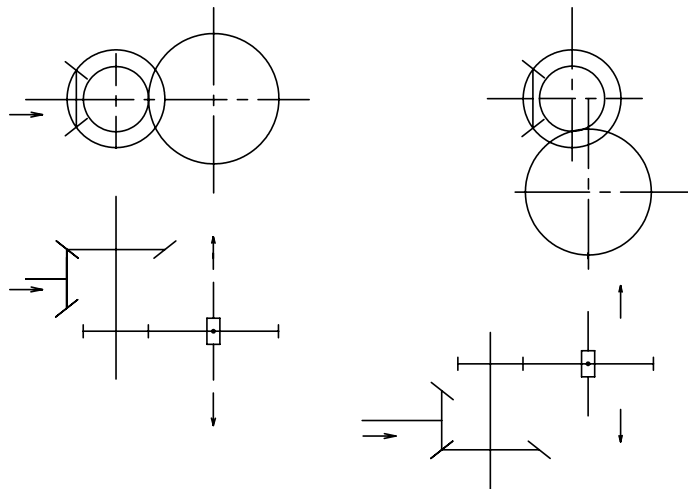
2. Truyền lực chính loại kép:

Truyền lực chính loại kép có 2 cặp bánh răng (1 cặp bánh răng nón, 1 cặp bánh răng trụ).

Tùy theo cách bố trí 2 cặp bánh răng mà người ta lại chia truyền lực chính loại kép thành 2 dạng: kiểu tập trung và kiểu phân tán.

a) Truyền lực chính loại kép kiểu tập trung (hình 7.2):

Gồm 2 cặp bánh răng lắp ráp chung vào một hộp giảm tốc nằm ở giữa cầu chủ động.

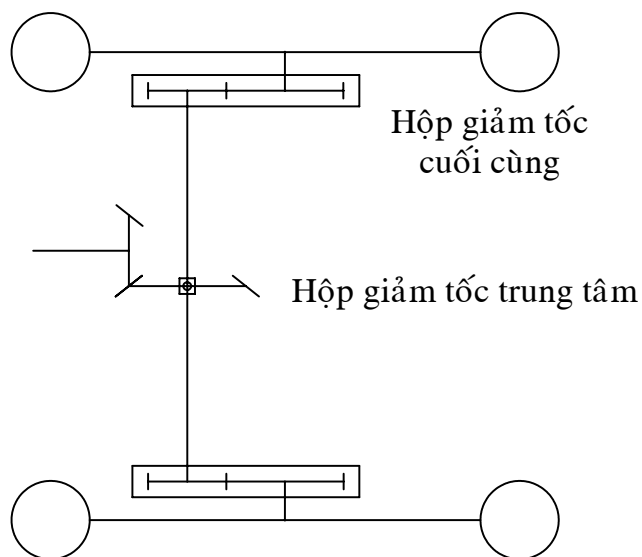


Hình 7.2: Truyền lực chính loại kép kiểu tập trung.

a) 2 trục nằm trong mặt phẳng ngang.

b) 2 trục nằm trong mặt phẳng thẳng đứng.

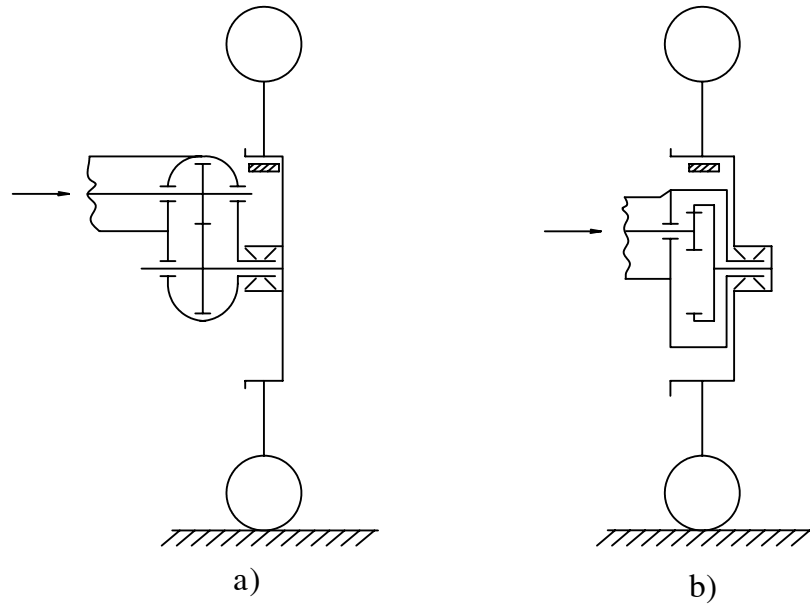
b) Truyền lực chính loại kép kiểu phân tán (hình 7.3):



Hình 7.3: Truyền lực chính kiểu phân tán loại kép.

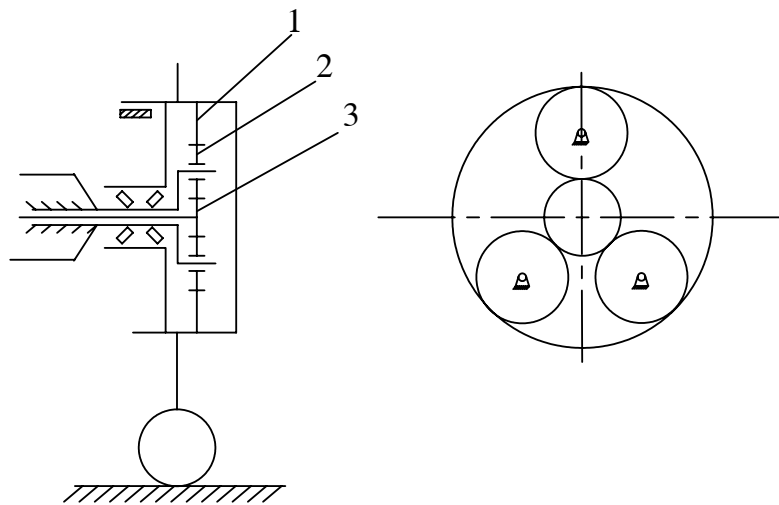
Phân chia cặp bánh răng nón và bánh răng trụ thành 2 hộp giảm tốc:

- Hộp giảm tốc trung tâm được gọi là truyền lực trung ương hay truyền lực giữa.
- Hộp giảm tốc thứ 2 đặt ở bánh xe chủ động được gọi là truyền lực cạnh hay truyền lực cuối cùng.
- Truyền lực cuối cùng có nhiều dạng:
- Ở hình 7.4 là một số phương án kết cấu truyền lực cuối cùng kiểu bánh răng trụ.



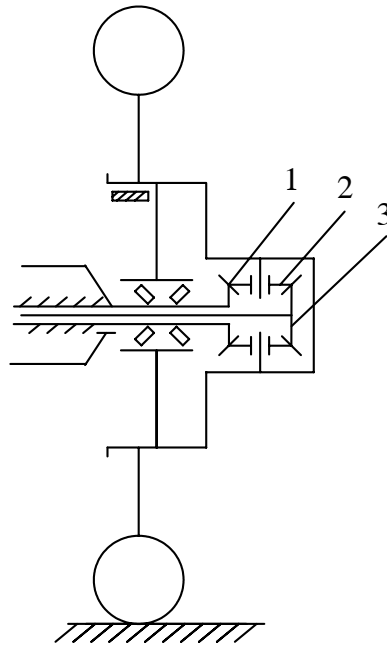
Hình 7.4: Truyền lực cuối cùng kiểu bánh răng trụ.
 a) Bánh răng ăn khớp ngoài.
 b) Bánh răng ăn khớp trong.

- Trên hình 7.5 là truyền lực cuối cùng kiểu bộ bánh răng hành tinh ở xe MAZ-500.



Hình 7.5: Truyền lực cuối cùng kiểu bộ bánh răng hành tinh.
 1. Vòng răng.
 2. Bánh răng hành tinh.
 3. Bánh răng trung tâm.

– Ngoài ra một số xe sử dụng bộ bánh răng hành tinh nón cho truyền lực cuối cùng (hình 7.6)

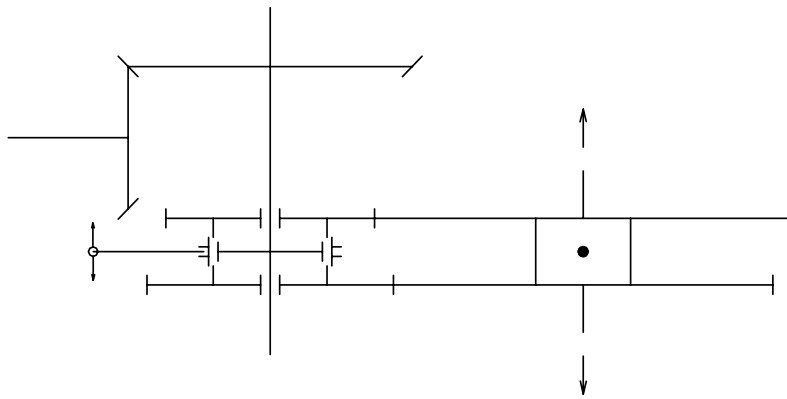


Hình 7.6: Truyền lực cuối cùng kiểu bộ bánh răng hành tinh nón.

3. Truyền lực chính hai cấp:

Truyền lực chính hai cấp cho phép thay đổi tỉ số truyền của truyền lực chính ($i_{01} \neq i_{02}$). Qua đó cho phép xe cải thiện đường đặc tính kéo phù hợp với từng loại đường.

Trên hình 7.7 là một trường hợp về truyền lực chính hai cấp.



Hình 7.7: Nguyên lý cấu tạo truyền lực chính hai cấp .

III. THIẾT KẾ CÁC KÍCH THƯỚC CỦA TRUYỀN LỰC CHÍNH:

Thiết kế các kích thước của truyền lực chính bao gồm: tính toán đường sinh L, chọn các số răng z_1, z_2 , tính toán môđun pháp tuyến m_n ở đáy răng, chọn chiều xoắn và góc xoắn.

Các bước thiết kế truyền lực chính được tiến hành như sau:

1. Chọn tỉ số truyền i_0 :

(Xem lại giáo trình “Lý thuyết ô tô”).

2. Căn cứ vào i_0 chọn z_1 và z_2 sao cho tỉ số $\frac{z_2}{z_1}$ không khác biệt so với i_0 .

-Có thể chọn z_1 theo kinh nghiệm ở bảng 7.1.

i_0	2,5	3	4	5	6÷8
z_1	15	12	9	7	6

Bảng 7.1: Dùng để chọn z_1 .

3. Tính đường sinh L theo công thức kinh nghiệm:

$$L=14\sqrt[3]{M_{e\max} \cdot i_0} \quad (7.1)$$

Trong đó:

L - chiều dài đường sinh [mm].

$M_{e\max}$ - mômen xoắn cực đại của động cơ [Nm]

i_0 - Tỷ số truyền của truyền lực chính.

4. Tính toán và chọn môđun pháp tuyến:

Vì các bán kính vòng tròn cơ sở của các bánh răng chủ động và bị động ở đáy là:

$$r_1 = \frac{z_1 \cdot m_n}{2 \cos \beta}$$

$$r_2 = \frac{z_2 \cdot m_n}{2 \cos \beta}$$

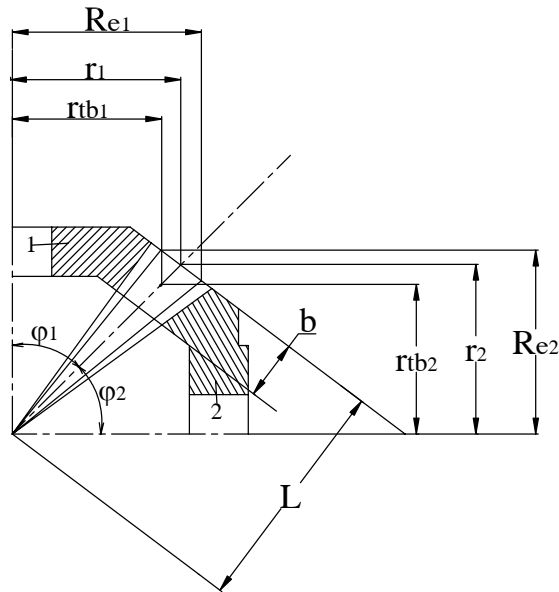
Cho nên theo kích thước hình học của bánh răng ta có:

$$m_n = \frac{L \cos \beta}{0,5\sqrt{z_1^2 + z_2^2}} \quad (7.2)$$

Ở đây:

β - góc nghiêng đường xoắn của răng.

z_1, z_2 - số răng bánh răng chủ động và bị động của truyền lực chính.



Hình 7.8: Các thông số hình học của cặp bánh răng nón.

5. Thường chọn:

$\alpha_n = 20^\circ$ (góc ăn khớp tiết diện pháp tuyến cho xe tải).

$\beta = 35^\circ \div 45^\circ$

$\alpha_n = 17^\circ 30'$ hoặc 16° hoặc 14° (góc ăn khớp tiết diện pháp tuyến cho xe du lịch).

6. Xác định môđun pháp tuyến ở tiết diện trung bình:

$$m_{ntb} = m_n \cdot \frac{L - 0,5b}{L} \quad (7.3).$$

Ở đây:

b-chiều rộng của răng.

Đối với bánh răng chủ động:

$$b = (0,25 \div 0,3) \cdot L \quad \text{cho xe du lịch.}$$

$$b = (0,3 \div 0,4) \cdot L \quad \text{cho xe tải.}$$

Đối với bánh răng bị động cũng chọn như đối với bánh răng chủ động hoặc ngắn hơn 3÷4 mm.

Các thông số còn lại của răng như: chiều cao răng của bánh răng chủ động (thường là bánh

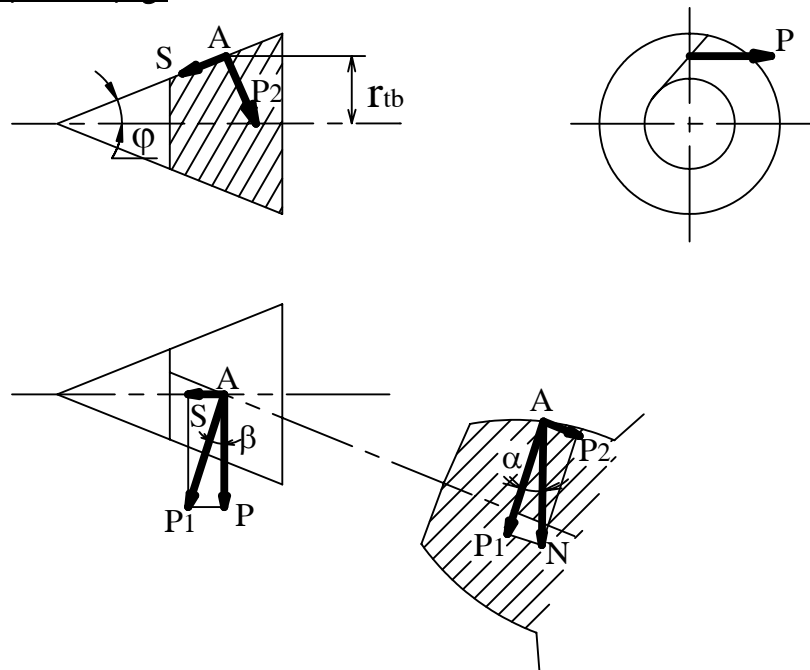
răng nhỏ) và bánh răng bị động (thường là bánh răng lớn), chiều cao đỉnh răng, chân răng, hệ số dạng răng và các thông số khác chúng ta tra trong các bảng ở sách “Chi tiết máy”.

Chiều xoắn của bánh răng nón được chọn sao cho để lực chiều trục của bánh răng chủ động hướng từ đỉnh xuống đáy nón để đẩy bánh răng nón chủ động ra khỏi bánh răng bị động (tránh bị kẹt răng). Muốn vậy khi xe chuyển động tiến bánh răng nón quay theo chiều kim đồng hồ, nếu đứng từ phía động cơ hay từ phía đáy lớn của bánh răng nón chủ động thì chiều xoắn phải là xoắn trái (tức là răng càng đi xa ta càng đi về phía tay trái). Nghĩa là chiều quay và chiều xoắn phải ngược chiều nhau.

IV. TÍNH TOÁN TRUYỀN LỰC CHÍNH:

Chúng ta xét trường hợp truyền lực chính với một cặp bánh răng nón răng xoắn.

1. Phân tích lực tác dụng:



Hình 7.9: Phân tích lực tác dụng lên cặp bánh răng nón.

Giả thiết điểm đặt lực (điểm A) nằm trên bán kính trung bình r_{tb} . Chúng ta sẽ phân tích lực tác dụng tương hỗ N giữa hai bánh răng thành ba lực thành phần:

- Lực vòng P.
- Lực chiều trục Q.
- Lực hướng kính R.

Trên hình 7.9: Trong mặt phẳng vuông góc với đường xoắn của răng, lực N phân tích thành hai lực P_1 và P_2 (góc giữa N và P_1 là α và $\vec{P}_1 \perp \vec{P}_2$). Lực P_1 lại được phân tích thành hai lực: P và S, trong đó lực S theo phương đường sinh và lực P theo phương tiếp tuyến với vòng tròn lăn (góc giữa P và P_1 là β và $\vec{P} \perp \vec{S}$).

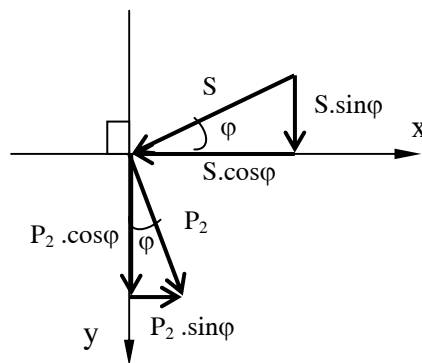
Giá trị các lực thành phần được tính như sau:

$$P = \frac{M}{r_{tb}} \quad (7.4)$$

$$S = P \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (7.5)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{P \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad (7.6)$$

Trong đó M là mômen tính toán tác dụng lên bánh răng đang xét (xem lại chương 2).



Hình 7.10: Phân tích các lực P_2 và S thành các lực thành phần.

Trong 3 lực thành phần trên đây, nếu chúng ta tiếp tục phân tích S và P_2 thành các lực thành phần theo chiều x (chiều dọc trục) và theo chiều y (chiều hướng kính) (hình 7.10)

Sau đó tổng hợp các thành phần này lại theo chiều x và y, chúng ta nhận được lực chiều trục Q và lực hướng kính R:

$$Q = \sum X_i = P_2 \cdot \sin \varphi - S \cdot \cos \varphi \quad (7.7)$$

$$R = \sum Y_i = P_2 \cdot \cos \varphi + S \cdot \sin \varphi \quad (7.8)$$

Thay giá trị P_2 và S từ (7.5) và (7.6) vào (7.7) và (7.8) và trong trường hợp tổng quát ta có:

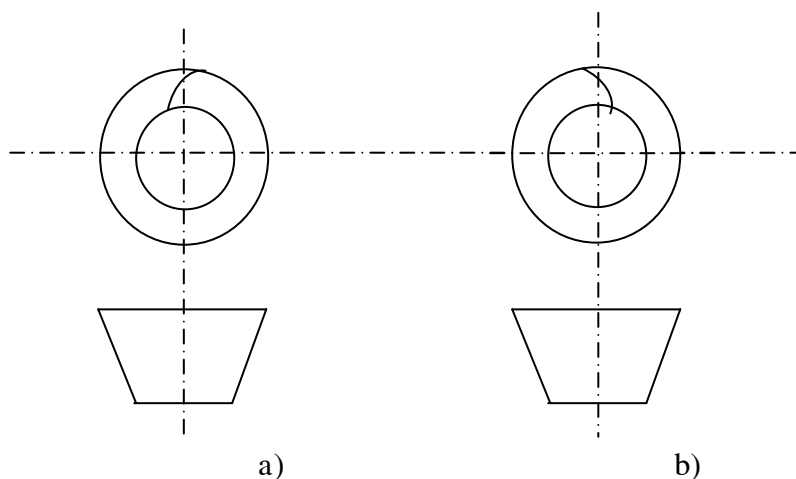
$$Q = \frac{P}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \varphi \mp \sin \beta \cdot \cos \varphi) \quad (7.9)$$

$$R = \frac{P}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \varphi \pm \sin \beta \cdot \sin \varphi) \quad (7.10)$$

Qui định chọn dấu trong biểu thức (7.9) và (7.10) theo bảng (7.2)

Chiều của M	Răng xoắn	Lực Q (7.9)	Lực R (7.10)
Dương (+)	Phải	-	+
	Trái	+	-
Âm (-)	Phải	+	-
	Trái	-	+

Bảng 7.2: Dùng để chọn dấu cho (7.9) và (7.10)



Hình 7.11: Quy định chiều xoắn của răng.

a) Xoắn phải.

b) Xoắn trái.

Chiều xoắn của răng được quy định ở hình (7.11). Khi nhìn vào đáy nhỏ của bánh răng nón răng xoắn, nếu 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.

Khi 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 chiều trục là hướng về đáy lớn và của lực hướng kính là hướng vào tâm.

Truyền lực chính ở ô tô được tính toán theo ứng suất uốn và tiếp xúc.

2. Tính toán kiểm tra ứng suất uốn:

$$\sigma_u = \frac{P}{0,85 \cdot b \cdot m_{nwb} \cdot y} \leq [\sigma_u] \quad (7.11)$$

Ở đây:

$m_{n_{tb}}$ – môđun pháp tuyến ở tiết diện trung bình, được tính theo (7.3)

y – hệ số dạng răng được tra bảng (xem lại môn “Chi tiết máy”) theo số răng tương đương.

Số răng tương đương được xác định như sau:

Đối với bánh răng nón chủ động:

$$Z_{1td} = \frac{Z_1}{\cos \varphi_1 \cos^2 \beta} \quad (7.12)$$

Đối với bánh răng nón bị động:

$$Z_{2td} = \frac{Z_2}{\cos \varphi_2 \cos^2 \beta} \quad (7.13)$$

3. Tính toán kiểm tra ứng suất tiếp xúc:

Ứng suất tiếp xúc được tính theo công thức của giáo trình “Chi tiết máy”:

$$\sigma_{tx} = \sqrt{\frac{P.E}{b \cos \alpha} \cdot \frac{(i_0^2 + 1)}{\gamma(L - 0,5b)i_0 \sin \alpha}} \leq [\sigma_{tx}] \quad (7.14)$$

Trong đó:

$E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ MN/m}^2$ – môđun đàn hồi của vật liệu bánh răng

$\gamma = 1,15 \div 1,35$: chọn theo giá trị lớn hoặc nhỏ của góc xoắn β

α - góc ăn khớp.

4. Tính toán cặp bánh răng hypôit:

Đối với bánh răng hypôit cần chú ý phân tích lực riêng cho từng bánh răng chủ động (1) và bánh răng bị động (2).

a. Bánh răng chủ động:

$$P_1 = \frac{M}{r_{tb1}}$$

Ở đây: M – mômen xoắn tác dụng lên bánh răng [Nm]

r_{tb1} – bán kính vòng tròn lăn trung bình của bánh răng chủ động.

$$Q_1 = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_1 \mp \sin \beta_1 \cos \varphi_1)$$

$$R_1 = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_1 \pm \sin \beta_1 \sin \varphi_1)$$

Trong đó:

α - góc ăn khớp của bánh răng.

β_1 - góc nghiêng răng của bánh răng chủ động.
 φ_1 - nửa góc đỉnh của bánh răng chủ động.

b. Bánh răng bị động:

$$P_2 = P_1 \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$$

$$Q_2 = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_2 \mp \sin \beta_2 \cos \varphi_2)$$

$$R_2 = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_2 \pm \sin \beta_2 \sin \varphi_2)$$

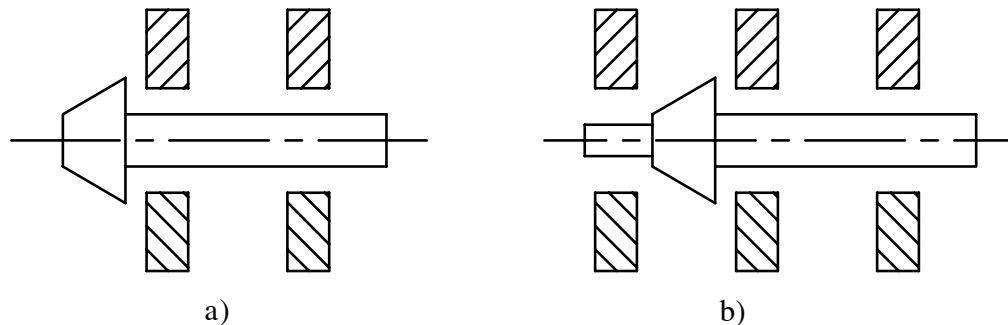
Trong đó:

β_2 - Góc nghiêng răng của bánh răng bị động.
 φ_2 - Nửa góc đỉnh của bánh răng bị động.

V. CÁC BIỆN PHÁP TĂNG CƯỜNG ĐỘ CỨNG VỮNG CỦA TRUYỀN LỰC CHÍNH:

1. Bánh răng và trục chủ động:

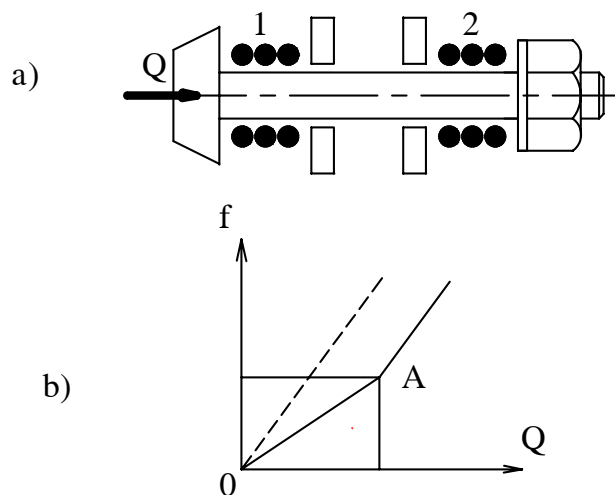
Thường có hai cách bố trí gối đỡ bánh răng nón chủ động: bố trí công xôn (hình 7.12a) và bố trí hai phía (hình 7.12b)



Hình 7.12: Sơ đồ ổ đỡ trục chủ động.

Phương án bố trí gối đỡ hai phía có độ cứng vững cao nhưng công nghệ chế tạo vỏ của truyền lực chính sẽ phức tạp. Loại này thường dùng trong trường hợp mômen xoắn truyền qua truyền lực chính quá lớn, có khả năng gây biến dạng đáng kể.

Phương án bố trí kiểu công xôn khá phổ biến ở ô tô. Trong trường hợp này thường dùng bạc đạn thanh lăn nón đỉnh quay vào để giảm độ công xôn a , do đó giảm được mômen uốn ở đầu công xôn (hình 7.13).



Hình 7.13: Cách bố trí trục chủ động.

- a) Sơ đồ biến dạng trục chủ động.
 b) Đồ thị biến dạng.
 1; 2: Các lò xo.

Để tăng độ cứng vững kết cấu theo chiều trục, các bạc đạn thanh lăn nón được lắp ghép với găng ban đầu. Thực chất của độ găng ban đầu là khi điều chỉnh ổ 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 ổ lăn. Bản chất của độ găng ban đầu, thể hiện bằng sơ đồ (hình 7.13) thay độ biến dạng đàn hồi bằng hai lò xo 1 và 2. Nếu không có độ nén ban đầu, quan hệ giữa lực chiều trục Q và độ nén của lò xo là:

$$Q = c.f \quad [\text{N}]$$

Ở đây: c - độ cứng của lò xo

f - độ biến dạng của lò xo (trên đồ thị là đường nét đứt)

Nếu độ nén ban đầu, lực Q được tính như sau:

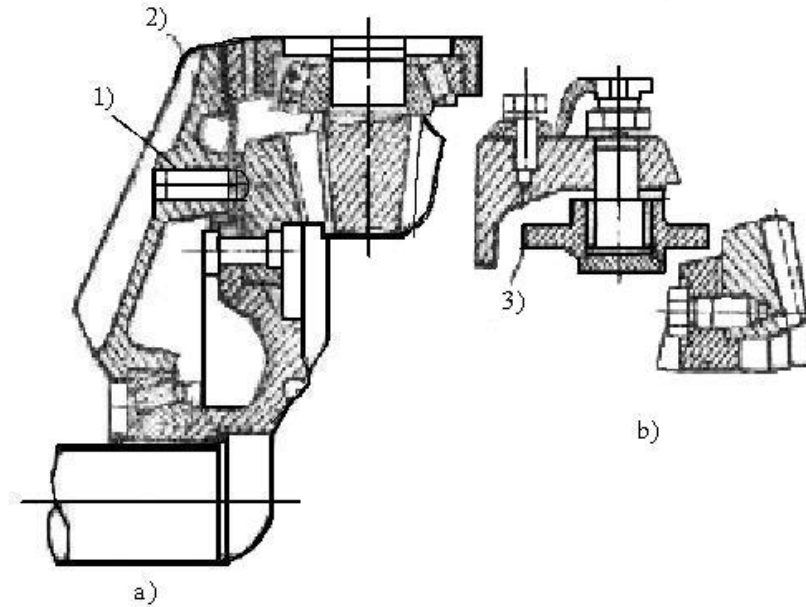
$$Q = 2.c.f \quad [\text{N}]$$

Trên đồ thị là đường nét liền OA. Như vậy khi có độ găng ban đầu, trong cùng 1 giá trị lực chiều trục Q , sự biến dạng có giảm. Do đó cần phải khắc phục các khe hở trong đầu bạc đạn.

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 làm các chi tiết chóng mòn.

2. Bánh răng và trục bị động:

Để tăng tỷ 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 nhiều trục sinh ra (hình 7.14)

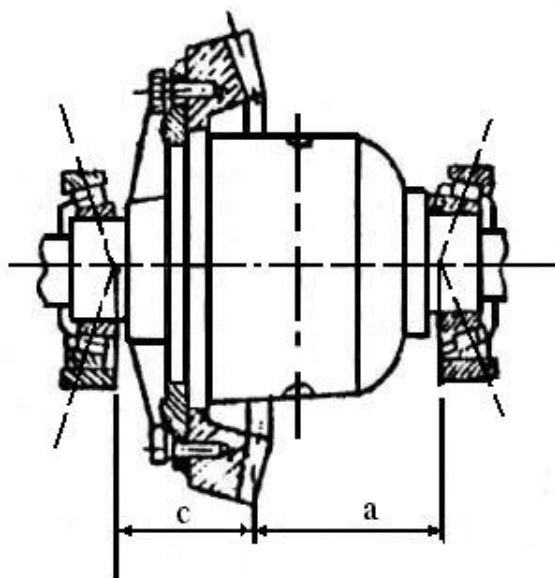


Hình 7.14: Sơ đồ các loại điểm tựa.

Khi đặt điểm tựa phải tính toán sau đó để bánh răng bị động dịch chuyển quá giới hạn cho phép (0,25 mm) mới chạm vào điểm tựa.

Có loại điểm tựa không điều chỉnh (hình 7.14a) mũ bằng đồng thau và loại điểm tựa con lăn (hình 7.14b) bằng cách thay chốt 1 bằng bulông.

Các bạc đạn đỡ trục bị động là các ổ thanh lăn nón đỉnh quay về hai phía, mục đích để giảm khoảng cách a, c do đó giảm được mômen uốn, tăng độ cứng vững cho trục bị động (hình 7.15).



Hình 7.15

VI. VẬT LIỆU CHẾ TẠO TRUYỀN LỰC CHÍNH:

Đối với bánh răng chịu tải nhỏ: được làm bằng thép hợp kim crôm mangan 20 XGP.

Đối với bánh răng chịu tải lớn và trục làm bằng thép hợp kim 20XH2M; 15X.

Vỏ truyền lực chính đúc bằng gang rèn K435- 10,K435-12,K435-13.

CHƯƠNG VIII

VI SAI

I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:

1. Công dụng:

Vi sai đặt giữa các bánh xe chủ động của một cầu nhằm bảo đảm cho các bánh xe đó quay với vận tốc khác nhau khi xe vòng, hoặc chuyển động trên đường không bằng phẳng, hoặc có sự khác nhau giữa bán kính lăn của hai bánh xe, đồng thời phân phối lại mômen xoắn cho hai nửa trục trong các trường hợp nêu trên.

Vi sai đặt giữa các cầu chủ động có công dụng phân phối mômen xoắn cho các cầu theo yêu cầu thiết kế nhằm nâng cao tính năng kéo của xe có nhiều cầu.

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 của bánh xe (hay cầu xe) với mặt đường.
- Đảm bảo số vòng quay khác nhau giữa các bánh xe chủ động khi xe quay vòng, hoặc xe chuyển động trên đường không bằng phẳng, hoặc khi bán kính lăn của hai bánh xe chủ động ở cùng một cầu không bằng nhau.
- Kết cấu gọn

3. Phân loại:

a) Theo công dụng chia thành 3 loại:

- Vi sai giữa các bánh xe.
- Vi sai giữa các cầu.
- Vi sai giữa các truyền lực cạnh.

b) Theo mức độ tự động chia thành 3 loại:

- Vi sai không có hãm.
- Vi sai có hãm bằng tay.
- Vi sai hãm tự động.

c) Theo kết cấu chia thành:

- Vi sai bánh răng nón.
- Vi sai bánh răng trụ.
- Vi sai cam.
- Vi sai trục vít.
- Vi sai ma sát thủy lực.
- Vi sai có tỉ số truyền thay đổi.
- Vi sai có hành trình tự do.

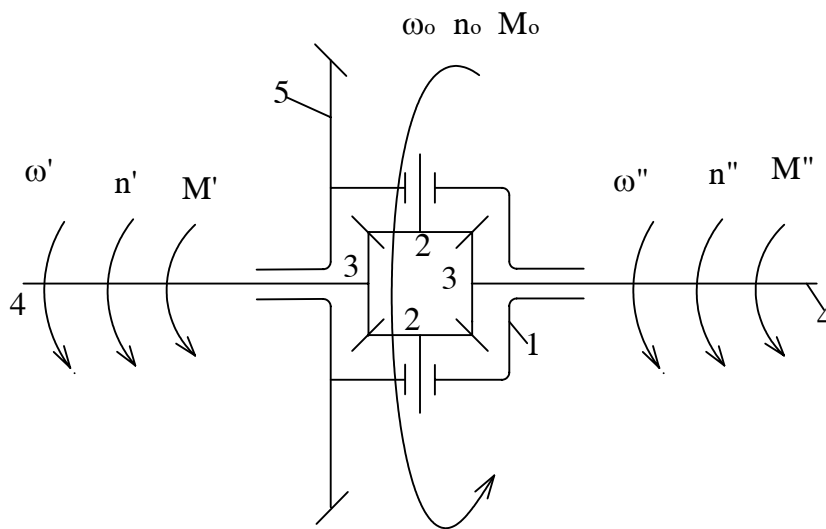
d) Theo giá trị hệ số hãm chia thành:

- Vi sai ma sát trong nhỏ ($k_{\sigma} = 0 \div 0,2$)
- Vi sai ma sát trong lớn ($k_{\sigma} = 0,21 \div 0,7$)
- Vi sai hãm cứng ($k_{\sigma} > 0,7$)

II. ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC CỦA VI SAI:

Chúng ta xét trường hợp thường gặp đó là: Vi sai bánh răng nón đối xứng (hình 8.1)
 Các bộ phận chính gồm có:

Vỏ vi sai 1 gắn liền với bánh răng bị động 5 của truyền lực chính và luôn có vận tốc góc như nhau. Các bánh răng hành tinh 2 có trục gắn lên vỏ vi sai 1. Số lượng bánh răng hành tinh phụ thuộc độ lớn mômen xoắn cần truyền.



Hình 8.1: Sơ đồ vi sai nón đặt giữa các bánh xe chủ động.

Thường gặp là 2 hoặc 3, hoặc có khi là 4 bánh răng hành tinh. Các bánh răng hành tinh quay tự do quanh trục của nó và luôn ăn khớp với các bánh răng nửa trục 3, đồng thời các bánh răng 2 cùng quay với vỏ 1. Các bánh răng 3 nối cứng với các nửa trục 4.

Bởi vậy khi các bánh răng 3 quay sẽ làm cho các bánh xe quay theo. Vì các bánh răng 2 có thể tham gia một lúc 2 chuyển động nên vi sai là cơ cấu hai bậc tự do.

1. Động học của vi sai:

Trong phần này chúng ta sẽ xét mối quan hệ giữa số vòng quay (hoặc vận tốc góc) của nửa trục bên trái và bên phải.

Khi xe chuyển động thẳng, mặt đường bằng phẳng, bán kính lăn của các bánh xe chủ động bằng nhau thì sức cản tác dụng lên hai bánh xe chủ động bằng nhau. Lúc này bánh răng hành tinh không quay quanh trục của nó (do tổng mômen tác dụng lên trục của nó bằng không), cho nên các bánh răng nửa trục có cùng số vòng quay với vỏ vi sai n_0 .

$$n' = n'' = n_0$$

Ở đây:

n' ; ω' – số vòng quay và vận tốc góc nửa trục bên trái.

n'' ; ω'' – số vòng quay và vận tốc góc nửa trục bên phải.

n_0 ; ω_0 – số vòng quay và vận tốc góc của vỏ vi sai.

Khi xe bắt đầu quay vòng và chuyển động trên đường cong, lúc này sức cản tác dụng lên hai bánh xe chủ động khác nhau, cho nên tổng mômen tác dụng lên trục của các bánh răng hành tinh khác không, bởi vậy các bánh răng hành tinh sẽ quay.

Giả thiết xe quay vòng sang trái thì nửa trục bên trái sẽ giảm số vòng quay đi một lượng là $\Delta n'$:

$$\Delta n' = n_2 \frac{Z_2}{Z'}$$

Trong đó:

n_2 – số vòng quay của bánh răng hành tinh.

Z_2 – số răng của bánh răng hành tinh.

Z' – số răng của bánh răng nửa trục bên trái.

Nếu trước khi quay vòng $n' = n'' = n_0$ thì khi đang quay vòng sang trái số vòng quay của bán trục bên trái giảm đi còn lại là:

$$n' = n_0 - n_2 \frac{Z_2}{Z'} \quad (8.1)$$

Lúc đó số vòng quay của nửa trục bên phải sẽ tăng lên là:

$$n'' = n_0 + n_2 \frac{Z_2}{Z''} \quad (8.2)$$

Cho trường hợp vi sai đối xứng thì $Z' = Z''$ và từ (8.1) và (8.2) suy ra:

$$n' = n'' = 2n_0 \quad (8.3)$$

Như vậy tổng số vòng quay của các nửa trục khi xe chạy thẳng cũng như khi xe quay vòng đều bằng hai lần số vòng quay của vỏ vi sai.

Từ (8.3) ta thấy: nếu hãm hoàn toàn một nửa trục, ví dụ $n' = 0$ thì suy ra $n'' = 2n_0$. Lúc này bánh răng hành tinh quay xung quanh trục của nó và lăn trên bánh răng nửa trục trái đang đứng yên.

Trường hợp thứ hai giả thiết vỏ vi sai đứng yên, tức là $n_0 = 0$ thì ta suy ra từ (8.3): $n' = -n''$ nghĩa là nếu quay bánh răng trái theo một chiều và hãm vỏ vi sai lại thì bánh phải sẽ quay ngược chiều với số vòng quay bằng nhau. Trường hợp này xảy ra trong thực tế khi phanh đột ngột bằng phanh tay (nếu cơ cấu phanh này nằm ở trục thứ cấp của hộp số). Lúc này trục các đăng dừng lại và dẫn đến vỏ vi sai cũng dừng lại. Do hai bánh xe có hệ số bám với đường không bằng nhau nên có thể quay với vận tốc bằng nhau, nhưng về hai hướng ngược nhau.

Như chúng ta đã biết $\omega = \frac{\pi.n}{30}$ và kết hợp với (8.3) chúng ta suy ra:

$$\omega' + \omega'' = 2\omega_0 \quad (8.4)$$

2. Động lực học của vi sai:

Ở phần này chúng ta sẽ khảo sát việc phân bố mômen đến các nửa trục khi có tính đến ma sát ở bên trong cơ cấu vi sai.

Giả thiết xe đang chuyển động ổn định, chúng ta sẽ có phương trình cân bằng mômen:

$$M_0 = M' + M'' \quad (8.5)$$

Ở đây:

M_0 – mômen truyền đến vỏ vi sai đang xét

M' – mômen truyền đến nửa trục bên trái

M'' – mômen truyền đến nửa trục bên phải.

Để tính đến mất mát trong vi sai do ma sát giữa các chi tiết khi vi sai hoạt động, chúng ta thừa nhận mômen ma sát M_r khi vận tốc góc của các trục khác nhau.

Lúc này giả thiết xe đang quay vòng sang phải ($\omega' > \omega''$) thì công suất mất mát do ma sát N_r sẽ là:

$$N_r = M_r \left(\frac{\omega' - \omega''}{2} \right) \quad (8.6)$$

Trong trường hợp này tổng công suất truyền đến các nửa trục phải bằng công suất truyền đến vỏ vi sai trừ đi công suất mất mát N_r :

$$N' + N'' = N_0 - N_r$$

Tức là:

$$M' \cdot \omega' + M'' \cdot \omega'' = M_0 \cdot \omega_0 - N_r \quad (8.7)$$

Trong đó:

N' – công suất truyền qua nửa trục trái.

N'' – công suất truyền qua nửa trục phải.

N_o – công suất truyền qua vỏ vi sai.

Từ (8.6) đến (8.7) ta có:

$$M' \cdot \omega' + M'' \cdot \omega'' = M_o \omega_o - M_r \left(\frac{\omega' - \omega''}{2} \right) \quad (8.8)$$

Thay (8.4) và (8.5) vào (8.8) ta có:

$$M' = 0,5(M_o - M_r) \quad (8.9)$$

$$M'' = 0,5(M_o + M_r) \quad (8.10)$$

Lấy (8.10) chia cho (8.9) ta được:

$$\frac{M''}{M'} = \frac{M_o + M_r}{M_o - M_r} \quad (8.11)$$

Biểu thức (8.11) cho thấy tỷ số mômen phân bố trên các nửa trục phụ thuộc vào mômen ma sát M_r ở bên trong vi sai. Dễ dàng thấy rằng $M'' > M'$ và sự phân bố lại mômen này phù hợp với sự thay đổi mômen cản tác dụng lên hai bánh xe trái và phải. Bởi vì khi xe quay vòng sang phải (như giả thuyết đã nêu) thì mômen cản tác dụng lên bánh xe bên phải lớn hơn mômen tác dụng lên bánh xe bên trái.

Nếu xe quay vòng sang trái thì mômen cản tác dụng lên bánh xe bên phải sẽ nhỏ hơn mômen cản tác dụng lên bánh xe bên trái và chứng minh tương tự như trên ta lại có $M'' < M'$.

Như vậy khi tính toán các nửa trục và các bánh răng nửa trục, chúng ta phải lấy giá trị mômen bằng một nửa mômen truyền đến vi sai nhân với hệ số dự trữ $k > 1$.

III. ẢNH HƯỞNG CỦA VI SAI ĐẾN TÍNH CHẤT KÉO CỦA XE:

Tính chất kéo của xe được thể hiện qua tổng lực kéo của các bánh xe chủ động. Như chúng ta đã biết lực kéo của các bánh xe chủ động bị giới hạn bởi các lực bám giữa các bánh xe với mặt đường. Như vậy, các lực bám giữa các bánh xe với mặt đường xác định tính chất kéo tối hạn của xe.

Trong khi đó, các lực bám với mặt đường thay đổi rõ rệt khi trong hệ thống truyền lực có vi sai hoặc không có vi sai. Và nếu có vi sai thì mức độ hoạt động của các vi sai sẽ ảnh hưởng đến giá trị các lực bám, tức là có ảnh hưởng đến tính chất kéo của xe.

Vậy trước khi xét đến ảnh hưởng của vi sai đến tính chất kéo của xe, chúng ta phải làm quen với hai hệ số sau đây đặc trưng cho mức độ hoạt động của vi sai:

1. Hệ số hãm của vi sai:

$$k_h = \frac{M_r}{M_o} = \frac{M'' - M'}{M'' + M'} \quad (8.12)$$

Khi ma sát bên trong vi sai $M_r = 0$ thì $k_h = 0$.

Khi ma sát bên trong tăng dần lên thì giá trị k_h cũng tăng dần lên và khi $M_r = M_o$ thì $k_h = 1$, lúc này vi sai bị hãm hoàn toàn (không hoạt động được).

Như vậy khi k_h nhận một giá trị bất kỳ trong khoảng $< 0,1 >$, thì giá trị đó cho thấy mức độ hoạt động của vi sai nhiều hay ít.

Để tăng khả năng bám của các bánh xe chủ động, người ta thường hãm các bộ vi sai lại.

Tuy nhiên để sử dụng triệt để lực bám của các bánh xe chủ động với mặt đường, ngay cả khi hệ số bám φ dưới mỗi bánh xe rất khác nhau, cũng không nhất thiết phải hãm vi sai hoàn toàn với $k_h = 1$.

Từ (8.12) chúng ta có thể tìm được giá trị tối ưu của k_h , nếu ta thay thế M' , M'' bằng các giá trị khác nhau lớn nhất, có thể có được trong thực tế do sự khác nhau của φ dưới mỗi bánh xe.

Giả thiết ta có loại xe bố trí theo công thức 4x2, tải trọng lên hai bánh xe chủ động đều bằng nhau.

Trong nhiều trường hợp một trong hai bánh xe bị trượt quay (do hệ số bám của đường dưới hai bánh xe khác nhau) và xe không chuyển động được. Giả thiết một bánh xe ở vị trí của đường có hệ số bám φ_{\max} và một bánh xe ở vị trí đường có hệ số bám φ_{\min} . Lúc này gọi $0,5Z_2$ là phản lực tác dụng lên một bánh xe chủ động ở cầu sau và r_{bx} là bán kính lăn của bánh xe, ta có:

$$M' = 0,5 \cdot Z_2 \cdot \varphi_{\min} \cdot r_{bx}$$

$$M'' = 0,5 \cdot Z_2 \cdot \varphi_{\max} \cdot r_{bx}$$

Trường hợp xấu nhất là khi $\varphi_{\max} = 0,8$ và $\varphi_{\min} = 0,1$ thay các giá trị trên vào (8.12) ta có:

$$k_h = \frac{0,5 \cdot Z_2 \cdot r_{bx} (\varphi_{\max} - \varphi_{\min})}{0,5 \cdot Z_2 \cdot r_{bx} (\varphi_{\max} + \varphi_{\min})} = \frac{0,8 - 0,1}{0,8 + 0,1} \approx 0,78 \quad (8.13)$$

Thực tế cho thấy với các giá trị $k_h > 0,78$ không làm cho tính chất kéo của xe tốt hơn. Thông thường các giá trị φ_{\max} và φ_{\min} dưới các bánh xe chênh lệch nhau không nhiều nên $k_h = 0,3 \div 0,5$.

Nếu k_h càng lớn thì xe sẽ rất khó điều khiển, vỏ xe mòn nhanh và khi gặp đường trơn có thể có hiện tượng xe trượt ngang.

Trong trường hợp mômen ma sát M_r tự sinh ra bên trong vi sai khi vi sai làm việc thì k_h được gọi là hệ số tự hãm.

Trường hợp nếu mômen ma sát M_r sinh ra do cơ cấu hãm vi sai thì k_h được gọi là hệ số hãm cưỡng bức.

Đối với vi sai hình nón hệ số tự hãm $k_h \approx 0,1$.

2. Hệ số gài vi sai k_g :

k_g là tỉ số giữa mômen truyền đến bánh quay chậm và bánh quay nhanh:

$$k_g = \frac{M''}{M'} \quad (8.14)$$

Trong đó:

M' – mômen truyền đến bánh xe quay nhanh.
 M'' – mômen truyền đến bánh xe quay chậm.

Từ (8.12) và (8.14) ta có mối quan hệ giữa k_h và k_g :

$$k_g = \frac{1 + k_h}{1 - k_h} \quad (8.15)$$

Như vậy khi k_h thay đổi từ 0 đến 1 thì k_g sẽ thay đổi tương ứng từ 1 đến ∞ .

3. Ảnh hưởng của vi sai đến tính chất kéo của xe nhiều cầu:

a) Giả thiết xe có n cầu chủ động, không có vi sai giữa các cầu (truyền động cứng) và các vi sai giữa các bánh xe đã bị hãm cứng:

Chúng ta ký hiệu: $Z_1', Z_1'', Z_2', Z_2'', \dots, Z_n', Z_n''$ là các phản lực thẳng đứng của đường tác dụng lên bánh xe chủ động tương ứng với các cầu 1; 2; ...; n và $\varphi_1', \varphi_1'', \varphi_2', \varphi_2'', \dots, \varphi_n', \varphi_n''$ là giá trị hệ số bám của các bánh xe tương ứng.

Trong trường hợp này lực kéo ở mỗi bánh xe đạt giá trị cực đại và bằng lực bám của bánh xe đó với mặt đường. Lúc này lực kéo giới hạn của xe theo điều kiện bám sẽ là:

$$X_{gh} = Z_1' \varphi_1' + Z_1'' \varphi_1'' + \dots + Z_n' \varphi_n' + Z_n'' \varphi_n'' = \sum_{i=1}^n (Z_i' \varphi_i' + Z_i'' \varphi_i'') \quad (8.16)$$

b) Xét trường hợp xe có n cầu chủ động như ở mục a nhưng lúc này vi sai giữa các bánh xe hoạt động tự do (hoàn toàn không bị hãm):

Giả thiết ma sát bên trong các vi sai vô cùng nhỏ $M_r \approx 0$ nên k_h coi như bằng không, lúc này vi sai sẽ phân bố đều mômen cho hai bánh xe trái và phải: $M_i' = M_i''$

Lúc này lực kéo giới hạn của xe theo điều kiện bám sẽ là:

$$X_{gh} = Z_1 \varphi_{1min} + Z_2 \varphi_{2min} + \dots + Z_n \varphi_{nmin} = \sum_{i=1}^n Z_i \varphi_{imin} \quad (8.17)$$

Trong đó:

Z_1, Z_2, \dots, Z_n - là phản lực thẳng đứng của đường lên cầu thứ 1; 2; ...; n

$\varphi_{1min}, \varphi_{2min}, \dots, \varphi_{nmin}$ - là hệ số bám nhỏ chọn từ hai hệ số bám của bánh xe trái và phải của cầu thứ 1; 2; ...; n.

c) Xét xe có 2 cầu chủ động (4 × 4), có vi sai giữa các cầu và vi sai giữa các bánh xe đều là loại đối xứng:

Tất cả các vi sai đều không bị hãm (giả thiết $M_r \approx 0$ nên $k_h \approx 0$). Lúc này lực kéo giới hạn của xe theo điều kiện bám sẽ là:

$$X_{gh} = (Z_1 + Z_2) \varphi_{min} \quad (8.17)$$

Ở đây:

φ_{\min} – hệ số bám nhỏ nhất trong tất cả các hệ số bám của các bánh xe chủ động với mặt đường.

Như vậy nếu trong hệ thống truyền lực có sử dụng các bộ vi sai và chúng ở trạng thái hoạt động tự do (không bị hãm) và nếu hệ số bám dưới của các bánh xe khác nhau thì tính chất kéo của xe sẽ kém đi (tức là tổng các lực kéo của các bánh xe chủ động sẽ giảm).

d) Quan hệ giữa lực kéo và hệ số hãm vi sai:

d1) Trường hợp 1: hệ số bám dưới 2 bánh xe trái và phải chênh lệch nhau không nhiều

- Đối với bánh xe quay nhanh:

$$X' = \frac{M'}{r_{bx}} = \frac{0,5(M_o - M_r)}{r_{bx}} = \frac{M_o}{2r_{bx}}(1 - k_h) \quad (8.18)$$

- Đối với bánh xe quay chậm:

$$X'' = \frac{M''}{r_{bx}} = \frac{0,5(M_o + M_r)}{r_{bx}} = \frac{M_o}{2r_{bx}}(1 + k_h) \quad (8.19)$$

Trong đó:

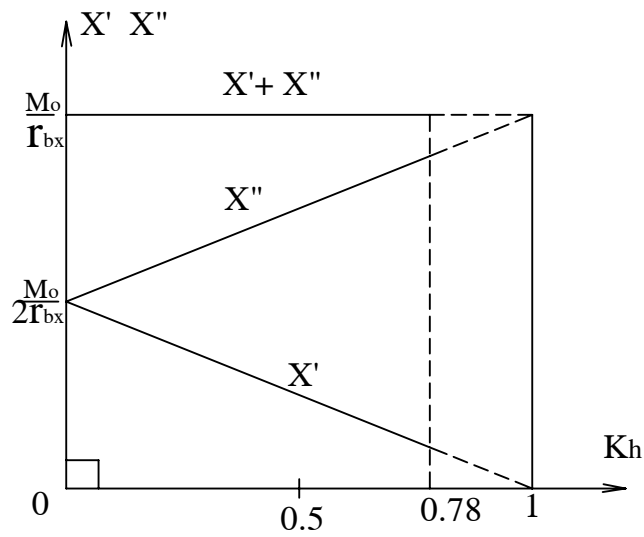
X', X'' – Lực kéo của bánh xe quay nhanh và quay chậm.

M', M'' – Mômen xoắn truyền đến bánh xe quay nhanh và quay chậm.

Ta thấy X' và X'' là hàm số bậc nhất của k_h . Khi biểu diễn trên đồ thị thì:

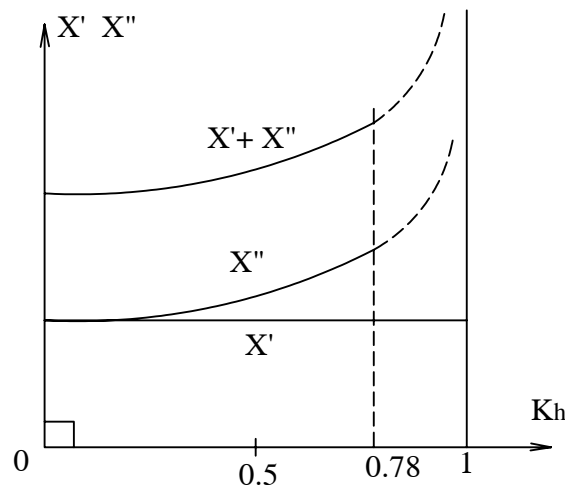
$$X' + X'' = \frac{M_o}{r_{xb}} = \text{const}. \text{ Tại giá trị } k_h = 0 \text{ thì } X' = X'' = \frac{M_o}{2r_{xb}} \quad (\text{hình 8.2})$$

Khi k_h biến thiên từ 0 đến 1 thì X' giảm dần và X'' tăng dần; Phần bên phải đồ thị ta vẽ đường chấm chấm vì đoạn này biểu diễn các giá trị của lực kéo với $\varphi > 0,75$ quá lớn.



Hình 8.2: Đồ thị biểu diễn mối quan hệ của X' , X'' với K_h khi hệ số bám chênh lệch nhau không nhiều.

d2) Trường hợp 2: Hệ số bám dưới hai bánh xe trái và phải chênh lệch nhau rất nhiều (hình 8.3)



Hình 8.3: Mối quan hệ của X' , X'' với K_h khi hệ số bám chênh lệch nhau rất nhiều.

Theo biểu thức (8.14) ta có:

$$k_g = \frac{M''}{M'} = \frac{\frac{M''}{r_{bx}}}{\frac{M'}{r_{bx}}} = \frac{X''}{X'} = \frac{1+k_h}{1-k_h} \quad (8.20)$$

Suy ra:

$$X'' = X' \frac{1+k_h}{1-k_h}$$

và X' được tính như sau : $X' = \frac{Z_2}{2} \cdot \varphi_{\min}$

Ở đây:

$$\varphi_{\min} = 0,1; \varphi_{\max} = 0,75.$$

Z_2 – phản lực thẳng đứng của đường lên cầu sau chủ động.

IV. KẾT CẤU VÀ TÍNH TOÁN MỘT SỐ BỘ VI SAI:

1. Vi sai đặt giữa hai bánh xe chủ động:

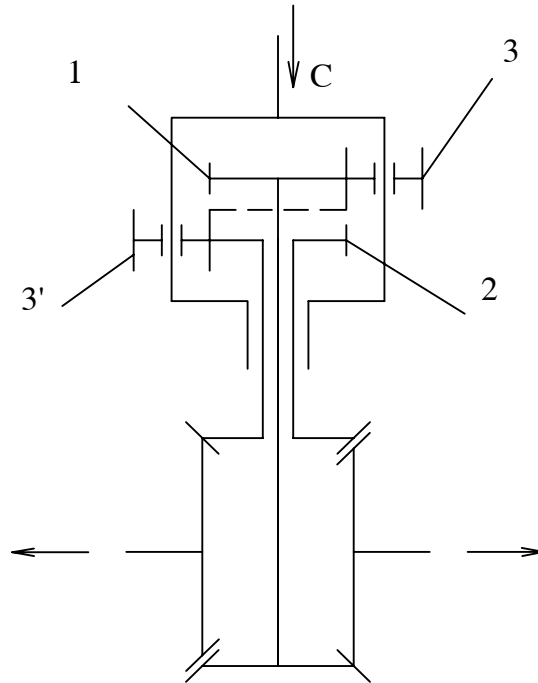
Thường gặp các bộ vi sai này thuộc loại đối xứng. Sử dụng thông dụng hiện nay là vi sai bánh răng nón, vi sai bánh răng trụ, vi sai cam và vi sai trục vít.

a) Vi sai đối xứng kiểu bánh răng nón:

Đã được trình bày ở phần II của chương này.

b) Vi sai đối xứng kiểu bánh răng trụ:

Trên hình (8.4) là vi sai đối xứng kiểu bánh răng trụ được sử dụng trên xe Tatra 111 của cộng hoà CZECH.



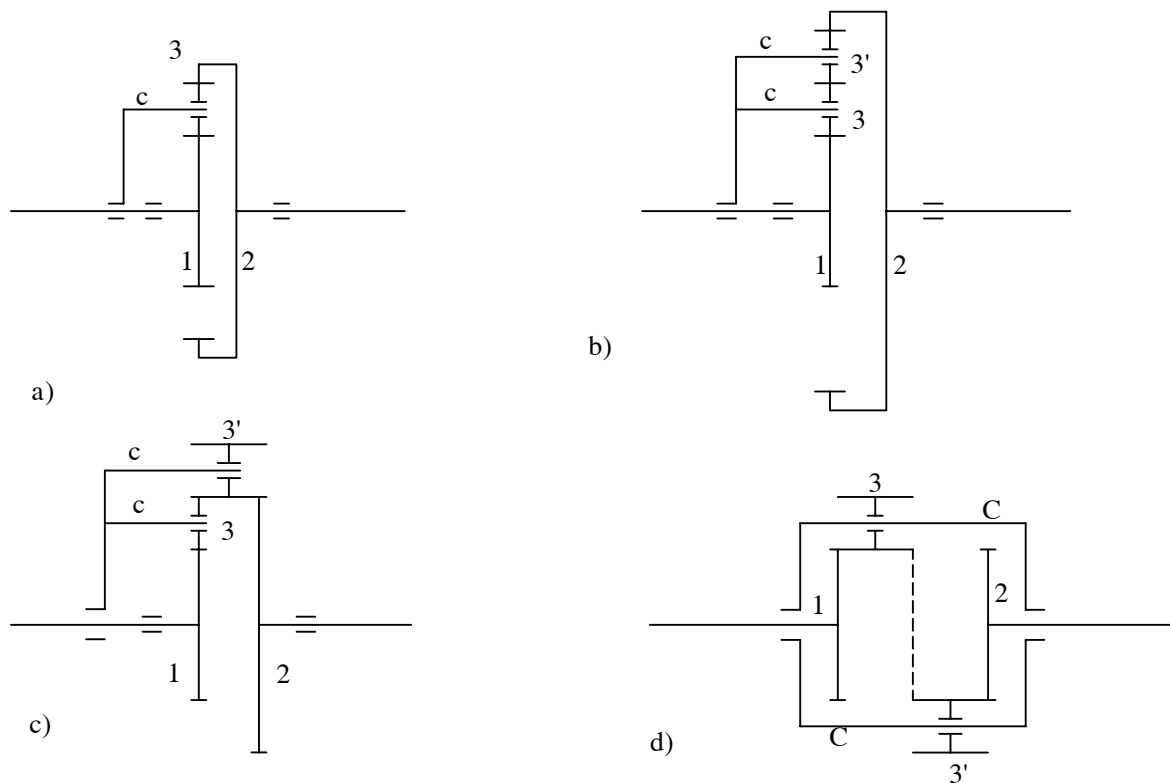
Hình 8.4: Cấu tạo bộ vi sai đối xứng kiểu bánh răng trụ
 C. Cần dẫn (lồng rãnh).
 1 và 2: Các bánh răng trung tâm.
 3 và 3': Các bánh răng hành tinh.

Quá trình 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 trụ (hình 8.5a) lắp thêm bánh răng hành tinh 3' sẽ thu được kết cấu mới (hình 8.5b).

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 8.5c).

Cơ cấu này vẫn chưa phải là vi sai đối xứng. Nếu mở rộng dần cần 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 $Z_1 = Z_2$ và $Z_3 = Z_3'$ (hình 8.5d) chúng ta nhận được vi sai đối xứng kiểu bánh răng trụ.

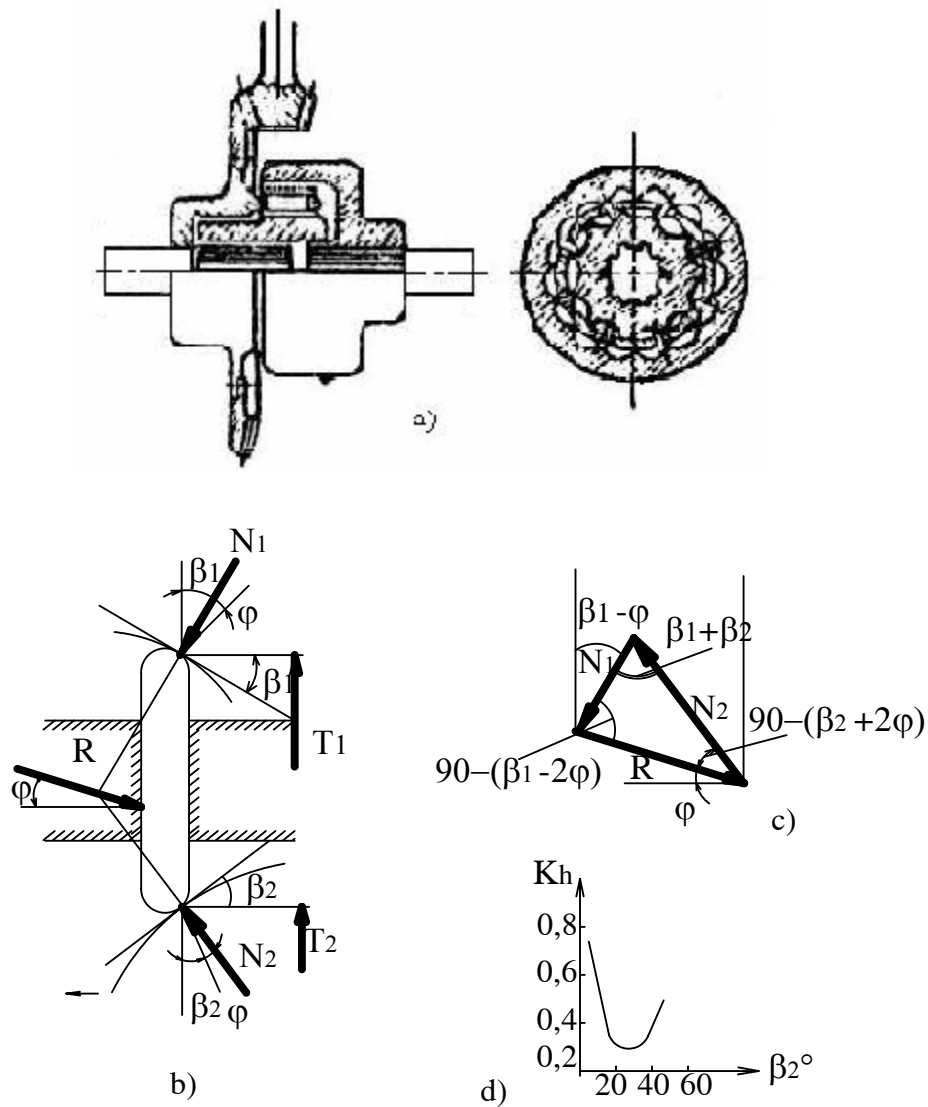


Hình 8.5: Phân tích quá trình phát triển kết cấu phương án bộ vi sai đối xứng kiểu bánh răng trụ.

- a) Vi sai không đối xứng ăn khớp trong 1 cần.
- b) Vi sai không đối xứng ăn khớp trong 2 cần.
- c) Vi sai không đối xứng ăn khớp ngoài.
- d) Vi sai đối xứng.

c) Vi sai cam:

Để tăng ma sát trong; nâng cao khả năng tự hãm, người ta đã chế tạo các loại vi sai cam đặt hướng kính và vi sai cam đặt hướng tâm. Ở trên hình (8.6) là vi sai cam đặt hướng tâm.



Hình 8.6: Vi sai cam đặt hướng tâm.

- a) Kết cấu vi sai cam.
- b) Sơ đồ lực tác dụng.
- c) Tam giác lực.
- d) Đồ thị mối quan hệ $K_h - \beta_2$.

Kết cấu và nguyên lý làm việc như sau:

Mômen xoắn từ bánh răng nón bị động truyền qua vòng ngăn 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 các nửa trục bằng then hoa. Khi xe

quay vòng, các con chạy trượt trên các mặt cam, phân phối đều các nửa trục những tốc độ góc khác nhau. Loại vi sai này có kết cấu đơn giản, gọn và nhẹ.

Giá trị hệ số hãm k_h của vi sai cam phụ thuộc vào hệ số ma sát giữa các con chạy với các mặt cam và phụ thuộc vào góc đỉnh cam α . Khi $\alpha = 35^\circ$ thì $k_h = 0,3$, khi $\alpha = 6^\circ$ thì $k_h = 1$

Giá trị trung bình của k_h là : $k_h = 0,4 \div 0,5$.

Sơ đồ các lực tác dụng lên các con chạy được biểu diễn ở hình 8.6b:

N_1, N_2, R là các hợp lực tác dụng lên con chạy từ phía vỏ ngoài, vỏ trong và vòng ngăn. Giá trị φ là góc ma sát.

Từ tam giác lực (hình 8.6c) ta có:

$$\frac{N_1}{\sin[90^\circ - (\beta_2 + 2\varphi)]} = \frac{N_2}{\sin[90^\circ - (\beta_1 - 2\varphi)]} \quad (8.21)$$

Suy ra:

$$N_2 = N_1 \frac{\cos(\beta_1 - 2\varphi)}{\cos(\beta_2 + 2\varphi)}$$

Mômen ở vỏ trong (ứng với bánh xe quay chậm hoặc dừng)

$$M'' = N_2 \sin(\beta_2 + \varphi) \cdot r_2$$

Mômen ở vỏ ngoài (ứng với bánh xe quay nhanh)

$$M' = N_1 \sin(\beta_1 - \varphi) \cdot r_1$$

Hệ số hãm vi sai k_h được tính:

$$\begin{aligned} k_h &= \frac{M'' - M'}{M'' + M'} = \frac{N_2 \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 - N_1 (\sin \beta_1 - \varphi) r_1}{N_2 \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 + N_1 (\sin \beta_1 - \varphi) r_1} \\ &= \frac{\cos(\beta_1 - 2\varphi) \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 - \cos(\beta_2 + 2\varphi) (\sin \beta_1 - \varphi) r_1}{\cos(\beta_1 - 2\varphi) \sin(\beta_2 + \varphi) r_2 + \cos(\beta_2 + 2\varphi) (\sin \beta_1 - \varphi) r_1} \quad (8.22) \end{aligned}$$

Khi $\varphi = 6^\circ$; $r_1 = 2r_2$, quan hệ giữa hệ số hãm k_h và góc β_2 được biểu thị ở hình 8.6d. Giá trị cực tiểu của k_h là 0,3 khi $\beta_2 = 25^\circ \div 30^\circ$

Từ biểu thức (8.22) ta thấy nếu $\beta_1 = \varphi$ thì $k_h = 1$, tức là vi sai hoàn toàn bị hãm cứng. Ứng suất tiếp của con chạy và vỏ cam khi xe chuyển động thẳng là:

$$\begin{aligned} \tau_1 &= 0,418 \sqrt{\frac{N_1 E}{1} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)} \leq [\tau] \\ \tau_2 &= 0,418 \sqrt{\frac{N_2 E}{1} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)} \leq [\tau] \end{aligned} \quad (8.23)$$

Ở đây:

τ_1 – Ứng suất tiếp giữa con chạy và vỏ cam ngoài.

τ_2 – Ứng suất tiếp giữa con chạy và vỏ cam trong.

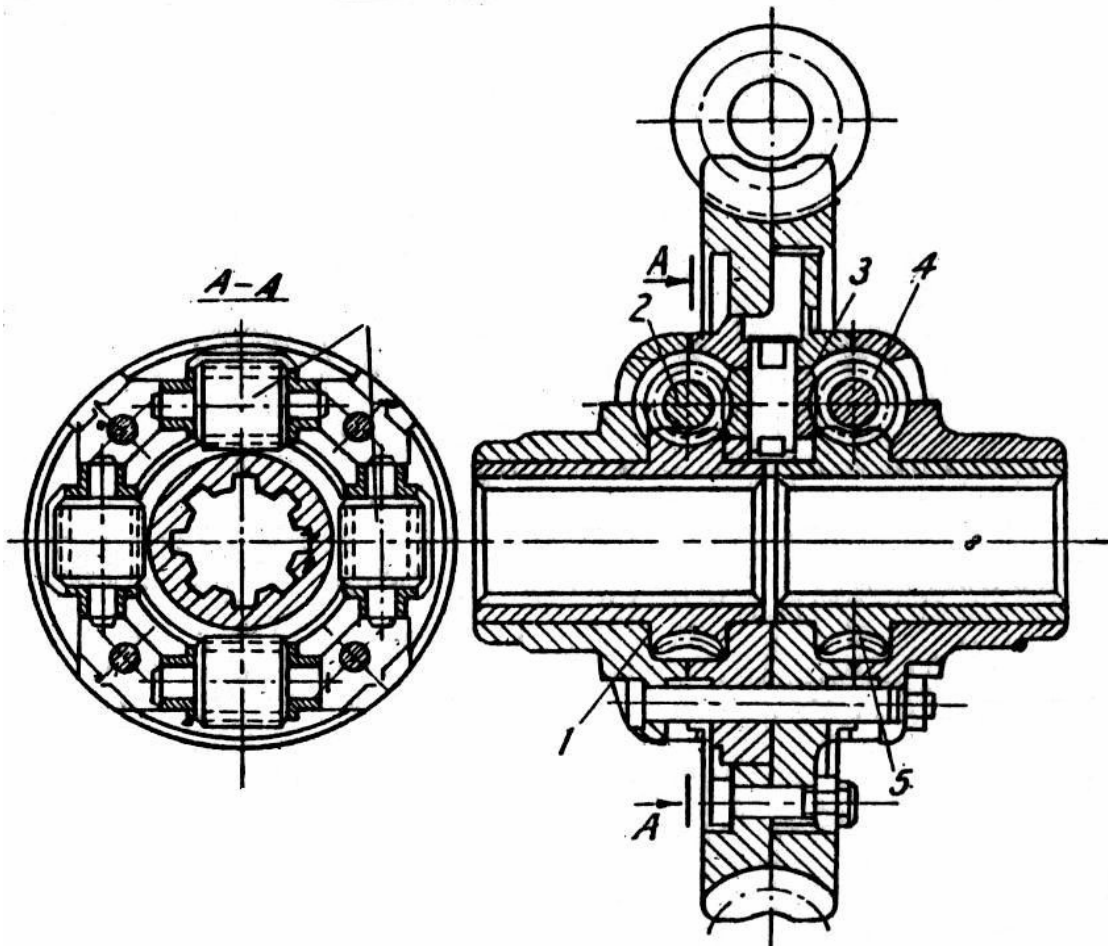
E – Mô đun đàn hồi.

ρ_1, ρ_2 – Các bán kính cong của con chạy ở các tiếp điểm. Nếu tâm đường cong ở hai bên tiếp điểm lấy dấu (+), nếu tâm ở một bên lấy dấu (-).

$$[\tau] = 2,5 \div 3 \text{ MN/m}^2$$

l – chiều dài tiếp xúc giữa con chạy và các cam.

d) Vi sai trục vít:



Hình 8.7: Vi sai trục vít

1;5: Các bánh vít.

2; 3; 4 : Các trục vít hành tinh.

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 trục vít hành tinh 3. Tương quan động học giữa 2 nửa trục được thực hiện qua 5 trục vít tạo thành 4 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 rất nhiều. Thường chọn $\beta = 20^\circ \div 30^\circ$. Loại vi sai này có kết cấu phức tạp hơn vi sai cam. Mômen phân phối giữa 2 trục thông qua 4 cặp hành tinh:

$$M' = M'' \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \quad (8.24)$$

Ở đây:

$\eta_1; \eta_2; \eta_3; \eta_4$ – hiệu suất truyền động theo thứ tự của từng cặp trục vít, bánh vít.

Hệ số hãm k_h được tính:

$$k_h = \frac{M'' - M'}{M'' + M'} = \frac{1 - \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4}{1 + \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4} \quad (8.25)$$

Độ nhớt của dầu bôi trơn có ảnh hưởng đến hệ số hãm theo tỷ lệ thuận.

2. Vi sai đặt giữa các cầu chủ động:

Vi sai giữa các cầu dùng để phân phối mômen truyền đến các cầu.

Thông thường giá trị mômen phân phối đến cầu trước và sau (đối với xe hai cầu) tỉ lệ với trọng lượng bám của các cầu.

Nếu ta ký hiệu M_1, M_2 là các mômen phân phối từ vi sai ra các cầu tương ứng thì ta có:

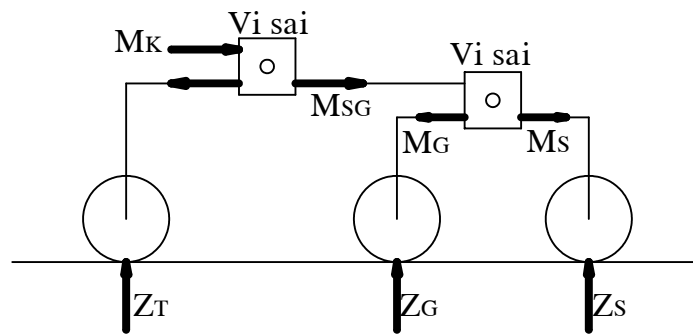
$$\begin{aligned} M_1 &= Z_1 \cdot \varphi \cdot r_{bx} \cdot \frac{1}{i_0} \\ M_2 &= Z_2 \cdot \varphi \cdot r_{bx} \cdot \frac{1}{i_0} \end{aligned} \quad (8.26)$$

Sử dụng loại vi sai này có thể giảm được tác hại của mômen phụ trong truyền lực hoặc nếu với loại vi sai có ma sát trong nhỏ thì có thể khắc phục được ảnh hưởng này. Do đó các chi tiết của hệ thống truyền lực ô tô nhiều cầu không bị quá tải.

Trong vi sai loại đối xứng, mômen truyền đến vỏ vi sai được chia đều làm đôi nếu ta bỏ qua ma sát trong cơ cấu vi sai. Vi sai loại đối xứng được đặt giữa các cầu chủ động chịu tải gần bằng nhau.

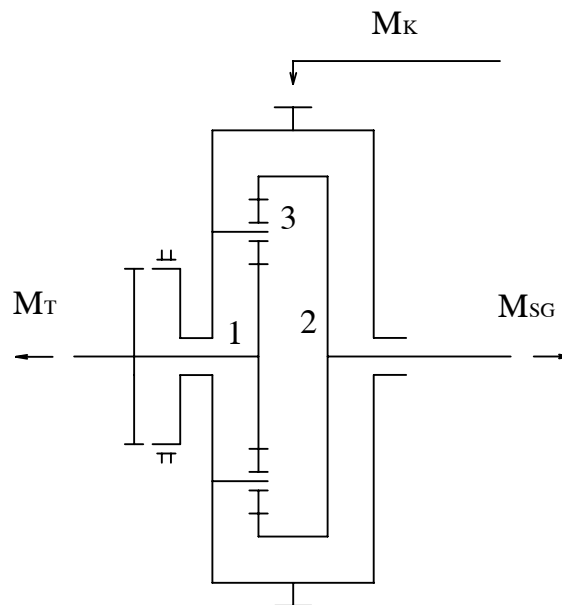
Trong vi sai loại không đối xứng mômen truyền đến vỏ vi sai chia ra các cầu không đều nhau mà theo một tỷ số nhất định thường là tỷ lệ với trọng lượng bám của các cầu chủ động.

Xe Ural – 375 kiểu (6 x 6) có cách bố trí các bộ vi sai giữa các cầu một cách hợp lý như ở hình 8.8, nhằm đạt được hiệu quả tận dụng lực bám (mômen xoắn phân bố đến từng cầu tỉ lệ thuận với phản lực thẳng đứng Z).



Hình 8.8: Sơ đồ bố trí các bộ vi sai giữa các cầu của xe Ural – 375.
T. Cầu trước, G. Cầu giữa, S. Cầu sau
M. Mômen xoắn; Z. Phản lực thẳng đứng.

Bộ vi sai đặt giữa cầu trước và hai cầu phía sau có kết cấu kiểu không đối xứng bánh răng hình trụ. Bộ vi sai này đặt trong hộp phân phối (hình 8.9).



Hình 8.9: Nguyên lý cấu tạo bộ vi sai không đối xứng kiểu bánh răng trụ đặt giữa cầu trước và hai cầu phía sau xe Ural - 375.

V. VẬT LIỆU CHẾ TẠO CÁC CHI TIẾT CỦA VI SAI:

Vỏ vi sai chế tạo bằng gang rèn hoặc thép 40. Thử thập vi sai chế tạo bằng thép hợp kim nhãn hiệu 12XHA, 18XH, 30XH có nhiệt luyện.

Với loại vi sai cam: vành giũa và phần cam chế tạo bằng thép xê măngtít 18HBA với độ cứng bề mặt HRC 60 – 65. Con chạy chế tạo bằng thép UX – 15, độ cứng HRC 60–65.

Đối với vi sai trục vít: trục vít chế tạo bằng thép 12X2H4A. xê măngtít ở độ sâu 0,8÷1,2mm, độ cứng bề mặt HRC 58 – 52, trong lõi HRC 30 – 42.

CHƯƠNG IX

TRUYỀN ĐỘNG ĐẾN CÁC BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:

1. Công dụng:

Dùng để truyền mômen xoắn từ truyền lực chính đến các bánh xe chủ động. Nếu cầu chủ động là loại cầu liên (đi kèm với hệ thống treo phụ thuộc) thì truyền động đến các bánh xe nhờ các nửa trục. Nếu cầu chủ động là cầu rời (đi kèm với hệ thống treo độc lập) hoặc truyền mômen đến các bánh dẫn hướng là bánh chủ động thì có thêm khớp các đăng đồng tốc.

2. Yêu cầu:

- Với bất kỳ loại hệ thống treo nào, truyền động đến các bánh xe chủ động phải đảm bảo truyền kết mômen xoắn.
- Khi truyền mômen xoắn, vận tốc góc của các bánh xe chủ động hoặc bánh xe dẫn hướng vừa là chủ động đều không thay đổi.

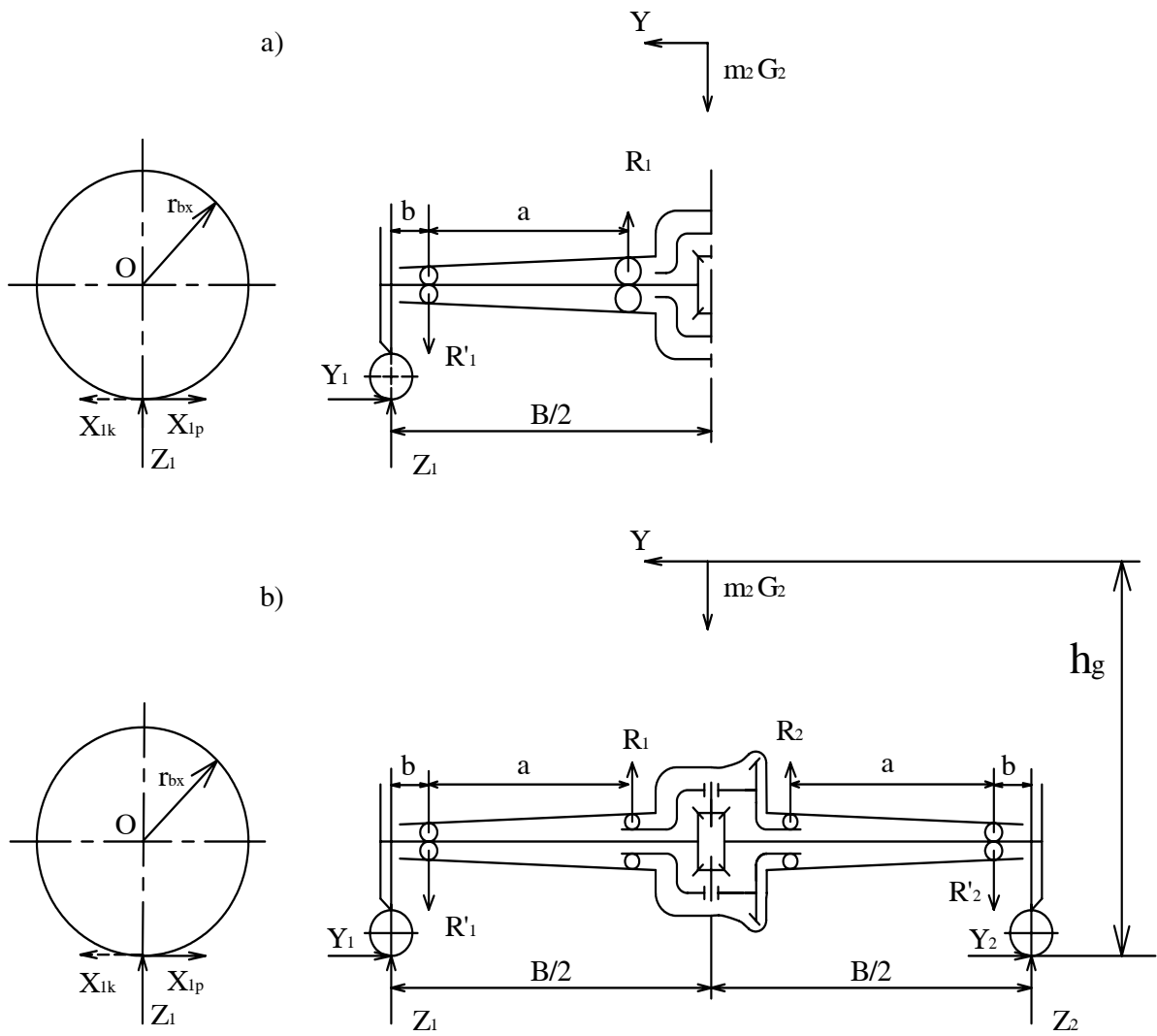
3. Phân loại:

a) Theo kết cấu của cầu chia ra 2 loại:

- + Cầu liên.
- + Cầu rời.

b) Theo mức độ chịu lực hướng kính và lực chiều trục chia ra 4 loại:

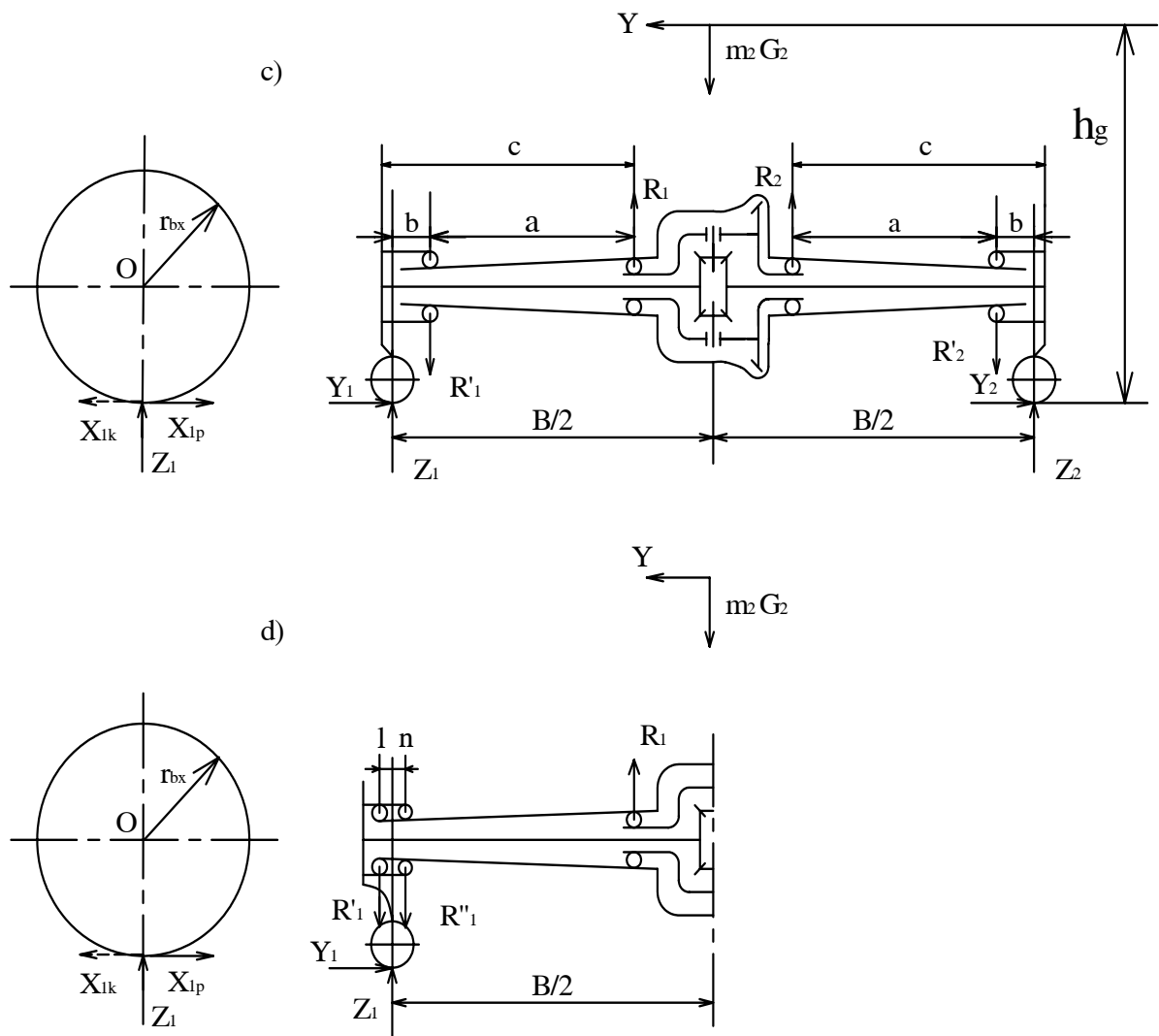
- + Loại nửa trục không giảm tải (Hình 9.1-a). Ở loại này bạc đạn trong và ngoài đều đặt trực tiếp lên nửa trục. Lúc này nửa trục chịu toàn bộ các lực, các phản lực từ phía đường và lực vòng của bánh răng chấu.
Loại nửa trục không giảm tải ở các xe hiện đại không dùng.
- + Loại nửa trục giảm tải một nửa (Hình 9.1-b). Ở loại này bạc đạn trong đặt trên vỏ vi sai, còn bạc đạn ngoài đặt ngay trên nửa trục.
- + Loại nửa trục giảm tải ba phần tư (hình 9.1-c). Ở loại này bạc đạn trong đặt lên vỏ vi sai, còn bạc đạn ngoài đặt trên vỏ cầu và lồng vào trong moayơ của bánh xe.
- + Loại nửa trục giảm tải hoàn toàn (Hình 9.1-d). Ở loại này bạc đạn trong đặt lên vỏ vi sai, còn ở bên ngoài gồm có hai bạc đạn đặt gần nhau (có thể là một bạc đạn côn, một bạc đạn cầu). Chúng được đặt lên dầm cầu và lồng vào trong moayơ của bánh xe.



Hình 9.1: Sơ đồ các loại nửa trục và các lực tác dụng.

a) Nửa trục không giảm tải.

b) Nửa trục giảm tải một nửa.



Hình 9.1: Sơ đồ các loại nửa trục và các lực tác dụng.

c) Nửa trục giảm tải ba phần tư.

d) Nửa trục giảm tải hoàn toàn.

II. TÍNH TOÁN NỬA TRỤC THEO ĐỘ BỀN:

1. Xác định các lực tác dụng lên nửa trục:

Để tính toán các nửa trục, trước hết phải xác định độ lớn của các lực tác dụng lên nửa trục. Tùy theo từng trường hợp, các nửa trục có thể chịu toàn bộ hay một phần lực tác dụng lên các bánh xe của cầu chủ động.

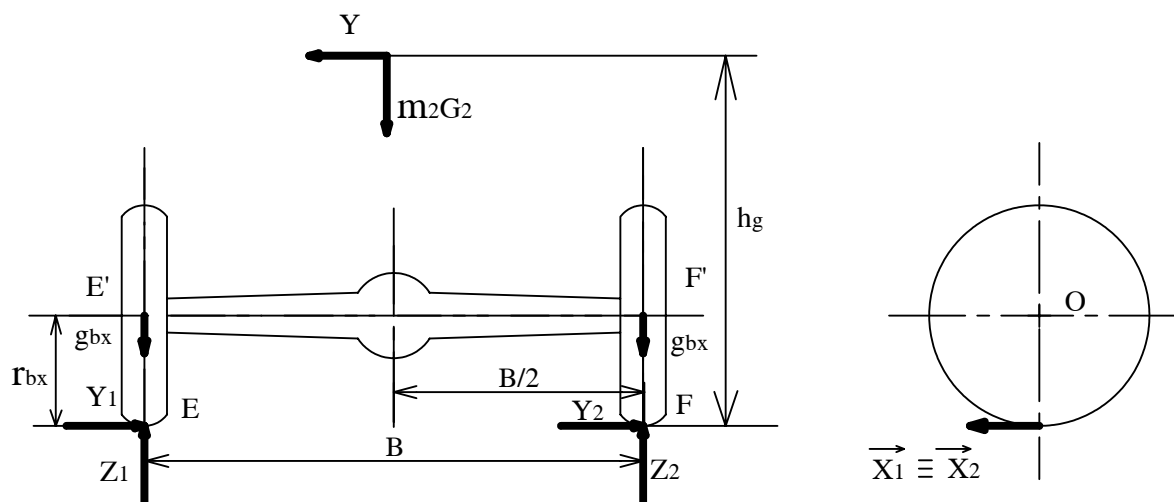
Sơ đồ các lực tác dụng lên cầu sau chủ động ở trên hình 9.2 . Ý nghĩa các ký hiệu trên hình vẽ như sau:

Z_1, Z_2 – Phản lực thẳng đứng tác dụng lên bánh xe trái và phải.

Y_1, Y_2 – Phản lực ngang tác dụng lên bánh xe trái và phải.

X_1, X_2 – Phản lực của lực vòng truyền qua các bánh xe chủ động. Lực X_1, X_2 sẽ thay đổi chiều phụ thuộc vào bánh xe đang chịu lực kéo hay lực phanh (X_k hay X_p). lực $X = X_{max}$ ứng với lúc xe chạy thẳng.

$m_2 G_2$ – Lực thẳng đứng tác dụng lên cầu sau.



Hình 9.2: Sơ đồ các lực tác dụng lên cầu sau chủ động

G_2 – phần trọng lượng của xe tác dụng lên cầu sau khi xe đứng yên trên mặt phẳng nằm ngang.

m_2 – hệ số thay đổi trọng lượng tác dụng lên cầu sau phụ thuộc vào điều kiện chuyển động.

+ Trường hợp đang truyền lực kéo: $m_2 = m_{2k}$ và có thể lấy theo giá trị trung bình sau:

- Cho xe du lịch: $m_{2k} = 1,2 \div 1,4$
- Cho xe tải: $m_{2k} = 1,1 \div 1,2$

+ Trường hợp xe đang phanh: $m_2 = m_{2p}$ và có thể lấy theo giá trị trung bình sau :

- Cho xe du lịch: $m_{2p} = 0,8 \div 0,85$
- Cho xe tải: $m_{2p} = 0,9 \div 0,95$

Y – Lực quán tính phát sinh khi xe chuyển động trên đường nghiêng hoặc đang quay vòng. Lực này đặt ở độ cao của trọng tâm xe. Ở trạng thái cân bằng ta có:

$$Y = Y_1 + Y_2$$

Ngoài các lực kể trên, nửa trục còn chịu uốn bởi lực sinh ra do má phanh ép lên trống phanh. Khi lực ép ở trống phanh bên trái và bên phải không đều nhau sẽ sinh ra lực phụ làm tăng thêm (hoặc giảm) mômen uốn phụ lên nửa trục. Khi tính toán ta bỏ qua lực này vì giá trị nhỏ.

- B – chiều rộng cơ sở của xe (m)
- g_{bx} – trọng lượng của bánh xe (N)
- h_g – chiều cao của trọng tâm xe (m)
- r_{bx} – bán kính bánh xe có tính cả độ biến dạng (m)

Khi xe chuyển động trên đường thẳng, mặt đường không nghiêng và với giả thiết hàng hoá trên xe chất đều cả bên trái và phải, ta có:

$$Z_1 = Z_2 = \frac{m_2 G_2}{2} \quad (9.1)$$

Khi xe chuyển động trên đường cong hoặc mặt đường nghiêng, lập tức xuất hiện lực Y và lúc này $Z_1 \neq Z_2$. Theo hình 9.2, nếu viết phương trình cân bằng mômen tại F và E ta có:

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{m_2 G_2}{2} + Y \frac{h_g}{B} \\ Z_2 &= \frac{m_2 G_2}{2} - Y \frac{h_g}{B} \end{aligned} \quad (9.2)$$

Nửa trục bên trái tại E' chỉ chịu lực: $Z_{1t} = Z_1 - g_{bx}$

Nửa trục bên phải tại F' chỉ chịu lực: $Z_{2t} = Z_2 - g_{bx}$

Trong đó:

B – chiều rộng cơ sở của xe. Nếu bánh xe là bánh đôi ở 1 bên thì B sẽ là khoảng cách giữa hai bánh xe ngoài.

Để tăng dự trữ bền có thể tính gần đúng:

$$Z_{1t} = Z_1; \quad Z_{2t} = Z_2 \quad (9.3)$$

Z_1 đạt giá trị cực đại khi Y đạt giá trị Y_{max} , tức là khi xe bị trượt ngang:

$$Y_{max} = m_2 G_2 \varphi_1 \quad (9.4)$$

Trong đó:

φ_1 – hệ số bám ngang giữa lốp và đường, có thể lấy $\varphi_1 = 1$ khi tính toán

Thay (9.4) vào (9.2) ta có:

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{m_2 G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \\ Z_2 &= \frac{m_2 G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \end{aligned} \quad (9.5)$$

Khi xuất hiện lực Y, đặc biệt khi $Y = Y_{\max}$ (xe trượt ngang) thì các bánh xe không thể truyền được lực vòng X lớn. Sự phân bố lại trọng lượng xe lên các cầu theo hệ số $m_2 \neq 1$ sẽ xảy ra khi các bánh xe có lực vòng khá lớn. Cho nên khi $Y \rightarrow Y_{\max}$ chúng ta có thể thừa nhận $m_2 = 1$ để tính Z_1 và Z_2 :

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \\ Z_2 &= \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \end{aligned} \quad (9.6)$$

Các lực Y_1, Y_2 tỉ lệ thuận với Z_1, Z_2 và phụ thuộc vào hệ số bám ngang φ_1 :

$$\begin{aligned} Y_1 &= Z_1 \cdot \varphi_1 = \frac{G_2 \cdot \varphi_1}{2} \left(1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \\ Y_2 &= Z_2 \cdot \varphi_1 = \frac{G_2 \cdot \varphi_1}{2} \left(1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \end{aligned} \quad (9.7)$$

Các lực vòng X_1, X_2 chỉ đạt giá trị cực đại khi $Y = 0$. Các lực vòng X_1, X_2 đạt giá trị $X_{1\max}, X_{2\max}$ khi cầu đang truyền lực kéo hoặc đang phanh.

Khi đang truyền lực kéo ta có:

$$X_{1k\max} = X_{2k\max} = \frac{M_{e\max} \cdot i_h \cdot i_0}{2r_{bx}} \quad (9.8)$$

Khi đang truyền lực phanh:

$$X_{1p\max} = X_{2p\max} = \frac{m_{2p} \cdot G_2 \cdot \varphi}{2} \quad (9.9)$$

Các giá trị $X_{i\max}$ ở (9.8) và (9.9) được tính trong trường hợp xe chuyển động thẳng và trọng lượng phân bố đều trên 2 bánh xe.

Ứng suất cực đại trong các nửa trục của cầu chủ động sinh ra do các lực vòng trên các bánh xe khi truyền lực kéo hoặc khi phanh.

Khi phanh xe các phản lực X_{1p} và X_{2p} rất lớn. Khi phanh đột ngột bánh xe có thể bị siết cứng và trượt lết trên đường (lúc này hệ số bám dọc φ có thể coi gần bằng 1). Khi truyền lực kéo, cả khi truyền ở số truyền thấp nhất của hộp số chính và phụ lực X_{1k} và X_{2k} vẫn nhỏ hơn X_{1p} và X_{2p} . Khi tính nửa trục khi phanh chỉ tính với X_1, X_2, Z_1, Z_2 .

Sau cùng ứng suất trong nửa trục sẽ tăng lên khi xe đi qua các ổ gà và khi mặt đường lồi, lõm không bằng phẳng. Khi đó Z_1, Z_2 sẽ đạt giá trị Z_{1max}, Z_{2max} .

Như vậy, khi xe chuyển động, các nửa trục, dầm cầu và vỏ cầu có thể gặp 1 trong 3 chế độ tải trọng đặc biệt sau. Đó là cơ sở để tính toán các nửa trục, dầm cầu và vỏ cầu:

a/ Trường hợp 1: $X_i = X_{imax} ; Y=0, Z_1 = Z_2.$

Khi truyền lực kéo cực đại:

$$\begin{aligned} X_1 = X_2 &= \frac{M_{e\max} i_h i_0}{2r_{bx}} & Y_1=Y_2 &= 0 \\ Z_1 = Z_2 &= \frac{m_{2k} G_2}{2} \end{aligned} \quad (9.10)$$

Khi đang phanh với lực phanh cực đại:

$$\begin{aligned} X_1 = X_2 &= \frac{m_{2p} G_2 \varphi}{2} & Y_1=Y_2 &= 0 \\ Z_1 = Z_2 &= \frac{m_{2p} G_2}{2} \end{aligned} \quad (9.11)$$

Ở đây:

φ - hệ số bám dọc : $\varphi \approx 0,7 \div 0,8$

i_h - tỉ số truyền của hộp số

Nếu xe chỉ có hộp số chính thì: $i_h = i_{h1}$

Nếu xe vừa có hộp số chính vừa có hộp số phụ thì $i_h = i_{h1} \cdot i_{p1}$

b/ Trường hợp 2 :

$X_i = 0, Y=Y_{\max} = m_2 G_2 \varphi_1 ; Z_1 \neq Z_2$ (xe bị trượt ngang)

$$\begin{aligned} X_1 = X_2 &= 0 \\ Z_1 &= \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \end{aligned} \quad (9.12)$$

$$Z_2 = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right)$$

$$Y_1 = \frac{G_2 \cdot \varphi_1}{2} \left(1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \quad (9.13)$$

$$Y_2 = \frac{G_2 \cdot \varphi_1}{2} \left(1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right)$$

Ở đây:

φ_1 - hệ số bám ngang, có thể lấy $\varphi_1 \approx 1$

$m_2 = 1$ khi xe bị trượt ngang.

c / Trường hợp 3:

$$\begin{aligned} X_i = 0, Y=0, Z_i = Z_{i\max} \\ X_1 = X_2 = 0 \\ Y_1 = Y_2 = 0 \\ Z_{1\max} = Z_{2\max} = k_n \frac{G_2}{2} \end{aligned} \quad (9.14)$$

Trong đó:

k_d – hệ số động khi xe chuyển động trên đường lồi lõm và xe bị xóc mạnh

– Với xe du lịch và xe buýt: $k_d \approx 2$

– Với xe tải: $k_d = 3 \div 4$

Tất cả các lực đã nêu ở trên sẽ gây ra ứng suất uốn, xoắn, nén, và cắt trong các nửa trục. Nhưng vì ứng suất nén và cắt khá nhỏ nên chúng ta bỏ qua khi tính toán.

2. Tính toán nửa trục giảm tải một nửa:

Sơ đồ nửa trục giảm tải một nửa ở hình 9.1 – b

a/ Trường hợp 1: $X_1 = X_{i\max}; Y = 0; Z_1 = Z_2$

Mômen uốn do X_1, X_2 gây nên trong mặt phẳng ngang:

$$M_{ux1} = M_{ux2} = X_1 b = X_2 b$$

Mômen xoắn do X_1, X_2 gây nên:

$$M_{x1} = M_{x2} = X_1 r_{bx} = X_2 r_{bx}$$

Nếu đặt giữa bên ngoài nửa trục và vỏ cầu không phải 1 mà là 2 bạc đạn cạnh nhau thì khoảng cách b sẽ lấy đến giữa ổ bi ngoài.

Mômen uốn do Z_1, Z_2 gây lên trong mặt phẳng thẳng đứng.

$$M_{uz1} = M_{uz2} = Z_1 b = Z_2 b$$

* Khi truyền lực kéo cực đại:

+ Ứng suất uốn tại tiết diện đặt bạc đạn ngoài với tác dụng đồng thời các lực X_1 và Z_2 (tương tự như vậy cho nửa trục bên phải)

$$\sigma_u = \frac{\sqrt{M_{ux1}^2 + M_{uz1}^2}}{W_u} = \frac{b\sqrt{X_1^2 + Z_1^2}}{0,1d^3} = \frac{b\sqrt{X_2^2 + Z_2^2}}{0,1d^3} \quad (9.15)$$

Trong đó:

d – đường kính của nửa trục tại tiết diện tính [m]

X_1, X_2, Z_1, Z_2 tính bằng MN

Thay các giá trị X_1, X_2, Z_1, Z_2 từ (9.10) vào biểu thức trên ta có :

$$\sigma_u = \frac{b}{0,2d^3} \sqrt{(m_{2k} G_2)^2 + \left(\frac{M_{e\max} i_h i_o}{r_{bx}} \right)^2} \quad [MN/m^2] \quad (9.16)$$

+ Ứng suất tổng hợp cả uốn và xoắn là:

$$\sigma_{th} = \frac{M_{th}}{0,1d^3} = \frac{1}{0,1d^3} \sqrt{M_{ux1}^2 + M_{uz1}^2 + M_{kl}^2} =$$

$$= \frac{b}{0,2d^3} \sqrt{(m_{2k} G_2)^2 + \left(\frac{M_{e_{max} i_h i_o}}{r_{bx}}\right)^2 + \left(\frac{M_{e_{max} i_h i_o}}{b}\right)^2} \quad [MN/m^2] \quad (9.17)$$

Đối với nửa trục bên phải cũng tính tương tự như nửa trục bên trái

* Khi truyền lực phanh cực đại:

Ứng suất uốn được xác định theo phương trình (9.15). Thay các giá trị từ (9.11) vào (9.15) ta có:

$$\sigma_u = \frac{bm_{2p} G_2}{0,2d^3} \sqrt{1 + \varphi^2} \quad [MN/m^2] \quad (9.18)$$

b/ Trường hợp 2 :

$$X_i = 0; Y = Y_{max} = m_2 G_2 \varphi_1 \text{ (xe bị trượt ngang; } m_2 = 1; \varphi_1 \approx 1)$$

Lúc này nửa trục chịu uốn, nén và kéo. Nhưng vì ứng suất nén, kéo tương đối nhỏ, nên khi tính toán ta bỏ qua. Nửa trục bên phải sẽ chịu tổng số hai mômen uốn sinh ra do lực Z_2, Y_2 . Nửa trục bên trái sẽ chịu hiệu số hai mômen uốn sinh ra do Z_1 và Y_1

$$M_{u1} = Y_1 r_{bx} - Z_1 b \quad (9.19)$$

$$M_{u2} = Y_1 r_{bx} + Z_2 b \quad (9.20)$$

Trong đó:

M_{u1} – Mômen uốn của nửa trục bên trái tại vị trí đặt bạc đạn ngoài.

M_{u2} – Mômen uốn của nửa trục bên phải tại vị trí đặt bạc đạn ngoài.

Thay các giá trị Y_1, Y_2, Z_1, Z_2 từ các biểu thức (9.12) và (9.13) vào (9.19) và (9.20).

Sau đó lập tỉ số $\frac{M_{u1}}{M_{u2}}$ để tìm xem $M_{u1} > M_{u2}$ hay $M_{u1} < M_{u2}$

Nếu $M_{u1} > M_{u2}$ thì nửa trục sẽ tính toán theo M_{u1} . Ngược lại nếu $M_{u1} < M_{u2}$ thì nửa trục sẽ tính theo M_{u2} .

$$\frac{M_{u1}}{M_{u2}} = \frac{B + 2h_g \varphi_1}{B - 2h_g \varphi_1} \cdot \frac{\varphi_1 r_{bx} - b}{\varphi_1 r_{bx} + b}$$

Vì $\varphi_1 \approx 1$ nên:

$$\frac{M_{u1}}{M_{u2}} = \frac{B + 2h_g}{B - 2h_g} \cdot \frac{r_{bx} - b}{r_{bx} + b}$$

Trong thực tế b rất nhỏ so với r_{bx} và h_g . Bởi vậy dễ dàng thấy rằng:

$$\frac{M_{u1}}{M_{u2}} > 1 \Rightarrow M_{u1} > M_{u2}$$

Cho nên ở trường hợp này ta tính theo M_{u1} :

$$\begin{aligned}\sigma_u &= \frac{M_{u1}}{W_u} = \frac{Y_1 r_{bx} - Z_1 b}{0,1d^3} = \frac{Z_1 (\varphi_1 r_{bx} - b)}{0,1d^3} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (9.21) \\ &= \frac{G_2}{0,2d^3} \left(1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) (\varphi_1 r_{bx} - b)\end{aligned}$$

c/ Trường hợp 3:

$$X_i = 0; Y = 0; Z_i = Z_{i\max} = k_{\bar{n}} \frac{G_2}{2}$$

Lúc này các nửa trục chỉ chịu uốn:

$$M_{u1} = M_{u2} = Z_{1\max} \cdot b = k_d \frac{G_2}{2} b \quad (9.22)$$

Ứng suất uốn tại tiết diện đặt bạc đạn ngoài:

$$\sigma_u = \frac{M_{u1}}{0,1d^3} = k_d \frac{G_2 b}{0,2d^3} \quad [\text{MN/m}^2] \quad (9.23)$$

3. Tính toán nửa trục giảm tải ba phần tư:

Sơ đồ nửa trục giảm tải ba phần tư ở (hình 9.1 – c)

Trường hợp này tiết diện nguy hiểm của nửa trục ở đầu ngoài gắn với moayơ bánh xe. Khoảng cách từ tiết diện này đến điểm đặt phản lực R_1, R_2 của bạc đạn trong là c .

a/ Trường hợp 1: $X_i = X_{i\max}; Y = 0; Y_i = 0; Z_1 = Z_2$

Lúc này các lực tác dụng lên bánh xe bên trái và phải là như nhau, nên chúng ta chỉ cần tính toán cho nửa trục bên trái.

* Khi truyền lực kéo cực đại:

Mômen uốn tại tiết diện nguy hiểm bên trái M_{u1} do R_1 gây nên. Vậy trước hết phải tính R_1 . Lực R_1 được tính nhờ điều kiện cân bằng mômen tại vị trí đặt bạc đạn ngoài:

$$R_1 a = \sqrt{X_1^2 + Z_1^2} \cdot b \Rightarrow R_1 = \frac{b}{a} \sqrt{X_1^2 + Z_1^2} \quad [\text{MN}]$$

$$M_{u1} = R_1 c = \frac{bc}{a} \sqrt{X_1^2 + Z_1^2}$$

Ứng suất uốn tại tiết diện nguy hiểm:

$$\sigma_u = \frac{M_{u1}}{0,1d^3} = \frac{bc}{0,1d^3 a} \sqrt{X_1^2 + Z_1^2} \quad (9.24)$$

Thay các giá trị X_1, X_2 ở (9.10) vào (9.24) ta có:

$$\sigma_u = \frac{bc}{0,2d^3a} \sqrt{\left(\frac{M_{e\max} i_h i_o}{r_{bx}}\right)^2 + (m_{2k} G_2)^2} \quad [\text{MN/m}^2] \quad (9.25)$$

Tại tiết diện nguy hiểm vừa chịu ứng suất uốn vừa chịu ứng suất xoắn, nên ứng suất tổng hợp σ_{th} sẽ là:

$$\sigma_{th} = \frac{M_{th}}{0,1d^3} = \frac{\sqrt{M_{u1}^2 + M_{k1}^2}}{0,1d^3} = \frac{\sqrt{(R_1 c)^2 + (X_{1k} r_{bx})^2}}{0,1d^3}$$

Thay các giá trị X_1, Z_1 ở (9.10) vào biểu thức tính σ_{th} ta có :

$$\sigma_{th} = \frac{bc}{0,2d^3a} \sqrt{(m_{2k} G_2)^2 + \left(\frac{M_{e\max} i_h i_o}{r_{bx}}\right)^2 + \left(\frac{M_{e\max} i_h i_o a}{bc}\right)^2} \quad [\text{MN/m}^2] \quad (9.26)$$

* Khi truyền lực phanh cực đại:

Ứng suất uốn lúc này vẫn được tính theo công thức (9.24), nhưng X_1 và Z_1 được thay bằng các giá trị tính theo biểu thức (9.11):

$$\sigma_u = \frac{bcm_{2p} G_2}{0,2d^3a} \sqrt{1 + \varphi^2} \quad [\text{MN/m}^2] \quad (9.27)$$

b/ Trường hợp 2:

$X_i = 0$; $Y = Y_{\max} = m_2 G_2 \varphi_1$; $Z_1 \neq Z_2$ (xe bị trượt ngang ; $m_2 = 1$; $\varphi_1 \approx 1$)

Lúc này mômen uốn tại tiết diện nguy hiểm bên trái do R_1 gây nên, còn bên phải do R_2 gây nên. Để quyết định các nửa trục tính toán theo R_1 hay R_2 , chúng ta phải xác định được $R_1 > R_2$ hay $R_1 < R_2$, R_1 được xác định nhờ điều kiện cân bằng mômen tại vị trí đặt bạc đạn ngoài bên trái:

$$R_1 a = Y_1 r_{bx} - Z_1 b \Rightarrow R_1 = \frac{Y_1 r_{bx} - Z_1 b}{a}$$

Tương tự như vậy cho bên phải:

$$R_2 a = Y_2 r_{bx} + Z_2 b \Rightarrow R_2 = \frac{Y_2 r_{bx} + Z_2 b}{a}$$

Chúng ta lập tỷ số:

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{Y_1 r_{bx} - Z_1 b}{Y_2 r_{bx} + Z_2 b} = \frac{B + 2h_g \varphi_1}{B - 2h_g \varphi_1} \cdot \frac{\varphi_1 r_{bx} - b}{\varphi_1 r_{bx} + b}$$

Để thấy rằng $\frac{R_1}{R_2}$ có giá trị như $\frac{M_{u1}}{M_{u2}}$ ở trường hợp nửa trục giảm tải một nửa.

Lập luận như trước ta có $\frac{R_1}{R_2} > 1$ tức là $R_1 > R_2$

Vậy ứng suất uốn được tính theo R_1

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{R_1 c}{0,1d^3} = \frac{(Y_1 r_{bx} - Z_1 b)c}{0,1d^3 a} \quad (9.28)$$

Thay các giá trị Y_1, Z_1 từ (9.12) và (9.13) vào (9.28) ta có :

$$\sigma_u = \frac{G_2 c}{0,2d^3 a} \left(1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) (\varphi_1 r_{bx} - b) \quad [\text{MN/m}^2] \quad (9.29)$$

Khi ở mỗi bên là bánh đơn, thì điểm đặt của các phản lực từ mặt đường ở giữa bề mặt tiếp xúc giữa bánh xe với đường.

Trường hợp mỗi bên là bánh đôi, thì điểm đặt của các phản lực sẽ ở giữa bề mặt tiếp xúc của bánh xe bên ngoài với mặt đường.

4. Tính toán nửa trục giảm tải hoàn toàn:

Sơ đồ nửa trục giảm tải hoàn toàn ở hình 9.1 – d.

Trường hợp này các nửa trục chỉ chịu mômen xoắn $M_{k1} = X_{1k} r_{bx}$ và $M_{k2} = X_{2k} r_{bx}$

Ứng suất xoắn sẽ là:

$$\tau = \frac{M_{k1}}{W_x} = \frac{M_{k2}}{W_x} = \frac{X_{1k} r_{bx}}{0,2d^3} = \frac{M_{e\max} i_{h\max} i_o}{0,4d^3} \quad [\text{MN/m}^2] \quad (9.30)$$

Hệ số dự trữ bền của các nửa trục trong điều kiện chuyển động ở tay số 1 và với $M_{e\max}$ của động cơ lấy từ 2 đến 3.

Các tính toán trên đây đều tính với điều kiện tải trọng tĩnh không thay đổi theo đại lượng và chiều.

Trong thực tế chỉ có mômen xoắn là đúng với điều kiện trên. Còn mômen do lực kéo X_{ik} và mô men do lực ngang Y_i cũng như do tải trọng của xe gây ra trong nửa trục ứng suất đổi chiều. Cho nên, khi tính với mômen tĩnh thường phải lấy dự trữ bền lớn.

Về phương diện thiết kế chế tạo phải tránh những chỗ có thể tập trung ứng suất đổi chiều.

5. Vật liệu chế tạo các nửa trục:

Nửa trục được làm bằng thép thanh hay thép rèn. Vật liệu thường là thép cacbon, thép hợp kim cacbon trung bình, thép 40X, 40XHM hay thép cacbon 35; 40. Sau khi thường hoá phải được tôi trong dầu rồi ram. Độ cứng của nửa trục chế tạo bằng thép hợp kim phải bảo đảm HB 350 ÷ 420, của thép hợp kim cao cấp crôm – mômipđen phải có HB 440 và các nửa trục này được gia công trên các máy công cụ.

Ứng suất cho phép của các nửa trục như sau:

Khi nửa trục chịu uốn và xoắn, thì ứng suất tổng hợp cho phép sẽ là:

$$[\sigma_{th}] = 600 \div 750 \text{ MN/m}^2$$

Khi nửa trục chỉ chịu xoắn thì ứng suất xoắn cho phép là:

$$[\tau] = 500 \div 650 \text{ MN/m}^2$$

Góc xoắn trên 1m chiều dài của nửa trục là $\theta = 9^\circ \div 15^\circ$.

III. BÁNH XE VÀ LỚP CỦA Ô TÔ:

1. Bánh xe ô tô:

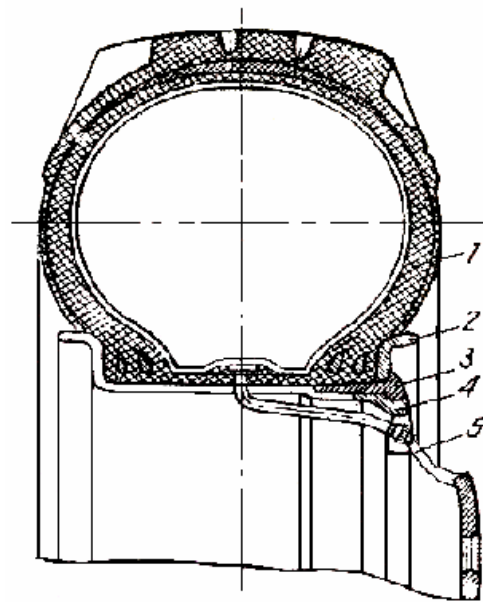
Bánh xe để truyền các lực và các mômen tác dụng giữa cầu xe và đường, đảm bảo hướng chuyển động, giảm tải trọng cho xe khi chuyển động trên đường không bằng phẳng.

Bánh xe theo công dụng có thể chia ra các loại sau:

- Bánh xe chủ động.
- Bánh xe bị động.
- Bánh xe 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 ô tô.

Cấu tạo của vành bánh xe phải đảm bảo lắp và giữ được lốp. Vành bánh xe (hình 9.3) có khóa 3 nhằm tháo lắp lốp được dễ dàng. Vành bánh xe và trống phanh được nối ghép với moayơ 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 bánh xe được giảm đi khoảng 10÷15% so với loại bánh xe có đĩa bánh xe.



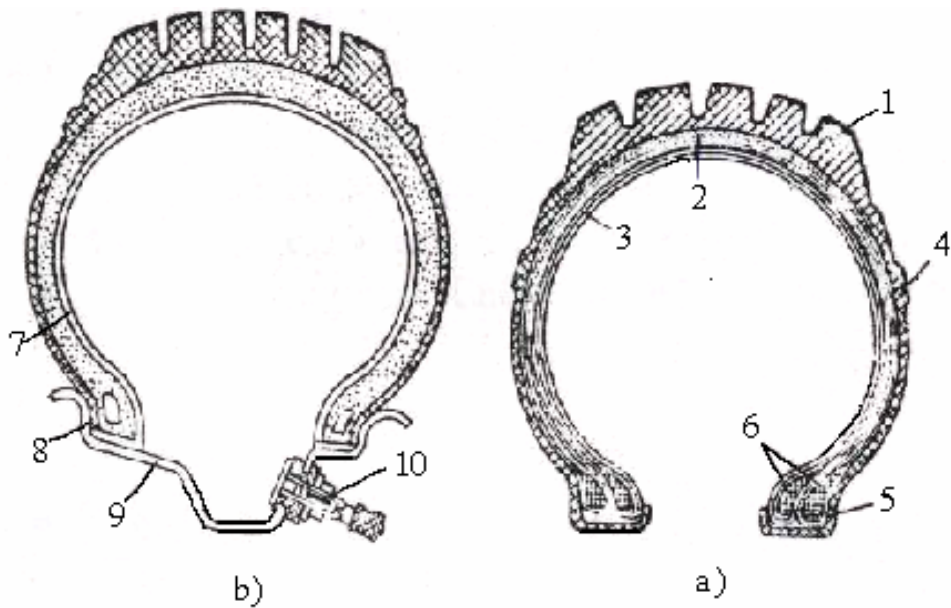
Hình 9.3: Bánh xe ô tô.

2. Lớp ô tô:

Theo phương pháp bao kín lốp xe có hai loại:

Lốp thường và lốp không xăm. Theo hình dáng ngoài có các loại như lốp thường, lốp rộng bản, lốp vòng cung, lốp kiểu con lăn, lốp có hoa, lốp tháo rời PC. Các yêu cầu cơ bản của lốp ô tô là phải bảo đảm chất lượng bám cao (giữa ô tô và đường) áp suất trên nền đất nhỏ, có tính chống mòn và chịu nhiệt độ cao.

a. Lốp thường: (loại lốp có xăm)

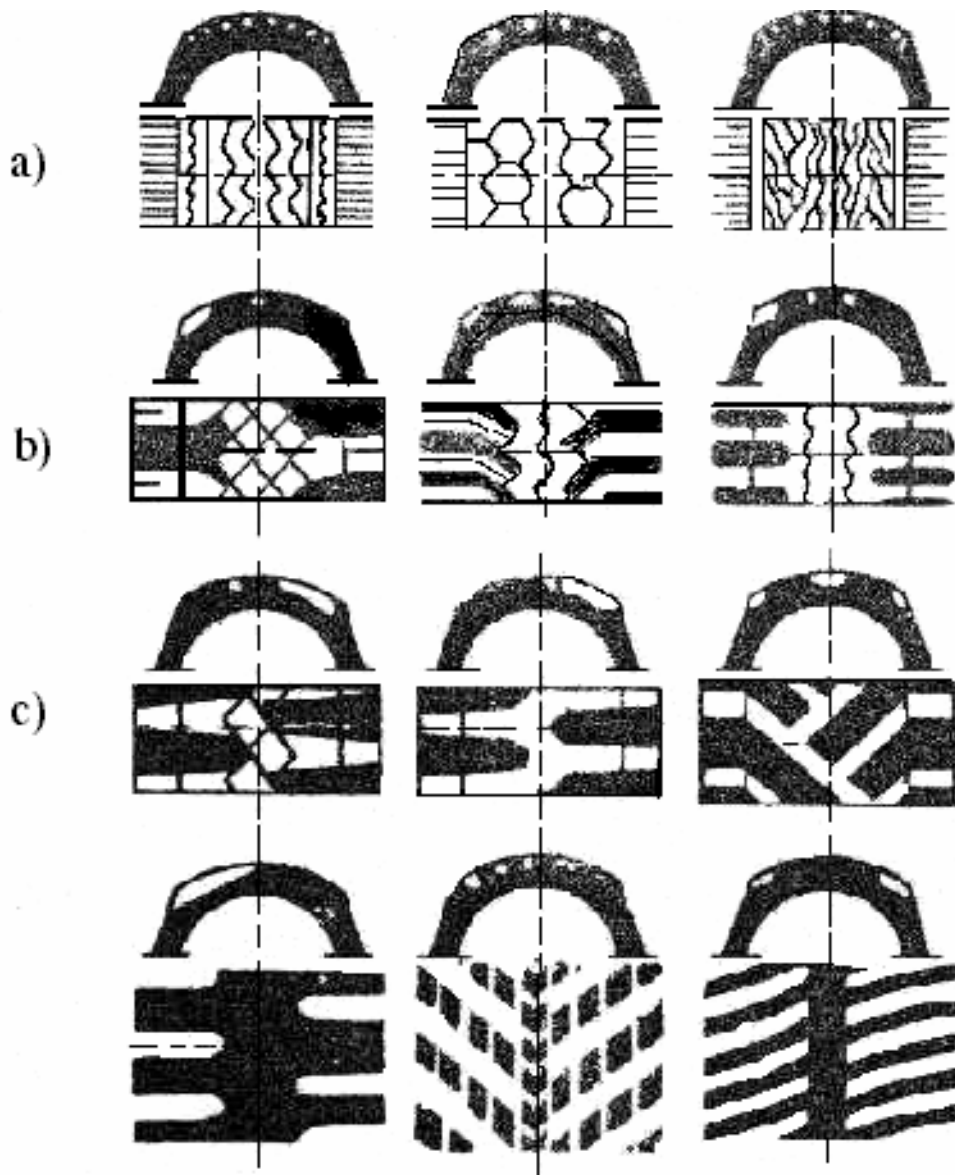


Hình 9.4: Lốp dạng tôrôit

a, loại có sãm; b, loại không sãm

1. Mặt lốp , 2. Phần giảm chấn , 3. Khung lốp , 4. Phần bên
5. Thành lốp, 6. Tanh lốp, 7. Lốp bao kín , 8. Lốp cao su bao kín,
9. Vành , 10. Van.

Còn gọi là loại tôrôit, được sử dụng rộng rãi hiện nay. Theo hình 9.4a cấu tạo của loại lốp này có phần chạy 1, chế tạo bằng cao su có tính bền và tính chống mòn cao. Trên mặt lốp có hoa lốp nhằm tăng độ bám của lốp với mặt đường.



Hình 9.5: Hoa lớp

a. Hoa lớp nhỏ, b. hoa lớp vừa, c. hoa lớp to.

Loại hoa lớp nhỏ (hình 9.5a) sử dụng cho xe chạy trên các loại đường phủ cứng. Loại hoa lớp (hình 9.5b) sử dụng cho xe chạy đường hỗn hợp. Loại hoa lớp to (hình 9.5c) sử dụng cho xe chạy trên đường đất xấu. Phần khung lớp 3 (hình 9.4a) làm bằng vài lớp vải bọc cao su, mỗi lớp dày khoảng $1,0 \div 1,5$ mm, xếp đan chéo nhau. Đối với lớp dùng cho xe con có khoảng $4 \div 6$ lớp, còn trong lớp dùng cho xe tải và xe khách có khoảng $6 \div 14$ lớp.

Khung lốp là phần chịu tải trọng chính của lốp và chất lượng của nó phụ thuộc vào độ bền, độ đàn hồi, độ chống mòn và các chất lượng khác của lốp.

Các sợi vải của khung lốp làm bằng vải bông hoặc vải tổng hợp (Kaprôn, perlôn...)

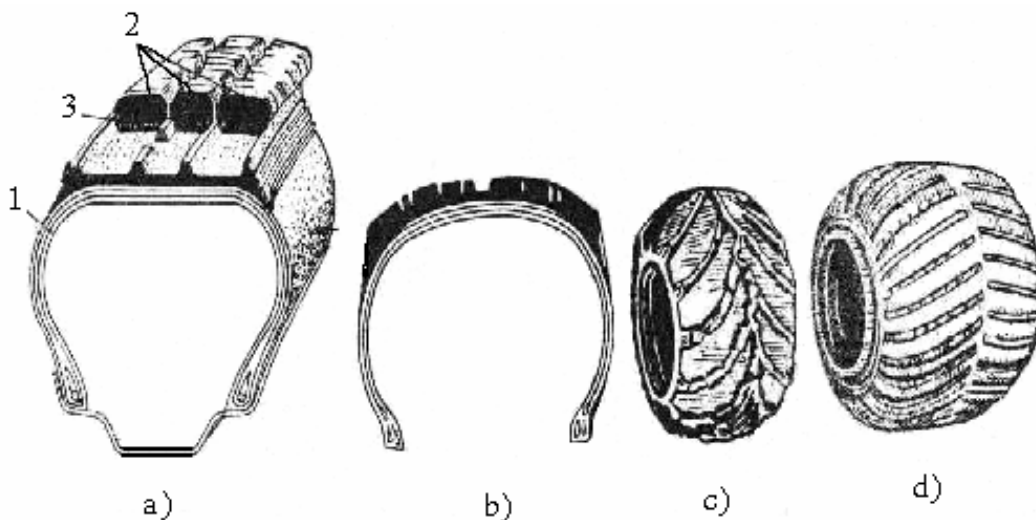
Phần giảm chấn 2 dày khoảng 3÷7mm có tác dụng giảm va đập lên khung lốp. Trong quá trình xe chạy, nhiệt độ của phần này có thể tới 110÷120⁰C, do đó nó được chế tạo bằng vật liệu chịu nhiệt, phần bên 4 bảo vệ cho khung lốp. Trong thành 5 có tanh 6.

b. Lốp không xăm:

Lốp không xăm ngày càng được sử dụng nhiều vì kết cấu đơn giản và an toàn cao. Lốp bao kín 7 (hình 9.4 b) dày 1,5÷3mm được bọc ngoài bằng lớp cao su 8 lắp trên vành xe 9 có then 10. Lốp bao kín được chế tạo bằng các hợp chất cao su có chất lượng cao. Chế độ nhiệt của loại lốp này thấp, do đó nó có tuổi thọ cao.

c. Lốp loại PC:

Đây là loại lốp có hoa lốp 2 (hình 9.6a) tháo rời, khi hoa lốp bị mòn có thể thay thế được. Trong phần khung lốp 1 các sợi vải bố trí theo hướng kính với một vài lớp mỏng làm tăng tính đàn hồi của lốp. Kết quả thí nghiệm cho thấy loại lốp này có cản lăn thấp và chi phí nhiên liệu thấp (giảm được 8÷12%) vì chế độ nhiệt thấp (20÷30⁰C).



Hình 9.6: Các loại lốp

a. Lốp PC, b. Lốp rộng bản, c. Lốp vòng cung, d. Lốp con lăn.

d. Lốp rộng bản: (hình 9.6b)

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 ô tô.

e. Lớp vòng cung:(hình 9.6c)

Thường được dùng cho các loại ô tô có tính cơ động cao, chiều cao của gân hoa lốp khoảng 30÷60 mm, khoảng cách giữa các gân hoa lốp khoảng 100÷200 mm, áp suất trong của lớp vòng cung thấp.

f. Lớp kiểu con lăn :(hình 9.6d)

Dùng cho ô tô có tính cơ động cao, chạy trên đường đất ướt. Áp suất trong của lớp thấp ($20\div 70 \text{ kN/m}^2$) đảm bảo cho lớp bám đường rất tốt.

CHƯƠNG X

DẦM CẦU – VỎ CẦU

I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:

1. Công dụng:

Dầm cầu (hoặc vỏ cầu) dùng để đỡ toàn bộ trọng lượng phần được treo (bao gồm: động cơ, ly hợp, hộp số, khung, thân xe, hệ thống treo, thùng chở hàng và buồng lái...). Ngoài ra vỏ cầu còn có chức năng bảo vệ các chi tiết bên trong (gồm có: truyền lực chính, vi sai, các bán trục...)

2. Phân loại:

a. Theo loại cầu có thể chia ra:

- Cầu không dẫn hướng, không chủ động.
- Cầu dẫn hướng, không chủ động.
- Cầu không dẫn hướng, chủ động.
- Cầu dẫn hướng, chủ động.

b. Theo phương pháp chế tạo vỏ cầu chia ra:

- Loại dập và hàn.
- Loại chế tạo bằng phương pháp chôn.
- Loại đúc.
- Loại liên hợp.

c. Theo kết cấu chia ra:

- Loại cầu liền.
- Loại cầu rời.

3. Yêu cầu:

- Phải có hình dạng và tiết diện đảm bảo chịu được lực thẳng đứng, lực nằm ngang, lực chiều trục và mômen xoắn khi làm việc.
- Có độ cứng lớn và trọng lượng nhỏ.

- Có độ kín tốt để ngăn không cho nước, bụi, đất lọt vào làm hỏng các chi tiết bên trong.
- Đối với cầu dẫn hướng còn phải đảm bảo đặt bánh dẫn hướng đúng góc độ quy định.

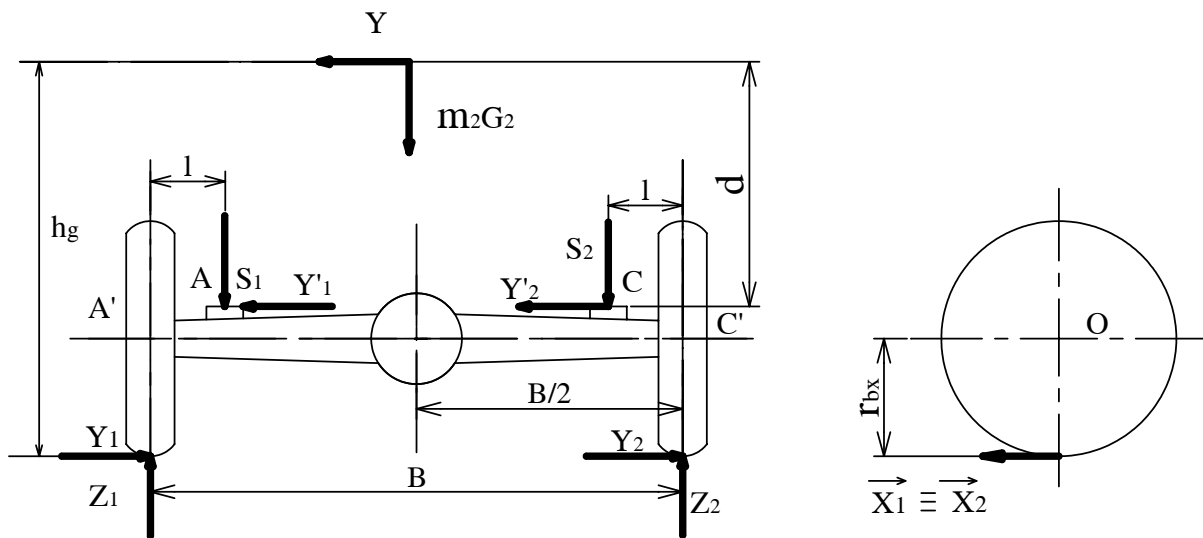
II. TÍNH VỎ CẦU CHỦ ĐỘNG KHÔNG DẪN HƯỚNG:

Chúng ta xét trường hợp vỏ cầu ở cầu sau.

1. Tính vỏ cầu sau chủ động không dẫn hướng theo bên:

Vỏ cầu sẽ chịu uốn và xoắn do tác dụng của các ngoại lực. Sơ đồ các lực tác dụng được biểu diễn hình 10.1.

Các phản lực $X_1, X_2, Y_1, Y_2, Z_1, Z_2$ và các lực Y, m_2G_2 đã được xác định ở chương IX. S_1 và S_2 là các lực tác dụng thẳng đứng từ thân xe thông qua nhíp lên vỏ cầu tại các điểm A và C. Y_1' và Y_2' là các lực ngang tác dụng giữa nhíp và vỏ cầu ($Y_1' + Y_2' = Y_1 + Y_2$). Các lực này nằm sát vỏ cầu nên mômen uốn do chúng gây nên không đáng kể. Bởi vậy khi tính toán có thể bỏ qua.



Hình 10.1: Sơ đồ các lực tác dụng lên cầu sau chủ động không dẫn hướng.

Khi tính phản lực thẳng đứng Z_1 và Z_2 người ta không tính trọng lượng bánh xe và moayơ vì phần trọng lượng này truyền lên đất mà không đè lên cầu.

Ngoài các lực kể trên còn có mômen xoắn tác dụng lên vỏ cầu khi phanh hoặc khi truyền lực kéo.

Theo (hình 10.1): các phản lực Z_1, Z_2 làm cầu bị kéo ở phần dưới và bị nén ở phần trên. Các phản lực Y_1 và Y_2 tác dụng khác nhau ở phía trái và phải của cầu. Lực phanh X_1, X_2 làm mặt trước vỏ cầu bị kéo và mặt sau bị nén.

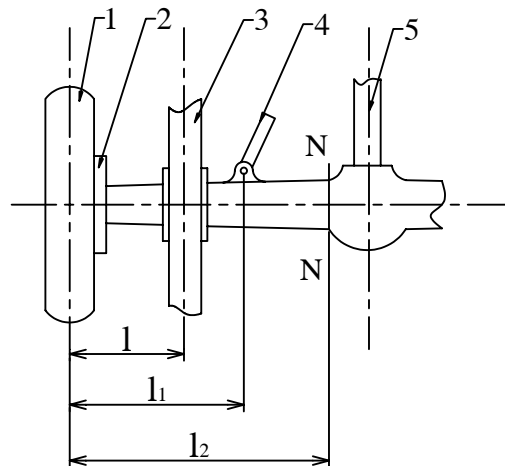
Thứ tự tính toán có thể làm riêng với từng lực và phản lực. Sau đó cộng các ứng suất ở từng tiết diện nguy hiểm lại với nhau.

Tùy theo kết cấu, cách bố trí các bán trục và các ổ bi ở bên trong vỏ cầu mà ứng suất sinh ra trong vỏ cầu sẽ khác nhau.

Trường hợp bán trục ở bên trong bố trí theo kiểu giảm tải một nửa thì vỏ cầu chỉ chịu một phần mômen uốn do các lực và các phản lực X_1, X_2, Z_1, Z_2 và chịu hoàn toàn mômen uốn do Y_1, Y_2 gây nên.

Trường hợp bán trục bên trong bố trí theo kiểu giảm tải ba phần tư và giảm tải hoàn toàn thì các lực $X_1, X_2, Y_1, Y_2, Z_1, Z_2$ truyền trực tiếp từ bánh xe lên vỏ cầu và gây uốn vỏ cầu trong mặt phẳng thẳng đứng và trong mặt phẳng nằm ngang.

Sơ đồ lực ở hình 10.1 ứng với lực ngang Y tác dụng từ phải sang trái. Nếu lực Y tác dụng theo chiều ngược lại thì các phép tính sẽ vẫn như cũ, nhưng ta lấy kết quả tính của nửa cầu bên phải chuyển sang nửa cầu bên trái và ngược lại.



Hình 10.2: Sơ đồ cầu sau chủ động chịu mômen xoắn.

Hình 10.2 là hình chiếu bằng của cầu sau chủ động. Trong bánh xe 1 có cơ cấu phanh. Khi bánh xe 1 bị phanh, mômen phanh M_{p1} tác dụng lên mặt xích 2 (vì chốt của má phanh gắn trên mặt xích 2). Mặt khác do mặt xích 2 gắn liền với vỏ cầu, bởi vậy mômen phanh sẽ truyền lên vỏ cầu và làm cho vỏ cầu bị xoắn.

Trong trường hợp nhíp 3 chịu mômen M_{p1} , thì phần vỏ cầu nằm giữa mặt xích 2 và nhíp 3 sẽ bị xoắn.

Trường hợp nếu nhíp 3 không chịu mômen M_{p1} , thì ống bọc trục các đặng 5 sẽ chịu M_{p1} , lúc đó phần vỏ cầu từ mặt xích 2 đến tiết diện N-N sẽ bị xoắn.

Giá trị mômen xoắn khi phanh chính là giá trị mômen phanh M_{p1} :

$$M_{p1} = X_{p1max} \cdot r_{bx} = \frac{m_{2p} \cdot G_2}{2} \cdot \varphi \cdot r_{bx} \quad (10.1)$$

Khi xe đang truyền lực kéo đến cầu sau (cũng với kết cấu như hình 10.2). Nếu nhíp 3 chịu mômen xoắn M_{k1} , thì phần vỏ cầu từ giữa cầu cho đến nhíp 3 sẽ bị xoắn.

Trong trường hợp cầu xe có ống bọc trục các đăng hoặc một thanh chịu xoắn riêng (thanh 4), thì vỏ cầu không chịu mômen xoắn M_{k1} nữa.

Giá trị mômen xoắn khi đang truyền lực kéo là:

$$M_{k1} = X_{k1} \cdot r_{bx} = \frac{M_{e\max} \cdot i_h \cdot i_0}{2} \quad (10.2)$$

Vì hai nửa cầu xe đối xứng qua mặt phẳng đối xứng của xe. Cho nên đối với nửa cầu bên phải còn lại chúng ta cũng xét tương tự như nửa bên trái.

Khi tính toán vỏ cầu sau theo bên, chúng ta cũng giả thiết là cầu xe chịu các lực, các phản lực và cũng tính lần lượt các trường hợp cầu chịu tải như ở chương IX.

a. Tính vỏ cầu sau theo bên khi nửa trục bên trong bố trí theo kiểu giảm tải $\frac{3}{4}$ hoặc giảm tải hoàn toàn.

a1). Trường hợp 1:

$$X_i = X_{imax}; Y = 0 (Y_i = 0); Z_1 = Z_2.$$

* Khi đang truyền lực kéo:

Theo hình 10.1: mômen uốn do Z_1, Z_2 gây nên đạt giá trị cực đại tại A và C.

$$M_{uzA} = M_{uzC} = Z_1 \cdot l = Z_2 \cdot l = \frac{m_{2k} \cdot G_2}{2} \cdot l \quad (10.3)$$

Nếu mỗi bên là bánh đôi thì l sẽ tính từ giữa nhíp (điểm A hoặc điểm C) đến giữa bánh xe bên ngoài. Biểu đồ mômen uốn tính M_{uz} xem ở biểu đồ 1 hình 10.3.

Mômen uốn do X_1, X_2 gây nên tại A và C có giá trị:

$$M_{uxA} = M_{uxC} = X_1 \cdot l = X_2 \cdot l = \frac{M_{e\max} \cdot i_h \cdot i_0}{2r_{bx}} \cdot l \quad (10.4)$$

Biểu đồ mômen uốn của M_{ux} trong trường hợp này là đường nét liền ở biểu đồ 2 hình 10.3.

Trường hợp nếu lực kéo truyền từ cầu sau lên khung nhờ ống bọc trục các đăng 5 thì tiết diện nguy hiểm sẽ là N-N. Lúc đó giá trị mômen uốn sẽ là:

$$M_{uxN} = \frac{M_{e\max} \cdot i_h \cdot i_0}{2r_{bx}} \cdot l_2 \quad (10.5)$$

Vì l_2 lớn hơn l nhiều nên mômen uốn tại N-N có giá trị rất lớn (đường nét đứt ở biểu đồ 2, hình 10.3). Cho nên, để giảm bớt M_{ux} , trên một số xe người ta làm thêm thanh giảm tải 4 (xem hình 10.2). Trong trường hợp này M_{ux} được tính ở tiết diện đi qua thân thanh 4:

$$M_{ux} = \frac{M_{e\max} \cdot i_h \cdot i_0}{2r_{bx}} \cdot l_1 \quad (10.6)$$

Mômen chống uốn càng vào giữa cầu càng tăng, nên tiết diện nguy hiểm thường chọn là tại A và C (ở chỗ đặt nhíp). Mômen chống uốn hoặc chống xoắn của vỏ cầu sau được xác định trên cơ sở tiết diện vỏ cầu cho sẵn. Kết hợp với giá trị mômen uốn hoặc xoắn tính được, chúng ta sẽ xác định được ứng suất uốn hoặc xoắn trong tất cả các tiết diện của vỏ cầu.

Ứng suất tổng hợp uốn và xoắn chỉ xác định trong trường hợp vỏ cầu có tiết diện tròn rỗng. Nếu vỏ cầu có tiết diện chữ nhật rỗng thì ứng suất do M_{uz} và M_{ux} sẽ cộng số học với nhau, còn ứng suất xoắn thì tính riêng.

* Khi xe đang phanh với lực phanh cực đại:

Khi phanh giá trị mômen uốn tại A và C là:

$$M_{uZA} = M_{uZC} = Z_1 \cdot l = Z_2 \cdot l = \frac{m_{2p} \cdot G_2}{2} \cdot l \quad (10.7)$$

$$M_{uXA} = M_{uXC} = X_1 \cdot l = X_2 \cdot l = \frac{m_{2p} \cdot G_2 \cdot \varphi}{2} \cdot l \quad (10.8)$$

a2). Trường hợp 2: $X_i=0$; $Y=Y_{\max}=m_2 \cdot G_2 \cdot \varphi_1$; $Z_1 \neq Z_2$; xe bị trượt ngang ($m_2=1$; $\varphi_1 \approx 1$)

Khi xe bị trượt ngang, các phản lực của mặt đường là Z_1, Y_1 (bên trái); Z_2, Y_2 (bên phải) (xem hình 10.1).

Các mômen uốn do Z_1 và Y_1 tác dụng lên cầu ngược chiều nhau, trong khi đó mômen do Z_2 và Y_2 gây nên lại cùng chiều với nhau. Bởi vậy, mômen uốn lớn nhất có thể ở các tiết diện khác nhau.

Mômen uốn tổng cộng ở tiết diện A và C là:

$$M_{uA} = Z_1 \cdot l - Y_1 \cdot r_{bx} \quad (10.9)$$

$$M_{uC} = Z_2 \cdot l + Y_2 \cdot r_{bx} \quad (10.10)$$

Thay các giá trị Z_1, Y_1, Z_2, Y_2 đã tính ở chương IX vào (10.9) và (10.10) ta có :

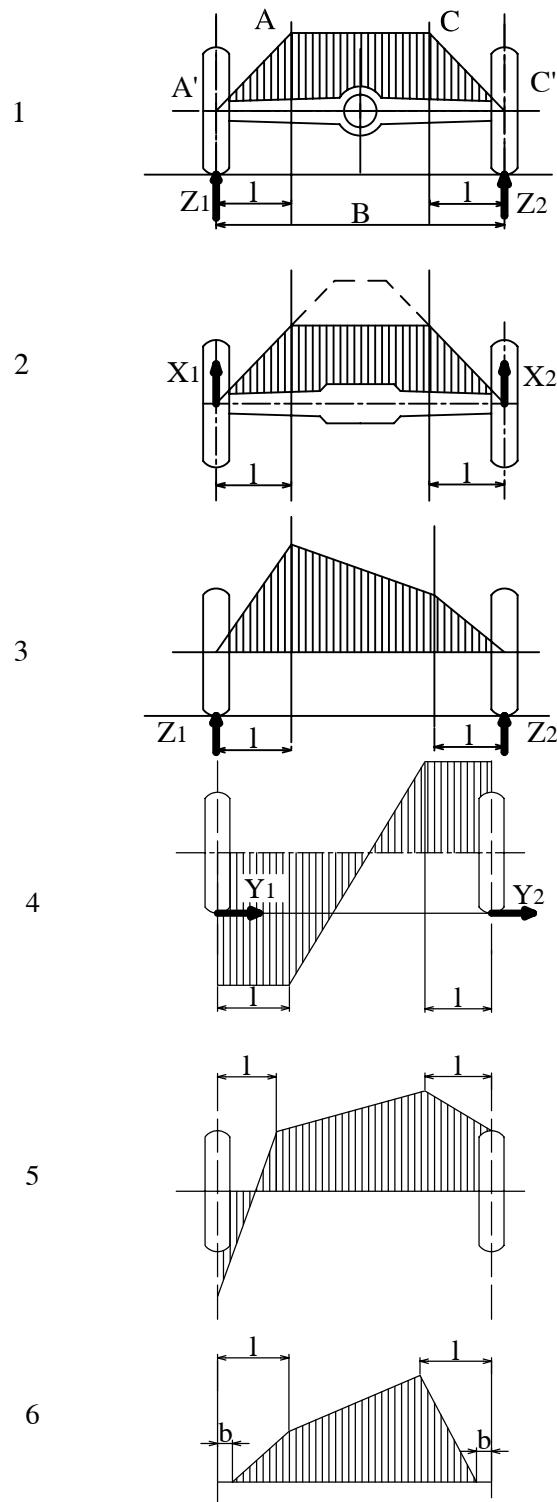
$$M_{uA} = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_g \cdot \varphi_1}{B}\right) (1 - \varphi_1 \cdot r_{bx}) \quad (10.11)$$

$$M_{uC} = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_g \cdot \varphi_1}{B}\right) (1 + \varphi_1 \cdot r_{bx}) \quad (10.12).$$

Nếu xét về giá trị tuyệt đối của mômen thì M_{uA} đạt giá trị cực đại khi $l=0$ (tại điểm A').

$$|M_{uA}'| = Y_1 \cdot r_{bx} = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_g \cdot \varphi_1}{B}\right) \varphi_1 \cdot r_{bx} \quad (10.13)$$

Trong trường hợp đặc biệt: nếu $l = \varphi_1 \cdot r_{bx}$ thì $M_{uA} = 0$ và nếu $B = 2h_g \cdot \varphi_1$ thì $M_{uC} = 0$.



Hình 10.3: Các biểu đồ mômen uốn của cầu sau chủ động không dẫn hướng trong những trường hợp cầu chịu tải khác nhau.

Trên hình 10.3 trình bày các biểu đồ mômen do các lực Z_1, Z_2 (biểu đồ 3) và do các lực Y_1, Y_2 (biểu đồ 4). Biểu đồ mômen phối hợp cả hai lực Z_1 với $Y_1; Z_2$ với Y_2 ở biểu đồ 5.

Ở trường hợp này mômen uốn đạt giá trị cực đại ở mặt tựa bánh xe với vỏ cầu (bên trái), còn ở nửa bên phải là tiết diện đi qua C.

a3) Trường hợp 3: $X_i = 0; Y = 0; Y_i = 0; Z_i = Z_{i\max} = k_d \cdot \frac{G_2}{2}.$

Mômen uốn do $Z_{1\max}$ và $Z_{2\max}$ gây nên đạt giá trị cực đại tại A và C:

$$M_{uzA} = M_{uzC} = Z_{1\max} \cdot l = k_d \cdot \frac{G_2}{2} \cdot l \quad (10.14)$$

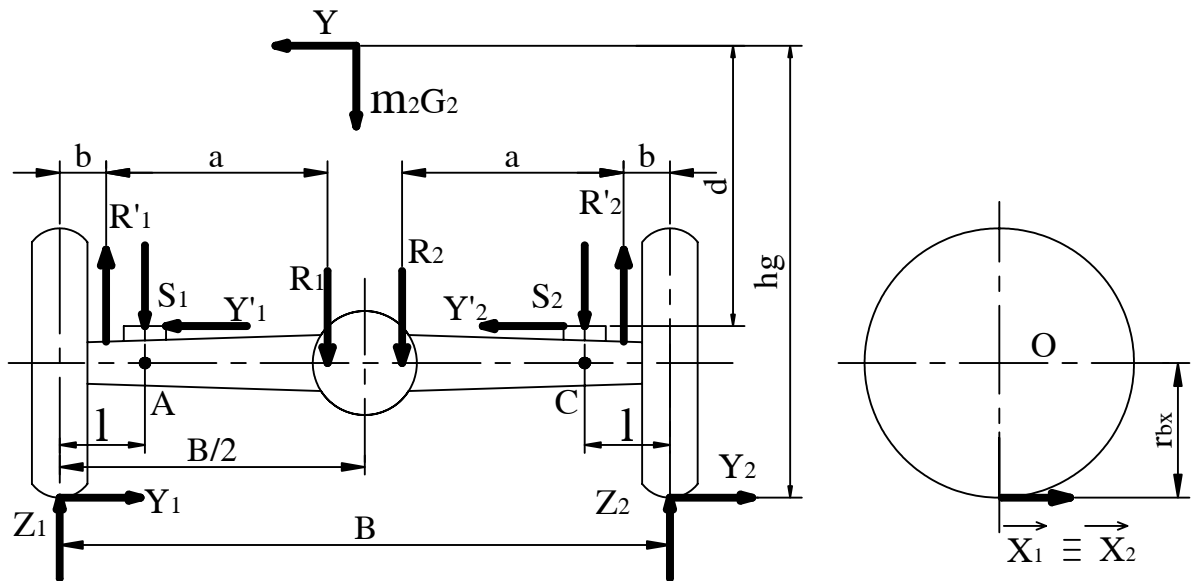
Ở phần trên, ứng suất sinh ra do trọng lượng của chính bản thân cầu xe chúng ta chưa xét đến, mà sẽ đề cập thành một mục riêng.

b. Tính vỏ cầu sau theo bên khi nửa trục bên trong bố trí theo kiểu giảm tải một nửa.

b1). Trường hợp 1: $X_I = X_{i\max}, Y = 0 (Y_I = 0); Z_1 = Z_2.$

Để xác định đúng các lực tác dụng lên vỏ cầu, chúng ta phải xem lại hình 9.1-b là sơ đồ nửa trục giảm tải một nửa: giữa vỏ cầu và nửa trục có lực R_1' và R_2' , các lực này sẽ làm vỏ cầu bị uốn.

Ở trên hình 10.4 ta thấy ở các bánh xe có tác dụng các lực $Z_1, Y_1, Z_2, Y_2, X_1, X_2$. Các lực này sinh ra các lực R_1' và R_2' tác dụng vào đầu vỏ cầu.



Hình 10.4: Sơ đồ lực tác dụng lên cầu sau với nửa trục giảm tải một nửa.

Các lực R_1, R_2 truyền từ bánh răng nửa trục qua vỏ vi sai tác dụng lên vỏ cầu. Trong trường hợp 1 này cầu sau bị uốn ở các tiết diện A và C do các lực X_1, X_2, Z_1, Z_2 (vì lúc này $Y_1 = Y_2 = 0$).

Lúc này các lực tác dụng lên bên trái và phải của cầu là như nhau, nên ta chỉ cần tính cho một bên:

Mômen uốn tại A của lực Z_1 :

$$M_{uz} = R'_{1z}(l - b) \quad (10.15)$$

Ở đây:

R'_{1z} - phản lực xuất hiện do tác dụng của lực Z_1 .

Theo sơ đồ hình 10.4 ta tìm được giá trị R'_{1z} :

$$R'_{1z} = Z_1 \frac{a + b}{a}$$

Thay vào (10.15) ta có:

$$M_{uz} = Z_1 \cdot \frac{(a + b)}{a} (l - b)$$

Qua biến đổi ta nhận được:

$$M_{uz} = Z_1 \cdot l - Z_1 \frac{b}{a} (a + b - l) \quad (10.16).$$

Chứng minh tương tự ta có mômen uốn tại A do X_1 gây nên là:

$$M_{uX} = X_1 \cdot l - X_1 \frac{b}{a} (a + b - l) \quad (10.17)$$

Mômen xoắn sinh ra do X_1, X_2 trong trường hợp này vẫn tính theo các công thức (10.1) và (10.2).

Nếu chúng ta so sánh các giá trị M_{uz} ở công thức (10.16) với (10.3) và M_{uX} ở công thức (10.17) với (10.4), chúng ta sẽ thấy chúng không khác nhau bao nhiêu, vì giá trị b rất nhỏ.

Vì vậy khi tính vỏ cầu sau có nửa trục giảm tải một nửa ở trường hợp 1 này có thể sử dụng các công thức khi tính vỏ cầu sau có nửa trục giảm tải ba phần tư và giảm tải hoàn toàn.

b2). Trường hợp 2: $X_i = 0; Y = Y_{\max} = m_2 \cdot G_2 \cdot \varphi_1; Z_1 \neq Z_2$

Xe bị trượt ngang ($m_2 = 1, \varphi_1 \approx 1$).

Mômen uốn M_{uA} tác dụng ở tiết diện A do các phản lực Y_1 và Z_1 gây nên (lưu ý mômen uốn do Z_1 và Y_1 sinh ra sẽ ngược dấu):

$$M_{uA} = R'_{1YZ} \cdot (l - b) \quad (10.18)$$

Ở đây:

R'_{1YZ} là lực R'_1 (h.10.4) tác dụng lên cầu.

R'_{1YZ} được tính như sau:

$$R'_{1YZ} = Z_1 \frac{a + b}{a} - Y_1 \frac{r_{bx}}{a} \quad (10.19)$$

Thay R'_{1YZ} vào (10.18) ta có:

$$M_{uA} = Z_1 \frac{a+b}{a} (1-b) - Y_1 \frac{r_{bx}}{a} (1-b) \quad (10.20)$$

Vì $Y_1 = Z_1 \cdot \varphi_1$ nên suy ra:

$$\begin{aligned} M_{uA} &= Z_1 (1-b) \frac{(a+b - \varphi_1 r_{bx})}{a} \\ &= \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B}\right) (1-b) \frac{(a+b - \varphi_1 r_{bx})}{a} \end{aligned} \quad (10.21)$$

Mômen uốn M_{uC} tác dụng tại C do Z_2 và Y_2 gây nên sẽ là tổng mômen của hai lực này.

Chứng minh tương tự trường hợp trên ta có:

$$\begin{aligned} M_{uC} &= Z_2 (1-b) \frac{(a+b + \varphi_1 r_{bx})}{a} \\ &= \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B}\right) (1-b) \frac{(a+b + \varphi_1 r_{bx})}{a} \end{aligned} \quad (10.22)$$

Biểu đồ mômen uốn của trường hợp 2 là biểu đồ 6 trên hình 10.3.

b3). Trường hợp 3: $X_i = 0; Y_i = 0; Z_i = Z_{imax} = k_d \cdot \frac{G_2}{2}$. (10.23)

Trong trường hợp này mômen uốn tính theo công thức (10.16) nhưng thay $Z_1 = Z_{1max} = k_d \frac{G_2}{2}$.

Vậy ta sẽ có công thức gần giống công thức (10.14). Bởi vậy có thể dùng (10.14) để tính cho trường hợp này.

Lúc này $Z_{1max} = Z_{2max}$ nên $M_{uA} = M_{uC}$.

Trong các công thức trên hệ số bền dự trữ lấy gần bằng 2.

2. Tính vỏ cầu sau theo tải trọng động do trọng lượng bản thân của cầu:

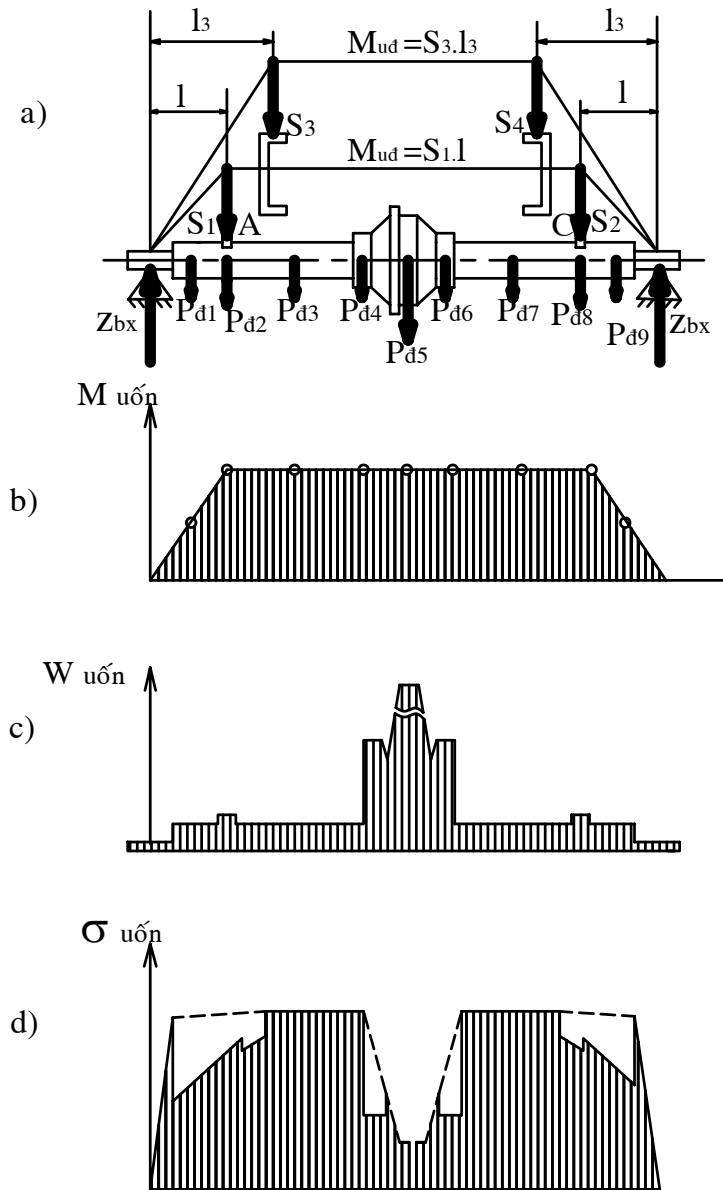
Khi xe chuyển động trên đường không bằng phẳng, lực thẳng đứng truyền từ nhíp lên cầu luôn thay đổi và chính trọng lượng của cầu cũng bắt đầu gây tác dụng lớn. Phản lực thẳng đứng giữa bánh xe và mặt đường khi qua chỗ mấp mô có thể lớn hơn nhiều so với tải trọng tĩnh.

Khi xe đi qua các chỗ mấp mô, cầu sau có thể có gia tốc rất lớn, nên trong một số trường hợp chính trọng lượng của bản thân cầu đã làm gãy vỏ cầu.

Để tìm độ lớn ứng suất do trọng lượng bản thân cầu gây ra, ta chia cầu ra i phần (thông thường $i = 8 \div 12$) và xác định khối lượng của từng phần m_i . Tiếp theo cho gia tốc cố định đối với cầu khi đi qua chỗ mấp mô, ta có thể xác định mômen uốn sinh ra do tải trọng động của chính cầu sau.

Trên hình 10.5-a là sơ đồ lực tác dụng lên vỏ cầu trong mặt phẳng thẳng đứng khi xe chuyển động thẳng trên mặt đường không bằng phẳng.

Các hình 10.5-b, 10.5-c, 10.5-d trình bày biểu đồ mômen uốn, mômen quán tính chống uốn và ứng suất uốn.



Hình 10.5: Sơ đồ lực tác dụng lên vỏ cầu chủ động trong mặt phẳng thẳng đứng.

- a – Sơ đồ lực tác dụng .
- b – Biểu đồ mômen uốn .
- c – Biểu đồ mômen chống uốn .
- d – Biểu đồ ứng suất uốn .

Trong mặt phẳng thẳng đứng vỏ cầu chịu tác dụng của các lực động S_1, S_2 (giả thiết hàng hoá được chất đều bên trái và bên phải, nên $S_1 = S_2$), do trọng lượng phần được treo

gây nên được truyền qua nhíp đến vỏ cầu. Ngoài ra vỏ cầu còn chịu tác dụng của lực quán tính do trọng lượng bản thân cầu gây ra khi xe chuyển động trên đường mấp mô.

Các lực động S_1, S_2 được gây với trường hợp khi nhíp vừa chạm vào ụ đỡ cao su (không va đập).

Tần số dao động của phần được treo của xe phụ thuộc vào loại trọng tải của ô tô : từ $1 \div 3$ Hz.

Tần số dao động của phần không được treo (các cầu) từ $8 \div 10$ Hz.

Tải trọng động do mỗi phần m_i của cầu gây ra có giá trị:

$$P_{di} = m_i \frac{dv}{dt} \quad (10.24)$$

Ở đây:

m_i – khối lượng của phần tử thứ i của cầu.

$\frac{dv}{dt}$ - gia tốc thẳng đứng của cầu sau.

Ứng suất cao trong mặt phẳng thẳng đứng là lúc ụ đỡ cao su đập vào cầu, làm xuất hiện các lực S_3, S_4 .

Giá trị cực đại của hệ số động K_d được tính như sau:

$$K_d = \frac{\sigma_t \pm \sigma_z \pm \sigma_x}{\sigma_t} \quad (10.25)$$

Trong đó:

σ_t – ứng suất tĩnh.

σ_z – ứng suất động do dao động của phần được treo.

σ_x – ứng suất động do dao động của bản thân cầu.

Khi xe chuyển động trên đường bằng phẳng, phần được treo ảnh hưởng nhiều đến ứng suất vỏ cầu.

Khi xe chuyển động trên đường mấp mô, phần không được treo ảnh hưởng nhiều đến giá trị ứng suất của vỏ cầu.

Ứng suất tổng hợp của vỏ cầu chế tạo bằng gang rèn không được quá 300 kN/m^2 và khi chế tạo từ thép ống không được quá 500 kN/m^2 .

III. TÍNH DẦM CẦU TRƯỚC DẪN HƯỚNG THEO BÊN:

Chúng ta xét cầu trước với loại dầm cầu liền. Sơ đồ lực tác dụng lên cầu trước ở hình 10.6. Cầu trước dẫn hướng được tính toán trên cơ sở các công thức được tính ở cầu sau. Phần tải trọng tác dụng lên cầu trước $m_1.G_1$ gồm hai thành phần:

G_1 – Tải trọng tác dụng lên cầu trước khi xe đứng yên trên mặt phẳng nằm ngang.

m_1 – Hệ số phân bố lại tải trọng tác dụng lên cầu trước, m_1 phụ thuộc vào điều kiện chuyển động. Khi xe đang truyền lực kéo đến cầu sau chủ động thì m_1 sẽ là $m_{1k} < 1$.

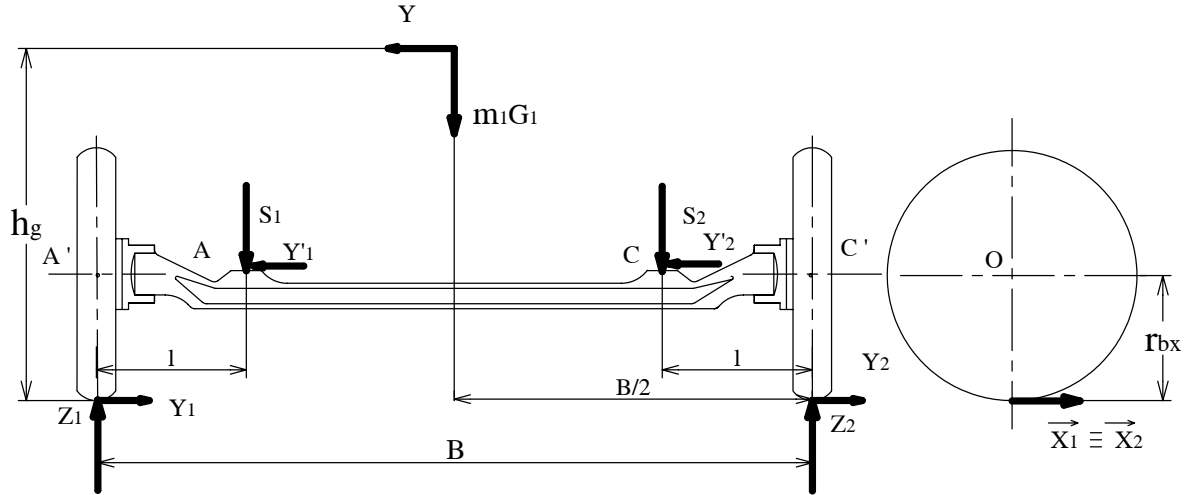
Khi xe đang phanh thì m_1 sẽ là $m_{1p} > 1$.

Các phản lực $X_1, X_2, Y_1, Y_2, Z_1, Z_2$ là các phản lực tiếp tuyến, phản lực cản trượt ngang và phản lực thẳng đứng của mặt đường.

S_1, S_2 : Các lực thẳng đứng tác dụng từ nhíp lên dầm cầu.

Y'_1, Y'_2 : các lực ngang tác dụng giữa nhíp và dầm cầu.

Khi tính toán chúng ta bỏ qua trọng lượng của bánh xe g_{bx} , vì g_{bx} rất nhỏ so với Z_1, Z_2 .



Hình 10.6: Sơ đồ lực tác dụng lên dầm cầu trước dẫn hướng.

Ở cầu trước dẫn hướng từ đầu cầu đến chỗ đặt nhíp cầu chịu uốn và xoắn do lực phanh (vì cầu bị động nên không xuất hiện lực kéo).

Ở đoạn giữa hai nhíp cầu chịu uốn trong mặt phẳng thẳng đứng do Z_1, Z_2, Y_1 và Y_2 (hình 10.6). Ngoài ra cầu còn bị uốn trong mặt phẳng nằm ngang do X_{1p} và X_{2p} .

Do mômen uốn trong mặt phẳng thẳng đứng lớn hơn mômen uốn trong mặt phẳng nằm ngang nên dầm cầu có tiết diện chữ I. Bởi vì tiết diện chữ I có khả năng chống uốn trong mặt phẳng thẳng đứng tốt hơn trong mặt phẳng nằm ngang.

Cầu trước bị động dẫn hướng cũng được tính theo ba chế độ tải trọng đặc biệt như ở cầu sau. Các công thức xác định mô men uốn và xoắn ở cầu sau đều ứng dụng được cho cầu trước, chỉ cần thay m_2G_2 bằng m_1G_1 .

1. Trường hợp 1:

$$X_i = X_{imax}; Y = 0; Y_i = 0; Z_1 = Z_2.$$

Mômen uốn do Z_1, Z_2 gây nên trong mặt phẳng thẳng đứng:

$$M_{uZA} = M_{uZC} = Z_1 l = \frac{m_{1p} \cdot G_1}{2} \cdot l \quad (10.26)$$

Mômen uốn do X_{1p}, X_{2p} gây nên trong mặt phẳng nằm ngang:

$$M_{uXA} = M_{uXC} = X_{1p} \cdot l = \frac{m_{1p} \cdot G_1}{2} \cdot \varphi \cdot l \quad (10.27)$$

Tiết diện nguy hiểm hoặc là ở chỗ đặt nhíp hoặc là ở giữa cầu (vì giữa cầu thường chế tạo mỏng hơn ở hai đầu). Do ngay chỗ đặt nhíp thường có tiết diện khá lớn, nên tiết diện kiểm tra ứng suất uốn thường lấy ở bên cạnh nhíp.

Mô men xoắn do X_{1p} và X_{2p} gây nên :

$$M_{p1}=M_{p2}=X_{1p}\cdot r_{bx}=\frac{m_{1p}\cdot G_1}{2}\cdot\varphi\cdot r_{bx} \quad (10.28)$$

Tiết diện để kiểm tra ứng suất xoắn sẽ lấy tại nơi có mô men quán tính chống xoắn nhỏ nhất tính từ cam quay đến chỗ đặt nhíp.

2. Trường hợp 2:

$$X_i=0; Y=Y_{\max}=m_1 G_1 \varphi_1; Z_1 \neq Z_2.$$

Xe bị trượt ngang ($m_1=1, \varphi_1 \approx 1$).

Lúc này các phản lực của mặt đường sẽ là:

$$Z_1 = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B}\right) \quad (10.29)$$

$$Z_2 = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B}\right) \quad (10.30)$$

$$Y_1 = Z_1 \cdot \varphi_1 = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B}\right) \cdot \varphi_1 \quad (10.31)$$

$$Y_2 = Z_2 \cdot \varphi_1 = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B}\right) \cdot \varphi_1 \quad (10.32)$$

Mômen uốn trong mặt phẳng thẳng đứng đối với nửa cầu bên trái sẽ đạt giá trị tuyệt đối lớn nhất tại vị trí A' (xem hình 10.3 – 5 và công thức 10.13).

$$|M_{uA'}| = Y_1 \cdot r_{bx} = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B}\right) \cdot \varphi_1 \cdot r_{bx} \quad (10.33).$$

Đối với nửa cầu bên phải, mômen uốn trong mặt phẳng thẳng đứng sẽ đạt giá trị cực đại tại vị trí C (xem hình 10.3 – 5 và công thức 10.12):

$$M_{uC} = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B}\right) (1 + \varphi_1 \cdot r_{bx}) \quad (10.34)$$

Trong trường hợp này, tiết diện nguy hiểm để kiểm tra ứng suất uốn cho nửa cầu bên phải là ở cạnh nhíp (điểm C) và đối với nửa cầu bên trái là ở tiết diện cạnh cam quay (ở đầu ngoài cùng của dầm cầu cạnh điểm A').

3. Trường hợp 3:

$$X_i=0; Y=0; Y_i=0; Z_i=Z_{i\max}=k_d \frac{G_1}{2}.$$

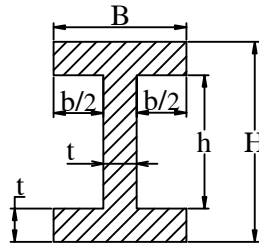
Mômen uốn trong mặt phẳng thẳng đứng tại A và C sẽ là:

$$M_{uZA} = M_{uZC} = Z_{1\max}l = Z_{2\max}l = k_d \frac{G_1}{2} l$$

Đối với dầm cầu trước k_d nằm trong khoảng từ 2 đến 3. Nếu k_d chọn bằng 2 ta sẽ có:

$$M_{uZA} = M_{uZC} = G_1 l \quad (10.35)$$

Tiết diện nguy hiểm để kiểm tra ứng suất uốn trong trường hợp này là ở chỗ đặt nhíp (bên cạnh điểm A và điểm C) và cần kiểm tra thêm ở giữa cầu. Để tìm được ứng suất trong từng tiết diện của dầm cầu, cần phải biết giá trị mômen chống uốn và chống xoắn.



Hình 10.7: Sơ đồ tiết diện dầm cầu chữ I.

Nếu dầm cầu trước có tiết diện hình chữ I thì các giá trị W_u và W_x được tính như sau:
Mômen chống uốn trong mặt phẳng thẳng đứng:

$$W_{ud} = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$$

Mômen chống uốn trong mặt phẳng nằm ngang:

$$W_{un} = \frac{(H-h)B^3 + h(B-b)^3}{6H}$$

Mômen chống xoắn có thể xác định gần đúng như sau:

$$W_x \approx \frac{2}{9} t^2 (H + 2b)$$

Ứng suất uốn và xoắn cực đại xuất hiện tại các vị trí khác nhau của dầm cầu có tiết diện chữ I nên không thể cộng chúng lại với nhau được.

Trường hợp nếu dầm cầu có tiết diện êlip, thì có thể cộng ứng suất uốn với xoắn và chúng ta tính ứng suất tổng hợp.

Ngoài các lực đã nêu trên, dầm cầu dẫn hướng còn bị các lực quán tính của chính bản thân cầu khi đi qua chỗ mấp mô tác dụng lên. Có thể tính lực quán tính như ở cầu sau chủ động. Nhưng vì trọng lượng cầu trước dẫn hướng bị động tương đối nhỏ, nhất là ở phần giữa cầu nên có thể không cần tính các lực này.

Dầm cầu dẫn hướng thường được chế tạo bằng thép cacbon trung bình 30, 35, 40, 30X với chế độ nhiệt luyện tôi và ram.

Ứng suất uốn tổng hợp ở trong mặt phẳng đứng và ngang không được quá 300kN/m^2 . Ứng suất xoắn không được quá 125kN/m^2 .

CHƯƠNG XI

HỆ THỐNG TREO

I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.

1. Công dụng.

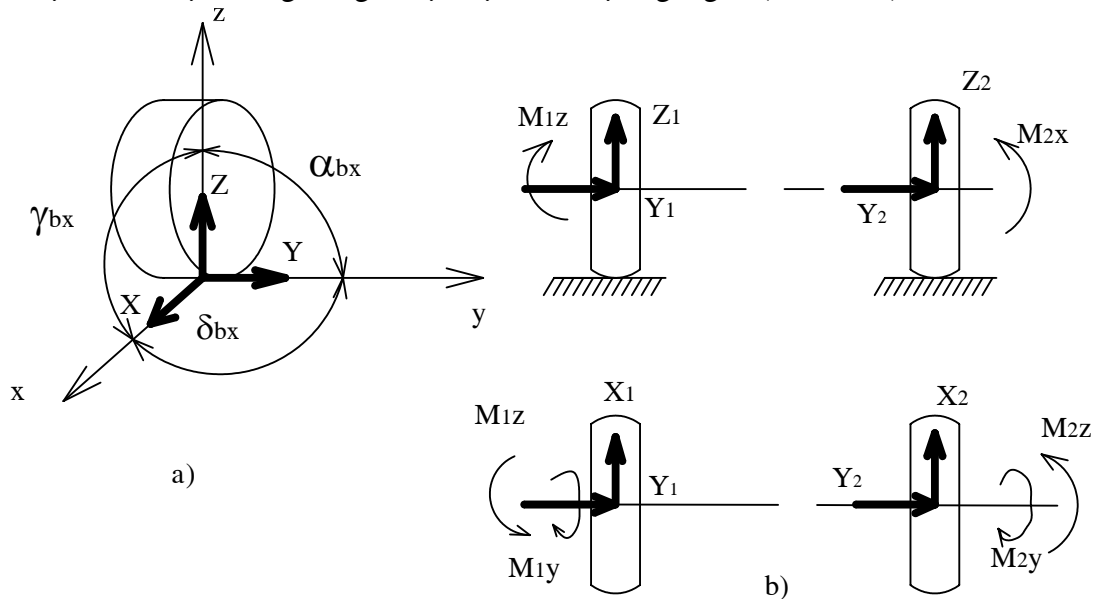
Các bộ phận của hệ thống treo dùng để nối khung hay thân xe với các cầu (bánh xe) ô tô và từng bộ phận thực hiện các nhiệm vụ sau đây:

- Bộ phận đàn hồi làm giảm nhẹ các tải trọng động tác dụng từ bánh xe lên khung, đảm bảo độ êm dịu cần thiết khi di chuyển và truyền lực, mômen từ đường lên khung xe.

- Bộ phận dẫn hướng để truyền lực dọc, ngang và mômen từ đường lên khung xe. Động học của bộ phận dẫn hướng xác định tính chất dịch chuyển tương đối của bánh xe đối với khung.

- Bộ phận giảm chấn để dập tắt các dao động của phần được treo và không được treo của ô tô.

Ở chương IX ta đã nghiên cứu lực phát sinh giữa bánh xe và đường có thể gộp lại thành ba phản lực chính: lực thẳng đứng Z , lực dọc X và lực ngang Y (hình 11.1).



Hình 11.1: Lực tác dụng lên các bánh xe trong mặt phẳng tiếp xúc với mặt tựa.

a) Các phản lực thành phần tác dụng từ đường lên bánh xe.

b) Lực và mômen truyền từ bánh xe lên khung.

Các mômen do các lực X , Y , Z gây nên mômen M_X , M_Y , M_Z , có thể có giá trị khác nhau đối với bánh xe bên trái hoặc bên phải. Các chi tiết của hệ thống treo truyền những phản lực và mômen trên lên khung. Đường mấp mô phát sinh lực động Z và mômen động M_X truyền lên thùng xe nhờ bộ phận đàn hồi của hệ thống treo. Lực dọc X , lực ngang Y và các momen M_Y , M_Z truyền qua bộ phận dẫn hướng của hệ thống treo.

2. Phân loại.

a) Theo bộ phận đàn hồi chia ra:

- Loại bằng kim loại (gồm có nhíp lá, lò xo xoắn ốc, thanh xoắn).
- Loại khí (gồm loại bọc bằng cao su – sợi, loại bọc bằng màng, loại ống).
- Loại thủy lực (loại ống).
- Loại cao su (gồm loại chịu nén và loại chịu xoắn).

b) Theo sơ đồ bộ phận dẫn hướng chia ra:

- Loại phụ thuộc với cầu liên (gồm có loại riêng, loại thăng bằng).
- Loại độc lập với cầu cắt (gồm loại dịch chuyển bánh xe trong mặt phẳng dọc, loại dịch chuyển bánh xe trong mặt phẳng ngang, loại nén với bánh xe dịch chuyển trong mặt phẳng thẳng đứng).

c) Theo phương pháp dập tắt chấn động chia ra:

- Loại giảm chấn thủy lực (gồm loại tác dụng một chiều và loại tác dụng hai chiều).
- Loại ma sát cơ (gồm ma sát trong bộ phận đàn hồi và trong bộ phận dẫn hướng).

3. Yêu cầu.

a) Độ võng tĩnh f_t (độ võng sinh ra do tác dụng của tải trọng tĩnh) phải nằm trong giới hạn đủ đảm bảo được các tần số dao động riêng của vỏ xe và độ võng động f_d (độ võng sinh ra khi ô tô chuyển động) phải đủ để đảm bảo vận tốc chuyển động của ô tô trên đường xấu nằm trong giới hạn cho phép. Ở giới hạn này không có sự va đập lên bộ phận hạn chế.

b) Động học của các bánh xe dẫn hướng vẫn giữ đúng khi các bánh xe dẫn hướng dịch chuyển trong mặt phẳng thẳng đứng (nghĩa là khoảng cách hai vết bánh trước và các góc đặt trụ đứng và bánh dẫn hướng không thay đổi).

c) Dập tắt nhanh các dao động của vỏ và các bánh xe.

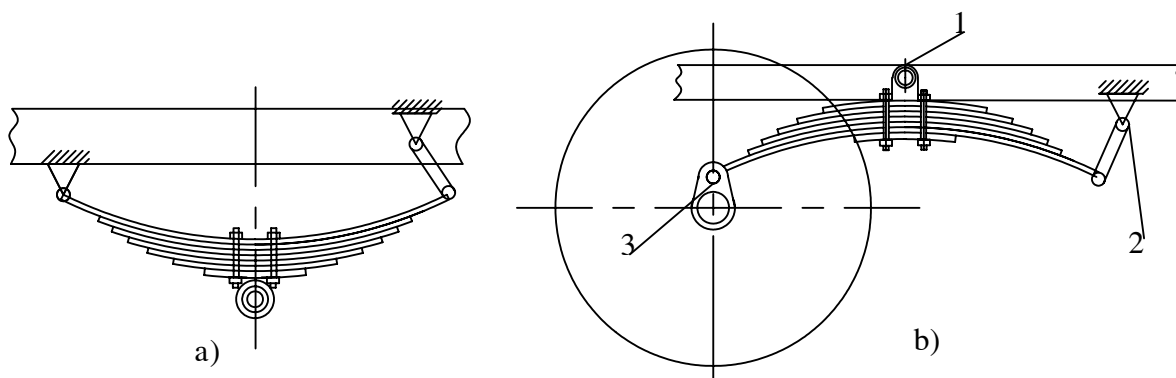
d) Giảm tải trọng động khi ô tô qua những đường gồ ghề.

II. PHÂN TÍCH KẾT CẤU CỦA HỆ THỐNG TREO.

1. Hệ thống treo phụ thuộc:

a) Nhíp đặt dọc:

Trên hình 11.2 trình bày sơ đồ kết cấu các loại hệ thống treo phụ thuộc. a) Nhíp dọc nửa êlíp, b) loại $\frac{1}{4}$ êlíp lắc qua lắc lại trên điểm tựa 1 và nối với khung nhờ quang nhíp 2 và nối với cầu nhờ quang nhíp 3.

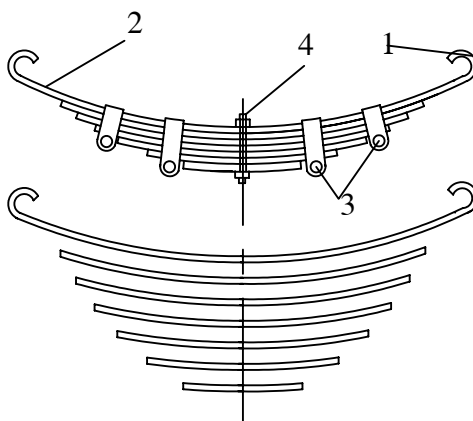


Hình 11.2: Sơ đồ kết cấu hệ thống treo phụ thuộc.

a) Nhíp dọc nửa êlíp.

b) Nhíp $\frac{1}{4}$ êlíp.

Nhíp là một dầm ghép các tấm thép lá mỏng để có độ đàn hồi cao. Hình 11.3 trình bày nhíp trong dạng rời và dạng ghép.



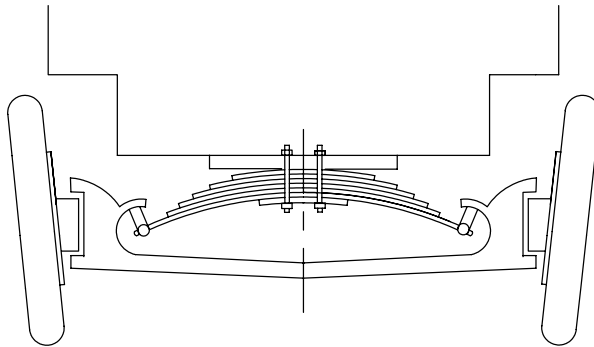
Hình 11.3 : Dạng tổng quát của nhíp.

Kích thước các lá nhíp nhỏ dần từ lá lớn nhất gọi là lá nhíp chính hay lá nhíp gốc. Hai đầu lá nhíp chính được uốn thành hai tai 1 để nối với khung. Phần giữa nhíp có bulông căng

4 để siết các lá nhíp lại với nhau. Các quang nhíp 3 giữ cho nhíp không bị xô lệch về hai bên.

b) Nhíp đặt ngang:

Trong hệ thống treo phụ thuộc với nhíp đặt dọc thường nhíp làm nhiệm vụ dẫn hướng, truyền lực đẩy hoặc lực phanh lên khung. Ở ô tô có cầu trước loại liên nhíp được bố trí ngang (hình 11.4).



Hình 11.4: Nhíp đặt ngang .

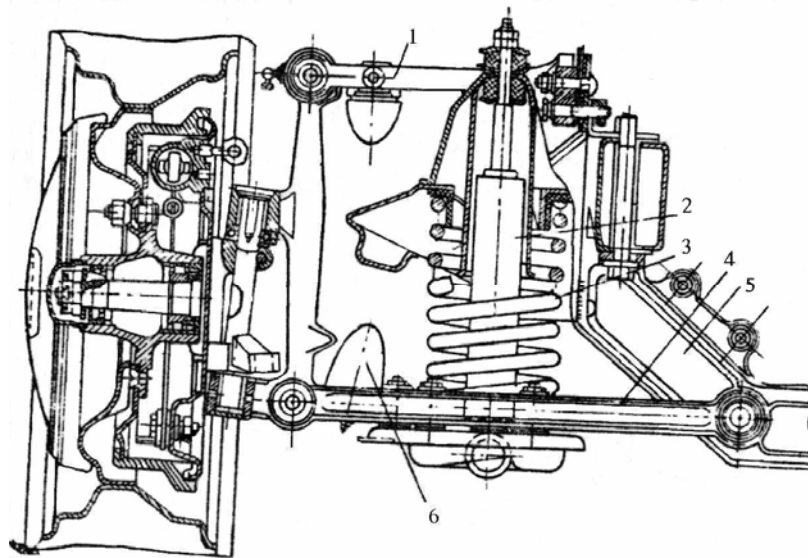
Trường hợp này khung chỉ nối với cầu có ba điểm: một điểm ở cầu trước và hai điểm ở cầu sau. Vì vậy phần được treo của ô tô sẽ không chuyển động ổn định và tốc độ ô tô bị hạn chế. Một nhược điểm nữa là nhíp ngang không thể làm nhiệm vụ truyền lực đẩy từ khung xuống đến cầu trước được. Muốn truyền lực đẩy, trong trường hợp này phải làm các thanh riêng.

2. Hệ thống treo độc lập:

Trên hình 11.5 là kết cấu hệ thống treo độc lập thường được sử dụng trên xe du lịch.

Ở hệ thống treo này bộ phận dẫn hướng gồm đòn trên 1 và đòn dưới 4, chúng kết nối với đòn đứng và dầm cầu dẫn hướng 5 bằng các khớp quay. Trong trường hợp này lò xo 3 là bộ phận đàn hồi còn giảm chấn ống 2 được luồn vào bên trong lò xo 3 nên kết cấu rất gọn.

Do các đòn có hình nạng, nên lực tác dụng lên khớp quay khi có lực ngang và mômen của bản thân lực ngang sẽ giảm.



Hình 11.5: Hệ thống treo độc lập.

1. Đòn trên; 2. Giảm chấn; 3. Lò xo; 4. Đòn dưới;
5. Dầm cầu dẫn hướng; 6. Ụ cao su hạn chế hành trình dao động.

A. BỘ PHẬN DẪN HƯỚNG

I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.

1. Công dụng.

Bộ phận dẫn hướng của hệ thống treo có mục đích: xác định tích chất chuyển động (động học) của bánh xe đối với mặt tựa và vỏ xe, đồng thời góp phần vào việc truyền lực và mômen giữa bánh xe và vỏ.

2. Phân loại.

a) Hệ thống treo phụ thuộc:

Trong hệ thống treo phụ thuộc hai bánh xe trái và phải được nối nhau bằng một dầm cứng nên khi dịch chuyển một bánh xe trong mặt phẳng ngang thì bánh xe còn lại cũng dịch chuyển. Hệ thống treo phụ thuộc không thể đảm bảo đúng hoàn toàn động học của bánh xe dẫn hướng.

b) Hệ thống treo độc lập:

Trong hệ thống treo độc lập hai bánh xe trái và phải không có quan hệ trực tiếp với nhau. Vì vậy trong khi dịch chuyển bánh xe này trong mặt phẳng ngang, bánh xe kia vẫn

đứng nguyên. Do đó động học của bánh xe dẫn hướng giữ đúng hơn. Nhưng không phải ở tất cả các loại hệ thống treo độc lập động học của bánh xe dẫn hướng đều đúng.

Bộ phận hướng và phần tử đàn hồi không phụ thuộc vào nhau. Ví dụ như hệ thống treo phụ thuộc có thể là loại nhíp, loại thanh xoắn, loại treo khí. Ngược lại hệ thống treo loại thanh xoắn có thể là độc lập hoặc phụ thuộc.

3. Yêu cầu.

Các yêu cầu cơ bản mà bộ phận hướng phải thỏa mãn cụ thể như sau:

a) Giữ nguyên động học của các bánh xe khi ô tô chuyển động. Điều này có nghĩa là khi bánh xe dịch chuyển thẳng đứng các góc đặt bánh xe, các chiều rộng, chiều dài cơ sở phải giữ nguyên. Dịch chuyển bánh xe theo chiều ngang Y_{bx} (thay đổi chiều rộng cơ sở) sẽ làm lốp mòn nhanh và tăng sức cản chuyển động ô tô trên các loại đất mềm. Dịch chuyển bánh xe theo chiều dọc X_{bx} tuy có giá trị thứ yếu nhưng cũng gây nên sự thay đổi động học của truyền động lái. Thay đổi góc đo α của bánh xe dẫn hướng là điều nên tránh nhất vì nó kèm theo hiện tượng mômen do hiệu ứng con quay làm cho lốp bị “vẩy” (lắc qua lắc lại nhanh). Ngoài ra khi bánh xe lăn với góc nghiêng lớn sẽ làm mòn lốp, sinh ra phản lực ngang Y lớn và làm ô tô khó bám với đường.

b) Đối với các bánh dẫn hướng nên tránh sự thay đổi góc nghiêng γ , vì thay đổi γ là làm trụ đứng nghiêng về phía sau nên độ ổn định của ô tô sẽ kém đi. Khi bánh xe dịch chuyển thẳng đứng cũng làm thay đổi độ chụm A-B (thay đổi góc δ). Góc δ thay đổi sẽ làm thay đổi quỹ đạo chuyển động của ô tô làm cho ô tô không “bám” đúng đường.

c) Đảm bảo truyền các lực X , Y và các mômen M_y , M_z từ bánh xe lên khung mà không gây nên biến dạng rõ rệt, hay không làm dịch chuyển các chi tiết của hệ thống treo.

d) Giữ được đúng động học của truyền động lái. Động học của truyền động lái được giữ đúng nếu sự dịch chuyển thẳng đứng và sự quay quanh trụ đứng của bánh xe không phụ thuộc vào nhau.

e) Độ nghiêng của thùng xe trong mặt phẳng ngang phải bé. Bộ phận hướng có ảnh hưởng đến khoảng cách giữa các phần tử đàn hồi (gọi tắt là khoảng cách nhíp). Do bộ phận hướng ta có khoảng cách này lớn hay bé. Bộ phận hướng còn ảnh hưởng đến vị trí tâm của độ nghiêng bên.

f) Bộ phận hướng phải đảm bảo bố trí hệ thống treo trên ô tô thuận tiện và không ngăn cản việc dịch chuyển động cơ về phía trước. Như thế có thể sử dụng khoảng không gian trong khung xe. Bộ phận hướng có thể tăng độ êm dịu chuyển động nếu bố trí lại các phần được treo một cách hợp lý thì làm tăng mômen quán tính đối với trục ngang đi qua trọng tâm phần được treo. Loại bộ phận hướng cũng ảnh hưởng đến sự dịch chuyển trục các đăng chính đối với sàn ô tô và chiều rộng của sàn giữa các vành chắn bùn.

g) Bộ phận hướng phải có kết cấu đơn giản và dễ sử dụng. Điều này phụ thuộc nhiều ở số khớp, số điểm phải bôi trơn của hệ thống treo và số các đăng (đối với bánh chủ động).

h) Trọng lượng bộ phận hướng và đặc biệt là phần không được treo phải bé.

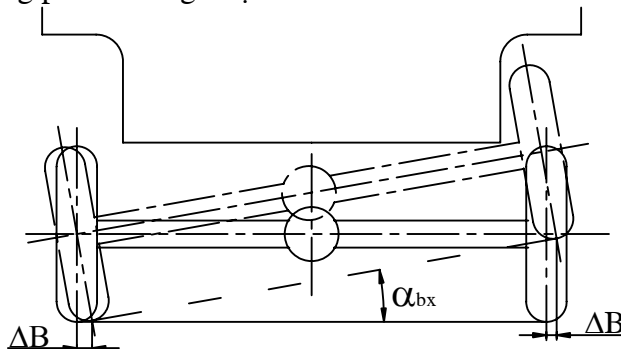
II. KẾT CẤU CỦA BỘ PHẬN DẪN HƯỚNG.

1. Kết cấu bộ phận hướng trong hệ thống treo phụ thuộc:

Sơ đồ đơn giản nhất của hệ thống treo phụ thuộc là hai nhíp có dạng nửa êlip (hình 11.2a). Tính chất dịch chuyển của cầu đối với vỏ phụ thuộc vào thông số của nhíp, nghĩa là nhíp không phải chỉ là bộ phận đàn hồi mà còn là một thành phần của bộ phận hướng.

Hệ thống treo phụ thuộc, loại thường thấy hiện nay (hình 11.2a) có ưu điểm là kết cấu đơn giản và rẻ tiền: nhíp vừa làm cả nhiệm vụ đàn hồi, dẫn hướng và giảm chấn. Hệ thống treo phụ thuộc dễ chăm sóc, nhất là khi số khớp quay ngày càng ít và sử dụng rộng rãi loại cao su trong khớp quay vì cao su không cần phải bôi trơn. Sử dụng loại hệ thống treo phụ thuộc lớp cũng ít mòn vì khi ô tô quay vòng chỉ có thùng xe nghiêng còn cầu vẫn thẳng bằng.

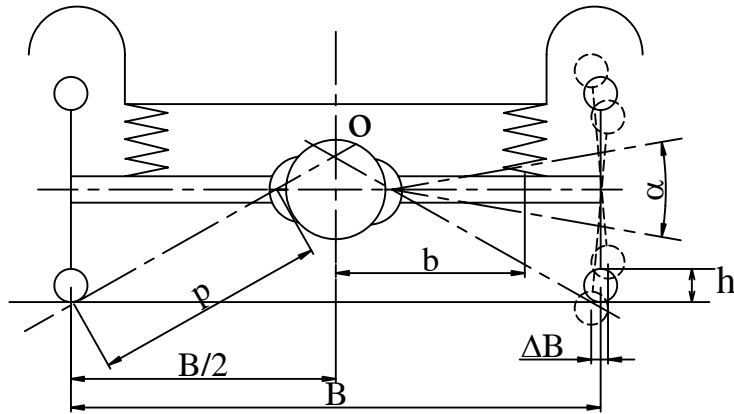
Hệ thống treo phụ thuộc có một loạt nhược điểm. Khi nâng một bên bánh xe lên, vết bánh xe sẽ thay đổi (ΔB trên hình 11.6) phát sinh lực ngang Y làm tính chất “ bám đường “ của ô tô kém đi và ô tô dễ bị trượt ngang. Hệ thống treo ở các bánh xe, đặc biệt là bánh xe chủ động có trọng lượng phần không được treo rất lớn.



Hình 11.6: Ảnh hưởng tác động hệ thống treo lên độ dịch chuyển góc của các bánh xe.

2. Kết cấu bộ phận hướng trong hệ thống treo độc lập một đòn.

Sơ đồ hệ thống treo độc lập với sự dịch chuyển bánh xe trong mặt phẳng ngang và có bộ phận hướng trên một đòn được trình bày trên hình 11.7.



Hình 11.7: Hệ thống treo độc lập một đòn.

Khi bánh xe dịch chuyển về phía trên hay phía dưới thì góc nghiêng α của bánh xe thay đổi nhiều do đó phát sinh mômen hiệu ứng con quay.

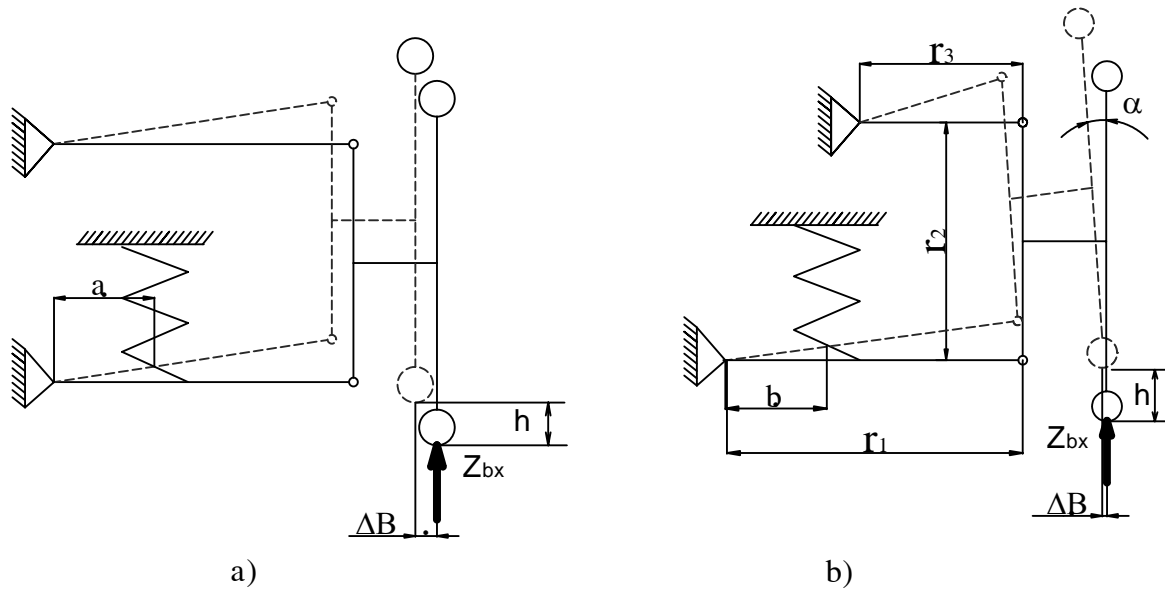
Nhược điểm về động học của cầu cắt loại hệ thống treo độc lập là chiều dài cầu ngắn vì vậy sự thay đổi chiều rộng cơ sở ΔB và góc nghiêng α tương đối lớn (hình 11.7). Nếu đặt hệ thống treo này ở bánh dẫn hướng thì các nhược điểm của nó càng rõ. Vì vậy trong những năm gần đây ít khi người ta đặt bộ phận hướng loại này trên bánh dẫn hướng.

3. Kết cấu bộ phận hướng trong hệ thống treo độc lập với cơ cấu hướng hai đòn.

Sơ đồ cơ cấu hướng của hệ thống treo độc lập có hai đòn ngang có chiều dài bằng nhau (cơ cấu hướng hình bình hành), có hai đòn ngang có chiều dài khác nhau (cơ cấu hướng hình thang) được trình bày trên hình 11.8 a,b.

Khi sử dụng loại cơ cấu hướng hình bình hành, lúc ta nâng hay hạ bánh xe một đoạn h thì mặt phẳng quay của bánh xe sẽ chuyển dịch nhưng luôn song song với nhau (do tính chất của hình bình hành). Do đó khắc phục hoàn toàn sự phát sinh mômen hiệu ứng con quay và triệt tiêu được sự rung của bánh xe đối với trục đứng của hệ thống lái. Trường hợp này có thể hoàn toàn khắc phục được sự thay đổi độ nghiêng mặt phẳng quay của bánh xe, nhưng sự thay đổi ΔB tương đối lớn. Do đó lớp chống mòn và độ ổn định ngang của bánh xe sẽ kém đi.

Theo các kết cấu hiện có hệ thống treo độc lập có cơ cấu hướng hình thang, khi nâng, hạ bánh xe một đoạn h góc quay α của bánh xe sẽ giới hạn trong khoảng $5^\circ \div 6^\circ$ (hình 11.8b).



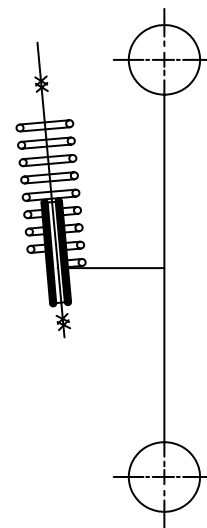
Hình 11.8: Sơ đồ động học hệ thống treo độc lập của bánh xe với cơ cấu hướng hai đòn hình bình hành và hình thang.

Với trị số α như vậy mômen hiệu ứng con quay sẽ tự triệt tiêu do lực ma sát trong hệ thống. Đồng thời sự thay đổi chiều rộng vết bánh xe sẽ được bù lại do độ đàn hồi của lốp, nên lốp không bị trượt trên mặt tựa. Đối với các lốp hiện nay ΔB không nên vượt quá $4 \div$

5mm. Thường lấy $\frac{r_3}{r_1} = 0,55 \div 0,65$ (hình 11.8 b).

4. Cơ cấu hướng trong hệ thống treo độc lập loại nấn.

Cơ cấu hướng loại nấn đảm bảo khi dịch chuyển bánh xe không làm thay đổi các góc đặt bánh xe α, γ, δ . Chiều rộng cơ sở B có thể sẽ thay đổi một ít nhưng nhờ độ nghiêng ngang của bánh dẫn hướng bù lại nên coi như không đổi. Trọng lượng phần không được treo loại này bé nhất. (hình 11.9). Bộ phận hướng loại nấn cũng làm triệt tiêu hoàn toàn sự lắc của bánh xe (hiện tượng “vẩy” bánh xe) đối với trụ đứng; vì vậy sẽ làm mất khả năng phát sinh mômen hiệu ứng con quay khi các bánh xe dịch chuyển thẳng đứng.



Hình 11.9: Sơ đồ hệ thống treo loại nấn

Nhược điểm của bộ phận hướng loại nấn là:

1. Vì thu gọn kết cấu của bộ phận hướng nên lực ngang và mômen do lực ngang ở bánh xe tác dụng lên cơ cấu đòn có giá trị lớn, nên tuổi thọ của cơ cấu giảm.

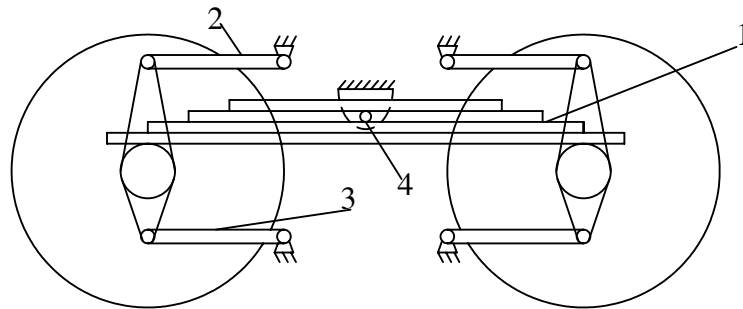
2. Độ dịch chuyển tịnh tiến hai chiều của bộ phận hướng lớn nên khó giảm ma sát trong bộ phận hướng cũng như khó đảm bảo độ kín.

3. Khó bố trí được hệ thống treo lên ô tô đặc biệt là khi bánh xe có độ dịch chuyển lớn, nhất là đối với phần tử đàn hồi là loại lò xo xoắn ốc. Lò xo xoắn ốc sẽ làm tăng độ dài của nệm.

5. Kết cấu bộ phận hướng trong hệ thống treo loại thăng bằng.

Trong các ô tô ba cầu, cầu thứ hai và thứ ba thường đặt gần nhau. Hệ thống treo của hai cầu này thường làm loại thăng bằng để đảm bảo tải trọng thăng đứng bằng nhau ở hai bánh xe giữa và bánh xe sau bên trái cũng như bên phải. Hệ thống treo tương tự như vậy đôi khi cũng ứng dụng trên ô tô bốn cầu và nhiều rơmoóc. Hệ thống treo trong trường hợp này có thể là loại hệ thống treo phụ thuộc hay độc lập mà ta đã khảo sát ở trên.

Trong nhiều trường hợp, hệ thống treo thăng bằng thường là loại nhíp. Như vậy chỉ cần dùng một nhíp cho cả hai bánh xe ở cùng một phía (hình 11.10).



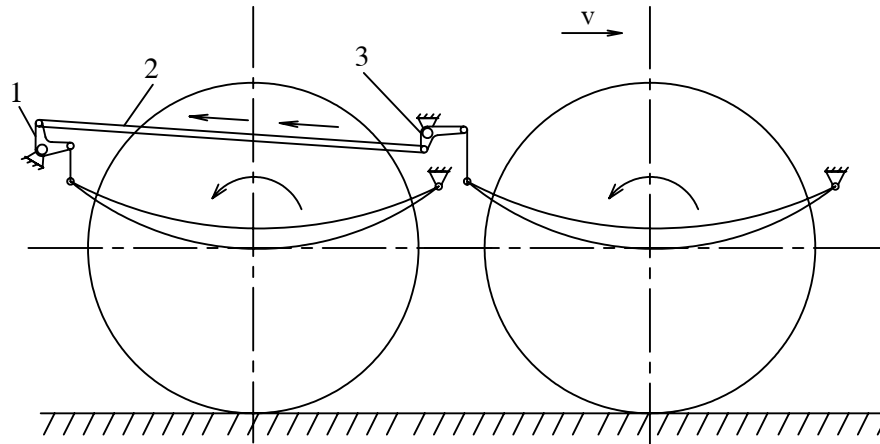
Hình 11.10: Hệ thống treo thăng bằng.

1. Bộ nhíp. 2, 3. Đòn dẫn hướng. 4. Trục.

Nhíp 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.

Trong trường hợp khoảng cách hai cầu giữa và sau lớn mà trong sản xuất chỉ có loại nhíp ngắn có thể treo riêng từng cầu và làm đòn nối giữa hai nhíp, ta cũng biến hệ thống treo thành hệ thống treo thăng bằng. Ví dụ trên hình 11.1 có các đòn 1, 3 và thanh 2 có tính chất như đòn thăng bằng cứng, nghĩa là nếu nâng một bánh xe của cầu sau lên thì bánh xe cầu giữa sẽ hạ xuống và ngược lại. Điều khác nhau so với loại cầu thăng bằng trước đây là mômen phản lực tác dụng lên các bánh xe sẽ bằng nhau. Như vậy độ dịch chuyển của cầu

dưới tác dụng của mômen phản lực sẽ bé đi. Nhưng hệ thống treo thẳng bằng kiểu ghép này chỉ nên dùng ở đường bằng phẳng.



Hình 11.11: Hệ thống treo thẳng bằng đảm bảo cân bằng các mômen phản lực.

III. TÍNH TOÁN BỘ PHẬN DẪN HƯỚNG

Ở phần lớn kết cấu của hệ thống treo độc lập, bộ phận đàn hồi chỉ chịu tải trọng thẳng đứng còn lực bên và tiếp tuyến là do các chi tiết của bộ phận dẫn hướng chịu.

Khi tính độ bền các chi tiết của bộ phận dẫn hướng có thể lấy hệ số động tương đương như khi tính toán cầu ô tô.

Hệ thống treo độc lập với cơ cấu hướng hai đòn (hình 11.5) được sử dụng ở ô tô du lịch và ô tô tải nhiều cầu có tính năng thông qua cao.

Để xác định các kích thước cơ bản của bộ phận dẫn hướng ta tính toán tải trọng theo ba trường hợp đã tính với nửa trục và cầu chủ động.

• **Trường hợp I:** Lực kéo hay lực phanh cực đại : $X_i = X_{i \max}$

$X_{1 \max} = Z_1 \cdot \varphi$; $\varphi = 0,7 \div 0,8$; hệ số bám dọc. Lực ngang $Y = 0$.

• **Trường hợp II:** Lực ngang cực đại : $Y = Y_{\max} = m_1 G_1 \varphi_1$; $\varphi_1 = 1$ hệ số bám ngang, hệ số $m_1 = 1$. Lực dọc $X_i = 0$.

• **Trường hợp III:** Lực thẳng đứng cực đại : $Z_i = Z_{i \max}$

$Z_{i \max} = K_d \frac{G_1}{2}$; K_d : hệ số tải trọng động.

$K_d = 2 \div 3$ đối với ô tô có tính năng thông qua thấp;

$K_d = 3 \div 4$ đối với ô tô có tính năng thông qua cao.

Sau đây là tính toán các trường hợp cụ thể:

1. Trường hợp I:

Có tác dụng đồng thời của các lực: $Z_{1p} = Z_{1t} = Z_1$ và $X_{1p} = X_{1t} = X_1$ (hình 11.12)

$$Z_1 = \frac{m_{IP} \cdot G_1}{2} - g_{bx}; \quad X_1 = \frac{m_{IP} \cdot G_1 \cdot \varphi}{2}; \quad \text{có thể tính } Z_1 = \frac{m_{IP} \cdot G_1}{2}.$$

Z_1 từ cam của trụ quay tác dụng lên thanh đứng của bộ phận dẫn hướng (hình 11.12a). Trên đoạn cánh tay đòn ($b_1 - r_1$) lực này sẽ gây momen $Z_1 (b_1 - r_1)$ cân bằng với momen Fr_2 .

Lấy momen đối với điểm A_1 , ta có $Fr_2 = Z_1 (b_1 - r_1)$

$$\text{Do đó: } F = Z_1 \frac{b_1 - r_1}{r_2}$$

Lực phanh X_1 gây nên tải trọng lên khớp trên và dưới: X_t và X_d

$$X_t = X_1 \frac{b}{r_2} \quad \text{và} \quad X_d = X_1 \frac{a}{r_2}$$

Mômen phanh $M_p = X_1 r_{bx}$ qua đĩa tì của phanh có khuynh hướng quay thanh đứng của bộ phận dẫn hướng. Trong mặt phẳng chứa bánh xe M_p cân bằng với mômen Sr_2 . Nhờ đó ta tính được giá trị của S ;

$$S = X_1 \frac{r_{bx}}{r_2}$$

Do đó hợp lực của khớp quay trên và khớp quay dưới ta có:

$$S - X_t = X_1 \frac{r_{bx} - b}{r_2}; \quad S + X_d = X_1 \frac{r_{bx} + a}{r_2}$$

Lực do $U = X_1 \frac{l}{l_1}$ do lực X_1 gây ra trong thanh kéo ngang của hình thang lái (hình

11.12a)

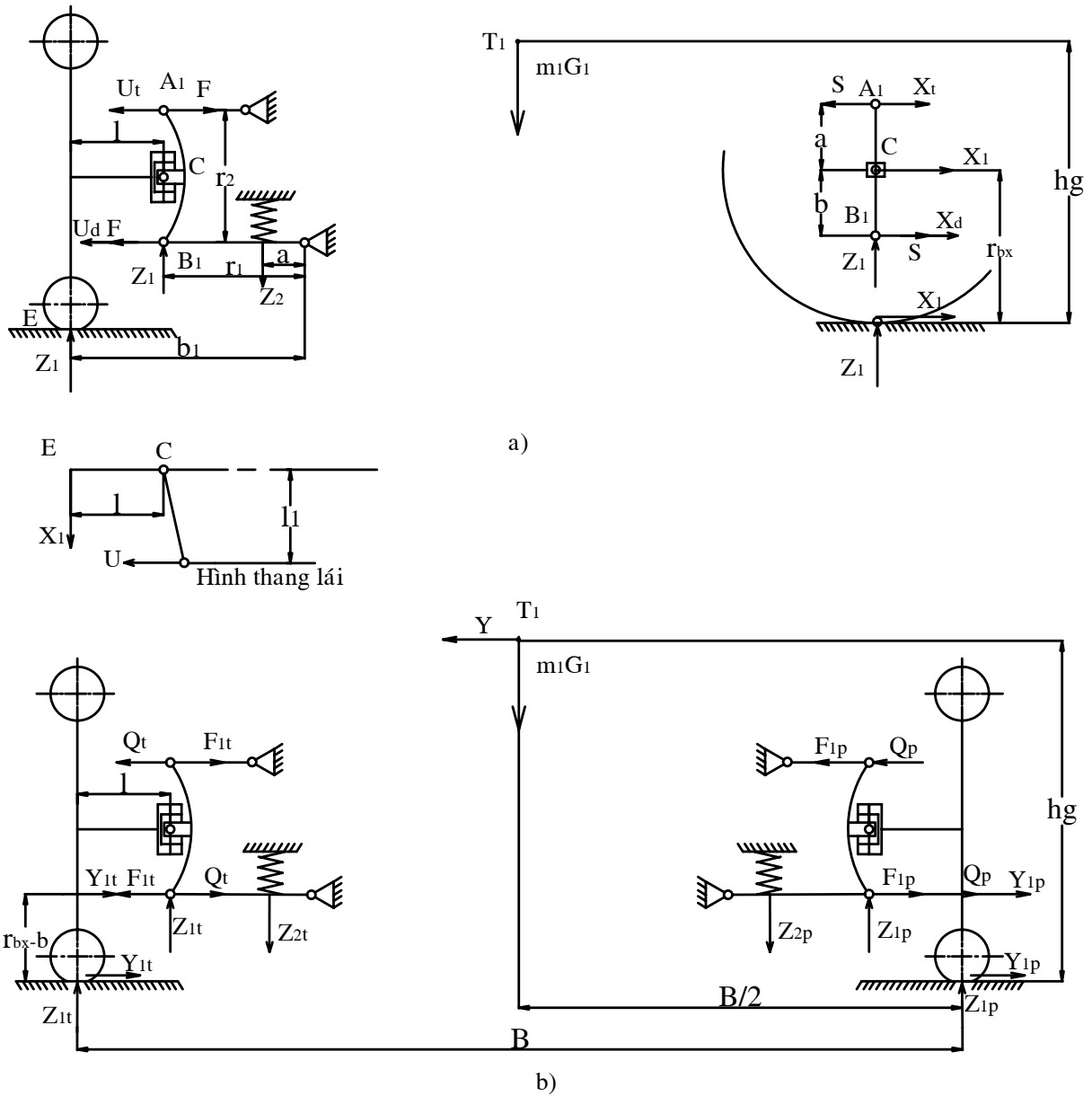
l - khoảng cách từ giữa vết bánh xe đến trụ đứng;

l_1 - khoảng cách từ cổ ổng quay đến trục thanh kéo ngang.

U sinh ra các lực U_t và U_d ; bằng cách lần lượt lấy momen với điểm A_1 và B_1 của lực U ta có:

$$U_t = X_1 \frac{l}{l_1} \cdot \frac{b}{r_2}; \quad U_d = X_1 \frac{l}{l_1} \cdot \frac{a}{r_2}$$

Như vậy trong trường hợp này đòn trên chịu nén hay kéo do lực ($F - U_t$) và uốn do lực ($S - X_t$). Đòn dưới chịu uốn trong mặt phẳng vuông góc với trục ô tô do lực Z_2, Z_1 (Z_2 lực nén lò xo phía trái: $Z_2 = Z_1 \frac{r_1}{a_1}$) và uốn trong mặt phẳng nằm song song với khung do lực ($S + X_d$) cũng như chịu kéo do các lực ($F + U_d$).



Hình 11.12: Sơ đồ tính toán để chọn các kích thước cơ bản của bộ phận hướng ở hệ thống treo độc lập.

2. Trường hợp II:

Trên hình 11-12b các lực Z_{1p} và Z_{1t} được tính theo các công thức:

$$Z_{1t} = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{2h_g \phi_1}{B} \right) - g_{bx}$$

$$Z_{1p} = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) - g_{bx}$$

Để tăng độ dự trữ bền, có thể tính Z_{1p} , Z_{1t} không trừ đi trọng lượng g_{bx} :

$$Z_{1t} = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right)$$

$$Z_{1p} = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right)$$

Còn các lực:

$$Y_{1t} = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \varphi_1$$

$$Y_{1p} = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2h_g \varphi_1}{B} \right) \varphi_1$$

Phần lực trượt ngang Y_1 tác dụng lên cánh tay đòn ($r_{bx} - b$) sinh ra mômen $Y_1(r_{bx} - b)$ cân bằng với mô men do lực Q tác dụng lên đòn dưới của bộ phận hướng. Ở đây là lực chỉ chung cho cả hai bên trái và phải. Do đó:

$$Q_t = Y_{1t} \frac{r_{bx} - b}{r_2} \quad ; \quad Q_p = Y_{1p} \frac{r_{bx} - b}{r_2}$$

Trong trường hợp II, tải trọng tác dụng lên đòn trên của ngõng quay bên phải làm đòn trên chịu nén hay uốn dọc do lực ($F_{1p} + Q_p$). Đòn dưới ngõng quay phải chịu uốn do lực Z_{1p} , Z_{2p} và chịu kéo do lực ($F_{1p} + Q_p + Y_{1p}$).

Đòn trên của ngõng quay bên trái chịu nén hay chịu kéo do lực ($F_{1t} - Q_t$). Đòn dưới ngõng quay trái chịu nén hay chịu kéo do lực ($Y_{1t} + Q_t - F_{1t}$) và bị uốn do lực Z_{1t} , Z_{2t} .

3. Trường hợp III:

Lực $F_{1t} = F_{1p} = F$ được xác định khi:

$$Z_{1t} = Z_{1p} = K_d \frac{G_1}{2} \Rightarrow Z_{2t} = Z_{2p} = K_d \frac{G_1}{2} \cdot \frac{r_1}{a_1}$$

$$\text{Do đó: } F = K_d \frac{G_1}{2} \frac{(b_1 - r_1)}{r_2}$$

Lực $Z_{1t} = Z_{1p}$ nén lò xo vừa nêu trong trường hợp II. Đòn trên trong trường hợp này chịu nén hay uốn dọc do lực F . Đòn dưới trái chịu uốn do lực Z_{2t} , đòn dưới phải chịu uốn do Z_{2p} ; cả hai đòn chịu kéo do lực F .

Trường hợp các đòn của hệ thống treo đặt nghiêng theo mặt phẳng ngang hay mặt phẳng dọc khi tính phải kể đến các góc nghiêng.

Các đòn của hệ thống treo thường chế tạo bằng thép 30, 35 hay 40. Đôi khi thanh đứng ở giữa chế tạo bằng thép 30X hay 40X, các đòn của hệ thống treo đôi khi dập từ thép ít cacbon 10 hay 15.

B. BỘ PHẬN ĐÀN HỒI

I. PHÂN LOẠI.

1. Phần tử đàn hồi bằng kim loại:

- a) Nhíp: sử dụng ở hệ thống treo độc lập và phụ thuộc.
- b) Lò xo xoắn ốc: sử dụng ở hệ thống treo độc lập.
- c) Thanh xoắn: sử dụng ở hệ thống treo độc lập.

2. Phần tử đàn hồi phi kim loại:

- a) Loại đàn hồi bằng cao su
- b) Loại đàn hồi nhờ khí ép
- c) Loại thủy lực

Lợi dụng ưu điểm của từng loại người ta sử dụng loại bộ phận đàn hồi liên hợp gồm hai hay nhiều loại phần tử đàn hồi.

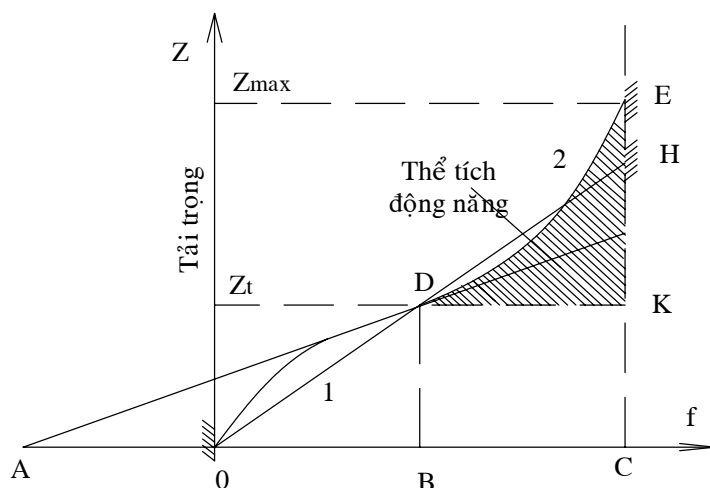
II. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH ĐÀN HỒI CỦA HỆ THỐNG TREO.

Nhờ đường đặc tính đàn hồi ta đánh giá được cơ cấu đàn hồi của hệ thống treo. Đường đặc tính đàn hồi biểu thị quan hệ giữa lực Z thẳng đứng tác dụng lên bánh xe và độ biến dạng của hệ thống treo f đo ngay trên trục bánh xe.

Trên hình 11.13 trình bày hai loại đường đặc tính của hệ thống treo: đường thẳng 1 ứng với hệ thống treo có độ cứng không đổi còn đường cong 2 ứng với loại hệ thống treo có độ cứng thay đổi. Trục hoành biểu diễn độ võng f , trục tung biểu diễn lực Z thẳng đứng tác dụng lên bánh xe. Muốn có độ võng f_t của một điểm bất kỳ trên đường cong (ví dụ ở điểm D) ta vẽ đường tiếp tuyến tại điểm đó (điểm D) và hạ đường thẳng góc với trục hoành.

Hoành độ AB là độ võng tĩnh f_t của hệ thống treo có độ cứng thay đổi (đường cong 2) và hoành độ OB sẽ là độ võng tĩnh của hệ thống treo có độ cứng không đổi (đường thẳng 1).

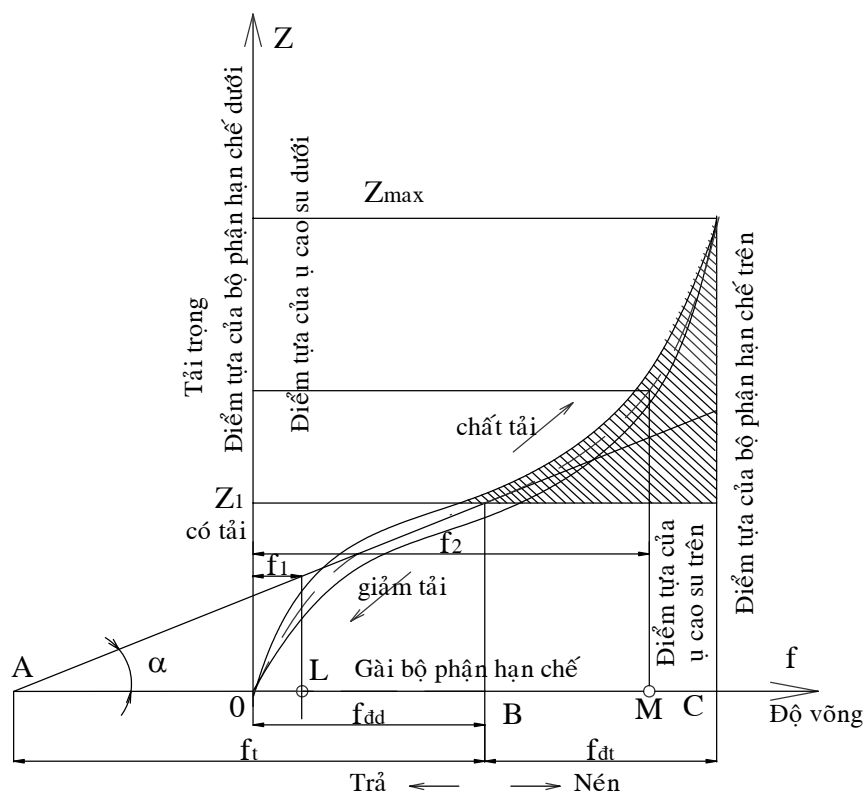
Tần số dao động riêng ở các biên độ bé được xác định bằng độ võng hiệu dụng (hay độ võng tĩnh) ứng với tải trọng tĩnh $Z_t = G$. Tuy cùng một độ võng tổng quát OC nhưng hệ thống treo có độ cứng thay đổi có độ võng hiệu dụng AB lớn hơn độ võng hiệu dụng của hệ thống treo có độ cứng không thay đổi (đoạn OB).



Hình 11.13: Các dạng đường đặc tính của hệ thống treo.

Thể tích động năng gọi tắt là thể động nghĩa là thể năng lớn nhất của hệ thống treo khi ô tô qua chỗ lồi lõm được biểu thị bằng diện tích có gạch EKD ứng với hệ thống treo có độ cứng thay đổi và biểu thị bằng diện tích HKD ứng với hệ thống treo có độ cứng không đổi. Với những độ võng hạn chế thể động cần thiết của hệ thống treo có đường đặc tính phi tuyến có thể thể hiện bằng hệ số động $K_d = \frac{Z_{\max}}{G}$ mà ta sẽ khảo sát kỹ hơn sau đây.

Trên hình 11.14 là dạng đường đặc tính đàn hồi của hệ thống treo khi chất tải và khi giảm tải. Trên trục hoành ta có điểm O là điểm tựa của bộ phận hạn chế dưới, điểm C là điểm tựa của bộ phận hạn chế trên, nên ta gọi BO là giá trị của độ võng động dưới f_{dd} , BC là giá trị của độ võng động trên f_{dt} . Ngoài ra ta còn có điểm L là điểm tựa của vó cao su phía dưới, điểm M là điểm tựa của vó cao su phía trên và tương ứng với hai điểm L, M ta có độ võng f_1, f_2 . Khi chất tải và giảm tải các thông số của bộ phận đàn hồi là độ võng tĩnh f_t , độ võng động trên f_{dt} và độ võng động dưới f_{dd} ứng với hành trình động đến giới hạn của bộ phận hạn chế phía trên và bộ phận hạn chế phía dưới, độ cứng C_t của hệ thống treo, hệ số động K_d và lực ma sát $2F$. Đường cong chất tải và giảm tải không trùng nhau do ma sát trong hệ thống treo. Người ta qui ước lấy đường đặc tính đàn hồi của nhíp là đường trung bình (đường nét đứt) (nghĩa là có tính đến lực ma sát $2F$).



Hình 11.14: Đường đặc tính đàn hồi của hệ thống treo.

Khi tính độ êm dịu chuyển động (các dao động) tần số dao động riêng cần thiết n phải đo độ võng tĩnh hiệu dụng f_t quyết định. Quan hệ giữa f_t và n theo công thức tần số dao động riêng của hệ thống treo $n \approx \frac{300}{f_t}$ và thể hiện trên giản đồ (hình 11.15).

Như vậy có thể xác định độ võng tĩnh theo tần số dao động riêng n của hệ thống treo. Độ võng tĩnh f_t về giá trị khác với độ võng động f_{dd} .

Nói chung f_t không nên ít hơn 150÷300mm đối với ô tô du lịch và f_t không bé hơn 100÷200mm đối với ô tô buýt.

Cả hai loại này có tần số dao động riêng $n = 60 \div 85$ lần/ph. Trong ô tô tải f_t không nên bé hơn 60÷120mm ứng với tần số dao động riêng $n = 80 \div 100$ lần/ph.

Để đảm bảo độ êm dịu chuyển động thì tỉ số độ võng tĩnh f_{ts} của hệ thống treo sau và độ võng tĩnh f_{tt} của hệ thống treo trước phải nằm trong các giới hạn sau:

-Trong ô tô du lịch $\frac{f_{ts}}{f_{tt}} = 0,8 \div 0,9$

-Trong ô tô tải và ô tô buýt $\frac{f_{ts}}{f_{tt}} = 1 \div 1,2$.

Độ cứng C_t của hệ thống treo bằng tang góc nghiêng của tiếp tuyến của đường trung bình (đường nét đứt) $C_t = \tan \alpha$. Trường hợp tổng quát đường đặc tính của hệ thống treo không phải là đường thẳng và độ cứng C_t thay đổi.

$$C_t = \frac{dz}{df}$$

Để đánh giá sơ bộ người ta thường tính độ cứng hệ thống treo chịu tải trọng tĩnh:

$$C_t = \frac{G}{f_t} = \frac{Z_t}{f_t}$$

Từ đây ta thấy độ cứng và độ võng tĩnh là các đại lượng có quan hệ với nhau, nhưng độ võng tĩnh cho ta hình dung đầy đủ về hệ thống treo hơn là độ cứng vì nó nói lên tải trọng tĩnh $Z_t = G$ tác dụng lên hệ thống treo.

Hệ số động lực học gọi tắt là hệ số động là tỷ số giữa tải trọng lớn nhất Z_{\max} có thể truyền qua hệ thống treo với tải trọng tĩnh.

$$K_d = \frac{Z_{\max}}{G} = \frac{Z_{\max}}{Z_t}$$

Khi K_d bé thì sẽ có sự va đập liên tục lên bộ phận hạn chế của nhíp, làm cho nhíp bị uốn ngược lại và bị “gõ”. Khi K_d quá lớn, trong trường hợp dao động với biên độ lớn và giới hạn giá trị f_d , hệ thống treo sẽ rất cứng. Thực tế chứng tỏ rằng chọn K_d thích hợp thì khi ô tô chuyển động trên đường không bằng phẳng, tải trọng động truyền qua hệ thống treo sẽ gây va đập rất ít lên bộ phận hạn chế. Khi tính hệ thống treo có thể chọn $K_d = 1,7 \div 1,8$. Ở CHLB Nga với các ô tô có khả năng thông qua thấp chọn $K_d = 2 \div 3$ và ở ô tô có khả năng thông qua cao chọn $K_d = 3 \div 4$.

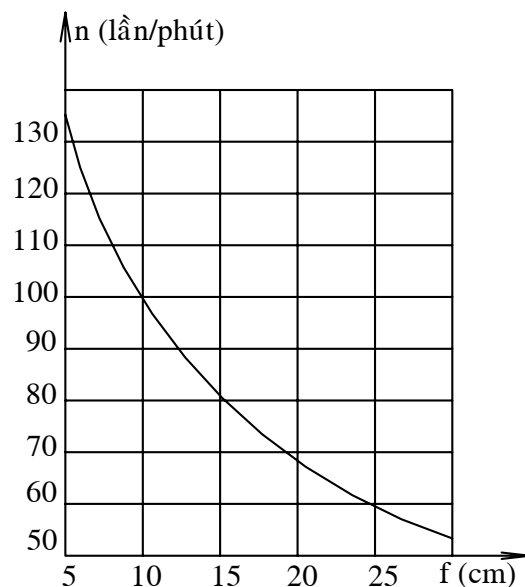
Độ võng động f_d của hệ thống treo (gồm cả độ biến dạng của các vú cao su) phụ thuộc vào đường đặc tính của hệ thống treo và vào độ võng tĩnh f_t .

- Trong ô tô du lịch $f_d = (0,5 \div 0,6) \cdot f_t$

- Trong ô tô buýt $f_d = (0,7 \div 0,8) \cdot f_t$

- Trong ô tô tải $f_d = 1,0 \cdot f_t$

Độ võng động f_d quan hệ chặt chẽ với hệ số động K_d . Độ võng động f_d càng lớn thì độ êm dịu chuyển động tăng và dễ phối hợp với hệ số động K_d lớn, đảm bảo sự tiếp xúc của lốp với mặt đường tốt. Tuy nhiên lúc ấy độ dịch chuyển tương đối của thùng xe với lớp lại lớn làm cho tính ổn định kém, và yêu cầu đối với bộ phận hướng của hệ thống treo có chất lượng cao hơn, làm phức tạp thêm dẫn động lái các bánh trước, và tăng giới hạn khoảng sáng gầm xe trong hệ thống treo độc lập.



Hình 11.15: Quan hệ của tần số tần số dao động riêng của phần được treo h với độ võng hiệu dụng f

Đường càng mập mô và vận tốc càng lớn thì hành trình động của hệ thống treo càng phải lớn. Đối với ô tô có khả năng thông qua thấp thì độ cứng của hệ thống treo thay đổi ít $f_{dt} = 70 \div 140 \text{mm}$. Đối với ô tô có khả năng thông qua cao $f_{dt} = 120 \div 160 \text{mm}$.

III. TÍNH TOÁN PHẦN TỬ ĐÀN HỒI KIM LOẠI:

1. Tính toán nhíp đặt dọc:

Khi tính toán nhíp ta phân biệt ra:

a) Tính toán kiểm tra:

Trong tính toán kiểm tra ta đã biết tất cả kích thước của nhíp cần phải tìm ứng suất và độ võng xem có phù hợp với ứng suất và độ võng cho phép hay không.

b) Tính toán thiết kế:

Khi cần phải chọn các kích thước của nhíp ví dụ như số lá nhíp, độ dày của lá và các thông số khác để đảm bảo các giá trị của độ võng và ứng suất đã cho.

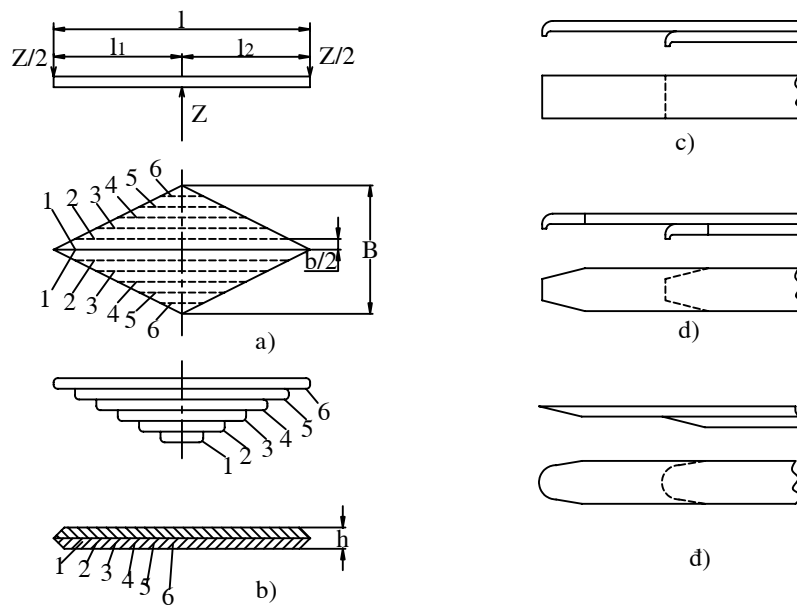
Chọn các kích thước của nhíp xuất phát từ độ võng tĩnh f_t và ứng suất tĩnh σ_t (độ võng và ứng suất ứng với tải trọng tĩnh) với độ võng động f_d và ứng suất động σ_d (độ võng và ứng suất ứng với tải trọng động). Nhíp có thể coi gần đúng là một cái dầm có tính chống uốn đều. Thực ra muốn dầm có tính chống uốn đều phải cắt lá nhíp thành các mẫu có chiều rộng $\frac{b}{2}$, chiều cao h và sắp xếp như hình 11.16 a,b. Nhưng như vậy thì lá nhíp chính

sẽ có đầu hình tam giác mà không có tai nhíp để truyền lực lên khung. Vì thế để đảm bảo truyền được lực lên khung, đảm bảo độ bền của tai khi lá nhíp chính có độ võng tĩnh cực đại phải làm lá nhíp chính khá dày và một số lượng lớn các lá có chiều cao h giảm dần khi càng xa lá nhíp chính.

Khi tính toán độ bền các lá nhíp thông thường người ta tính uốn ở chỗ gắn chặt nhíp. Ở đây rất khó tính chính xác vì khi siết chặt các lá nhíp lại với nhau và lắp vào ô tô thì trong nhíp đã phát sinh các ứng suất ban đầu. Lá nhíp chính nằm trên cùng chịu lực uốn sơ bộ bé nhất, các lá nhíp thứ hai, thứ ba do cứ ngăn dần nên chịu uốn càng lớn. Có khi trên một lá nhíp người ta chế tạo có những cung cong khác nhau.

Khi nhíp bị kéo căng các lá nhíp sẽ bị uốn thẳng ra. Lúc ấy lá nhíp trên chịu ứng suất sơ bộ ngược lại với ứng suất lúc lá nhíp làm việc chịu tải. Các bán kính cong của từng lá nhíp riêng rẽ cần chọn thế nào để ứng suất trong các lá nhíp đó gần bằng nhau khi nhíp chịu tải trọng.

Để đơn giản trong tính toán người ta giả thiết là mômen uốn sẽ phân phối đều theo các lá nhíp nếu chiều cao các lá nhíp bằng nhau.



Hình 11.16: Nhíp được coi như một dầm có tính chống uốn đều:

a), b) - Loại nửa ê-líp;

c), d), đ) - Sơ đồ các đầu lá nhíp.

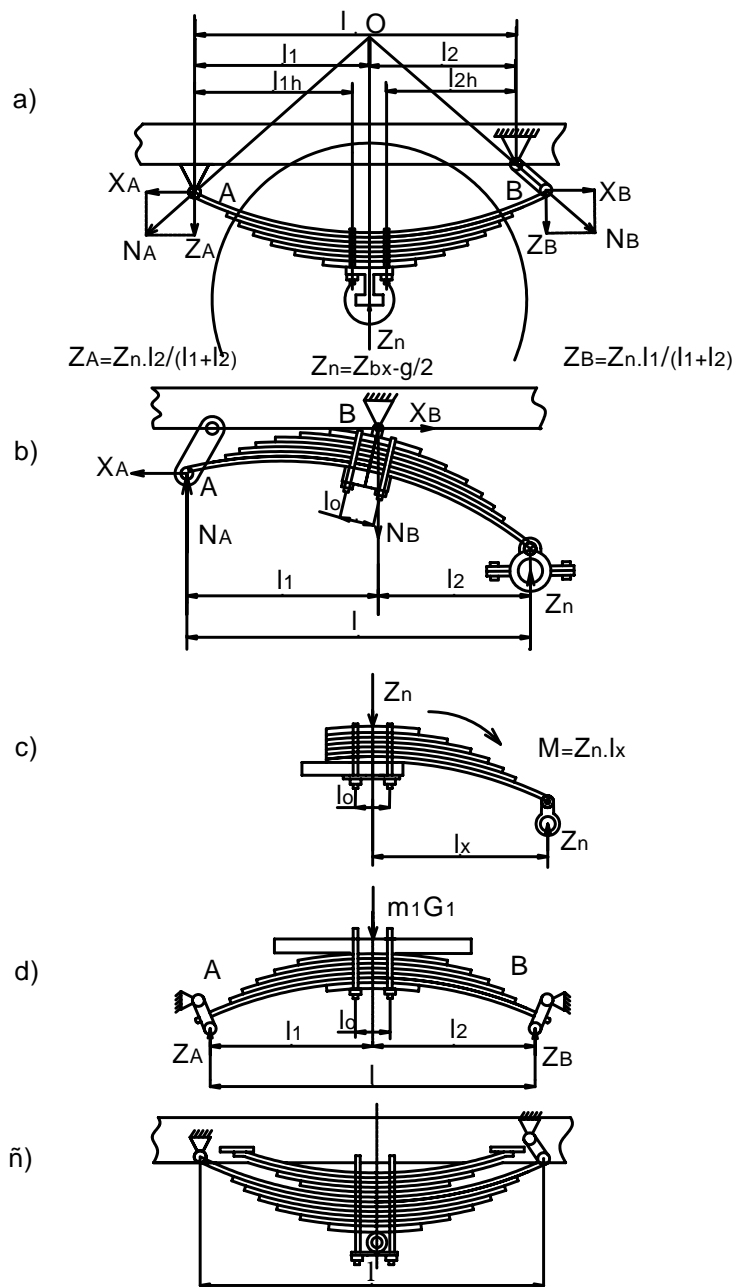
Dưới đây ta sẽ khảo sát quan hệ giữa độ võng tĩnh của nhíp và lực tác dụng lên nhíp.

Lực tác dụng lên nhíp Z_n bằng hiệu số của lực tác dụng lên các bánh xe Z_{bx} và trọng lượng phần không được treo g gồm có cầu và các bánh xe.

$$Z_n = Z_{bx} - \frac{g}{2}$$

Dưới tác dụng của lực Z_n ở hai chốt nhíp sẽ phát sinh hai phản lực NB hướng theo chiều móc treo nhíp và NA theo hướng AO để đảm bảo đa giác lực đồng qui (điều kiện hệ lực cân bằng, hình 11.17a). Muốn hệ lực cân bằng thì $\Sigma X = 0$ nghĩa là $X_A = X_B$. $\Sigma Z = 0$ nghĩa là $Z_A + Z_B = Z_n$. Móc nhíp sinh ra lực dọc $X_B = Z_B \tan \alpha$ (α : góc nghiêng của móc nhíp). Muốn cho lực dọc ban đầu X_B không lớn thì α phải chọn nhỏ, nhưng nhỏ quá sẽ dễ làm cho móc nhíp quay theo chiều ngược lại khi ô-tô chuyển động không tải, vì lúc ấy ô-tô bị xóc nhiều hơn. Vì vậy α không chọn bé quá 5° .

Đầu lá nhíp thường làm theo góc vuông (h.11.16c), hình thang (h. 11.16d) và theo hình trái xoan (h 11.16đ).



Hình 11.17: Sơ đồ các loại nhíp:

- a) Nhíp nửa êlíp; b) Nhíp côngxôn; c) Nhíp một phần tư êlíp.
- d) Nhíp đặt ngang; đ) Nhíp nửa êlíp với nhíp phụ.

Để tăng độ đàn hồi đầu lá nhíp thường làm mỏng hơn thân. Như vậy ứng suất trong nhíp sẽ phân bố đều hơn và ma sát giữa các lá nhíp ít đi. Lá nhíp làm theo đầu vuông dễ sản xuất nhưng ứng suất tiếp ở đầu sẽ rất lớn. Khi tính toán nhíp người ta bỏ qua ảnh hưởng của lực dọc X_A , X_B .

Theo công thức của sức bền vật liệu, trong trường hợp nhíp lá không đối xứng dưới tác dụng của lực Z_n , độ võng tĩnh f_t sẽ được tính gần đúng theo công thức:

$$f_t = \delta \frac{Z_n \cdot l_{1h}^2 \cdot l_{2h}^2}{3EJ_0 l_h} \quad (11.1)$$

Trong đó: $l_h = l - l_0$ - là chiều dài hiệu dụng của nhíp (m);

l - chiều dài toàn bộ của nhíp (m);

l_0 - khoảng cách giữa các quang nhíp (m);

$E = 2,15 \cdot 10^5$ MN/m² - môđun đàn hồi theo chiều dọc;

l_{1h}, l_{2h} - chiều dài hiệu dụng tính từ hai quang nhíp đến chốt nhíp (m).

$$J_0 = \frac{b}{12} \sum h_i^3 = \frac{b}{12} (h_1^3 + h_2^3 + \dots + h_m^3) \quad (11.2)$$

Trong đó: J_0 - tổng số mômen quán tính của nhíp ở tiết diện trung bình nằm sát bên tiết diện bắt quang nhíp (m⁴);

h_1 - chiều dày của lá nhíp thứ nhất (m);

h_2 - chiều dày của lá nhíp thứ hai (m);

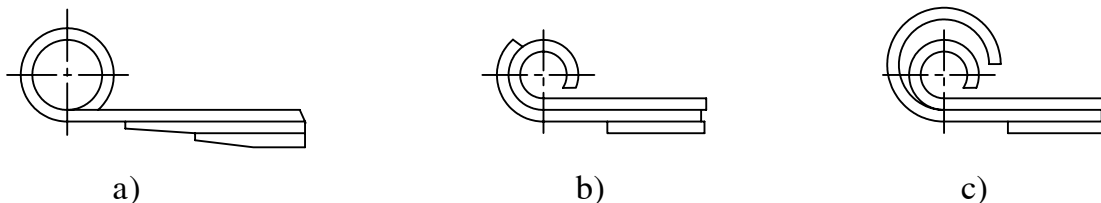
h_m - chiều dày của lá nhíp thứ m (m);

b - chiều rộng của lá nhíp. Chiều rộng của lá nhíp thường chọn theo chiều rộng b của các lá nhíp có bán trên thị trường (m);

δ - hệ số biến dạng của lá nhíp.

Thường nhíp được chia nhóm theo chiều dày và số nhóm không quá ba. Tỷ số của chiều rộng lá nhíp b trên chiều dày h tốt nhất nằm trong giới hạn $6 < \frac{b}{h} < 10$. Lá nhíp có chiều rộng lớn quá không lợi vì lúc thùng xe bị nghiêng ứng suất xoắn ở lá nhíp chính và một số lá nhíp tiếp theo sẽ tăng lên.

Hệ số biến dạng đối với nhíp có tính chống uốn đều (nhíp lí tưởng) $\delta = 1,5$. Trong thực tế $\delta = 1,45 \div 1,25$ phụ thuộc theo dạng đầu lá nhíp và số lá nhíp có cùng độ dài. Khi đầu nhíp được cắt theo hình thang (h.11.16d) và lá nhíp thứ hai ngắn hơn lá nhíp chính nhiều (h.11.18a) ta lấy $\delta = 1,4$, khi lá thứ hai dùng để cường hoá lá nhíp chính (h.11.18b,c) ta lấy $\delta = 1,2$.



Hình 11.18: Sơ đồ các tai nhíp.

Khi dát mỏng đầu nhíp và cắt đầu nhíp theo hình trái soan (hình 11.14đ) nhíp sẽ mềm hơn vì vậy δ sẽ tăng. Ngoài ra hệ số δ sẽ phụ thuộc kết cấu của quang nhíp và khoảng cách giữa các quang nhíp.

Trong trường hợp đặc biệt $l_{1h} = l_{2h} = \frac{l_h}{2}$ nhíp đối xứng thì công thức (11.1) sẽ có dạng:

$$f_t = \delta \frac{Z_n l_h^3}{48EJ_0} \quad (11.3)$$

Đối với nhíp loại côngxôn (h.11.15b).

$$f_t = \delta Z_n \frac{\left(l_1 - \frac{l_0}{4} \right)^3 + \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^2 \left(l_2 - \frac{l_0}{4} \right)^3}{3EJ_0} \quad (11.4)$$

Đối với nhíp loại một phần tư êlip (h 11.15c).

$$f_t = \delta Z_n \frac{\left(l_1 - \frac{l_0}{4} \right)^3}{3EJ_0} \quad (11.5)$$

Chiều dài của các lá nhíp phụ thuộc chiều dài cơ sở L của ô tô. Đối với ô tô du lịch $l_h = (0,35 \div 0,5)L$, ô tô tải $l_h = (0,25 \div 0,3)L$.

Từ công thức (11.1), (11.3), (11.4), (11.5) ta có thể tìm được mômen quán tính J_0 của tiết diện nằm tại quang ở sát bên tiết diện giữa nhíp:

Với nhíp nửa êlip không đối xứng:

$$J_0 = \delta \frac{Z_n l_{1h}^2 l_{2h}^2}{3E l_h f_t} \quad (11.6)$$

Với nhíp nửa êlip đối xứng:

$$J_0 = \delta \frac{Z_n l_h^3}{48E f_t} \quad (11.7)$$

Với nhíp loại côngxôn:

$$J_0 = \delta Z_n \frac{\left(l_1 - \frac{l_0}{4} \right)^3 + \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^2 \left(l_2 - \frac{l_0}{4} \right)^3}{3E f_t} \quad (11.8)$$

Với nhíp loại một phần tư êlip

$$J_0 = \delta Z_n \frac{\left(l_1 - \frac{l_0}{4} \right)^3}{3E f_t} \quad (11.9)$$

Để so sánh độ cứng của các loại nhíp có kết cấu khác nhau thường người ta không phải qua lực Z_n mà qua ứng suất cực đại trong các lá nhíp, vì như thế có thể vừa đánh giá ảnh hưởng của Z_n và của kết cấu nhíp.

Đối với lá nhíp chính có chiều rộng b và chiều cao h_c thì:

$$\sigma_{uc} = \frac{M_u h_c}{2J_c} \quad (11.10)$$

Trường hợp nhíp nửa êlip không đối xứng ta có:

$$M_u = Z_A l_1 = Z_B l_2$$

$M_u = \frac{Z_n l_{1h} l_{2h}}{l_{1h} + l_{2h}}$ thay vào phương trình 11.1 ta có:

$$M_{uc} = \frac{3f_c E J_c}{\delta l_{1h} l_{2h}} \quad (11.11)$$

Thay thế giá trị M_{uc} vào (11.10) ta có ứng với trường hợp nhíp không đối xứng ở lá nhíp chính ứng suất uốn tĩnh sẽ là:

$$\sigma_{utc} = \frac{3f_{tc} E h_c}{2\delta l_{1h} l_{2h}} \quad (11.12)$$

Với trường hợp nhíp đối xứng, ở lá nhíp chính ta có ứng suất uốn tĩnh là:

$$\sigma_{utc} = \frac{6E h_c f_{tc}}{\delta l_h^2} \quad (11.13)$$

Cũng tương tự như vậy đối với độ võng động f_d ta có thể xác định ứng suất uốn trong trường hợp động với nhíp nửa êlip không đối xứng:

$$\sigma_{ud} = \frac{3}{2} \cdot \frac{E h_c f_{dc}}{\delta l_{1h} l_{2h}} \quad (11.14)$$

Với nhíp nửa êlip loại đối xứng:

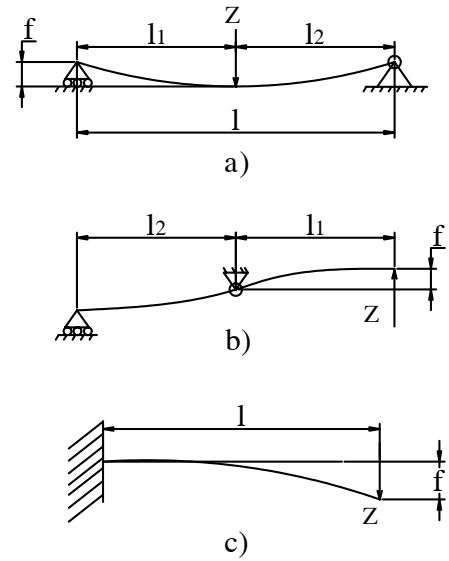
$$\sigma_{ud} = \frac{6E h_c f_{dc}}{\delta l_h^2} \quad (11.15)$$

Với loại nhíp côngxôn:

$$\sigma_{ut} = \frac{3E h_c \left(1 - \frac{l_0}{4}\right) f_t}{2\delta \left[\left(1_1 - \frac{l_0}{4}\right)^3 + \left(\frac{l_1}{l_2}\right) \left(1_2 - \frac{l_0}{4}\right)^3 \right]} \quad (11.16)$$

$$\sigma_{ud} = \frac{3E h_c \left(1 - \frac{l_0}{4}\right) f_d}{2\delta \left[\left(1_1 - \frac{l_0}{4}\right)^3 + \left(\frac{l_1}{l_2}\right) \left(1_2 - \frac{l_0}{4}\right)^3 \right]} \quad (11.17)$$

Với loại nhíp một phần tư êlip:



Hình 11.19:

a) Sơ đồ loại nhíp 1/2 êlip

b) Sơ đồ loại nhíp côngxôn

c) Sơ đồ loại nhíp 1/4 êlip.

$$\sigma_{ut} = \frac{3Ef_t h_c}{2\delta \left(l_1 - \frac{l_0}{4} \right)^2} \quad (11.18)$$

$$\sigma_{ud} = \frac{3Ef_d h_c}{2\delta \left(l_1 - \frac{l_0}{4} \right)^2} \quad (11.19)$$

Như vậy ứng suất trong lá nhíp chính (từ đó suy ra các lá nhíp khác) tỉ lệ với độ dày và độ võng (độ võng tĩnh và động nói chung). Khi chất các loại hàng rời lên ô tô trong nhíp thường phát sinh tải trọng động. Để đề phòng hỏng nhíp, trong trường hợp này người ta thường làm cơ cấu hãm nhíp lúc chất tải.

Trong lá nhíp chính ứng suất lớn thường là ở hành trình trả của nhíp với tải trọng động. Nếu hành trình trả không được hạn chế thì thường để giảm tải cho lá nhíp chính người ta đặt một lá ngược trên lá nhíp chính.

Theo Páckhilốpski quan hệ về lí thuyết giữa trọng lượng cần thiết của nhíp g_n và ứng suất tĩnh δ_t của nhíp có thể biểu thị như sau:

$$g_n = 5,0 \cdot 10^4 \frac{Z_t f_t}{\sigma_t^2} \quad (11.20)$$

Ở đây: Z_t - tải trọng tĩnh thẳng đứng (G) tác dụng lên nhíp (MN);

f_t - độ võng tĩnh của nhíp (m) dưới tác dụng của trọng tải tĩnh Z_t ;

σ_t - ứng suất uốn tĩnh tương ứng trong nhíp (MN/m²);

Như vậy ứng suất tĩnh của nhíp càng lớn thì trọng lượng của nhíp càng bé đi.

Ứng suất ứng với tải trọng tĩnh cho phép là:

f_t (mm) bé hơn	80	80 ÷ 150	150 ÷ 250
δ_t (MN/m ²) bé hơn	400	400 ÷ 500	500 ÷ 700

Ngoài ra phải kiểm tra ứng suất σ_d trong nhíp đối với độ võng động f_d (khi cả ụ đỡ nhíp bằng cao su cũng hoàn toàn biến dạng). Lúc ấy σ_d không được lớn hơn 1000MN/m².

Đối với toàn bộ các lá nhíp kể cả lá nhíp chính ta có ứng suất uốn và độ võng trong bảng (11.1).

*** Chú ý:** Trong bảng 11.1 thừa nhận các ký hiệu sau:

$l_h = l - l_0$ - chiều dài làm việc có ích của lá nhíp (m);

b - chiều rộng của lá nhíp (m);

Σh_i - tổng số chiều dày của các lá nhíp phụ (m);

Σh_o - tổng số chiều dày của lá nhíp chính và các lá có chiều dài bằng lá nhíp chính (m);

δ - hệ số biến dạng của lá nhíp

Bảng 11.1

Các công thức để tính nhíp.

Sơ đồ	Ứng suất(MN/m ²)	Biến dạng (m)
	$\sigma = \frac{0,6 \cdot Z_n \cdot l_{1h} \cdot l_{2h}}{b l \cdot \sum h_i^2}$ <p>(11.21)</p>	$f = \frac{0,04\delta \cdot Z_n \cdot l_{1h}^2 \cdot l_{2h}^2}{b \cdot l \cdot E (\sum h_i^3 + 0,5 \cdot \sum h_0^3)}$ <p>(11.25)</p>
	$\sigma = \frac{0,15 \cdot Z_n \cdot l_{1h}}{b l \sum h_i^2}$ <p>(11.22)</p>	$f = \frac{0,04\delta \cdot Z_n \cdot l_{1h}}{b \cdot E (\sum h_i^3 + 0,5 \cdot \sum h_0^3)}$ <p>(11.26)</p>
	$\sigma = \frac{0,6 \cdot Z_n \cdot (l_1 - \frac{l_0}{4})}{b l \sum h_i^3}$ <p>(11.23)</p>	$f = \frac{0,04\delta \cdot Z_n \cdot (l_1 - \frac{l_0}{4})^3}{b \cdot E (\sum h_i^3 + 0,5 \cdot \sum h_0^3)}$ <p>(11.27)</p>
	$\sigma = \frac{0,6 \cdot Z_n \cdot (l_1 - \frac{l_0}{4})}{b l \sum h_i^2}$ <p>(11.24)</p>	$f = \frac{0,04\delta \cdot Z_n \cdot [(l_1 - \frac{l_0}{4})^3 + (\frac{l_1}{l_2})^2 (l_2 - \frac{l_0}{4})^3]}{b \cdot E (\sum h_i^3 + 0,5 \cdot \sum h_0^3)}$ <p>(11.28)</p>

Khi thiết kế nhíp chúng ta chọn trước các đại lượng ($f_t + f_{dt}$), σ_{umax} các kích thước l_{1h} , l_{2h} , l , b (chiều rộng lá nhíp) và chọn K_d để có $Z_{max} = K_d G$.

Như vậy có thể tìm được Σh^2 từ công thức tính σ_u và Σh^3 từ công thức tính độ võng f và từ đó suy ra độ dày các lá nhíp.

Chọn trước độ dày của các lá nhíp chính ta có thể tính được độ dày của các lá nhíp còn lại. Để kể đến ảnh hưởng của lá chính và lá nhíp phụ kèm theo lá nhíp chính trong khi tính J_o , đề nghị thay:

$$\Sigma h_i^3 = \Sigma h_i^3 + 0,5 \Sigma h_o^3 \quad (11.29)$$

Trong đó : Σh_i - tổng số độ dày của tất cả các lá nhíp (cm);

Σh_o - tổng số độ dày lá nhíp chính và chiều dày lá nhíp phụ có chiều dài bằng lá nhíp chính (cm).

Khi tính J_o sau khi đã thay Σh_i^3 theo (11.29) và trong các công thức (11.3), (11.4), (11.5) cần chú ý chọn số lá nhíp như thế nào đó để thỏa mãn các điều kiện sau:

1. Độ dày của lá nhíp chọn theo loại nhíp đã phân loại theo tiêu chuẩn.
2. Số nhóm các lá nhíp (kể cả lá nhíp chính) có chiều dày khác nhau phải không vượt quá ba.
3. Chiều dày của các lá nhíp phải khác nhau rất ít. Thường lấy tỉ số chiều dày của hai lá nhíp ở trên cùng và dưới cùng không được vượt quá 1,5.

Khi tăng độ dài hiệu dụng l_h có thể tăng chiều dày của các lá h và giảm số lá nhíp n . Như vậy có thể bớt giờ công lao động chế tạo nhíp và làm giảm ma sát giữa các lá nhíp.

Trong ô tô du lịch loại nhíp chỉ gồm một lá được ứng dụng rộng rãi. Trong điều kiện có độ bền đều từ đầu đến cuối, loại nhíp chỉ gồm một lá phải có tiết diện thay đổi

$$h_x = h_o \sqrt{\frac{b_o 2x}{b_x l_h}}$$

Trong đó:

h_o và b_o - chiều dày và chiều rộng của tiết diện trung bình của lá nhíp.

h_x và b_x - chiều dày và chiều rộng của tiết diện lá nhíp ở cách tiết diện trung bình một khoảng cách x .

Theo đúng điều kiện này nhíp sẽ là một dầm có tính chống uốn đều và có trọng lượng bé nhất. Loại nhíp gồm một lá có độ dài lớn hơn loại nhíp nhiều lá.

Khi không có đệm giữa các lá nhíp thì khi lắp ghép lá nhíp này đè lên lá nhíp khác thường ở phần giữa và phần cuối lá.

Trong thực tế tính toán người ta giả thiết lá nhíp cong đều và tiếp xúc nhau từ đầu đến cuối nên tải trọng phân bố trên toàn bộ chiều dài lá nhíp. Thừa nhận giả thiết này thì mômen tác dụng lên lá nhíp bất kỳ thứ i sẽ là:

$$M_i = J_i \left(\frac{1}{R_o} - \frac{1}{R_i} \right) \quad (11.30)$$

Ở đây:

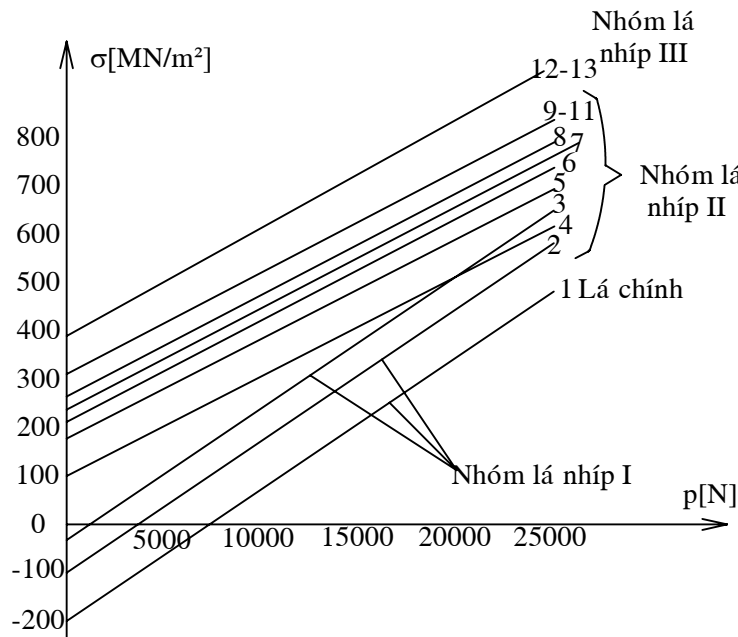
J_i - mômen quán tính lá nhíp thứ i ;

R_i - bán kính cong của lá nhíp thứ i ở trạng thái tự do;

R_0 - bán kính cong của lá sau khi đã ghép vào nhíp.

Ứng suất do nhíp bị siết chặt vào nhau sẽ là:

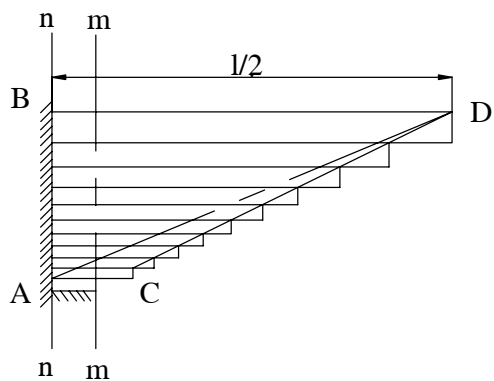
$$\sigma_{is} = \frac{Eh_i}{2} \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_i} \right) \quad (11.31)$$



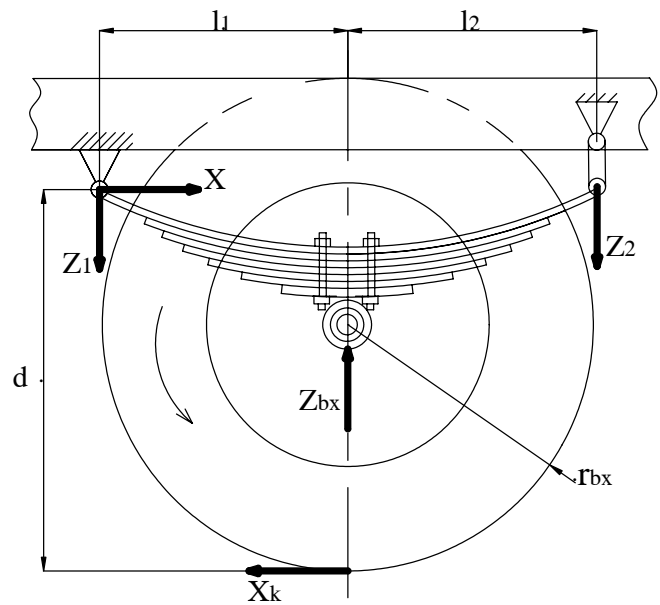
Hình 11.20: Sự phân bố ứng suất trong các lá nhíp.

Trên hình 11.20 trình bày tính chất phân bố ứng suất trong các lá nhíp của nhíp có ba nhóm có độ dày khác nhau. Chiều dài của các lá nhíp được xác định bằng phương pháp đồ thị (h.11.21).

Chọn trục tung nn là trục của bulông bắt chặt nhíp ở giữa các lá nhíp. Trên trục tung đặt thứ tự các giá trị chiều dày lá nhíp đã tính được theo thứ tự lá nhíp chính trên cùng rồi từ các điểm ứng với độ dày các lá ta vẽ các đường song song với trục hoành.



Hình 11.21: Sơ đồ xác định chiều dài các lá nhíp.



Hình 11.22: Tải trọng tác dụng lên nhíp khi nhíp truyền lực kéo.

Đoạn BD bằng nửa chiều dài nhíp, mm là trục của quang nhíp, AC là một nửa chiều dài lá nhíp dưới cùng. Đường CD xác định chiều dài của các lá còn lại (khi ta đã biết chiều dài lá chính l, biết được chiều dày các lá nhíp Σh và l_0 có thể vẽ được CD). Chiều dài lí thuyết của nhíp lí tưởng (nhíp có tính chống uốn đều) sẽ là đường CD.

Khi nhíp truyền lực kéo ta có sơ đồ trên (hình 11.22).

Giá trị các lực được xác định theo các phương trình hình chiếu và mômen đảm bảo cho hệ lực cân bằng.

$$X = X_k$$

$$Z_1 = \frac{Z_n \cdot l_2 + X_k \cdot d_1}{l_1 + l_2} = \frac{(Z_{bx} - \frac{g}{2}) \cdot l_2 + X_k \cdot d_1}{l_1 + l_2} \quad (11.32)$$

$$Z_2 = \frac{Z_n \cdot l_1 - X_k \cdot d_1}{l_1 + l_2} = \frac{(Z_{bx} - \frac{g}{2}) \cdot l_1 - X_k \cdot d_1}{l_1 + l_2}$$

Dùng các phương trình (11.32) có thể xác định kích thước lá nhíp chính, tai nhíp và chi tiết cặp các lá nhíp. Khi nhíp truyền lực phanh X_k sẽ mang dấu ngược lại trong các phương trình trên. Mômen phản lực $X_k \cdot d_1$ sẽ gây ra ứng suất phụ trong các lá nhíp. Theo phương trình (11.21) ta sẽ tính ứng suất phụ trong các lá nhíp.

$$\sigma_{ui} = \frac{6X_k d_1}{b \sum_{i=0}^{i=n} h_i^2} \quad (11.33)$$

$$\text{hoặc } \sigma_{ui} = \frac{6X_k d_1 h_i}{b \sum_{i=0}^{i=n} h_i^3} \quad (11.34)$$

Trên đây ta mới tính toán khi nhíp truyền lực kéo hay lực phanh cực đại. Ngoài ra phải tính khi nhíp chịu lực thẳng đứng rất lớn lúc ô tô bị trượt ngang (Y_{\max}). Trên hình (11.23) ta thấy nhíp bên trái chịu lực thẳng đứng rất lớn. Hơn nữa có thể xác định lực S_1 theo phương trình cân bằng mômen đối với điểm tựa của nhíp phải (điểm C).

$$S_1 B_1 - m_i G_i \frac{B_1}{2} - Yd = 0 \quad (11.35)$$

Trong đó:

B_1 - khoảng cách giữa hai nhíp;

d - là khoảng cách thẳng đứng từ trọng tâm ô tô đến mặt phẳng tựa của nhíp;

$m_i G_i$ - trọng lượng ô tô tác dụng lên cầu tương ứng đang tính.

Vì $Y = \varphi_1 G_i$ ($m_i=1$), sử dụng phương trình (11.35) ta có:

$$S_1 = \frac{G_i}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_1 d}{B_1} \right) \quad (11.36)$$

Ứng suất ở trong các lá nhíp ở phần giữa sẽ là:

$$\sigma' = S_1 \frac{l_1 l_2}{(l_1 + l_2) \Sigma W} = \frac{G_i}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_1 d}{B_1} \right) \frac{l_1 l_2}{(l_1 + l_2) \Sigma W} \quad (11.37)$$

Trong đó:

ΣW - tổng số mômen chống uốn của các lá nhíp.

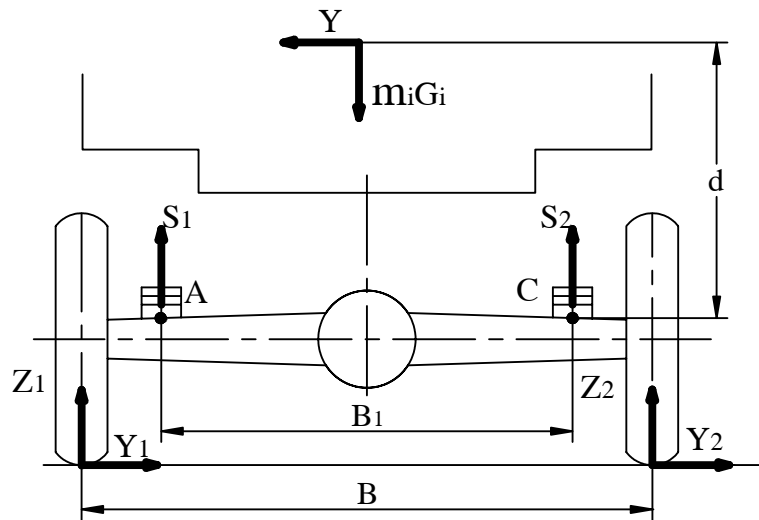
φ_1 - hệ số bám ngang.

l_1, l_2 - các kích thước của nhíp ở hình 11.17a.

S_1 - lực thẳng đứng tác dụng lên nhíp trái.

S_2 - lực thẳng đứng tác dụng lên nhíp phải.

Với chiều của lực Y trên hình 11.23 thì $S_1 > S_2$



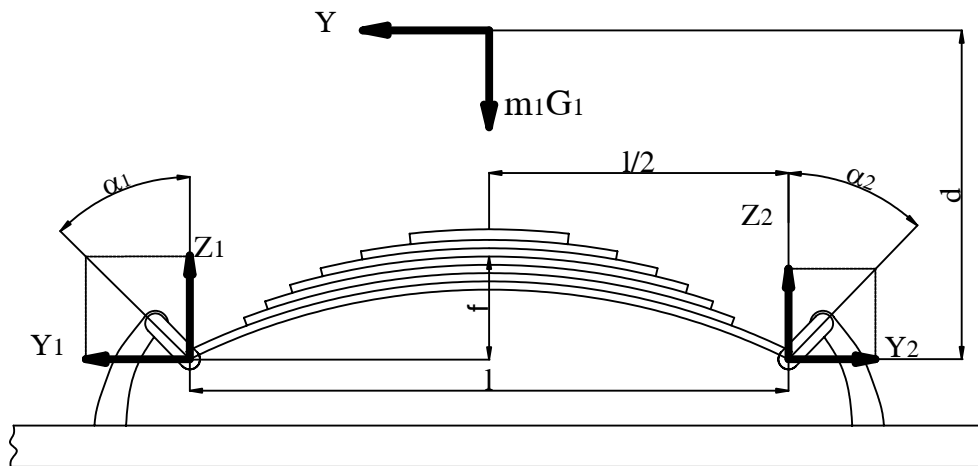
Hình 11.23: Lực thẳng đứng tác dụng lên nhíp S_1, S_2 khi ô tô bị trượt ngang.

2. Tính toán nhíp đặt ngang.

Nhíp đặt ngang không truyền được lực kéo và lực phanh mà chỉ truyền được lực thẳng đứng.

Khi tính toán nhíp đặt ngang ta cũng tính như nhíp đặt dọc nhưng cần phải chú ý nhiều đến góc nghiêng của móc nhíp α nhất là lúc ô tô bị trượt ngang.

a) Sơ đồ lực tác dụng lên nhíp nửa êlip đặt ngang (h.11.24).



Hình 11.24: Sơ đồ lực tác dụng lên nhíp đặt ngang.

Ta ký hiệu các góc nghiêng của móc nhíp đối với mặt phẳng thẳng đứng là α_1 và α_2 . Khi ô tô không trượt ngang ($Y=0$) thì hai góc này bằng nhau ($\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_0$) và lá nhíp chính có thể tính theo ứng suất tổng hợp như sau:

$$\sigma_{th} = \frac{m_1 G_1}{2 \Sigma W_u} \left(\frac{1}{2} + f \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + \left(\frac{m_1 G_1 \operatorname{tg} \alpha_0}{2bh} \right) \quad (11.38)$$

Trong đó:

- b - chiều rộng lá nhíp;
- h - chiều cao lá nhíp ;
- m_1 - hệ số phân bố lại tải trọng;
- f - độ võng tĩnh của nhíp.

Vì f thường rất bé lên có thể bỏ qua ($f \operatorname{tg} \alpha_0$) và ta có:

$$\sigma_{th} = \frac{m_1 G_1}{2} \left(\frac{1}{2 \Sigma W_u} + \frac{\operatorname{tg} \alpha_0}{bh} \right) \quad (11.39)$$

b) Khi có lực ngang $Y=Y_{max}$ thì $m_1=1$ và ta có:

$$Z_2 l + Yd - G_1 \frac{1}{2} = 0$$

$$Z_1 l - Yd - G_1 \frac{1}{2} = 0$$

Vì $Y_{max} = G \varphi_1$ nên ta có:

$$Z_2 = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2\varphi_1 d}{l} \right)$$

$$Z_1 = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_1 d}{l} \right)$$

Lực ngang Y_1 và Y_2 xác định theo phương trình:

$$Y_1 = Z_1 \operatorname{tg} \alpha_1, Y_2 = Z_2 \operatorname{tg} \alpha_2$$

Ứng suất tổng hợp trong lá nhíp chính sẽ là:

Nửa nhíp trái:

$$\sigma'_{th} = \frac{Z_1 l}{2 \Sigma W_u} + \frac{Y_1}{bh} = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_1 d}{l} \right) \left(\frac{1}{2 \Sigma W_u} + \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{bh} \right) \quad (11.40)$$

Nửa nhíp phải

$$\sigma''_{th} = \frac{Z_2 l}{2 \Sigma W_u} + \frac{Y_2}{bh} = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2\varphi_1 d}{l} \right) \left(\frac{1}{2 \Sigma W_u} + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{bh} \right) \quad (11.41)$$

3. Tính các chi tiết của nhíp.

a) Tai nhíp: Tai nhíp thường được tính theo ứng suất tổng hợp gồm ứng suất uốn, nén (hay kéo). Ứng suất uốn ở tai nhíp sẽ là:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}$$

$$\sigma_u = X_{k \max} \frac{D + h_c}{2} : \frac{bh_c^2}{6} = 3X_{k \max} \frac{D + h_c}{bh_c^2}$$

Trong đó:

$X_{k \max}$ - lực kéo tiếp tuyến cực đại hay lực phanh cực đại tác dụng lên tai nhíp (MN),

($X_{k \max} \approx X_{p \max} = \varphi \cdot Z_{bx}$), lấy $\varphi = 0,7$;

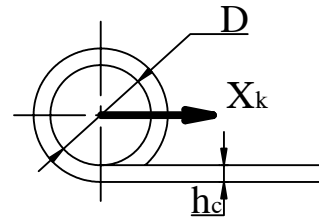
h_c - chiều dày lá nhíp chính (m);

D - đường kính trong của tai nhíp, (m) (hình 11.25)

B - chiều rộng lá nhíp, (m).

Ứng suất nén ở tai nhíp sẽ là:

$$\sigma_n = \frac{X_{k \max}}{bh_c} \quad (\text{MN/m}^2)$$



Ứng suất tổng hợp ở tai nhíp sẽ tính theo:

Hình 11.25: Sơ đồ tính tai nhíp

$$\sigma_{th} = X_{k \max} \left(3 \frac{D + h_c}{bh_c^2} + \frac{1}{bh_c} \right) \quad (\text{MN/m}^2) \quad (11.42)$$

Ứng suất tổng hợp cho phép $[\sigma_{th}] = 350(\text{MN/m}^2)$.

Thực nghiệm chứng tỏ rằng chỉ khi σ_{th} đạt đến giới hạn chảy của kim loại thì tai nhíp mới bị doãng ra. Lực đẩy hay lực phanh truyền lên tai nhíp thường bị hạn chế bởi lực bám với đường. Tuy nhiên khi ô tô chuyển động trên đường gồ ghề, khi bánh xe chịu lực va đập, lực X có thể đạt giá trị cực đại. Vì vậy người ta tính $X_{k \max} = G_{bx} \cdot \varphi = 0,7 \cdot G_{bx} = 0,7 \cdot Z_{bx}$, trong đó:

G_{bx} - tải trọng tác dụng lên bánh xe;

Z_{bx} - phản lực của đất lên bánh xe.

b) Chốt nhíp:

Chốt nhíp được kiểm tra theo ứng suất chèn dập.

$$\sigma_{1cd} = \frac{Z_1}{Db}, \quad (\text{MN/m}^2); \quad \sigma_{2cd} = \frac{Z_2}{Db}, \quad (\text{MN/m}^2).$$

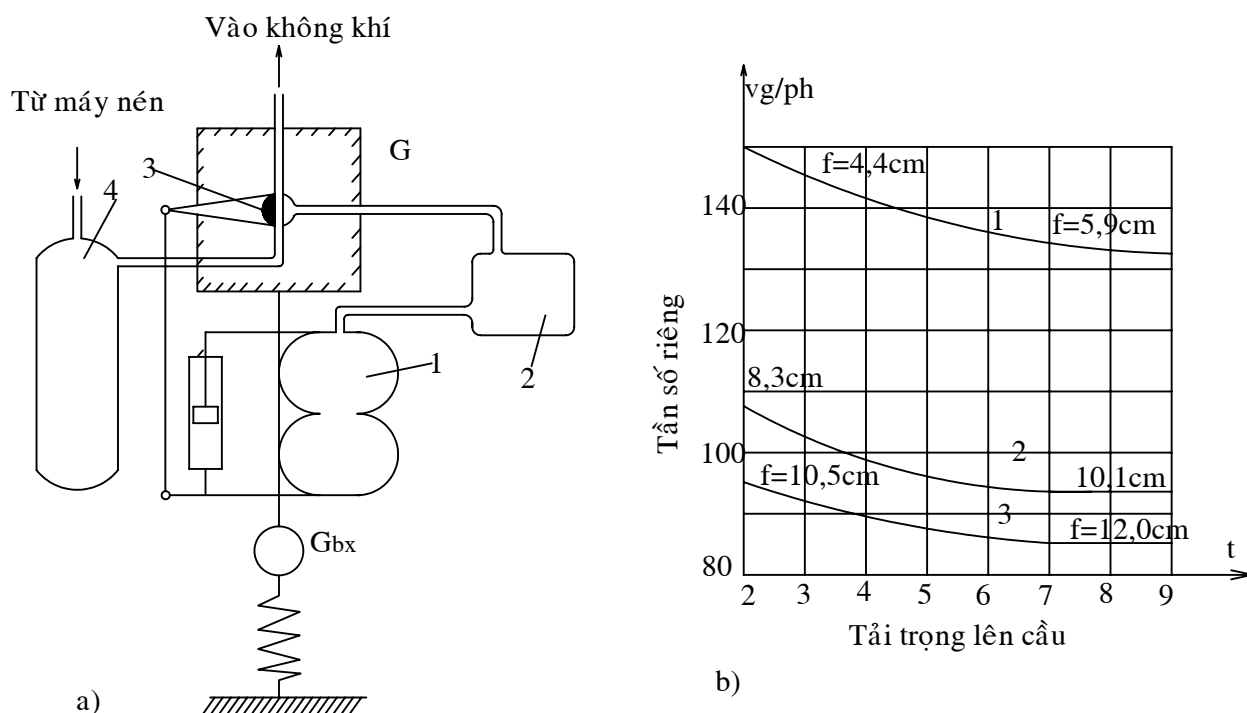
Chốt nhíp được chế tạo bằng thép cacbon xianuya hoá loại 30 hay 40 với ứng suất chèn dập cho phép $[\sigma_{cd}] = 3 \div 4 (\text{MN/m}^2)$ hay bằng thép hợp kim xê măngtit hoá loại 20 hay 20X với $[\sigma_{cd}] = 7,5 \div 9 (\text{MN/m}^2)$.

Bạc nhíp được kiểm tra theo ứng suất chèn dập.

Bạc nhíp được chế tạo bằng đồng thanh, chất dẻo, thép mềm. Bạc chế tạo bằng thép mềm chịu được áp suất chèn dập đến 7 MN/m^2 .

IV. PHẦN TỬ ĐÀN HỒI LOẠI KHÍ.

Trên hình 11.26a trình bày sơ đồ của hệ thống treo có phần tử đàn hồi loại bình chứa. Trong bình chứa 1 không khí hay khí ga chịu nén dưới áp suất $0,5 \div 0,8 \text{ MN/m}^2$. Khi bình chứa 1 co lại thể tích bên trong của bình giảm, áp suất không khí và độ cứng hệ thống treo tăng. Khi chỉ có 1 bình chứa hệ thống treo rất cứng. Có bình chứa phụ 2 khi bình chứa 1 co lại áp suất không khí sẽ tăng từ từ và do đó hệ thống treo sẽ mềm hơn.



Hình 11.26: Hệ thống treo khí với phần tử đàn hồi loại buồng chứa.

a) Sơ đồ hệ thống treo;

b) Sự thay đổi tần số riêng ứng với sự thay đổi tải trọng của ô tô.

Ở đây cần 3 là bộ điều chỉnh độ cao của thùng xe ; vì khi cần 3 thay đổi khoảng cách giữa thùng và bánh xe thì: hoặc là đưa khí ép từ bình chứa 4 vào buồng 1 và bình chứa phụ 2, hoặc là đẩy một phần khí nén ra khỏi một 1 và 2. Để bộ điều chỉnh không làm việc khi ô tô còn đang dao động bộ giảm tốc quán tính sẽ giữ và chỉ cho bộ điều chỉnh làm việc sau khi khoảng cách giữa vỏ xe và lớp xe đã thay đổi được vài giây, hiện tượng dao động đã bớt hẳn, như vậy là chỉ cho thay đổi ứng với tải trọng tĩnh.

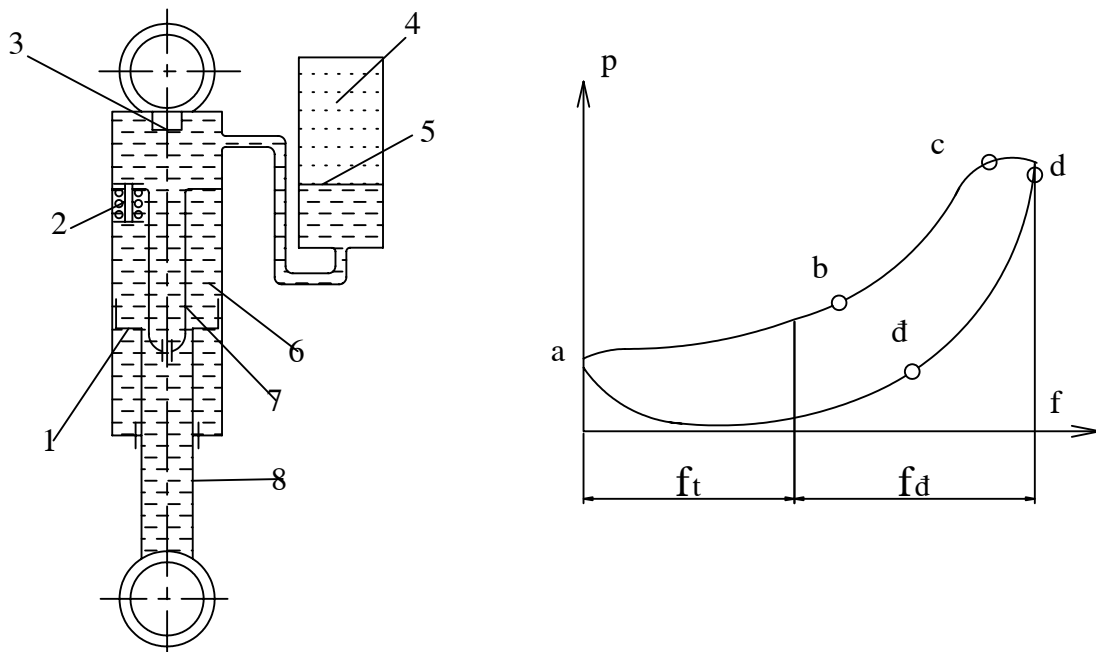
Trong các kết cấu hiện nay chưa giữ được tần số dao động riêng không đổi. Trên hình 11.26b trình bày sự thay đổi tần số dao động riêng khi thay đổi trọng lượng ô tô có hệ thống treo loại khí và các số liệu dưới đây ứng với các dao động nhỏ ở gần vị trí cân bằng. Khi

không có bình chứa phụ độ cứng hệ thống treo khá lớn và độ võng tĩnh thay đổi 1,34 lần tương ứng với trọng lượng phần được treo thay đổi khoảng 3 lần và tần số dao động riêng khoảng $123 \div 142$ lần/ph ($2,05 \div 2,33$ lần/s).

Khi có bình chứa phụ dung tích 12,2l, độ cứng hệ thống treo giảm và tần số riêng chỉ còn $94 \div 104$ lần/ph.

V. HỆ THỐNG TREO LOẠI THUỶ KHÍ.

Sơ đồ nguyên lý làm việc và đường đặc tính của hệ thống treo loại thủy khí được trình bày trên hình 11.27.



Hình 11.27: Sơ đồ và đường đặc tính của hệ thống treo loại thủy khí.

Trong hành trình nén, pittông 1 bị đẩy lên phía trên. Chất lỏng sẽ đi qua van 2 (luôn luôn mở ở áp suất thấp) đẩy pittông 5 trong buồng khí 4 làm nén khí lại. Phần này ứng với đoạn a-b trên giản đồ tức là ứng với lúc áp suất không khí trong buồng 4 tăng lên đến giá trị tính toán 30 MN/m^2 . Pittông phân cách 5 giữ cho không khí không lẫn vào chất lỏng.

Hành trình nén tiếp tục, pittông 1 tiếp tục dịch lên phía trên, làm do thanh 6 chui vào ống xilanh áp lực cao 8 và lỗ 7 bị bịt kín. Lúc này bắt đầu thời gian nén đàn hồi chất lỏng và độ cứng nhíp sẽ tăng lên (đoạn b-c trên đường đặc tính).

Khi chất lỏng trong ống 6 đạt đến áp suất $200 \div 300 \text{ MN/m}^2$ van hạn chế 3 sẽ mở. Nếu tiếp tục nén thì chất lỏng chỉ lưu thông nhưng áp suất trong chất lỏng không tăng. Lúc này áp suất không khí trong buồng 4 còn tiếp tục tăng (đoạn c-d).

Trong hành trình trả, chất lỏng bị nén đàn hồi trong xilanh áp lực cao sẽ nở ra một đoạn ngắn (đoạn d-đ) còn không khí nở ra sẽ đưa hệ thống treo trở về trạng thái ban đầu đoạn đ-a. Khi không khí nở, chất lỏng từ buồng 5 qua van 2 làm mất phần lớn thế năng của không khí bị nén. Diện tích của đường cong kín a-b-c-d-đ-a tỉ lệ với số công tiêu hao của hệ thống treo loại thuỷ khí. Đường đặc tính trên hình vẽ ứng với một vận tốc nén nhất định.

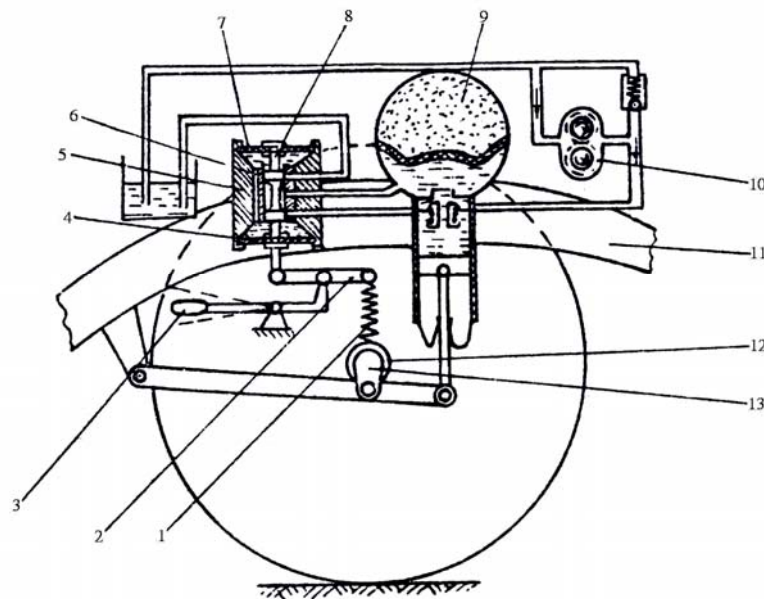
Hai nhược điểm của hệ thống treo thuỷ khí loại ống là khó làm kín và ma sát lớn.

VI. ĐIỀU CHỈNH HỆ THỐNG TREO.

Điều chỉnh hệ thống treo là thay đổi các thông số và đặc tính của nó theo mức tải trọng tác động lên thùng xe. Hiện nay trong hệ thống treo khí và thuỷ khí sử dụng hai loại điều chỉnh: điều chỉnh vị trí thùng xe và điều chỉnh độ cứng của hệ thống treo. Tiện lợi nhất khi sử dụng hai loại điều chỉnh này là trên hệ thống treo khí. Hệ thống treo với phần tử đàn hồi là kim loại thì không đặt các loại điều chỉnh này vì phức tạp.

Trên ô tô buýt sử dụng bộ điều chỉnh vị trí thùng xe để không thay đổi hoặc thay đổi rất ít khoảng cách từ thùng xe đến mặt đường ở bất kỳ tải trọng tĩnh nào sẽ rất tiện lợi cho khách đi xe.

Sơ đồ nguyên lý điều chỉnh vị trí thùng xe của hệ thống treo thuỷ khí được trình bày trên hình 11.28 .



Hình 11.28: Sơ đồ bộ điều chỉnh vị trí thùng xe.

Vỏ bộ điều chỉnh 5 đặt trên khung 11 còn con chạy 8 của bộ điều chỉnh nhờ đòn 2 và thanh kéo đàn hồi 13 nối với trục bánh xe 12. Khi tải trọng trên thùng xe tăng, áp suất sẽ tăng, thể tích khí trong hệ thống treo thủy khí 9 sẽ giảm và khoảng cách giữa trục bánh xe và khung (thùng xe) sẽ giảm xuống gần lớp hơn. Con chạy điều chỉnh sẽ dịch xuống phía dưới, dầu có áp suất từ bơm 10 truyền liên tục đến hệ thống treo thủy khí cho đến khi thùng xe được nâng lên đến vị trí ban đầu. Khi giảm tải con chạy dịch chuyển lên trên, dầu từ hệ thống treo thủy khí chạy vào thùng chứa và thùng xe hạ xuống vị trí ban đầu.

Vị trí thùng xe có thể điều chỉnh được nhờ quay tay gạt 3 quanh trục của nó. Quay tay gạt theo chiều kim đồng hồ con chạy sẽ đi xuống, thùng xe được nâng lên, khoảng sáng gầm xe và hành trình động của hệ thống treo sẽ tăng lên.

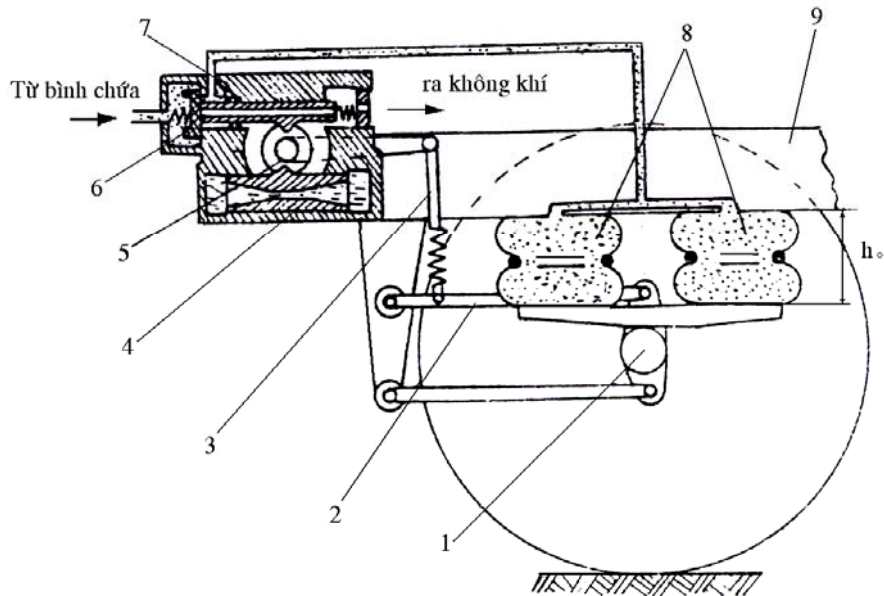
Nhờ tính chất này, các ô tô có tính việt dã cao sử dụng bộ điều chỉnh hệ thống treo này để thay đổi khoảng sáng gầm xe trên những đường rất xấu hoặc những nơi không có đường – khi ô tô phải dừng lâu hoặc khi ô tô được vận chuyển trên những phương tiện khác, tay gạt 3 được quay ngược chiều kim đồng hồ, dầu sẽ chảy về bình chứa, thùng xe hạ xuống và hệ thống treo coi như nghỉ làm việc.

Khi ô tô dao động, để bộ điều chỉnh thùng xe không chịu ảnh hưởng của sự thay đổi độ võng, vỏ bộ điều chỉnh thùng xe được chế tạo thành hai buồng chứa đầy dầu, bịt kín bằng các màng cao su 4 và 7 và thông nhau bằng rãnh chuẩn 6 tạo thành bộ chậm tác dụng thủy lực (bộ giảm chấn).

Khi tải trọng thay đổi một cách tĩnh, con chạy dịch chuyển chậm, dầu chảy chậm từ buồng này sang buồng khác qua rãnh chuẩn với sức bé. Khi tải trọng thay đổi một cách động, dầu sẽ tạo thành sức cản lớn do con chạy dịch chuyển rất nhanh và con chạy giữ được vị trí trung bình nhờ sự biến dạng đàn hồi của thanh kéo.

Bộ điều chỉnh độ cứng hệ thống treo có mục đích giữ ổn định tần số dao động riêng với tải trọng bất kỳ nào tác dụng lên hệ thống treo. Sơ đồ nguyên lý điều chỉnh độ cứng hệ thống treo khí trình bày trên hình 11.29.

Van con chạy 6 bộ điều chỉnh nối trực tiếp với đòn 5 và thanh kéo đàn hồi 3 nối với đòn 2 hệ thống treo. Khi tăng tải, thể tích và do đó chiều cao h_0 của phần tử đàn hồi (bình chứa khí) giảm, con chạy dịch chuyển về phía trái nối bình chứa khí với máy khí nén. Khi giảm tải con chạy dịch chuyển về phía phải, một phần không khí bị đẩy ra ngoài. Do đó chiều cao h_0 và thể tích bình chứa đảm bảo không đổi với bất kỳ tải trọng nào.



Hình 11.29: Sơ đồ điều chỉnh độ cứng hệ thống treo:
 1: Trụ bánh xe ; 2: Đòn cơ cấu hướng ; 3: Thanh kéo bộ điều chỉnh ; 4: Pittông ;
 5: Cam và đòn ; 6: Van ; 7: Vỏ ; 8: Bình khí ; 9: Khung.

C. BỘ PHẬN GIẢM CHẤN

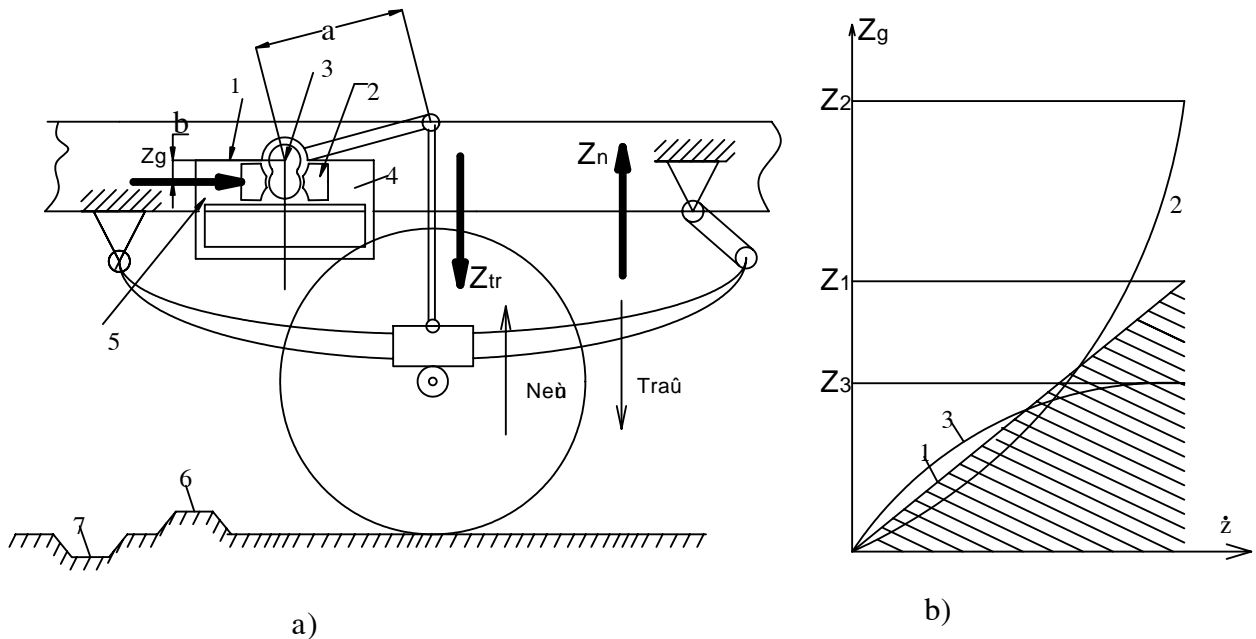
Lực cản trong hệ thống treo trực tiếp ảnh hưởng đến việc dập tắt các dao động của vỏ, cầu ô tô. Các dao động này phát sinh khi ô tô chạy trên đường không bằng phẳng. Lực cản chính là lực ma sát trong phần tử đàn hồi (như ma sát giữa các lá nhíp), giữa bạc và chốt nhíp, ma sát trong khớp của bộ phận dẫn hướng, ma sát trong vật liệu của lớp và các chi tiết bằng cao su trong hệ thống treo, lực cản của các giảm chấn.

Để hệ thống treo vừa mềm lại vừa dập tắt nhanh dao động, cần giảm ma sát cơ đến tối thiểu, để cho giảm chấn thủy lực đóng vai trò chính trong việc dập tắt dao động. Nếu đảm bảo ma sát giữa các lá nhíp ít hơn 5% tải trọng tĩnh, ô tô sẽ chuyển động rất êm dịu. Nhưng trong thực tế, dù cho bôi trơn tốt, giới hạn này vẫn vượt qua 10%÷13% nên nhíp vẫn cứng. Các lực va đập bé hơn lực ma sát trong hệ thống treo, nhíp sẽ không giữ được nó, và cứ thế các lực này truyền trực tiếp lên khung.

I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU VÀ PHÂN LOẠI:

1. Công dụng:

Giảm chấn để dập tắt các dao động của thân xe và lốp ô tô bằng cách chuyển cơ năng của các dao động thành nhiệt năng. Giảm chấn hiện nay chủ yếu là giảm chấn thuỷ lực (hình 11.30) nên ma sát giữa chất lỏng và các lỗ tiết lưu là ma sát chủ yếu để dập tắt chấn động.



Hình 11.30: Giảm chấn thuỷ lực.

2. Yêu cầu

Các yêu cầu cơ bản đối với giảm chấn:

- Đảm bảo giảm trị số và sự thay đổi đường đặt tính của các dao động. Đặc biệt là:
 - Dập tắt càng nhanh các dao động nếu tần số dao động càng lớn. Mục đích để tránh cho thùng xe khỏi bị lắc qua khi qua đường mấp mô lớn.
 - Dập tắt chậm các dao động nếu ô tô chạy trên đường ít mấp mô (độ lồi lõm của đường càng bé và càng dày).
 - Hạn chế các lực truyền qua giảm chấn lên thùng xe.
- Làm việc ổn định khi ô tô chuyển động trong các điều kiện đường sá khác nhau và nhiệt độ không khí khác nhau.
- Có tuổi thọ cao.
- Trọng lượng và kích thước bé, giá thành hạ.

3. Phân loại:

Người ta phân biệt giảm chấn theo hai đặc điểm sau:

a) Theo tỉ số của hệ số cản K_n trong hành trình nén (lúc lớp tiến gần khung) và hệ số cản K_t trong hành trình trả (lúc lớp đi xa khung). Theo đặc điểm này giảm chấn thủy lực được chia thành loại tác dụng hai chiều có đường đặc tính đối xứng ($K_n=K_t$) và đường đặc tính không đối xứng ($K_n < K_t$) và loại tác dụng một chiều $K_n \approx 0$

b) Có hay không van giảm tải.

Phổ biến nhất hiện nay là loại giảm chấn hai chiều có đường đặc tính không đối xứng và có van giảm tải. Trường hợp này lực cản giảm chấn trong hành trình nén tăng chậm hơn trong hành trình trả.

Trong các giảm chấn hiện nay $K_t = 2 \div 5 K_n$. Độ lồi lõm của đường càng bé và càng dày (độ lồi không cao và lõm không sâu) thì hệ số K_t và K_n càng phải khác nhau.

Khi bánh xe qua chỗ lồi 6 (hình 11.30a) thì vận tốc khối lượng không được treo sẽ lớn (trừ phần tử đàn hồi ra) lực truyền qua giảm chấn sẽ lớn.

Có thể giảm lực này bằng cách hạ thấp hệ số K_n . Khi ô tô qua chỗ lõm 7 thì va đập truyền lên bánh xe ít hơn đi qua chỗ lồi 6.

Trên các đường có độ lồi và lõm dài và đường lượn giữa chỗ lồi với chỗ lõm tương đối êm dịu thì không cần có K_t và K_n thật khác nhau. Vì khi ô tô qua chỗ lõm có thể làm bánh xe không tiếp xúc với đường.

II. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH CỦA GIẢM CHẤN THỦY LỰC

Lực cản chấn động Z_g do giảm chấn sinh ra phụ thuộc vào vận tốc tương đối \dot{z} của các dao động thùng xe đối với bánh xe.

$$Z_g = K \dot{z}^n \quad (11.43)$$

Ở đây:

K: Hệ số cản của giảm chấn.

Hàm số: $Z_g = \phi(\dot{z})$ biểu diễn đường đặc tính của giảm chấn. Tùy theo giá trị số mũ n mà đường đặc tính của giảm chấn có thể là tuyến tính (đường thẳng) hoặc đường cong. Nếu:

$n=1$: Đường đặc tính là đường thẳng 1 (hình 11.30b).

$n>1$: Đường đặc tính là đường cong lõm.

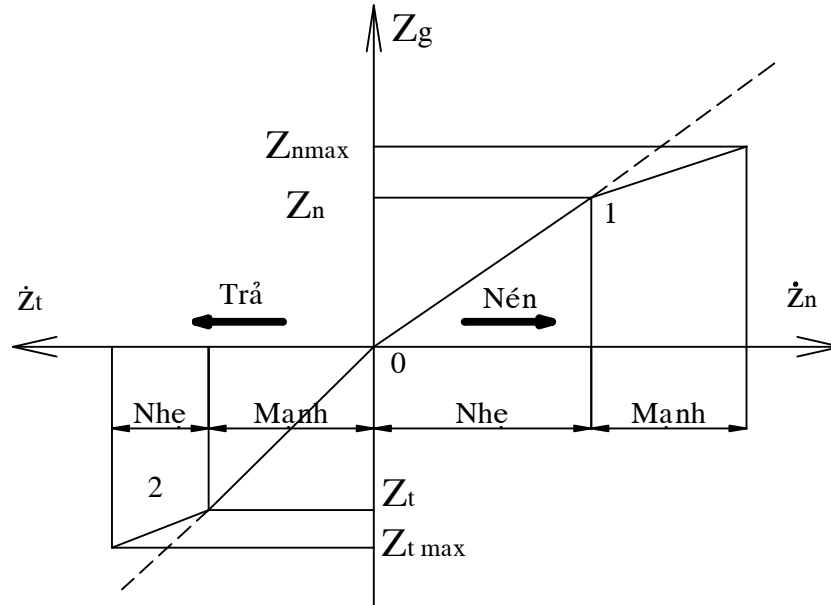
$n<1$: Đường đặc tính là đường cong lồi.

Đường cong có dạng này hay dạng khác phụ thuộc trước tiên ở kích thước lỗ thông qua rồi đến độ nhớt của chất lỏng và kết cấu của van. Chú ý là với các đường đặc tính trên hình 11.30b ta thấy tại giá trị lớn nhất của vận tốc tương đối, giá trị công suất tiêu hao (tỉ lệ với diện tích nằm dưới đường đặc tính) bằng nhau. Thông thường n dao động trong khoảng $1,5 \div 2,5$.

Trên hình 13.31 ta thấy tại hai điểm 1 và 2 đường biểu diễn hoặc là đi thẳng (đường nét đứt) hoặc là gãy khúc (đường liền). Trường hợp có van giảm tải đường biểu diễn sẽ là

đường gãy khúc và điểm 1, điểm 2 là điểm mở van giảm tải nên diện tích cho chất lỏng đi qua tăng lên.

Trong các ô tô hiện đại \dot{z}_n và \dot{z}_t nằm trong giới hạn (30÷50)cm/s. Nếu ô tô sử dụng ở khí hậu ôn đới có thể không đặt van giảm tải để đơn giản bớt kết cấu.



Hình 11.31: Đường đặc tính không đối xứng của giảm chấn tác dụng hai chiều với van giảm tải.

III. TÍNH TOÁN GIẢM CHẤN THUỶ LỰC.

Chúng ta sẽ tính toán hệ số cản của giảm chấn.

Phương trình tính lực cản của giảm chấn là phương trình (11.43). Phương trình tính lực cản chấn động của cả hệ thống treo Z_{tr} là : $Z_{tr} = K_{tr} \cdot \dot{z}_{tr}^n$ (11.44)

Trong đó : \dot{z}_{tr} - là vận tốc chuyển động của hệ thống treo;

n - chỉ số thay đổi khác nhau trong hành trình nén và hành trình trả của hệ thống treo.

Để đơn giản ta cho $n=1$ thì phương trình (11.44) sẽ có dạng $Z_{tr} = K_{tr} \cdot \dot{z}_{tr}$. Hệ số cản K của giảm chấn được tính từ hệ số cản dao động của hệ thống treo K_{tr} . K_{tr} đặc trưng quá trình dập tắt chấn động trong hệ thống treo. Cũng là một giảm chấn nhưng có thể có các hệ số K khác nhau nếu sử dụng với các hệ thống treo khác nhau.

Do đó để đánh giá sự dập tắt chấn động người ta rút ra trong lí thuyết ô tô hệ số dập tắt chấn động :

$$\psi = \frac{K_{tr}}{\sqrt{CM}} \quad (11.45)$$

Trong đó : C - độ cứng của hệ thống treo $C = \frac{Z_{bx}}{f} = \frac{G_{bx}}{f}$

M - Khối lượng được treo trên một bánh xe $M = \frac{G_{bx}}{g}$, (kg);

G_{bx} - phần trọng lượng được treo tính trên một bánh xe (N);

f - độ võng tĩnh của hệ thống treo (m);

g - gia tốc trọng trường $g = 9,81\text{m/s}^2$;

Với các ô tô hiện đại hệ số dập tắt chấn động $\Psi = 0,15 \div 0,25$.

Từ công thức trên ta rút ra :

$$K_{tr} = \frac{\Psi \cdot G_{bx}}{0,313 \cdot \sqrt{f}}, \text{ (Ns/m)} \quad (11.46)$$

Biết được K_{tr} tùy theo cách bố trí bộ phận giảm chấn trong hệ thống treo và tùy theo loại giảm chấn ta tính được K . Gọi $K = \alpha K_{tr}$. Với loại giảm chấn đòn bố trí như trên hình

11.30a ta có phương trình lực: $Z_{tr} = Z_g \frac{b}{a}$

Phương trình vận tốc sẽ là: $\dot{z}_{tr} = \dot{z}_g \cdot \frac{a}{b}$ (11.47)

Trong đó kích thước a và b xem trên hình 11.30a.

\dot{z}_{tr} - tốc độ chuyển động của hệ thống treo.

\dot{z}_g - tốc độ chuyển động của giảm chấn .

Từ công thức (11.44) cho $n = 1$ và (11.47) ta có :

$$Z_g = Z_{tr} \frac{a}{b} = K_{tr} \cdot \dot{z}_{tr} \frac{a}{b} = K_{tr} \left(\frac{a}{b} \right)^2 \dot{z}_g \quad (11.48)$$

Ở đây: $\alpha = \left(\frac{a}{b} \right)^2$

Với loại hệ thống treo có giảm chấn ống đặt lồng vào trong lò xo trụ trong hệ thống treo độc lập với sự dịch chuyển bánh xe trong mặt phẳng ngang ta có kết quả tương tự:

$$Z_g = K_{tr} \left(\frac{r_1}{a_1} \right)^2 \dot{z}_g \quad (11.49)$$

Trong đó r_1 và a_1 là các kích thước trên hình 11.12a và trong trường hợp này $\alpha = \left(\frac{r_1}{a_1} \right)^2$

Nếu giảm chấn đặt nghiêng một góc δ so với trục thẳng đứng ta có :

$$Z_g = K_{tr} \left(\frac{1}{\cos \delta} \right) \dot{z}_g \quad (11.50)$$

Trường hợp này $\alpha = \frac{1}{\cos \delta}$

Vì $K = \alpha \cdot K_{tr}$, chúng ta kết hợp (11.46) với các giá trị α thì sẽ tìm được hệ số cản K của giảm chấn ở các trường hợp cụ thể.

CHƯƠNG XII

HỆ THỐNG PHANH

I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI VÀ YÊU CẦU.

1. Công dụng.

Hệ thống phanh dùng để giảm tốc độ của ô tô cho đến khi dừng hẳn hoặc đến một tốc độ cần thiết nào đấy. Ngoài ra hệ thống phanh còn dùng để giữ ô tô đứng ở các dốc.

Đối với ô tô hệ thống phanh là một trong những cụm quan trọng nhất, bởi vì nó đảm bảo cho ô tô chạy an toàn ở tốc độ cao, do đó có thể nâng cao được năng suất vận chuyển.

Hệ thống phanh gồm có cơ cấu phanh để hãm trực tiếp tốc độ góc của các bánh xe hoặc một trục nào đấy của hệ thống truyền lực và truyền động phanh để dẫn động các cơ cấu phanh.

2. Phân loại.

Tùy theo cách bố trí cơ cấu phanh ở các bánh xe hoặc ở trục của hệ thống truyền lực mà chia ra phanh bánh xe và phanh truyền lực.

Ở ô tô cơ cấu phanh chính đặt ở bánh xe (phanh chân) còn cơ cấu phanh tay thường đặt ở trục thứ cấp của hộp số hoặc hộp phân phối (ô tô 2 cầu chủ động). Cũng có khi cơ cấu phanh chính và phanh tay phối hợp làm một và đặt ở bánh xe, trong trường hợp này sẽ làm truyền động riêng rẽ.

Theo bộ phận tiến hành phanh cơ cấu phanh còn chia ra phanh guốc, phanh dải và phanh đĩa.

Phanh guốc sử dụng rộng rãi trên ô tô còn phanh đĩa ngày nay đang có chiều hướng áp dụng. Phanh dải được sử dụng ở cơ cấu phanh phụ (phanh tay).

Theo loại bộ phận quay, cơ cấu phanh còn chia ra loại trống và đĩa. Phanh đĩa còn chia ra một hoặc nhiều đĩa tùy theo số lượng đĩa quay.

Cơ cấu phanh còn chia ra loại cân bằng và không cân bằng. Cơ cấu phanh cân bằng khi tiến hành phanh không sinh ra lực phụ thêm lên trục hay lên ổ bi của máy bánh xe, còn có cấu phanh không cân bằng thì ngược lại.

Truyền động phanh có loại cơ, thủy, khí, điện và liên hợp. Ở ô tô du lịch và ô tô vận tải tải trọng nhỏ thường dùng truyền động phanh loại thủy (phanh dầu). Truyền động phanh bằng khí (phanh hơi) thường dùng trên các ô tô vận tải tải trọng lớn và trên ô tô hành khách, ngoài ra còn dùng trên ô tô vận tải tải trọng trung bình có động cơ diesel cũng như trên các ô tô kéo để kéo đoàn xe. Truyền động phanh bằng điện được dùng ở các đoàn ô tô. Truyền động cơ chỉ dùng ở phanh tay.

3. Yêu cầu.

Hệ thống phanh phải đảm bảo các yêu cầu sau :

- Quãng đường phanh ngắn nhất khi phanh đột ngột trong trường hợp nguy hiểm. Muốn có quãng đường phanh ngắn nhất thì phải đảm bảo gia tốc chậm dần cực đại.
- Phanh êm dịu trong bất kỳ mọi trường hợp để đảm bảo sự ổn định của ô tô khi phanh.
- Điều khiển nhẹ nhàng, nghĩa là lực tác dụng lên bàn đạp hay đòn điều khiển không lớn.
- Thời gian nhạy cảm bé, nghĩa là truyền động phanh có độ nhạy cảm lớn.
- Phân bố mômen phanh trên các bánh xe phải theo quan hệ sử dụng hoàn toàn trọng lượng bám khi phanh với bất kỳ cường độ nào.
- Không có hiện tượng tự siết phanh khi ô tô chuyển động tịnh tiến hoặc quay vòng.
- Cơ cấu phanh thoát nhiệt tốt.
- Giữ được tỷ lệ thuận giữa lực trên bàn đạp hoặc đòn điều khiển với lực phanh trên bánh xe.
- Có khả năng phanh khi đứng trong thời gian dài.

II. KẾT CẤU CHUNG CỦA HỆ THỐNG PHANH.

Hệ thống phanh trên ô tô gồm có phanh chính (phanh bánh xe hay còn gọi là phanh chân) và phanh phụ (phanh truyền lực hay còn gọi là phanh tay). Sở dĩ phải làm cả phanh chính và phanh phụ là để đảm bảo an toàn khi ô tô chuyển động. Phanh chính và phanh phụ có thể có cơ cấu phanh và truyền động phanh hoàn toàn riêng rẽ hoặc có thể có chung cơ cấu phanh (đặt ở bánh xe) nhưng truyền động phanh hoàn toàn riêng rẽ. Truyền động phanh của phanh phụ thường dùng loại cơ.

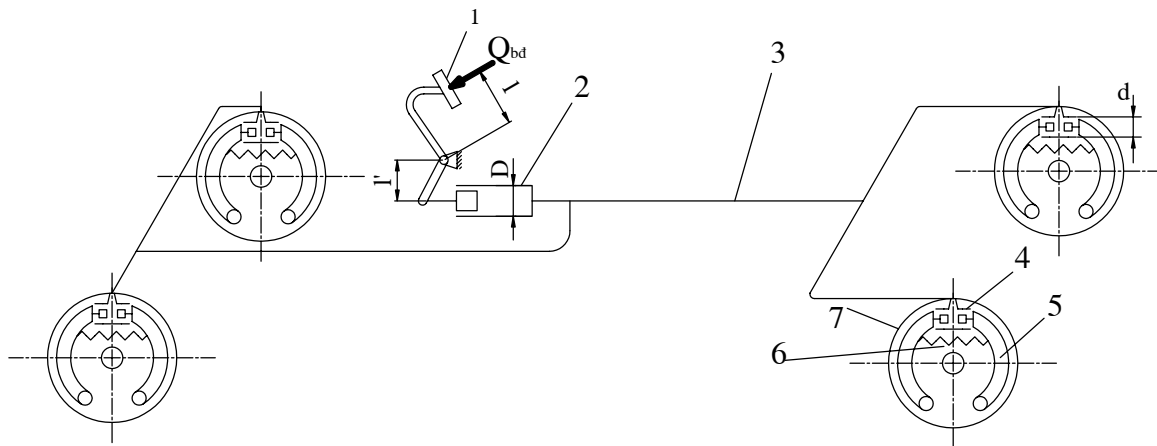
Phanh chính thường dùng truyền động loại thủy – gọi là phanh dầu hoặc truyền động loại khí – gọi là phanh khí. Khi dùng phanh dầu thì lực tác dụng lên bàn đạp phanh sẽ lớn hơn so với phanh khí, vì lực này là để sinh ra áp suất của dầu trong bầu chứa dầu của hệ thống phanh, còn ở phanh khí lực này chỉ cần thắng lực cản lò xo để mở van phân phối của hệ thống phanh. Vì vậy phanh dầu chỉ nên dùng ở ô tô du lịch, vận tải cỡ nhỏ và trung bình vì ở các loại ô tô này mômen phanh ở các bánh xe bé, do đó lực trên bàn đạp cũng bé. Ngoài ra phanh dầu thường gọn gàng hơn phanh khí vì nó không có các bầu chứa khí kích thước lớn và độ nhạy khi phanh tốt, cho nên bố trí nó dễ dàng và sử dụng thích hợp đối với các ô tô kể trên.

Phanh khí thường sử dụng trên ô tô vận tải trung bình và lớn. Ngoài ra các ô tô loại này còn dùng hệ thống phanh thủy khí. Dùng hệ thống phanh này là kết hợp ưu điểm của phanh khí và phanh dầu.

Sơ đồ kết cấu các loại hệ thống phanh của ô tô được trình bày sau đây:

1. Phanh dầu.

Ở phanh dầu lực tác dụng từ bàn đạp đến cơ cấu phanh qua chất lỏng (chất lỏng được coi như không đàn hồi khi ép) ở các đường ống.



Hình 12.1 : Sơ đồ hệ thống phanh dầu ô tô

Sơ đồ hệ thống phanh dầu (hình 12.1) gồm có 2 phần chính : truyền động phanh và cơ cấu phanh. Truyền động phanh bố trí trên khung xe gồm có: bàn đạp 1, xilanh chính có bầu chứa dầu 2 để tạo ra áp suất cao, các ống dẫn dầu 3 đến các cơ cấu phanh. Cơ cấu phanh đặt ở bánh xe gồm có: xilanh làm việc 4, má phanh 5, lò xo kéo 6, trống phanh 7.

Nguyên lý làm việc của hệ thống phanh dầu như sau: khi người lái tác dụng vào bàn đạp 1 qua hệ thống đòn sẽ đẩy pittông nằm trong xilanh 2, do đó dầu bị ép và sinh ra áp suất cao trong xilanh 2 và trong đường ống dẫn 3. Chất lỏng với áp suất cao sẽ tác dụng lên bề mặt của hai pittông ở xilanh 4. Hai pittông này thắng lực lò xo 6 sẽ đẩy hai má phanh 5 ép sát vào trống phanh 7 và tiến hành phanh ô tô vì trống phanh 7 được gắn liền với moayơ bánh xe. Khi nhả bàn đạp nghĩa là lúc ngừng phanh, lò xo 6 sẽ kéo hai má phanh 5 về vị trí ban đầu, dưới tác dụng của lò xo 6 các pittông trong xilanh làm việc 4 sẽ ép dầu trở lại xilanh chính 2.

Sự làm việc của phanh dầu làm việc trên nguyên lý của thủy lực tĩnh học. Nếu tác dụng lên bàn đạp phanh thì áp suất truyền đến các xilanh làm việc sẽ như nhau. Lực trên các má phanh phụ thuộc vào đường kính pittông ở các xilanh làm việc. Muốn có mômen

phanh ở bánh xe trước khác bánh xe sau chỉ cần làm đường kính pittông của các xilanh làm việc khác nhau.

Lực tác dụng lên các má phanh phụ thuộc vào tỷ số truyền của truyền động: đối với phanh dầu bằng tỷ số truyền của phần truyền động cơ khí nhân với tỷ số truyền của phần truyền động thủy lực. Nếu pittông ở xilanh làm việc có diện tích gấp đôi diện tích của pittông ở xilanh chính thì lực tác dụng lên pittông ở xilanh làm việc sẽ lớn gấp đôi. Như thế tỷ số truyền sẽ tăng lên hai lần, nhưng trong lúc đó hành trình của pittông làm việc sẽ giảm đi hai lần, vì vậy mà chúng có quan hệ theo tỷ lệ nghịch với nhau cho nên làm khó khăn trong khi thiết kế truyền động phanh.

Đặc điểm quan trọng của hệ thống phanh dầu là các bánh xe được phanh cùng một lúc vì áp suất trong đường ống dầu chỉ bắt đầu tăng lên khi tất cả các má phanh ép sát vào các trống phanh không phụ thuộc vào đường kính xilanh làm việc và khe hở giữa trống phanh và má phanh.

Hệ thống phanh dầu có các ưu điểm sau:

- Phanh đồng thời các bánh xe với sự phân bố lực phanh giữa các bánh xe hoặc giữa các má phanh theo yêu cầu.

- Hiệu suất cao.

- Độ nhạy tốt, kết cấu đơn giản.

- Có khả năng dùng trên nhiều loại ô tô khác nhau mà chỉ cần thay đổi cơ cấu phanh.

Khuyết điểm của hệ thống phanh dầu là:

- Không thể làm tỷ số truyền lớn được vì thế phanh dầu không có cường hóa chỉ dùng cho ô tô có trọng lượng toàn bộ nhỏ, lực tác dụng lên bàn đạp lớn.

- Khi có chỗ nào bị hư hỏng thì cả hệ thống phanh đều không làm việc được.

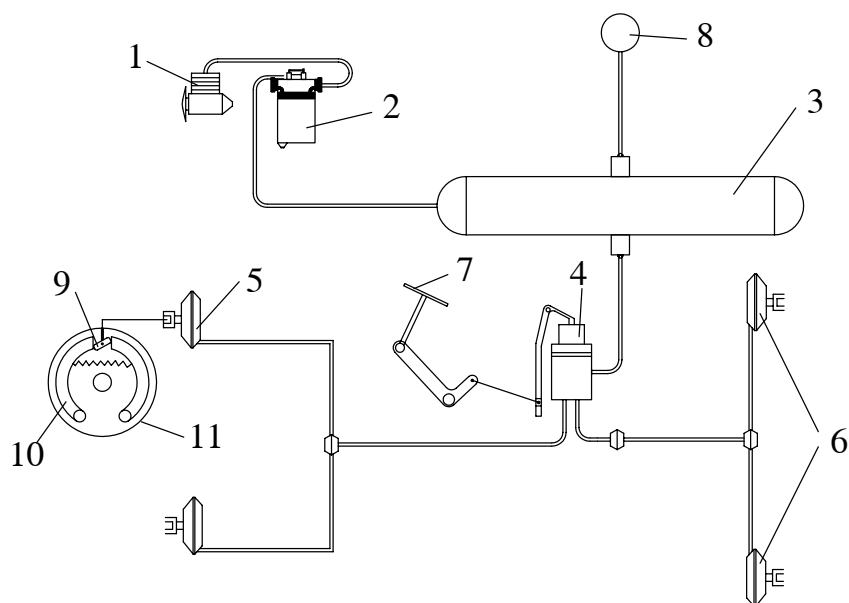
- Hiệu suất truyền động sẽ giảm ở nhiệt độ thấp.

2. Phanh khí.

Phanh khí sử dụng năng lượng của khí nén để tiến hành phanh, người lái không cần mất nhiều lực để điều khiển phanh mà chỉ cần thắng lò xo ở van phân phối để điều khiển việc cung cấp khí nén hoặc làm thoát khí ở các bộ phận làm việc. Nhờ thế mà phanh khí điều khiển nhẹ nhàng hơn.

Nguyên lý làm việc của hệ thống phanh khí theo sơ đồ (h12.2) như sau:

Máy nén khí 1 được dẫn động bằng động cơ sẽ bơm khí nén qua bình lắng nước và dầu 2 đến bình chứa khí nén 3. Áp suất của khí nén trong bình xác định theo áp kế 8 đặt trong buồng lái. Khi cần phanh người lái tác dụng vào bàn đạp 7, bàn đạp sẽ dẫn động đòn van phân phối 4, lúc đó khí nén sẽ từ bình chứa 3 qua van phân phối 4 đến các bầu phanh 5 và 6. Màng của bầu phanh sẽ bị ép và dẫn động cam phanh 9 quay, do đó các má phanh 10 được ép vào trống phanh 11 để tiến hành quá trình phanh.



Hình 12.2 : Sơ đồ làm việc của hệ thống phanh khí ô tô

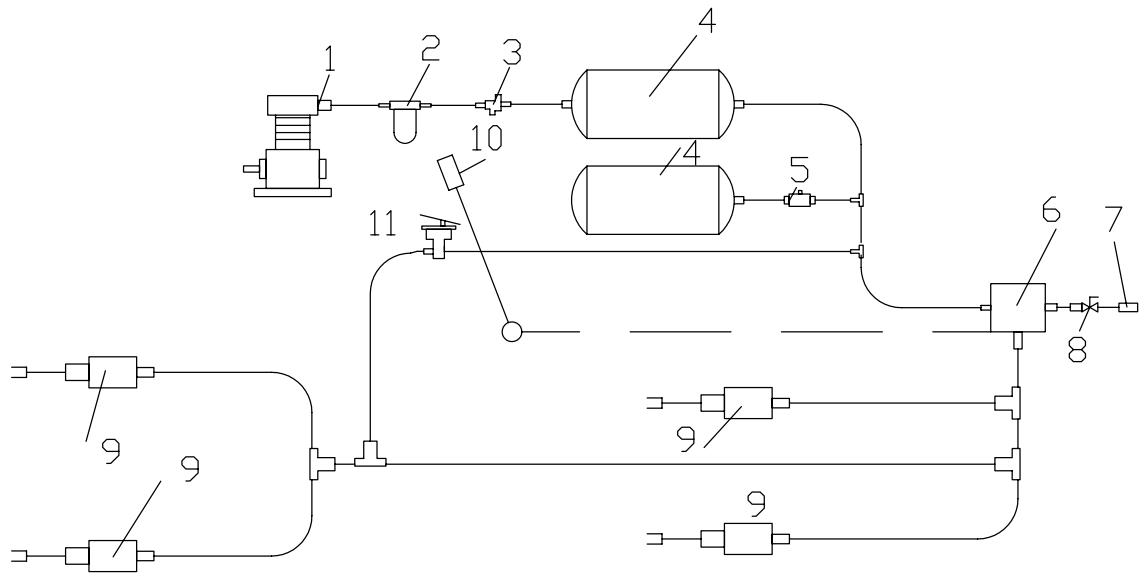
Trong trường hợp kéo rơmoóc (đoàn xe) hệ thống phanh cần đảm bảo chuyển động an toàn cho đoàn xe. Bố trí hệ thống phanh ở ô tô kéo và rơmoóc có thể theo sơ đồ ở hình 12.3

Các sơ đồ phân biệt với nhau theo số lượng đường ống dẫn nối ô tô kéo với rơmoóc ra loại 1 dòng hoặc 2 dòng.

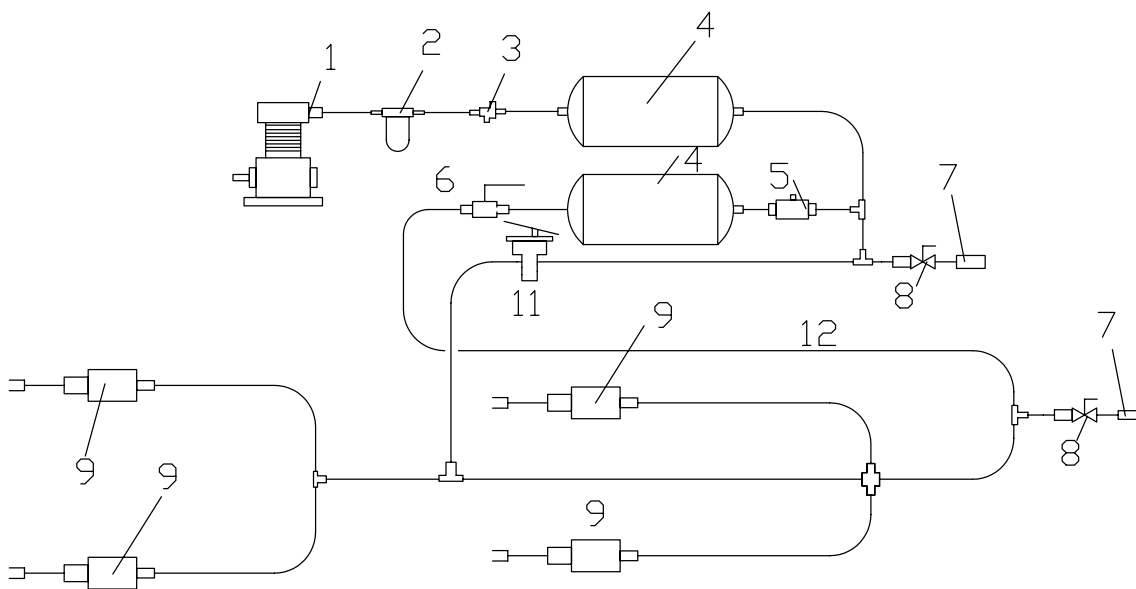
Các phần còn lại sẽ giống nhau theo hình 12.3a, không khí được nén bằng máy nén khí 1 rồi truyền tới bình lọc 2 và bộ phận điều chỉnh áp suất 3 đến các bình chứa khí nén 4. Khi ở trong các bình chứa khí 4 có đầy đủ lượng dự trữ không khí nén thì bộ phận điều chỉnh 3 sẽ cắt không cấp khí từ máy nén vào bình chứa nữa.

Để phòng trường hợp áp suất có thể tăng đột ngột ở đường dẫn khí, trong hệ thống có đặt van an toàn 5. Không khí nén được đi từ bình chứa đến van phân phối 11. Khi cần phanh người lái sẽ tác dụng lên bàn đạp phanh qua hệ thống đòn đến van phân phối 11 và mở cho khí nén vào các buồng phanh 9, từ đó sẽ dẫn động cam phanh ép các má phanh vào trống phanh để tiến hành quá trình phanh.

Để phanh rơmoóc, trong hệ thống có trang bị van phân phối 6 cho rơmoóc. Khi không phanh không khí nén được truyền qua van 6 ống dẫn và đầu nối 7 để cung cấp khí nén cho hệ thống rơmoóc. Khi phanh thì không khí nén được thoát ra ngoài khỏi đường ống nối ô tô kéo và rơmoóc qua van 6. Do áp suất ở đường ống nối bị giảm nên hệ thống phanh rơmoóc bắt đầu làm việc.



a)



b)

Hình 12.3 : Sơ đồ làm việc của hệ thống phanh khí có phanh rômoóc

Khi có không khí nén có thể phanh rômoóc bằng tay đòn 10, tay đòn này sẽ tác dụng lên van phân phối 6 của hệ thống phanh rômoóc. Khi ô tô làm việc không kéo rômoóc thì đường ống dẫn của hệ thống phanh rômoóc được tách ra khỏi đường ống của hệ thống ô tô bởi van bịt kín 8.

Ở hệ thống phanh khí hai dòng (h.12.3b) phần cung cấp khí (gồm máy nén khí 1, bình lọc 2, bộ phận điều chỉnh 3, các bình chứa 4 và van an toàn 5) giống như hệ thống phanh khí một dòng, chỉ khác là van 11 điều khiển cả hệ thống phanh của ô tô và hệ thống phanh rơmoóc được nối với nhau bởi hai đường ống. Một đường ống nối với ống cung cấp 12, ống này thường xuyên có khí nén dẫn đến hệ thống phanh rơmoóc. Đường ống thứ hai nối với ống có không khí vào để điều khiển hệ thống phanh rơmoóc.

Khác với hệ thống phanh khí một dòng ở hệ thống phanh khí hai dòng, khi phanh áp suất ở trong đường ống điều khiển tăng lên, nhờ thế mà hệ thống phanh rơmoóc sẽ bắt đầu làm việc.

So sánh hệ thống phanh khí một dòng và hai dòng có thể rút ra kết luận sau:

Hệ thống phanh một dòng có thể điều khiển riêng rẽ hệ thống phanh ô tô kéo và rơmoóc, hay có thể điều khiển cùng một lúc tùy theo yêu cầu sự phanh hợp lý đoàn xe. Điều này đảm bảo tính ổn định của xe khi phanh.

- Hệ thống phanh hai dòng, không khí nén cấp cho ô tô kéo và phanh của rơmoóc bằng một van chung. Vì thế sẽ có hiện tượng cấp không khí nén không kịp thời cho phanh rơmoóc nhất là đối với xe có kéo nhiều rơmoóc.

- Hệ thống phanh hai dòng có ưu điểm là thường xuyên cung cấp không khí cho hệ thống phanh rơmoóc, điều này có ý nghĩa lớn khi phanh thường xuyên hoặc phanh lâu dài.

Các thí nghiệm hệ thống phanh trong phòng thí nghiệm và trên đường chứng tỏ hệ thống phanh một dòng ưu việt hơn hệ thống phanh hai dòng. Vì thế ở các xe hiện nay chủ yếu dùng hệ thống phanh khí một dòng.

Hệ thống phanh khí có ưu điểm là lực tác dụng lên bàn đạp rất bé. Vì vậy nó được trang bị cho ô tô vận tải tải trọng lớn, có khả năng điều khiển hệ thống phanh rơmoóc bằng cách nối hệ thống phanh rơmoóc với hệ thống phanh của ô tô kéo.

Dẫn động phanh bằng khí nén đảm bảo chế độ phanh rơmoóc khác ô tô kéo, do đó phanh đoàn xe được ổn định, khi rơmoóc bị tách khỏi ô tô kéo thì rơmoóc sẽ bị phanh một cách tự động.

Ưu điểm nữa của hệ thống phanh khí là có khả năng cơ khí hóa quá trình điều khiển ô tô và có thể sử dụng không khí nén cho các bộ phận làm việc như hệ thống treo loại khí....

Khuyết điểm của hệ thống phanh khí là số lượng các cụm khá nhiều, kích thước chúng lớn và giá thành cao, độ nhạy ít, nghĩa là thời gian hệ thống phanh bắt đầu làm việc kể từ khi người lái bắt đầu tác dụng khá lớn.

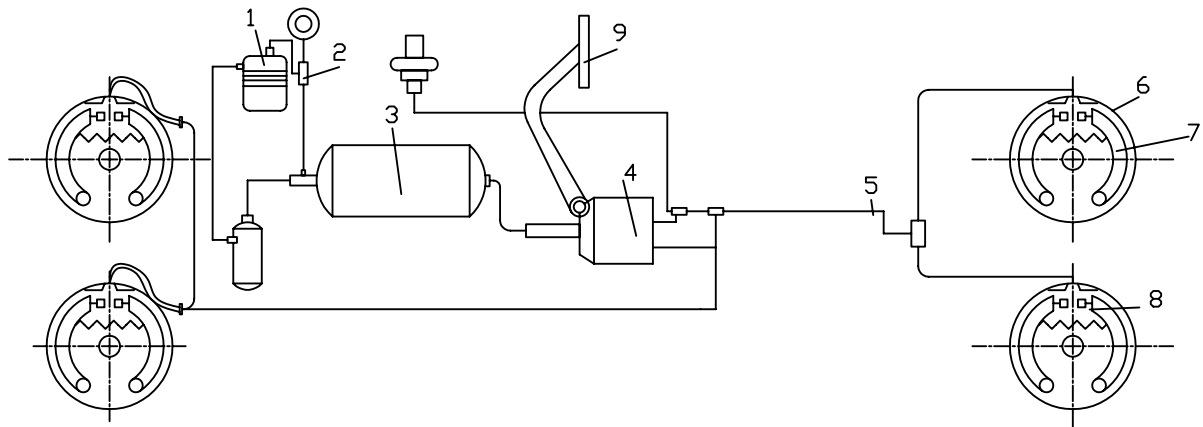
3. Phanh thủy khí.

Trên hình 12.4 trình bày sơ đồ phanh thủy khí. Hệ thống phanh thủy khí gồm có máy nén khí 1 dẫn động bằng động cơ ô tô, bình lọc 2, bình chứa khí nén 3, xilanh lực, van và xilanh phanh chính 4 (ba bộ phận này kết hợp làm một cụm), ống dẫn dầu 5, xilanh làm việc 6, má phanh 7, trống phanh 8, bàn đạp điều khiển 9.

Máy nén khí 1 qua bình lọc 2 sẽ cung cấp khí nén đến bình chứa 3. Khi tác dụng lên bàn đạp 9 van sẽ mở để khí nén từ bình 3 đến xilanh lực sinh lực ép trên pittông của xilanh chính 4, dầu dưới áp lực cao sẽ truyền qua ống dẫn 5 đến các xilanh 6 do đó sẽ dẫn động đến các má phanh 7 và tiến hành quá trình phanh. Các ống dẫn khí ở hệ thống phanh này ngăn cho nên độ nhạy của hệ thống phanh tăng lên.

Phanh thủy khí thường dùng trên ô tô tải trọng trung bình và lớn. Nó phối hợp cả ưu điểm của phanh khí và phanh dầu cụ thể là lực tác dụng lên bàn đạp bé, độ nhạy cao, hiệu suất lớn và có thể sử dụng cơ cấu phanh nhiều loại khác nhau.

Phanh thủy khí sử dụng chưa rộng rãi do phần truyền động thủy lực có những nhược điểm : ở nhiệt độ thấp hiệu suất giảm, chăm sóc kỹ thuật phức tạp như kiểm tra mức dầu và thoát không khí khỏi truyền động...v...v..



Hình 12.4 : Sơ đồ hệ thống phanh thủy khí một dòng

A. TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH

I. XÁC ĐỊNH MÔMEN PHANH CẦN SINH RA Ở CÁC CƠ CẤU PHANH.

Mômen phanh sinh ra ở cơ cấu phanh của ô tô phải đảm bảo giảm tốc độ hoặc dừng ô tô hoàn toàn với gia tốc chậm dần trong giới hạn cho phép. Ngoài ra còn phải đảm bảo giữ ô tô đứng ở độ dốc cực đại (mômen phanh sinh ra ở phanh tay).

Đối với ô tô lực phanh cực đại có thể tác dụng lên một bánh xe ở cầu trước khi phanh trên đường bằng phẳng là:

$$P_{p1} = \frac{G_1}{2} m_{1p} \varphi = \frac{Gb}{2L} m_{1p} \varphi \quad (12.1)$$

ở cầu sau là:

$$P_{p2} = \frac{G_2}{2} m_{2p} \varphi = \frac{Ga}{2L} m_{2p} \varphi \quad (12.2)$$

Ở đây: G - trọng lượng ô tô khi tải đầy;
 G_1, G_2 - tải trọng tương ứng (phản lực của đất) tác dụng lên các bánh xe trước và sau ở trạng thái tĩnh, trên bề mặt nằm ngang;
 m_{1p}, m_{2p} - hệ số thay đổi tải trọng tương ứng lên cầu trước và cầu sau khi phanh;
 a, b - khoảng cách tương ứng từ trọng tâm ô tô đến cầu;
 L - chiều dài cơ sở của ô tô;
 φ - hệ số bám giữa lốp và đường ($\varphi = 0,7 \div 0,8$)

Các hệ số m_{1p}, m_{2p} xác định theo lý thuyết ô tô như sau:

$$m_{1p} = 1 + \frac{j_{\max} h_g}{gb} = 1 + \frac{\varphi' h_g}{b} \quad (12.3)$$

$$m_{2p} = 1 - \frac{j_{\max} h_g}{ga} = 1 - \frac{\varphi' h_g}{a} \quad (12.4)$$

Trong đó: h_g - chiều cao trọng tâm của ô tô;
 g - gia tốc trọng trường;
 j_{\max} - gia tốc chậm dần cực đại khi phanh;
 φ' - hệ số đặc trưng cường độ phanh ($\varphi' = \frac{j_{\max}}{g}$)

Ở ô tô cơ cấu phanh đặt trực tiếp ở tất cả các bánh xe (phanh chân). Do đó mômen phanh tính toán cần sinh ra của mỗi cơ cấu phanh ở cầu trước là:

$$M_{p1} = \frac{G_1}{2} m_{1p} \varphi r_{bx} = \frac{G}{2L} (b + \varphi' h_g) \varphi r_{bx} \quad (12.5)$$

Ở cầu sau (ô tô hai cầu) là:

$$M_{p2} = \frac{G_2}{2} m_{2p} \varphi r_{bx} = \frac{G}{2L} (a - \varphi' h_g) \varphi r_{bx} \quad (12.6)$$

trong đó: r_{bx} - bán kính làm việc trung bình của bánh xe.

Khi tính toán cơ thể chọn $\varphi' = 0,4 \div 0,5$ và $\varphi = 0,7 \div 0,8$.

Đứng về kết cấu của cơ cấu phanh mà xét thì mômen phanh M_{p1} và M_{p2} phải bằng:

$$M_{p1} = M'_{p1} + M''_{p1} \quad (12.7)$$

$$M_{p2} = M'_{p2} + M''_{p2} \quad (12.8)$$

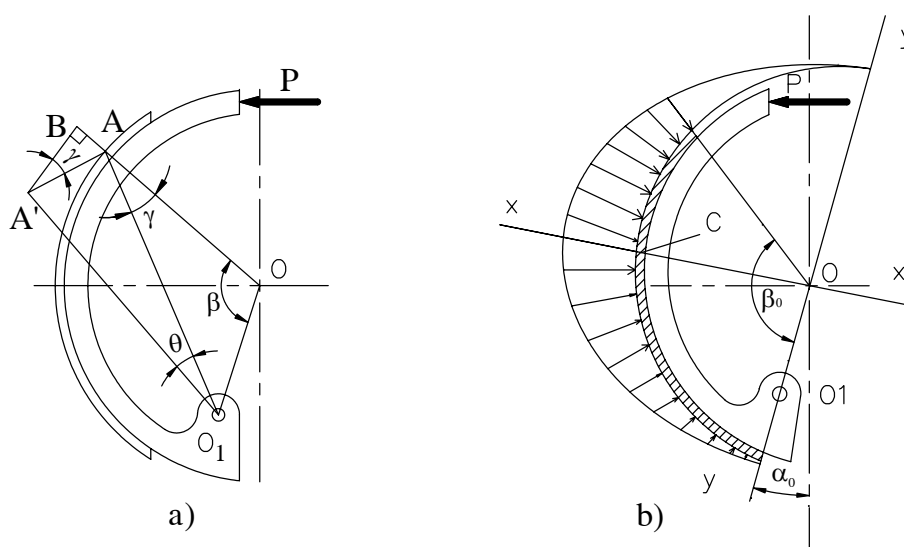
ở đây: M'_{p1}, M''_{p1} - mô men phanh sinh ra ở má phanh trước và má phanh sau của mỗi cơ cấu phanh ở cầu trước;

M'_{p2}, M''_{p2} - mô men phanh sinh ra ở má phanh trước và má phanh sau của mỗi cơ cấu phanh ở cầu sau.

II. TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH GỐC.

1. Quy luật phân bố áp suất trên má phanh.

Muốn tính toán cơ cấu phanh gốc chúng ta cần phải biết quy luật phân bố áp suất trên má phanh. Tùy theo sự thừa nhận quy luật phân bố áp suất trên má phanh, chúng ta có những công thức để tính toán phanh gốc khác nhau. Thí nghiệm chứng tỏ rằng độ hao mòn ở các điểm khác nhau của má phanh không giống nhau, bởi thế thừa nhận quy luật phân bố áp suất đều trên má phanh là không phù hợp với thực tế. Chứng minh sau đây càng chứng tỏ điều đó.



Hình 12.5 : Sơ đồ dịch chuyển má phanh trong trống phanh

* Để tìm quy luật phân bố áp suất trên má phanh chúng ta thừa nhận giả thiết sau:

+ Áp suất tại điểm nào đấy trên má phanh tỷ lệ thuận với biến dạng hướng kính của điểm ấy khi phanh, nghĩa là coi như má phanh tuân theo định luật Húc. Điều này thừa nhận được trong phạm vi biến dạng thường rất nhỏ của má phanh.

+ Khi phanh trống và phanh gốc không bị biến dạng mà chỉ má phanh (tấm má sát) biến dạng. Sở dĩ như vậy là vì trống và gốc phanh làm bằng nguyên liệu cứng hơn má phanh nhiều, kết cấu của trống và gốc phanh có đường gân tăng cường độ cứng vững.

+ Bề mặt làm việc của má phanh ép sát vào bề mặt làm việc của trống phanh khi phanh.

Trên hình 12.5a trình bày sơ đồ dịch chuyển gốc phanh trong trống phanh quanh tâm O_1 .

Giả sử rằng trong quá trình phanh khi má phanh vừa mới chạm vào bề mặt làm việc của trống phanh (thời điểm bắt đầu bị biến dạng) guốc phanh còn quay thêm 1 góc θ nữa do má phanh bị biến dạng dưới tác dụng của lực P ở ống xilanh làm việc.

Nếu xét điểm A trên má phanh chúng ta thấy điểm A ứng với thời điểm má phanh vừa mới chạm vào trống phanh. Trong quá trình biến dạng điểm A phải quay quanh tâm O_1 với bán kính O_1A và tới điểm A' tương ứng với góc quay rất nhỏ θ của má phanh, nghĩa là $O_1A = O_1A'$. Từ A' hạ đường thẳng góc A'B xuống bán kính OA, đoạn AB đặc trưng cho biến dạng hướng kính của má phanh tại điểm A khi má phanh quay góc θ .

Góc $\widehat{BA'A} \approx \widehat{OAO_1} = \gamma$ vì có $A'B \perp AO$ và $A'A \perp AO_1$ (coi như θ rất nhỏ)

Xét tam giác vuông $\widehat{ABA'}$ ta có :

$$\overline{AB} = \overline{AA'} \sin \gamma$$

nhưng $\overline{AA'} = O_1A \cdot \theta$ (θ tính theo rad) cho nên :

$$\overline{AB} = \overline{O_1A} \cdot \theta \cdot \sin \gamma \quad (12.9)$$

Tam giác OO_1A cho ta biểu thức sau :

$$\frac{\overline{OO_1}}{\sin \gamma} = \frac{\overline{O_1A}}{\sin \beta}$$

hay là :

$$\overline{O_1A} = \overline{OO_1} \frac{\sin \beta}{\sin \gamma} \quad (12.10)$$

Thay trị số $\overline{O_1A}$ từ biểu thức 12.10 vào 12.9 ta có :

$$\overline{AB} = \overline{OO_1} \cdot \theta \sin \beta$$

Áp suất q tại điểm A theo giả thiết thứ nhất sẽ tỷ lệ với biến dạng hướng kính, do đó :

$$q = k \overline{AB} = k \overline{OO_1} \cdot \theta \sin \beta \quad (12.11)$$

Ở đây : k - hệ số tỷ lệ, hay là độ cứng của má phanh.

Trong công thức (12.11) k và $\overline{OO_1}$ là hằng số, còn θ sẽ là góc quay chung cho tất cả các điểm của má phanh quay quanh tâm O_1 , cho nên nó là hằng số đối với các điểm của má phanh.

Thay các hằng số bằng một trị số không đổi K và coi điểm A là một điểm bất kỳ xác định trên má phanh bởi góc β (β là góc thay đổi), cuối cùng ta có công thức tổng quát để xác định áp suất ở bất kỳ điểm nào trên má phanh như sau:

$$q = K \sin \beta \quad (12.12)$$

Ở đây: K - hệ số tỷ lệ ($K = k \overline{OO_1} \cdot \theta$);

β - góc xác định vị trí của điểm cần tính áp suất trên má phanh.

Công thức (12.12) cho chúng ta thấy rằng áp suất phân bố trên má phanh theo quy luật đường sin. Áp suất cực đại ứng với lúc $\beta = 90^\circ$ nghĩa là tại điểm C (h.12.5b) (điểm C của má phanh nằm trên trục X - X thẳng góc với trục Y - Y đi qua các tâm O và O_1). Áp suất

cực tiểu ứng với lúc $\beta = 0^\circ$ và $\beta = 180^\circ$, tại các điểm ấy áp suất bằng không. Biểu đồ phân bố áp suất má phanh được chỉ rõ ở hình 12.5b. Áp suất cực đại ở điểm C sẽ là:

$$q_{\max} = K$$

do đó công thức (12.12) còn có thể viết:

$$q = q_{\max} \sin \beta \quad (12.13)$$

Do áp suất phân bố trên má phanh không đều (theo luật đường sin) cho nên các điểm trên má phanh sẽ hao mòn khác nhau, phần gần điểm C sẽ hao mòn nhiều hơn, còn các đầu cuối hao mòn ít hơn.

Thực tế ra, các đầu cuối của má phanh hầu như không làm việc cũng vì thế mà góc ôm β_0 của má phanh trên mỗi guốc phanh thường lấy nhỏ hơn 120° , đối với ô tô hiện nay góc β_0 thường nằm trong giới hạn $90^\circ \div 110^\circ$.

Quy luật phân bố áp suất này làm phức tạp cho việc tính toán cơ cấu phanh. Vì góc ôm β_0 hiện nay không lớn lắm và guốc phanh có thể bị biến dạng khi phanh cho nên sự chênh lệch về phân bố áp suất trên má phanh trong phạm vi như thế không lớn lắm. Vì thế trong tính toán ban đầu khi chọn sơ bộ các kích thước, chúng ta coi như áp suất phân bố đều trên má phanh để đơn giản cho tính toán. Khi guốc phanh có độ cứng lớn và muốn tính chính xác chúng ta phải lấy quy luật phân bố theo đường sin.

Sau đây chúng ta sẽ tính cơ cấu phanh cho cả hai trường hợp phân bố áp suất đều và theo đường sin.

2. Tính toán cơ cấu phanh.

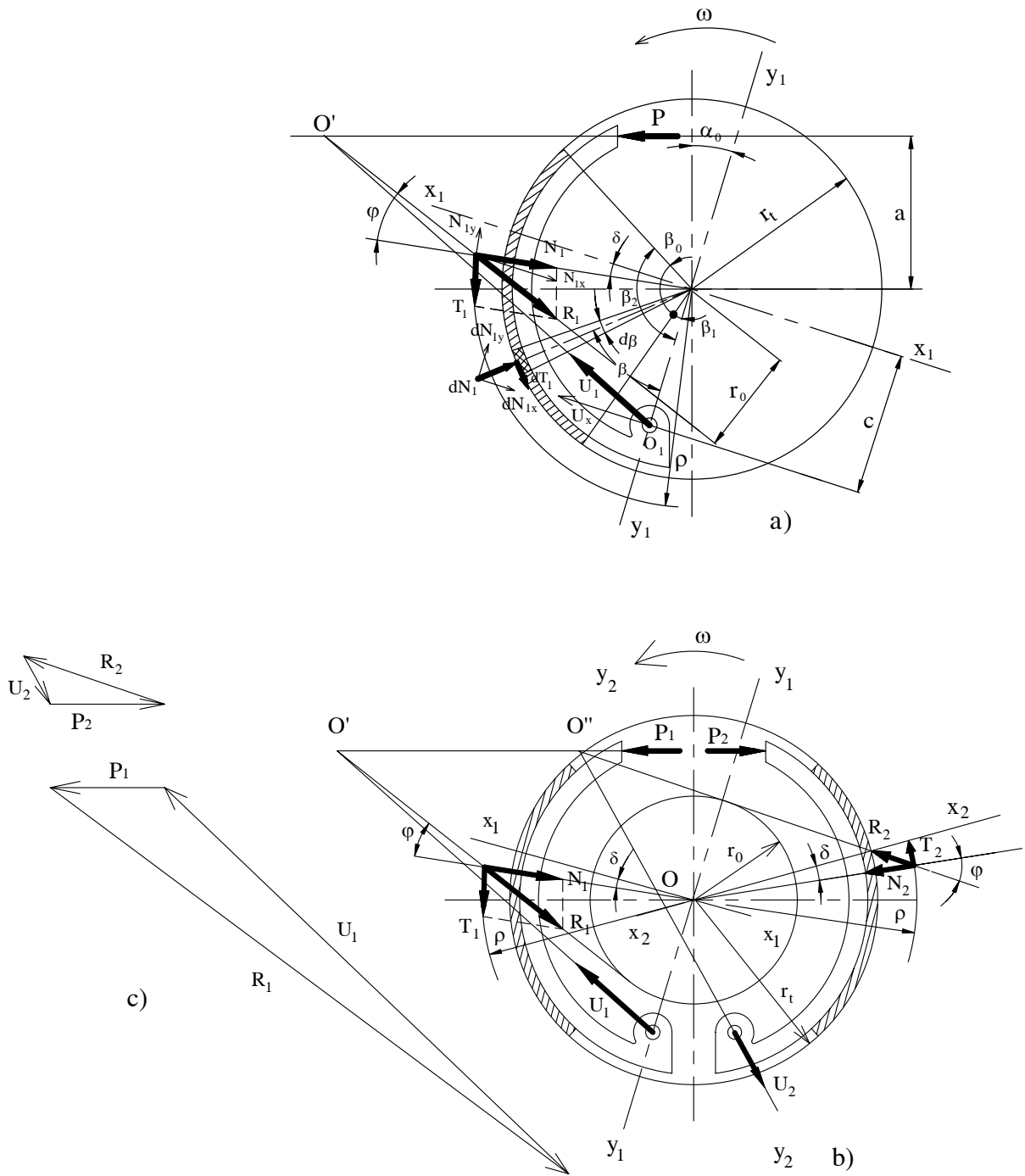
Tính toán cơ cấu phanh nhằm mục đích xác định các kích thước và các thông số cơ bản của cơ cấu phanh để khi phanh có thể sinh ra mômen phanh đảm bảo hãm được ô tô. Mômen này ở ô tô mà mỗi cơ cấu phanh ở cầu trước và cầu sau phải sinh ra được xác định tương ứng theo công thức (12.5) và (12.6).

Các mômen trên được coi là mômen phanh để tính toán cơ cấu phanh.

a) Xác định góc δ và bán kính ρ của lực tổng hợp tác dụng vuông góc lên má phanh

a1) Trường hợp thừa nhận áp suất phân bố đều trên má phanh $q = q_1 = \text{const}$:

Mômen phanh sinh ra trên trống phanh phụ thuộc vào kết cấu của cơ cấu phanh. Trên hình 12.6a trình bày sơ đồ tính toán cơ cấu phanh với hai guốc phanh có điểm tựa cố định riêng rẽ ở về một phía. Nếu truyền động phanh là loại thủy lực (phanh dầu) thì lực ép P lên các guốc phanh sẽ bằng nhau khi ống xilanh làm việc có đường kính như nhau. Nếu dùng cam để ép lên các guốc phanh (truyền động cơ loại cơ khí hoặc loại khí) thì lực ép P_1 và P_2 lên các guốc phanh sẽ khác nhau, trong khi đó dịch chuyển của các má phanh sẽ giống nhau. Sở dĩ P_1 khác P_2 là vì chiều lực ma sát T_1 và T_2 trên các má phanh khác nhau,



Hình 12.6 : Sơ đồ tính toán cơ cấu phanh với các guốc phanh có điểm tựa cố định riêng rẽ về một phía và lực ép lên các guốc phanh bằng nhau

trong khi đó trị số của chúng bằng nhau ($T_1 = T_2$) do dịch chuyển của hai má phanh như nhau (lực T sinh ra do có lực N , mà trị số của lực N phụ thuộc vào biến dạng của má phanh, nếu biến dạng này bằng nhau thì lực $N_1 = N_2$, do đó $T_1 = T_2$).

Chúng ta sẽ xét trường hợp khi hai guốc phanh được ép một lực P như nhau.

Trên hình 12.6a trục $Y_1 - Y_1$ đi qua hai tâm O và O_1 và thẳng góc với trục $X_1 - X_1$ đi qua điểm có áp suất cực đại.

Khi phanh mỗi phần tử của má phanh bị tác dụng từ phía trống phanh bởi lực thẳng góc dN_1 và lực ma sát dT_1 . Lực ma sát:

$$dT_1 = \mu dN_1$$

ở đây: μ - hệ số ma sát giữa trống phanh và má phanh.

Chúng ta xét một phần tử của má phanh nằm cách trục $Y_1 - Y_1$ một góc β . Phần tử này choán góc $d\beta$.

Lực thẳng góc dN_1 trên phần tử sẽ là:

$$dN_1 = q_1 b r_t d\beta \quad (12.14)$$

$$dT_1 = \mu dN_1 = \mu q_1 b r_t d\beta \quad (12.15)$$

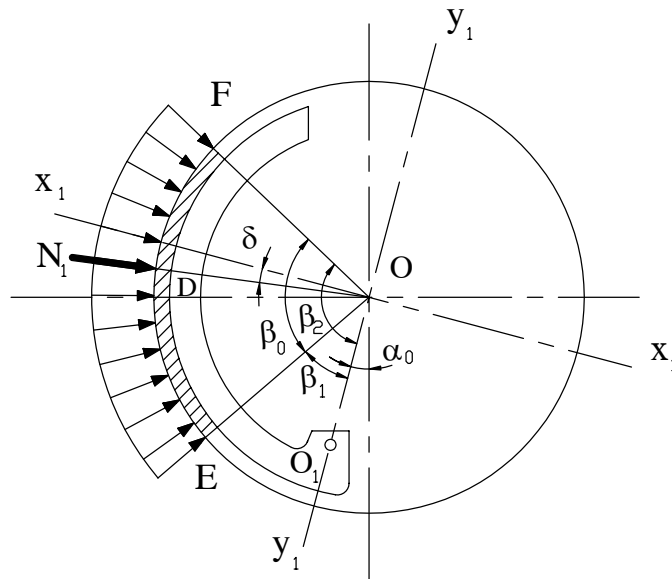
ở đây: q_1 - áp suất phân bố trên má phanh trước ($q_1 = \text{const}$ theo giả thiết);

b - chiều rộng má phanh;

r_t - bán kính trong của trống phanh;

$d\beta$ - góc ôm của phần tử má phanh đang xét.

Khi áp suất phân bố đều trên má phanh (h.12.7) thì tổng hợp lực N_1 của tất cả các lực dN_1 phải nằm trên trục đối xứng OD của má phanh, nghĩa là D là điểm giữa của cung EF .



Hình 12.7 : Xác định góc đặt δ của lực N_1 khi áp suất phân bố đều

Góc δ tạo bởi lực N_1 và trục $X_1 - X_1$ sẽ là:

$$\begin{aligned}\delta &= 90^\circ - \widehat{D\hat{O}O}_1 \\ &= 90^\circ - (\widehat{D\hat{O}E} + \widehat{E\hat{O}O}_1) \\ &= 90^\circ - \left(\frac{\beta_2 - \beta_1}{2} + \beta_1\right) \\ &= 90^\circ - \frac{\beta_2 + \beta_1}{2}\end{aligned}\quad (12.16)$$

ở đây: β_1, β_2 – góc đầu và góc cuối của má phanh (h.12.7)

Chiếu lực dN_1 trên trục $X_1 - X_1$ và $Y_1 - Y_1$ ta có:

$$\begin{aligned}dN_{1X} &= q_1 br_t \sin\beta d\beta \\ dN_{1Y} &= q_1 br_t \cos\beta d\beta\end{aligned}$$

Tích phân trong giới hạn từ góc β_1 đến β_2 ta có:

$$N_{1X} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1X} = q_1 br_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin\beta d\beta = -q_1 br_t (\cos\beta_2 - \cos\beta_1) \quad (12.17)$$

$$N_{1Y} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1Y} = q_1 br_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \cos\beta d\beta = q_1 br_t (\sin\beta_2 - \sin\beta_1) \quad (12.18)$$

Lực tổng hợp thẳng góc N_1 tác dụng lên má phanh là:

$$N_1 = \sqrt{N_{1X}^2 + N_{1Y}^2} = q_1 br_t \sqrt{(\cos\beta_2 - \cos\beta_1)^2 + (\sin\beta_2 - \sin\beta_1)^2} \quad (12.19)$$

Mômen phanh do một phần tử má phanh sinh ra là:

$$dM'_{pl} = r_t dT_1 = \mu q_1 br_t^2 d\beta$$

Mômen phanh tác dụng trên cả má phanh trước là:

$$\begin{aligned}M'_{pl} &= \int_{\beta_1}^{\beta_2} dM'_{pl} = \mu q_1 br_t^2 \int_{\beta_1}^{\beta_2} d\beta \\ &= \mu q_1 br_t^2 (\beta_2 - \beta_1) = \mu q_1 br_t^2 \beta_0\end{aligned}\quad (12.20)$$

ở đây: β_0 – góc ôm của má phanh.

Lực thẳng góc tổng hợp N_1 sẽ sinh ra lực ma sát tổng hợp $T_1 = \mu N_1$. Lực T_1 có điểm đặt cách tâm O một đoạn ρ .

Mô men phanh ở má phanh tính theo công thức (12.20) còn có thể tính theo công thức sau:

$$M'_{pl} = T_1 \rho = \mu N_1 \rho \quad (12.21)$$

Từ đó:

$$\rho = \frac{M'_{pl}}{\mu N_1} \quad (12.22)$$

Thay công thức (12.19) và (12.20) vào (12.22) ta có:

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{\mu q_1 b r_t^2 \beta_0}{\mu q_1 b r_t \sqrt{(\cos \beta_2 - \cos \beta_1)^2 + (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)^2}} = \\ &= \frac{\beta_0 r_t}{\sqrt{\left(-2 \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \sin \frac{\beta_2 - \beta_1}{2}\right)^2 + \left(2 \cos \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \sin \frac{\beta_2 - \beta_1}{2}\right)^2}} = \\ &= \frac{\beta_0 r_t}{\sqrt{4 \sin^2 \frac{\beta_2 - \beta_1}{2} \left(\cos^2 \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} + \sin^2 \frac{\beta_2 + \beta_1}{2}\right)}} = \frac{\beta_0 r_t}{2 \sin \frac{\beta_2 - \beta_1}{2}} \end{aligned}$$

Đơn giản nữa ta có công thức:

$$\rho = \frac{\beta_0 r_t}{2 \sin \frac{\beta_0}{2}} \quad (12.23)$$

Nếu thay $\beta'_0 = \frac{\beta_0}{2}$, công thức (12.23) sẽ có dạng sau :

$$\rho = \frac{\beta'_0 r_t}{\sin \beta'_0} \quad (12.24)$$

ở đây: β'_0 – nửa góc ôm của má phanh.

Cần chú ý rằng góc β_0 và β'_0 trong công thức (12.23) và (12.24) tính theo rad.

Nếu $\beta_0 = 90^\circ = \frac{\pi}{2}$ thì: $\rho = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} r_t$; nếu $\beta_0 = 120^\circ = \frac{2\pi}{3}$ thì: $\rho = \frac{2\pi}{3\sqrt{3}} r_t$

a2) Trường hợp thừa nhận áp suất trên má phanh phân bố theo quy luật đường sin $q = q_{\max} \sin \beta$.

Khi phân bố áp suất theo đường sin các phần tử lực dN_1 và dT_1 tác dụng lên má phanh là:

$$dN_1 = q_{\max} b r_t \sin \beta \, d\beta \quad (12.25)$$

$$dT_1 = \mu q_{\max} b r_t \sin \beta \, d\beta \quad (12.26)$$

Chiếu lực dN_1 lên trục X_1 - X_1 ta có:

$$dN_{1x} = q_{\max} b r_t \sin^2 \beta \, d\beta$$

từ đó

$$\begin{aligned}
N_{1x} &= \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1x} = q_{\max} b r_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin^2 \beta d\beta = q_{\max} b r_t \left(\frac{\beta}{2} - \frac{\sin 2\beta}{4} \right) \Big|_{\beta_1}^{\beta_2} = \\
&= \frac{1}{2} q_{\max} b r_t \left(\beta_2 - \beta_1 - \frac{\sin 2\beta_2}{2} + \frac{\sin 2\beta_1}{2} \right) = \\
&= \frac{1}{4} q_{\max} b r_t (2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2) \quad (12.27a)
\end{aligned}$$

Chiếu lực dN_1 lên trục $Y_1 - Y_1$ ta có :

$$\begin{aligned}
dN_{1y} &= q_{\max} b r_t \sin \beta \cos \beta d\beta = \frac{1}{2} q_{\max} b r_t \sin 2\beta d\beta \\
N_{1y} &= \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1y} = \frac{1}{2} q_{\max} b r_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin 2\beta d\beta = \frac{1}{4} q_{\max} b r_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin 2\beta d2\beta = \\
&= \frac{1}{4} q_{\max} b r_t (-\cos 2\beta) \Big|_{\beta_1}^{\beta_2} = \frac{1}{4} q_{\max} b r_t (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2) \quad (12.27b)
\end{aligned}$$

Góc δ tạo bởi lực N_1 với trục $X_1 - X_1$ là :

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{N_{1y}}{N_{1x}} = \frac{\frac{1}{4} q_{\max} b r_t (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)}{\frac{1}{4} q_{\max} b r_t (2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)}$$

Đơn giản đi ta được:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2}{2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2} \quad (12.28)$$

Mô men phanh sinh ra trên phần tử của má phanh là :

$$dM'_{pl} = r_t dT_1 = \mu q_{\max} b r_t^2 \sin \beta d\beta$$

Mô men phanh sinh ra trên cả má phanh trước là :

$$M'_{pl} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dM'_{pl} = \mu q_{\max} b r_t^2 \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin \beta d\beta = \mu q_{\max} b r_t^2 (\cos \beta_1 - \cos \beta_2) \quad (12.29)$$

Lực tổng hợp N_1 là: $N_1 = \sqrt{N_{1x}^2 + N_{1y}^2} =$

$$= \frac{1}{4} q_{\max} b r_t \sqrt{(2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)^2 + (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)^2} \quad (12.30)$$

Bán kính ρ xác định theo công thức:

$$\rho = \frac{M'_{pl}}{T_1} = \frac{M'_{pl}}{\mu N_1}$$

Lắp các trị số M'_{p1} và N_1 từ các công thức (12.29), (12.30) vào và đơn giản đi ta có:

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{4r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{(2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)^2 + (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)^2}} = \\ &= \frac{4r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{[2\beta_0 - 2\cos(\beta_2 + \beta_1)\sin(\beta_2 - \beta_1)]^2 + [2\sin(\beta_2 + \beta_1)\sin(\beta_2 - \beta_1)]^2}} = \\ &= \frac{4r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{4\beta_0^2 + 4\cos^2(\beta_2 + \beta_1)\sin^2\beta_0 - 8\beta_0\cos(\beta_2 + \beta_1)\sin\beta_0 + 4\sin^2(\beta_2 + \beta_1)\sin^2\beta_0}} = \end{aligned}$$

Cuối cùng ta có:

$$\rho = \frac{2r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{\beta_0^2 + \sin^2\beta_0 - 2\beta_0\cos(\beta_2 + \beta_1)\sin\beta_0}} \quad (12.31)$$

Các công thức (12.16), (12.23) cho ta tính toán góc δ và bán kính ρ trong trường hợp áp suất phân bố đều, trong trường hợp áp suất phân bố theo đường sin chúng ta dùng công thức (12.28) và (12.31) để tính. Từ công thức trên thấy rằng góc δ và bán kính ρ chỉ phụ thuộc vào các thông số kích thước của cơ cấu phanh (β_1, β_2, r_t) mà không phụ thuộc vào trị số của áp suất.

Nếu má phanh trước và má phanh sau hoàn toàn đối xứng với trục đứng (nghĩa là các thông số kích thước đều bằng nhau) thì góc δ và bán kính ρ của má trước và má sau đều như nhau mặc dầu áp suất trên hai má phanh phân bố theo cùng quy luật (phân bố đều hoặc theo đường sin), nhưng với trị số khác nhau.

Khi bố trí má phanh như trên hình 12.6b thì áp suất ở má phanh trước sẽ lớn hơn ở má phanh sau vì lực T_1 ở má phanh trước tăng cường cho sự phanh, còn lực T_2 ở má phanh sau lại giảm sự phanh (h.12.6b), nhưng góc δ và bán kính ρ ở hai má phanh có trị số như nhau.

b) Tính toán lực cần thiết tác dụng lên guốc phanh P_1 và P_2 :

Trong thực tế khi tính toán cơ cấu phanh, chúng ta cần xác định lực P_i tác dụng lên guốc phanh (h.12.6b) để đảm bảo tổng số mômen phanh sinh ra ở guốc phanh trước (M'_{p1} hoặc M'_{p2}) và guốc phanh sau (M''_{p1} hoặc M''_{p2}) bằng mômen phanh tính toán (M_{p1} hoặc M_{p2}) của mỗi cơ cấu phanh. Mômen phanh tính toán M_{p1} và M_{p2} được xác định trước theo công thức (12.5) hoặc (12.6). Sau đây chúng ta sẽ xét quan hệ giữa lực P_i và mômen phanh M'_{p1} và M''_{p1} (giả sử rằng chúng ta xét cơ cấu phanh ở cầu trước). Khi thiết kế cơ cấu phanh chúng ta chọn trước qui luật phân bố áp suất trên má phanh trên cơ sở chọn trước các thông số kết cấu (β_1, β_2, r_t) chúng ta tính được góc δ và bán kính ρ , nghĩa là xác định được hướng và điểm đặt lực N_1 .

Lực R_1 là lực tổng hợp của N_1 và T_1 . \vec{R}_1 tạo với \vec{N}_1 góc φ . Góc φ xác định như sau:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{T_1}{N_1} = \mu \quad (12.32)$$

Chọn $\mu = 0,3$ chúng ta sẽ xác định được góc φ nghĩa là xác định được hướng của \vec{R}_1 .

Góc φ ở má phanh trước và má phanh sau đều bằng nhau vì cùng một hệ số ma sát như nhau. Mômen phanh của cơ cấu phanh là:

$$M_{p1} = M'_{p1} + M''_{p1} = R_1 r_0 + R_2 r_0 = (R_1 + R_2) r_0 \quad (12.33)$$

ở đây: R_1, R_2 – lực tổng hợp ở má phanh trước và sau:

r_0 – bán kính, xem hình 12.6b.

Bán kính r_0 xác định theo công thức.

$$r_0 = \rho \sin \varphi = \rho \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} = \rho \frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}} \quad (12.34)$$

Trị số M_{p1} tính theo công thức (12.5), r_0 xác định theo công thức (12.34) từ đó chúng ta xác định tổng số lực $R_1 + R_2$ theo công thức sau:

$$R_1 + R_2 = \frac{M_{p1}}{r_0} \quad (12.35)$$

Muốn xác định riêng rẽ lực R_1 và R_2 chúng ta dùng phương pháp họa đồ bằng cách vẽ đa giác lực của guốc phanh trước và sau. Trên mỗi guốc phanh có ba lực tác dụng P_1, R_1, U_1 hoặc P_2, R_2, U_2 (trường hợp dẫn động bằng thủy lực thì lực P ở hai guốc phanh bằng nhau nếu ống xilanh làm việc cùng một đường kính). Guốc phanh trước và sau nằm ở vị trí cân bằng cho nên ba lực tác dụng phải gặp nhau tại tâm O' hoặc O'' (h.12.6b). Hướng lực P_1 và R_1 đã biết (trị số của chúng chưa biết), kéo dài chúng cho gặp nhau ở O' , nối O' với O_1 chúng ta được hướng lực U_1 . Cũng làm như vậy đối với guốc phanh sau chúng ta tìm được hướng lực U_2 . Sau đó xây dựng đa giác lực cho guốc phanh trước và guốc phanh sau với cùng một tỷ lệ nhất định (vì lực P_i ở hai guốc phanh bằng nhau: $P_1 = P_2 = P$, cho nên có thể lấy P làm một đơn vị chẳng hạn, điều này không nhất thiết, chủ yếu là đảm bảo tỷ lệ của hai đa giác lực ở hai guốc phanh như nhau). Trên cơ sở các đa giác lực vẽ được chúng ta tìm được tỷ số giữa lực R_1 và R_2 ($\frac{R_1}{R_2}$). Biết được tỷ số $\frac{R_1}{R_2}$ và biết được tổng số $R_1 + R_2$

theo công thức (12.35) chúng ta có thể xác định được từng trị số riêng rẽ R_1 và R_2 . Có R_1, R_2 chúng ta sẽ xác định được trị số của các lực P, U_1, U_2 .

Biết được lực P chúng ta có cơ sở để tính toán truyền động phanh. Ngoài ra lực P, U_1 và U_2 tạo điều kiện cho chúng ta tính toán sức bền các chi tiết của cơ cấu phanh.

Lực P mà chúng ta xác định theo phương pháp nêu trên sẽ đảm bảo cho cơ cấu phanh sinh ra mômen phanh yêu cầu M_{p1} ở cầu trước hoặc M_{p2} ở cầu sau. Nếu guốc phanh bị ép bằng cam thì lực P_1 và P_2 tác dụng lên hai guốc phanh sẽ khác nhau. Trong trường hợp này khi cam quay, hai guốc phanh sẽ dịch chuyển như nhau. Nếu ở thời gian đầu khe hở giữa má phanh và trống phanh ở guốc phanh trước có khác guốc phanh sau đi nữa thì qua một thời gian chạy rà áp suất tác dụng lên hai má phanh sẽ bằng nhau do dịch chuyển của hai guốc phanh như nhau. Vì áp suất ở hai má phanh bằng nhau cho nên lực $R_1 = R_2$. Như vậy khi guốc phanh bị ép bằng cam quay chúng ta có thể xác định ngay lực R_1 và R_2 .

$$R_1 = R_2 = \frac{M_{pl}}{2r_0} \quad (12.36)$$

Biết được trị số lực R_1 và R_2 , dựa vào các đa giác lực của guốc phanh trước và sau vẽ theo phương pháp trên chúng ta tìm được trị số lực P_1 , P_2 , U_1 và U_2 .

Trên kia chúng ta dùng phương pháp họa đồ để xác định lực P . Có thể dùng phương pháp giải tích để xác định quan hệ giữa lực P và mômen phanh như sau:

Xét cân bằng guốc phanh trước đối với tâm O ta có (h.12.6a):

$$U_x c - Pa = R_1 r_0 = M'_{pl} \quad (12.37)$$

ở đây: U_x – hình chiếu của lực U_1 trên trục $X_1 - X_1$ (h.12.6a);
 c, a – các kích thước, xem trên hình 12.6a.

Từ biểu thức (12.37) rút ra

$$U_x = \frac{M'_{pl} + Pa}{c} \quad (12.38)$$

Chiếu các lực tác dụng lên guốc phanh trước trên trục $X_1 - X_1$ ta có:

$$P \cos \alpha_0 + U_x - N_1 \cos \delta - T_1 \sin \delta = 0 \quad (12.39)$$

Thay trị số của U_x từ công thức (12.38) và thay $N_1 = \frac{M'_{pl}}{\mu \rho}$, $T_1 = \frac{M'_{pl}}{\rho}$ vào biểu thức

(12.39) chúng ta được biểu thức sau:

$$P \cos \alpha_0 + \frac{M'_{pl} + Pa}{c} - \frac{M'_{pl}}{\mu \rho} \cos \delta - \frac{M'_{pl}}{\rho} \sin \delta = 0 \quad (12.40)$$

Giải phương trình (12.40) đối với P ta được biểu thức sau:

$$M'_{pl} = \frac{\mu P \rho (c \cos \alpha_0 + a)}{c (\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho} \quad (12.41)$$

Tương tự như vậy, nếu xét cân bằng guốc phanh sau ta có:

$$M''_{pl} = \frac{\mu P \rho (c \cos \alpha_0 + a)}{c (\cos \delta - \mu \sin \delta) + \mu \rho} \quad (12.42)$$

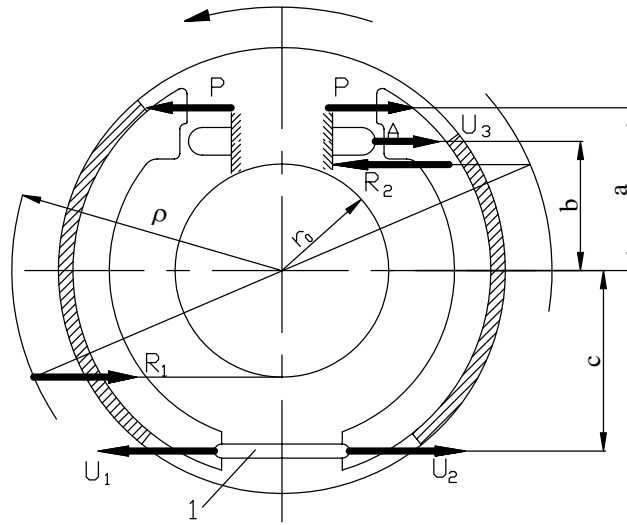
Công thức (12.41) và (12.42) dùng cho trường hợp guốc phanh dẫn động bằng chất lỏng. Khi guốc phanh dẫn động bằng cam thì lực $R_1 = R_2$, do đó $M'_{pl} = M''_{pl}$. Từ đó có thể rút ra biểu thức sau:

$$\begin{aligned} M_{pl} &= 2M'_{pl} = 2M''_{pl} = \\ &= 2 \frac{\mu P_1 \rho (c \cos \alpha_0 + a)}{c (\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho} = 2 \frac{\mu P_2 \rho (c \cos \alpha_0 + a)}{c (\cos \delta - \mu \sin \delta) + \mu \rho} \end{aligned} \quad (12.43)$$

ở đây: P_1, P_2 – lực tác dụng từ cam quay lên guốc phanh trước và sau, hai lực này có trị số khác nhau.

Tỷ số các lực P_1 và P_2 xác định như sau:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{c (\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho}{c (\cos \delta - \mu \sin \delta) + \mu \rho} \quad (12.44)$$



Hình 12.8 : Sơ đồ cơ cấu phanh tự cường hóa

Trên hình 12.8 trình bày cơ cấu phanh tự cường hóa. Ở cơ cấu phanh này hiệu quả phanh được tăng lên nhờ dùng lực ma sát giữa má phanh trước và trống phanh. Hai guốc phanh được nối với nhau bằng thanh trung gian 1. Như vậy, guốc phanh sau được ép vào trống phanh không những bằng lực P mà còn bằng lực U_2 có trị số bằng lực U_1 . Coi như guốc phanh và trống phanh hoàn toàn cứng chúng ta có thể xác định trị số ρ và r_0 theo phương trình (12.31) và (12.34). Nếu lực P và U_1 song song thì lực R_1 cân bằng các lực trên cũng phải song song và đồng thời lại tiếp tuyến với vòng tròn bán kính r_0 . Chúng ta sẽ có các phương trình sau:

$$R_1 = P + U_1; M'_{p1} = R_1 r_0 \quad (12.45)$$

Điều kiện cân bằng guốc phanh sau, khi $U_2 = U_1$ sẽ là:

$$R_2 = P + U_1 + U_3$$

Do đó mômen phanh ở guốc phanh sau:

$$M''_{p1} = R_2 \cdot r_0 \Rightarrow M''_{p1} = (R_1 + U_3) r_0 \quad (12.46)$$

So sánh công thức (12.46) với (12.45) chúng ta thấy trong trường hợp này mômen phanh ở guốc phanh sau lớn hơn ở guốc phanh trước.

Điều kiện cân bằng mômen của tất cả các lực tác dụng lên guốc phanh trước đối với điểm đặt lực U_1 là:

$$P(a + c) = R_1(c - r_0); R_1 = P \frac{a + c}{c - r_0}$$

$$U_1 = R_1 - P = P \frac{a + r_0}{c - r_0}$$

Từ đây

$$M'_{p1} = P \frac{a+c}{c-r_0} r_0 \quad (12.47)$$

Điều kiện cân bằng mômen của tất cả các lực tác dụng lên guốc phanh sau đối với điểm tựa A (h.12.8) sẽ là:

$$P(a-b) + R_2(b-r_0) = U_1(b+c)$$

$$R_2 = P \frac{(a+r_0)(b+c) - (a-b)(c-r_0)}{(c-r_0)(b-r_0)}$$

Biến đổi đi ta có:

$$M''_{p1} = P \frac{(a+c)(b+r_0)}{(c-r_0)(b-r_0)} r_0 \quad (12.48)$$

Công thức (12.48) và (12.47) cho chúng ta thấy rằng ở cơ cấu phanh tự cường hóa khi có lực P tác dụng, guốc phanh sau sẽ sinh ra mômen phanh M''_{p1} lớn hơn nhiều so với guốc phanh trước. Nếu góc β_1 và β_2 của má phanh trước khác với má phanh sau thì ρ và r_0 của hai guốc phanh cũng sẽ khác nhau.

Ở cơ cấu phanh tự cường hóa trình bày trên hình 12.8 hiệu quả phanh (mômen phanh) khi ô tô tiến và lùi đều như nhau.

3. Phanh êm dịu và ổn định của ô tô khi phanh (hiện tượng tự siết).

Phanh êm dịu và ổn định của ô tô khi phanh phụ thuộc vào sự phân bố đều lực phanh ở bánh xe phải và trái khi các bánh xe không bị gài cứng, vào sự ổn định của mômen phanh M_p đối với cơ cấu phanh đã có, khi hệ số ma sát thay đổi trong giới hạn có thể của nó (thường từ 0,28 đến 0,30) và vào khả năng bị siết của của cơ cấu phanh. Nếu mômen phanh ở các bánh xe phải và trái sai lệch so với mômen phanh tính toán khoảng 10 ÷ 15%, khi hệ số μ thay đổi thì độ ổn định của ô tô khi phanh (khi phanh không bị lệch hướng) vẫn đảm bảo dễ dàng được bằng cách giữ bánh lái. Trong quá trình phanh có thể xuất hiện hiện tượng tự siết. Hiện tượng tự siết xảy ra khi má phanh bị ép sát vào trống phanh chỉ bằng lực ma sát mà không cần tác động lực P của truyền động lên guốc phanh. Trong trường hợp như vậy, mômen phanh M_p đứng về phương diện lý thuyết mà nói sẽ tiến tới vô tận. Đối với guốc phanh trước (h.12.6a) hiện tượng tự siết sẽ xảy ra khi có điều kiện sau theo công thức (12.41):

$$c(\cos\delta + \mu\sin\delta) - \mu\rho = 0$$

Nghĩa là khi:

$$\mu = \frac{c \cos\delta}{\rho - c \sin\delta} \quad (12.49)$$

Bằng cách chứng minh đơn giản có thể thấy rằng khi xảy ra hiện tượng tự siết lực tổng hợp R_1 sẽ đi qua tâm quay O_1 của guốc phanh.

Nếu xét công thức (12.42) dùng cho guốc phanh sau, chúng ta thấy rằng mẫu số của nó không thể bằng số không được bởi vì luôn luôn đảm bảo $\rho > c \sin \delta$ và lực tổng hợp R_2 không thể đi qua tâm quay O_2 của guốc phanh sau được (h.12.6b). Vì thế guốc phanh sau khi làm việc không thuận chiều quay thì không bao giờ sinh ra hiện tượng tự siết.

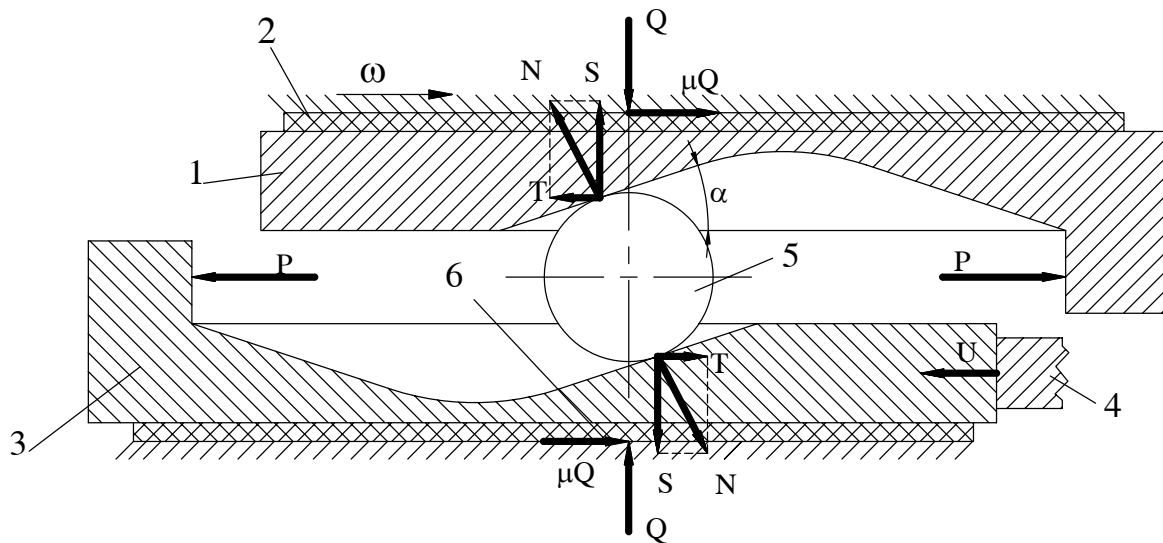
Ở guốc phanh tự cường hóa hiện tượng tự siết sẽ xảy ra khi $c = r_0$ hoặc $b = r_0$ (theo công thức 12.47 và 12.48) nghĩa là khi lực tổng hợp R_1 đi qua thanh ép trung gian hoặc khi lực tổng hợp R_2 đi qua điểm tựa A (h.12.8). Hiện tượng tự siết sẽ xảy ra khi:

$$\mu = \frac{b}{\sqrt{\rho^2 - b^2}} \text{ và } \mu = \frac{c}{\sqrt{\rho^2 - c^2}} \quad (12.50)$$

Cơ cấu phanh tự cường hóa có mômen phanh ít ổn định hơn khi hệ số ma sát μ thay đổi và có khả năng bị tự siết nhiều hơn so với cơ cấu phanh mà guốc có các điểm tựa cố định riêng rẽ. Cũng vì thế mà hiện nay cơ cấu phanh tự cường hóa không dùng trên ô tô du lịch.

Khi thiết kế cơ cấu phanh phải chú ý chọn các thông số kích thước thế nào để tránh xảy ra hiện tượng tự siết, có như thế phanh mới có thể êm dịu và ổn định được.

III. TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH ĐĨA.



Hình 12.9 : Sơ đồ tính toán cơ cấu phanh đĩa của ô tô

Trên hình 12.9 trình bày sơ đồ để tính cơ cấu phanh đĩa của ô tô. Lực P do ống xilanh làm việc sinh ra sẽ làm cho đĩa ép 3 xoay đi và tì vào ụ đỡ 4. Nhờ các hòn bi 5 chạy trên các rãnh nghiêng 6 cho nên hai đĩa ép 3 và 1 sẽ bị ép vào vỏ của cơ cấu phanh để tiến hành phanh.

Từ điều kiện cân bằng đĩa ép 1 ta có:

$$\begin{aligned} TR_b &= nPa + \mu QR_{tb} \\ Q &= S = T \cot \alpha \end{aligned} \quad (12.51)$$

Ở đây: T – thành phần của lực pháp tuyến N, thành phần này tác dụng song song với bề mặt làm việc của đĩa ép (h. 12.9)

R_b – khoảng cách từ tâm hòn bi đến đường trục của cơ cấu phanh (h.12.10)

n – số lượng ống xilanh làm việc

P – lực sinh ra của một ống xilanh làm việc

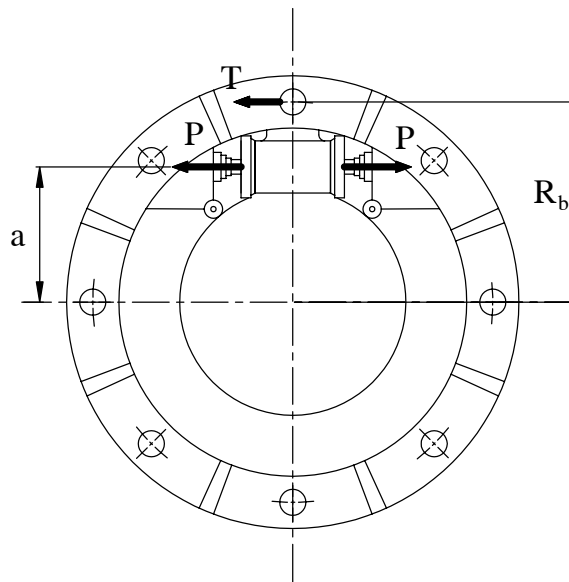
a – khoảng cách từ đường trục của cơ cấu phanh đến đường tâm ống xilanh làm việc (h.12.10)

μ - hệ số ma sát giữa má phanh (vòng ma sát) với vỏ của cơ cấu phanh

Q – lực ép sinh ra trên bề mặt ma sát

R_{tb} – bán kính trung bình của má phanh (vòng ma sát)

α - góc nghiêng đường lăn của hòn bi.



Hình 12.10 : Phanh đĩa với vỏ quay

Từ các công thức 12.51 rút ra:

$$Q = \frac{nPa}{R_b \tan \alpha - \mu R_{tb}} \quad (12.52)$$

Mômen phanh sinh ra cơ cấu phanh là:

$$M_p = p \mu QR_{tb} \quad (12.53)$$

Ở đây: p – số lượng đôi bề mặt ma sát, ở cơ cấu phanh đang tính p = 2

Thay trị số Q từ công thức 12.52 vào 12.53 ta có:

$$M_p = \frac{\rho \mu \cdot n P a R_{tb}}{R_b \operatorname{tg} \alpha - \mu R_{tb}} \quad (12.54)$$

Lực cần sinh ra trên một ống xilanh làm việc là:

$$P = \frac{M_p (R_b \operatorname{tg} \alpha - \mu R_{tb})}{\rho \mu n a R_{tb}} \quad (12.55)$$

Từ phương trình 12.55 ta thấy rằng muốn tránh hiện tượng tự siết thì:

$$R_b \operatorname{tg} \alpha - \mu R_{tb} > 0$$

từ đây:

$$\operatorname{tg} \alpha > \mu \frac{R_{tb}}{R_b} \quad (12.56)$$

Nếu $R_{tb} = R_b$ thì $\operatorname{tg} \alpha > \mu$

Ở ô tô hiện nay góc α nằm trong giới hạn $30^\circ \div 35^\circ$. Phanh đĩa có ưu điểm là hiệu quả phanh (mômen phanh) không phụ thuộc vào chiều quay của trống phanh và không có lực hướng kính tác dụng lên trục. Khác với phanh dải và phanh guốc ở phanh đĩa áp suất phân bố đều trên bề mặt của phanh cho nên các má phanh (vòng ma sát) của đĩa phanh hao mòn đều, thời gian làm việc của chúng lâu hơn. Dừng phanh đĩa có khả năng bịt kín tốt hơn cho nên tăng được thời hạn làm việc.

Nhược điểm của phanh đĩa là có lực chiều trục tác dụng lên trục của cơ cấu phanh (mặc dù lực này không lớn lắm) cho nên khi thiết kế cần phải chú ý đến các điểm tựa để nhận lực này.

IV. XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC CỦA MÁ PHANH (TẤM MA SÁT).

1. Phanh guốc.

Kích thước má phanh guốc chọn trên cơ sở đảm bảo công ma sát riêng, áp suất trên má phanh, tỉ số trọng lượng toàn bộ của ô tô trên diện tích toàn bộ của các má phanh và chế độ làm việc của phanh.

Công ma sát riêng L xác định trên cơ sở má phanh thu toàn bộ động năng của ô tô chạy với tốc độ trước khi phanh như sau:

$$L = \frac{G v_0^2}{2g F_\Sigma} \quad (\text{kNm/m}^2) \quad (12.57)$$

Ở đây:

G – trọng lượng toàn bộ của ô tô khi đầy tải (kN).

v_0 - Vận tốc của ô tô khi bắt đầu phanh (m/s);

g - gia tốc trọng trường ($g=9,81 \text{ m/s}^2$)

F_Σ - diện tích toàn bộ của má phanh ở tất cả các cơ cấu phanh của ô tô (m^2).

Trị số công ma sát riêng đối với các cơ cấu phanh hiện có khi phanh từ tốc độ cực đại đến khi dừng ô tô phải nằm trong giới hạn sau:

Ô tô du lịch: $4000 \div 15000 \text{ kNm/m}^2$

Ô tô vận tải: $3000 \div 7000 \text{ kNm/m}^2$

Thời hạn phục vụ của má phanh phụ thuộc ở công ma sát riêng. Công này càng lớn thì nhiệt độ phát ra khi phanh càng cao, trống phanh càng bị nóng nhiều và má phanh chóng hư hỏng.

Một chỉ tiêu nữa để đánh giá thời hạn làm việc của má phanh là áp suất trên bề mặt của má phanh. Từ công thức (12.20) có thể rút ra áp suất trên bề mặt má phanh như sau:

$$q_1 = \frac{M'_{p1}}{\mu b r_1^2 \beta_0} \quad (12.58)$$

Áp suất cho phép trên bề mặt má phanh phụ thuộc bởi nguyên liệu má phanh và trống phanh. Áp suất này thay đổi trong giới hạn rộng. Đối với các má phanh hiện nay dùng cho ô tô áp suất cho phép khi phanh với cường độ cực đại nằm trong giới hạn từ $1,5 \div 2,0 \text{ MN/m}^2$.

Hiệu quả phanh phụ thuộc khá nhiều bởi cách chọn góc ôm β_0 . Nếu β_0 quá lớn sẽ làm cho phân bố áp suất trên má phanh không đều.

Khi phanh với từng thời gian ngắn một thì mômen phanh sẽ tăng khi tăng β_0 , nhưng nếu β_0 tăng quá $100^\circ \div 120^\circ$ thì hiệu quả phanh hầu như không tăng gì cả. Nếu phanh thường xuyên theo chu kỳ thì mômen phanh sẽ giảm khi tăng góc β_0 do nhiệt độ của trống phanh tăng nhiều.

Đối với phanh guốc mà mỗi guốc có điểm cố định riêng rẽ góc ôm $\beta_0 = 90 \div 100^\circ$ là thích hợp, do đó tăng hiệu quả phanh và giảm hao mòn cho má phanh. Nếu lấy góc ôm $\beta_0 < 90^\circ$ thì má phanh hao mòn rất nhanh.

Thời hạn làm việc của má phanh còn được đánh giá bằng tỉ số p:

$$p = \frac{M}{F_\Sigma} \quad (\text{kg/m}^2) \quad (12.59)$$

M – khối lượng của ô tô (kg)

F_Σ - tổng số diện tích của bề mặt ma sát của các má phanh ở tất cả các cơ cấu phanh (m^2).

Tỷ số này cho phép như sau:

Ô tô du lịch $1,0 \div 2,0 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$

Ô tô hành khách $1,5 \div 2,5 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$

Ô tô vận tải $2,5 \div 3,5 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$

Đối với ô tô du lịch và vận tải trọng tải nhỏ và trung bình má phanh thường được gắn vào guốc phanh bằng đinh tán, còn ở ô tô vận tải tải trọng lớn dùng bulông để gắn. Khi dùng các phương pháp gắn như vậy thì cho phép má phanh mòn đến một nửa chiều dày ban đầu mới phải thay.

Hiện nay trên thế giới đã bắt đầu dùng nhựa dán để gắn má phanh vào guốc phanh. Ưu điểm của phương pháp này là có thể sử dụng má phanh cho đến khi mòn gần hết chiều dày mới phải thay. Khi gắn như thế phải đảm bảo độ bền không nhỏ hơn $5,0\text{MN/m}^2$ với giới hạn nhiệt độ -50° đến $+200^\circ\text{C}$.

2. Phanh đĩa.

Tính toán phanh đĩa giống như phương pháp tính toán ly hợp và ly hợp chuyển hướng

V. TÍNH TOÁN NHIỆT PHÁT RA TRONG QUÁ TRÌNH PHANH.

Trong quá trình phanh động năng của ô tô chuyển thành nhiệt năng ở trống phanh, và một phần thoát ra môi trường không khí. Phương trình cân bằng năng lượng lúc ấy có dạng sau:

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = m_t c \tau + F_t \int_0^t k \tau dt \quad (12.60)$$

Ở đây: G – trọng lượng của ô tô (N)

g – gia tốc trọng trường ($g=9,81 \text{ m/s}^2$)

v_1 và v_2 – tốc độ ban đầu và tốc độ cuối quá trình phanh (m/s)

m_t – khối lượng các trống phanh và các chi tiết liên quan với chúng bị nung nóng (kg)

c – nhiệt dung riêng của chi tiết bị nung nóng (J/kg độ) đối với thép và gang $c = 500 \text{ J/kg độ}$, còn đối với xilumin $c = 950 \text{ J/kg độ}$ trong khoảng nhiệt độ từ 273° đến 573° K .

τ – sự tăng nhiệt độ của trống phanh so với môi trường không khí ($^\circ\text{K}$)

F_t – diện tích làm mát của trống phanh (m^2)

K – hệ số truyền nhiệt giữa trống phanh và không khí ($\text{W/m}^2 1^\circ\text{K}$)

t – thời gian phanh (s)

Số hạng thứ nhất bên vế bên phải phương trình (12.60) là phần năng lượng làm nung nóng trống phanh, còn số hạng thứ hai là phần năng lượng truyền ra ngoài không khí.

Khi phanh ngắt ở thời gian ngắn, năng lượng truyền ra môi trường không khí coi như không đáng kể cho nên số hạng thứ hai có thể bỏ qua, trên cơ sở đó có thể xác định sự tăng nhiệt độ trống phanh trong khi phanh như sau:

$$\tau = \frac{G(v_1^2 - v_2^2)}{2gm_t c} \quad (12.61)$$

Sự tăng nhiệt độ của trống phanh với tốc độ của ô tô $v_1 = 8,33\text{m/s}$ cho đến khi dừng hoàn toàn ($v_2 = 0$) không được quá 15°K .

Khi phanh ngắt do thời gian phanh quá ngắn cho nên nhiệt độ sinh ra trong khi phanh không kịp làm nóng đều toàn bộ trống phanh. Vì vậy nhiệt độ trên bề mặt tiếp xúc của trống phanh với má phanh có thể vượt khá nhiều nhiệt độ trung bình tính theo công thức (12.61).

Nếu phanh nhiều lần liên tục thì số hạng thứ hai ở vế bên phải của phương trình (12.60) sẽ tăng lên.

Thí nghiệm trong điều kiện chạy ở thành phố cho biết rằng nhiệt độ trung bình của trống phanh ô tô du lịch là 323°K và khi phanh ngắt liên tục có thể lên đến 423°K .

Để đảm bảo điều kiện làm việc bình thường của cơ cấu phanh và để má phanh ít mòn cần đảm bảo thoát nhiệt tốt khi phanh. Muốn thoát nhiệt tốt cần phải tăng diện tích làm mát F_t của trống bằng cách làm các gân tản nhiệt. Thí nghiệm chứng tỏ rằng nhiệt độ của trống phanh có gân tản nhiệt thấp hơn khoảng $45 \div 65 \%$ so với trống không có gân. Khi thiết kế cơ cấu phanh phải đảm bảo thông gió tốt cho trống phanh. Điều này rất quan trọng để hạ nhiệt độ trống phanh vì trống phanh thường đặt ở trong lồng bánh. Để cho má phanh không bị nung nóng quá mức khi phanh, ở các dốc xuống dài nên dùng phương pháp phanh bằng động cơ.

B. TRUYỀN ĐỘNG PHANH

Trong phần này chúng ta sẽ xét ba loại truyền động phanh thường dùng: cơ khí, chất lỏng và khí.

Lực tác dụng lên bàn đạp phanh hoặc đòn điều khiển phanh cũng như hành trình của bàn đạp và đòn điều khiển phụ thuộc ở mômen phanh cần sinh ra và các thông số của truyền động phanh. Mômen phanh cực đại cần sinh ra đối với ô tô tính theo công thức (12.5) và (12.6).

Trên cơ sở tính được mômen phanh cực đại mà các cơ cấu phanh phải đảm bảo có thể xác định được lực P_1 cần ép lên các guốc phanh bằng phương pháp họa đồ hoặc bằng giải tích trình bày ở phần tính cơ cấu phanh. Từ đó chúng ta có cơ sở để tính toán truyền động phanh.

I. TRUYỀN ĐỘNG PHANH BẰNG CƠ KHÍ.

Trên hình 12.11 trình bày sơ đồ lực tác dụng và các thông số của các loại truyền động cơ khí.

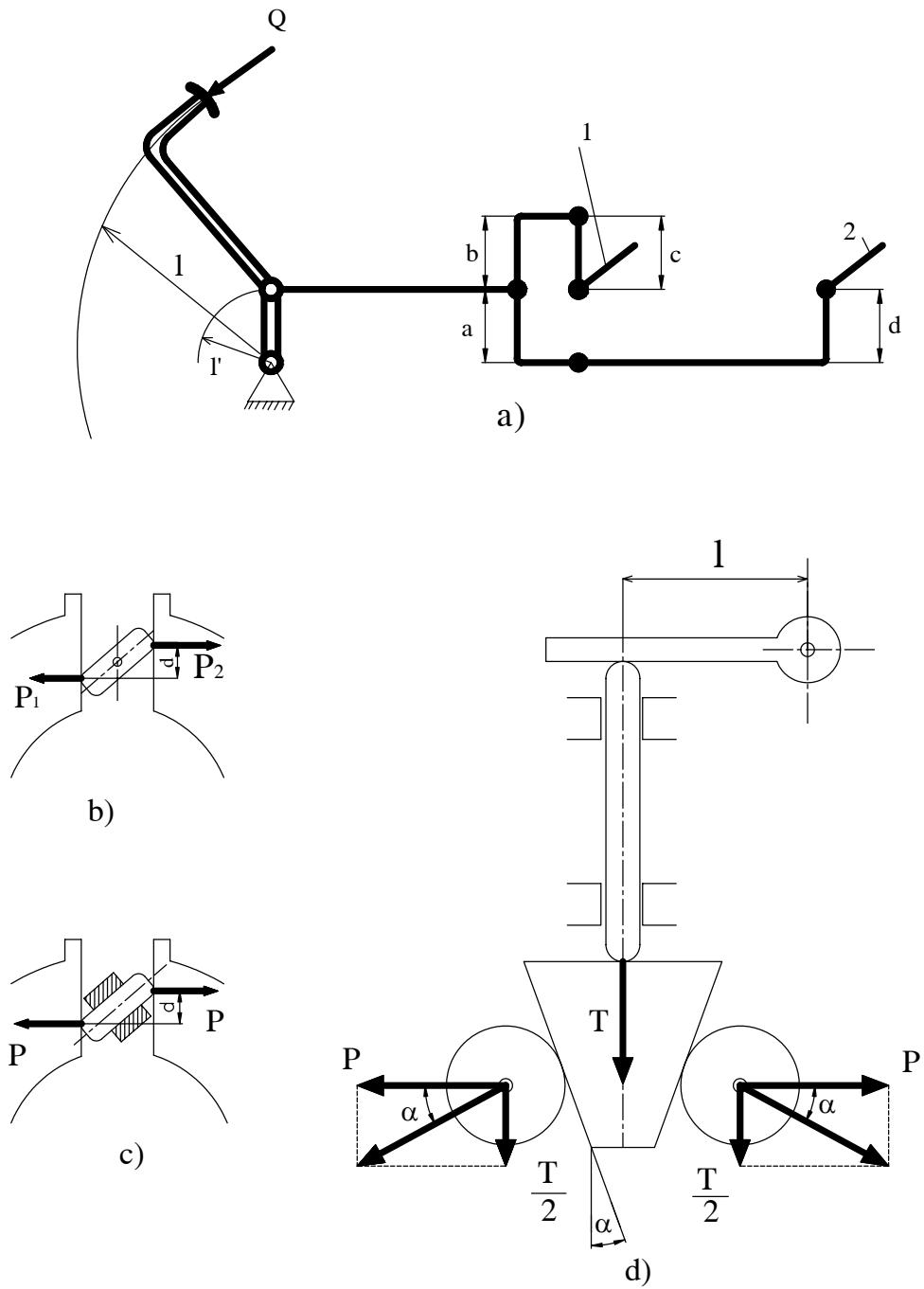
Đối với truyền động cơ khí mômen cần thiết M_t sinh ra trên trục quay để trực tiếp ép các guốc phanh phụ thuộc vào kết cấu của cơ cấu ép guốc phanh.

Đối với cơ cấu cam đơn giản và cam có các cánh tay đòn cố định (hình 12.11b) mômen M_t xác định như sau:

$$M_t = (P_1 + P_2) \frac{d}{2} \quad (12.62)$$

Ở đây: P_1, P_2 - lực ép cần thiết lên guốc phanh trước và sau, các lực này đã được xác định sau khi tính toán cơ cấu phanh.

d - cánh tay đòn (h.12.11b).



Hình 12.11 : Sơ đồ xác định lực tác dụng lên bàn đạp phanh với truyền động bằng cơ khí

Đối với cam cân bằng (h.12.11c)

$$M_t = Pd \quad (12.63)$$

Đối với cơ cấu loại chêm (h.12.11d)

$$M_t = 2Pltg\alpha \quad (12.64)$$

trong hai công thức trên đây:

P – lực ép lên guốc phanh, xác định được khi tính cơ cấu phanh.

d, l, α - các thông số kích thước và góc trình bày trên hình 12.11c, d.

Ở các cơ cấu ép loại cam lực ma sát rất lớn do đó tổn thất khi truyền động cũng lớn. Mômen M_1 và M_2 cần sinh ra ở trên các trục phanh trung gian để dẫn động được các cơ cấu phanh đằng trước và đằng sau tương ứng sẽ là:

$$M_1 = 2M_1' \quad M_2 = 2M_1'' \quad (12.65)$$

Ở đây: M_1' và M_1'' – mômen trên có các trục của cơ cấu ép trực tiếp các guốc phanh ở cơ cấu phanh đằng trước và đằng sau;

i' và i'' – tỷ số truyền của truyền động tính từ trục cơ cấu ép trực tiếp các guốc phanh đến trục phanh trung gian điều khiển cơ cấu phanh đằng trước và đằng sau (h. 12.11a)

Lực Q cần thiết tác dụng lên bàn đạp phanh sẽ là:

$$Q = \left(\frac{M_1}{c} + \frac{M_2}{d} \right) \frac{l'}{l} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (12.66)$$

Ở đây: M_1 và M_2 – các mômen xác định theo công thức 12.65 (Nm).

c, d, l', l – các thông số kích thước của truyền động phanh (h.12.11a)

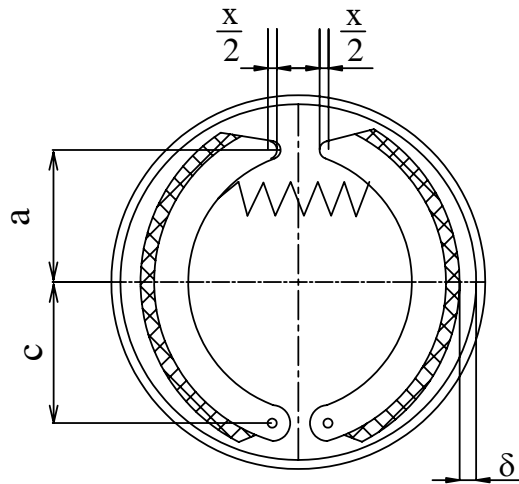
η – hiệu suất của truyền động cơ khí, khi tính toán có thể chọn $\eta = 0,8 \div 0,85$

Lực Q cực đại phải nằm trong giới hạn $650 \div 750$ N đối với ô tô du lịch và $750 \div 800$ N đối với ô tô vận tải. Sở dĩ lực tác dụng lên bàn đạp phanh có thể lấy lớn hơn nhiều so với lực tác dụng lên bàn đạp ly hợp là vì số lần phanh ngắt (phanh đột ngột với hiệu quả phanh cực đại) chỉ chiếm $5 \div 10\%$ số lần phanh nói chung.

Lực tác dụng lên đòn điều khiển phanh tay khi phanh ngắt với gia tốc chậm dần cực đại đã cho không được quá 350N.

Khi thiết kế truyền động phanh cần chú ý đảm bảo hành trình làm việc của bàn đạp. Hành trình làm việc phụ thuộc bởi tỷ số các cánh tay đòn cho phép l và l' . Tỷ số này bị hạn chế do điều kiện kết cấu với mục đích đảm bảo cho người lái điều khiển thuận lợi.

Hành trình cực đại của bàn đạp ô tô vận tải không được quá 180 mm và của ô tô du lịch không quá 150 mm. Trị số hành trình cực đại cho trên ứng với lúc má phanh bị mòn. Đối với hệ thống phanh điều chỉnh bình thường hành trình của bàn đạp khi phanh hoàn toàn chỉ chiếm $50 \div 60\%$ của hành trình cực đại.



Hình 12.12 : Sơ đồ tính hành trình dịch chuyển của guốc phanh

Hành trình dịch chuyển x hai đầu trên của các guốc phanh (h.12.12) có thể tính theo công thức sau:

$$x = \frac{2(\sigma + \lambda)(a + c)}{c} \quad (12.67)$$

Ở đây: δ - khe hở hướng kính trung bình giữa má phanh và trống phanh khi thả bàn đạp phanh ở vị trí tự do.

λ - độ mòn hướng kính cho phép của má phanh

a, c - các kích thước của guốc phanh (h.12.12)

Xác định được trị số x theo công thức (12.67) có thể xác định góc quay của cam ép và do đó xác định được hành trình của bàn đạp ở truyền động loại cơ khí. Trong thực tế hành trình của bàn đạp sẽ lớn hơn hành trình tính theo lý thuyết độ 30 ÷ 40% do có các khe hở ở các khớp nối và do biến dạng các chi tiết của truyền động cơ khí.

Hành trình của đòn điều khiển phanh tay không được quá 220mm đối với ô tô vận tải và 160 mm đối với ô tô du lịch.

II. TRUYỀN ĐỘNG PHANH BẰNG CHẤT LỎNG (DẦU).

1. Truyền động phanh một dòng.

Truyền động phanh một dòng được dùng rộng rãi trên các ô tô hiện nay vì kết cấu của nó đơn giản hơn.

Khi tính toán truyền động phanh bằng chất lỏng trước tiên cần xác định kích thước ống xilanh làm việc (nằm ở cơ cấu phanh) trên cơ sở xác định được lực ép P lên các guốc phanh và chọn áp suất làm việc cực đại của hệ thống truyền động thủy lực.

Đường kính trong d của ống xilanh làm việc xác định theo công thức sau (h.12.1):

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi p_i}} \quad (\text{m}) \quad (12.68)$$

Ở đây: P – lực cần thiết ép lên guốc phanh (kN)

p_i – áp suất cực đại cho phép trong hệ thống phanh (kN/m^2). Áp suất này cho phép trong giới hạn $p_i = 5000 \div 8000 \text{ kN/m}^2$.

Trong một vài kết cấu của truyền động phanh bằng thủy lực áp suất trong hệ thống lên đến 10^4 kN/m^2 . Áp suất càng lớn thì hệ thống còn gọn gàng hơn về kích thước, nhưng yêu cầu về các ống dẫn lại khắc khe hơn nhất là các ống dẫn bằng cao su và các chỗ nối ghép.

Tính được d theo công thức (12.68) cần kiểm tra lại khả năng bố trí ống xilanh làm việc trong cơ cấu phanh, vì khoảng không gian để bố trí ống xilanh này tương đối chật hẹp.

Lực Q tác dụng lên bàn đạp để tạo nên áp suất đã chọn trong hệ thống xác định theo công thức sau (h.12.1)

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} p_i \frac{l'}{l} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (\text{kN}) \quad (12.69)$$

Ở đây: D – đường kính của xilanh phanh chính (m) (h.12.1)

p_i – áp suất đã chọn của hệ thống (kN/m^2)

l', l – kích thước của bàn đạp (m) (h.12.1)

η – hiệu suất truyền động thủy lực, khi tính toán chọn bằng 0,92

Lực Q cho phép cũng lấy như ở trường hợp tính truyền động phanh loại cơ khí

Nếu lực Q tính ra khá lớn thì có thể dùng cường hóa để giảm bớt.

Hành trình toàn bộ của bàn đạp đối với truyền động phanh bằng thủy lực được tính trên cơ sở bỏ qua biến dạng đàn hồi của truyền động thủy lực và trên cơ sở tính thể tích chất lỏng cần ép ra khỏi ống xilanh chính.

Đối với ô tô hai cầu có cơ cấu phanh đặt ở tất cả các bánh xe hành trình bàn đạp h tính theo công thức sau:

$$h = \left(\frac{2d_1^2 x_1 + 2d_2^2 x_2}{D^2} \eta_{ng} + \delta_0 \right) \frac{1}{l'} \quad (12.70)$$

Ở đây: d_1 và d_2 – đường kính xilanh làm việc ở cơ cấu phanh của bánh trước và bánh sau

x_1 và x_2 – hành trình pittông của các xilanh làm việc ở cơ cấu phanh trước và sau.

δ_0 – khe hở giữa pittông của xilanh chính và thanh đẩy nối với bàn đạp (h.12.1).

Khe hở này cần thiết để đảm bảo nhả phanh được hoàn toàn khi thôi tác dụng vào bàn đạp phanh, khe hở này lấy từ 1,5 ÷ 2,0 mm

D – đường kính xilanh chính

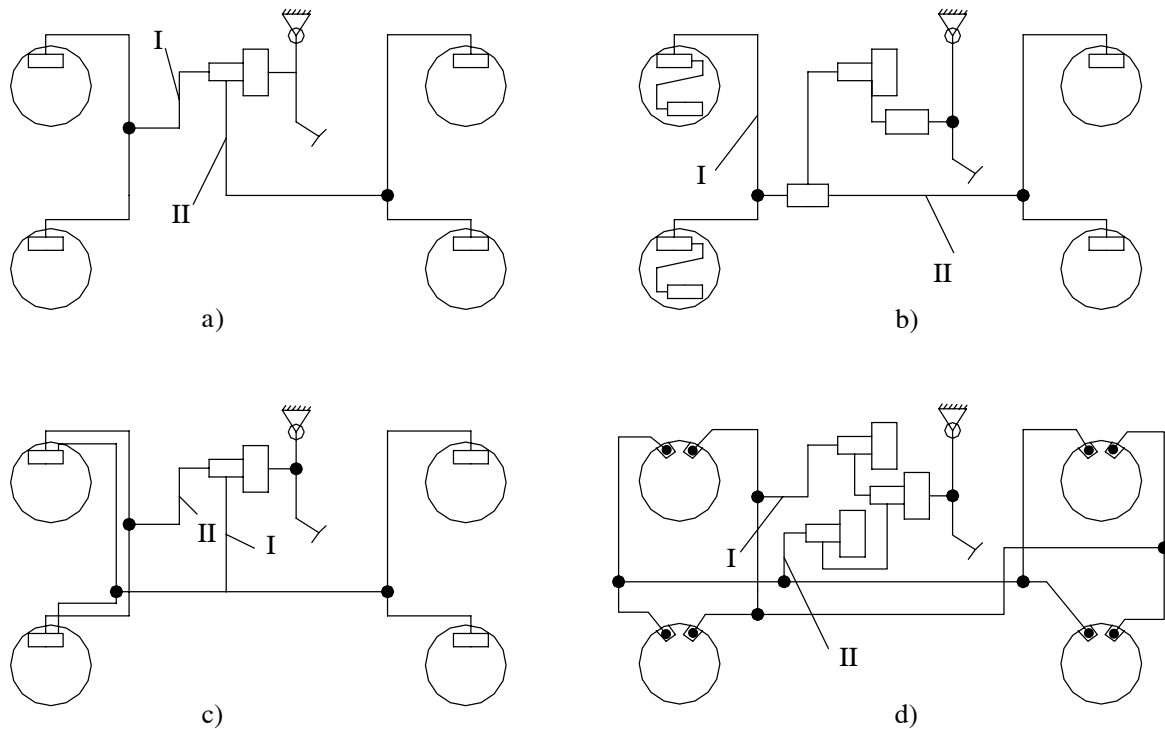
l, l' – kích thước của bàn đạp (h.12.1)

η_{ng} – hệ số bổ sung, tính đến trường hợp phanh ngắt thể tích của truyền động thủy lực tăng lên, $\eta_{ng} = 1,05 \div 1,10$

Hành trình bàn đạp cho phép chọn giống như trị số đã cho đối với truyền động cơ khí.

Đối với truyền động phanh bằng thủy lực các đường ống dẫn bằng cao su chiếm vai trò rất quan trọng để đảm bảo hành trình cho phép của bàn đạp. Đường ống dẫn bằng cao su phải có độ cứng nhất định để chịu được áp suất cao mà không bị biến dạng.

2. Truyền động phanh hai dòng.



Hình 12.13 : Sơ đồ truyền động phanh 2 dòng riêng rẽ

Để tăng độ an toàn làm việc của hệ thống phanh, ngày nay một số xe có trang bị truyền động phanh hai dòng có một cơ cấu điều khiển chung – bàn đạp phanh (hình 12.13)

Truyền động phanh hai dòng có thể làm theo nhiều sơ đồ khác nhau với mục đích đảm bảo tính ổn định và tính lái cực đại của ô tô. Đối với sơ đồ hình 12.13a,b; khi bị hỏng truyền động ở dòng 1 hoặc dòng 2 thì ô tô được phanh tương ứng hoặc bằng bánh xe sau hoặc bằng bánh xe trước.

Đối với sơ đồ ở hình 12.13c, khi dòng 2 bị hỏng thì tất cả các bánh xe vẫn được phanh nhưng hiệu quả phanh của các bánh xe trước có giảm hơn. Còn khi hỏng dòng 1 thì chỉ có các bánh xe trước được phanh, sơ đồ này chỉ được dùng ở một số ô tô du lịch của các nước phương Tây (BMW, NSU, v.v...), ở sơ đồ h.12.13d khi hỏng một dòng nào thì chỉ làm giảm hiệu quả phanh, còn quá trình phanh vẫn tiến hành ở tất cả các bánh xe. Sơ đồ trên được sử dụng ở ô tô ZIL -114.

III. TRUYỀN ĐỘNG PHANH BẰNG KHÍ.

Truyền động phanh bằng khí dùng ở ô tô vận tải cỡ trung bình và lớn. Truyền động phanh bằng khí gồm có các cụm chủ yếu như: máy khí nén, van điều chỉnh áp suất, bình chứa khí nén, van phân phối, các ống dẫn, bầu phanh.

1. Máy nén khí.

Máy nén khí có nhiệm vụ tạo thành khí nén dưới một áp suất nhất định để cung cấp cho hệ thống, ở ô tô thường dùng máy nén khí loại pittông, ít khi dùng loại quay tròn. Thường các máy nén khí của ô tô cung cấp khí nén từ 500 ÷ 800kN/m². Dẫn động máy nén thường bằng dây cuaroa, xích hoặc ly hợp lấy công suất từ một trục nào đấy của động cơ.

Năng suất của máy nén khí Q xác định theo công thức:

$$Q = \frac{i\pi d^2 S n \eta_v}{4000} \quad (\text{l/ph})$$

Ở đây: i – số lượng xilanh của máy nén khí ;

d – đường kính của xilanh (cm)

S – hành trình pittông (cm)

n – số vòng quay của trục máy nén (vg/ph)

η_v - hiệu suất truyền khí của máy nén, đối với máy nén khí dùng trên ô tô

$$\eta_v = 0,50 \div 0,75$$

Số lượng xilanh có thể từ một đến bốn và thường đặt thẳng hàng, ít khi đặt theo chữ V . Máy nén một xilanh dùng cho ô tô tải trọng nhỏ (đến 30 kN). Máy nén 2 xilanh được sử dụng rộng rãi nhất, cụ thể nó dùng cho ô tô tải trọng từ 40 đến 400 kN.

Năng suất của máy nén khí đặt trên ô tô hiện nay nằm trong khoảng 60 ÷ 250l/ph và năng suất thường chỉ ở số vòng quay của máy nén khí là 1250vg/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 của không 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 ô tô tùy theo số nguồn tiêu thụ khí nén. Thời gian còn lại nên để cho máy nén chạy không tải để tăng tuổi thọ làm việc.

Công suất tiêu hao cho máy nén khí vào khoảng 0,50 ÷ 2,2 kW tùy theo năng suất của máy nén.

2. Van điều chỉnh áp suất.

Van điều chỉnh áp suất có nhiệm vụ giữ cho áp suất trong hệ thống ở mức quy định.

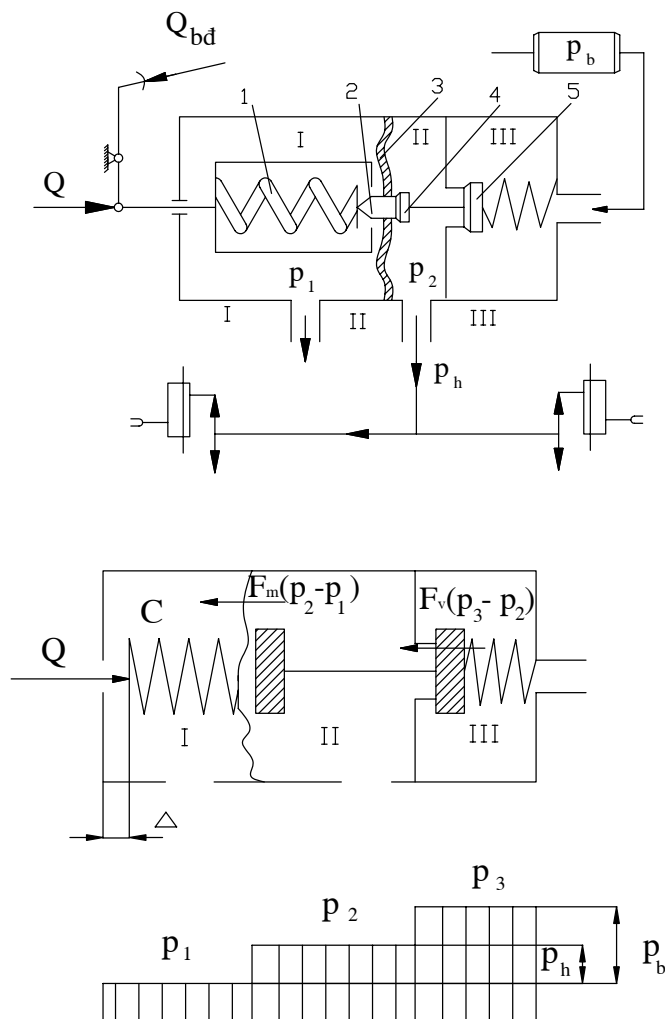
Van điều chỉnh áp suất được thiết kế theo kiểu ống áp suất hoặc theo kiểu hòn bi.

Van điều chỉnh có thể có những kết cấu khác nữa như loại màng chẳng hạn.

3. Bình chứa khí nén.

Bình chứa khí nén chế tạo bằng cách hàn thép lá, bên ngoài và bên trong có sơn để chống gỉ. Các bình thường được bố trí ở vị trí thấp nhất của hệ thống để cho nước có thể ngưng tụ lại và nhờ van đặt ở dưới đáy bình mà nước có thể thoát ra ngoài. Bình chứa được thử bằng phương pháp thủy lực với áp suất $1,2 - 1,4 \text{ MN/m}^2$. Dung tích của mỗi bình chứa thường từ 20 đến 35l. Dung tích và số lượng bình tùy thuộc ở lượng không khí cần cung cấp cho hệ thống và năng suất của máy nén khí. Dự trữ không khí nén trong các bình phải đảm bảo phanh được vài lần sau khi máy nén khí ngừng làm việc.

4. Van phân phối.



Hình 12.14 : Sơ đồ để tính van phân phối

Van phân phối dùng để đóng mở hệ thống phanh (cung cấp khí nén hoặc ngừng cung cấp) theo yêu cầu của người lái.

Van phân phối là bộ phận rất quan trọng của truyền động phanh bằng khí, nó đảm bảo độ nhạy của truyền động và quá trình phanh được tốt.

Van phân phối có thể làm theo loại màng hoặc loại pittông.

Các bộ phận làm việc của truyền động phanh bằng khí tính toán với áp suất cực đại là $0,55\text{MN/m}^2$, còn của rơmooc là $0,45\text{MN/m}^2$.

Trên hình 12.14 trình bày sơ đồ tính toán van phân phối.

Van phân phối đảm bảo cho áp suất không khí trong dẫn động tỉ lệ thuận với lực tác dụng lên bàn đạp. Điều kiện cân bằng cơ cấu tùy chọn: van, màng và lò xo thể hiện như sau (không kể ma sát và các lò xo phụ).

$$Q = \Delta C = F_m (p_2 - p_1) + F_v (p_3 - p_2)$$

Lực trên bàn đạp phanh tỉ lệ thuận với chuyển dịch của bàn đạp, nghĩa là hiện tượng tùy động tiến hành theo chuyển dịch.

$$\text{Bởi vì } Q = Q_{bd} i_{bd} = \Delta C \Rightarrow Q_{bd} = \frac{\Delta C}{i_{bd}}$$

$$\text{Do } \Delta = \frac{S_{bd}}{i_{bd}} \text{ cho nên } Q_{bd} = S_{bd} \frac{C}{i_{bd}^2}$$

Ở đây : C – độ cứng của lò xo

Q_{bd} – lực tác dụng lên bàn đạp

i_{bd} – tỷ số truyền của bàn đạp

S_{bd} – hành trình của bàn đạp

Δ – độ dịch chuyển của lò xo

F_m, F_v – diện tích của màng và của van

p_1 – áp suất của không khí

p_2, p_3 – áp suất sau và trước van

Từ đây : $Q_{bd} i_{bd} = F_m p_h + F_v (p_3 - p_2)$.

Ở đây : $p_h = p_2 - p_1$ – áp suất trong hệ thống ;

$p_b = p_3 - p_2$ – áp suất trong bình chứa khí nén.

$$p_h = \frac{1}{F_m} [Q_{bd} i_{bd} - F_v (p_3 - p_2)]$$

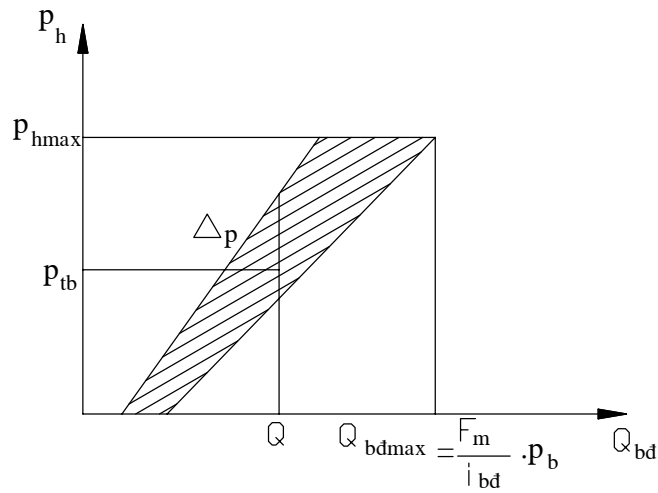
Có thể coi gần đúng.

$$p_{hmax} = Q_{bd} \frac{i_{bd}}{F_m} = p_b$$

$$p_h = K_t Q_{bd}$$

Ở đây : K_t - hệ số tùy động tương ứng với hệ số trợ lực K

$$K_t \approx \frac{i_{bd}}{F_m}$$



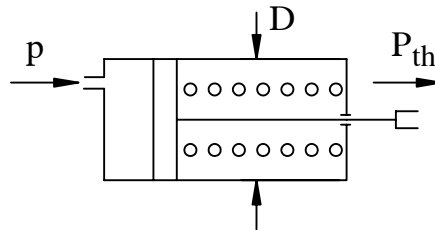
Hình 12.15 : Đường đặc tính của van phân phối.

Đường đặc tính của van phân phối được trình bày trên hình 12.15.

Độ nhạy của các van hiện nay vào khoảng $\Delta p = 0,05 \text{ MN/m}^2$ và được kiểm tra ở áp suất $p_{tb} = 0,3 \text{ MN/m}^2$.

5. Bầu phanh.

Bầu phanh có nhiệm vụ tạo thành lực ép lên thanh đẩy để dịch chuyển cam quay của cơ cấu phanh.



Hình 12.16 : Kết cấu bầu phanh loại pittông

Lực tác dụng lên thanh đẩy của bầu phanh tính theo công thức:

$$P_{th} = p \frac{\pi D^2}{4} \eta_1 \eta_2 \quad (\text{N}) \quad (12.71)$$

Ở đây: p - áp suất trong bầu phanh (N/m^2) thông thường $p = 0,4 \div 0,55 \text{ MN/m}^2$

D - đường kính làm việc của màng hoặc pittông (m)

η_1 - hệ số tính đến độ nạp không khí nén vào bầu phanh; $\eta_1 = 1$.

η_2 - hiệu suất cơ học của bầu phanh; $\eta_2 = 0,95$.

Lò xo của bầu phanh thường có độ cứng khoảng $1500 \div 3500 \text{ N/m}$. Lực ép của lò xo thường vào khoảng $80 \div 150 \text{ N}$. Lò xo này không nên có độ cứng lớn quá vì sẽ mất nhiều công để thắng sự biến dạng của nó.

Lực P_{th} tác dụng lên thanh đẩy phải đủ để tạo lên cam quay của cơ cấu phanh các lực P_1 và P_2 theo yêu cầu, để có thể ép các guốc phanh vào trống và sinh ra mômen phanh cần thiết.

IV. BỘ ĐIỀU HÒA LỰC PHANH VÀ BỘ CHỐNG HẮM CỨNG.

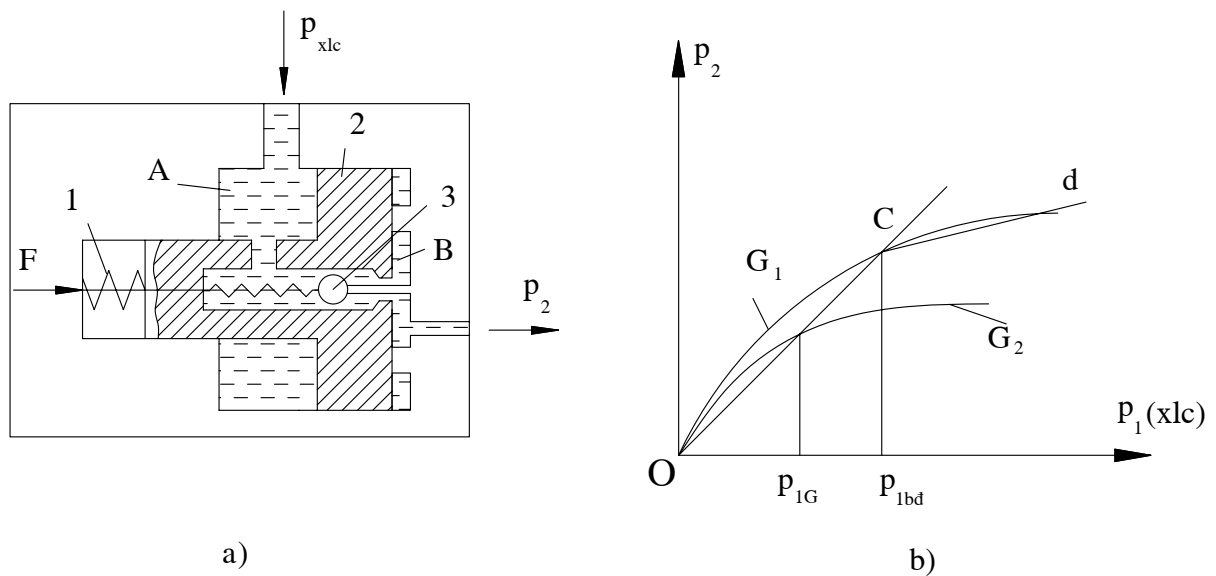
1. Bộ điều hòa lực phanh.

Trên ô tô có dẫn phanh bằng chất lỏng được đặt bộ điều hòa lực phanh theo một hoặc hai thông số. Thường ở dẫn động phanh của các bánh xe sau của ô tô có đặt van để giảm áp suất đường ống đến các phanh sau tùy theo áp suất của xilanh chính. Thời điểm bắt đầu làm việc của van (áp suất cắt) có thể cố định và chỉ phụ thuộc vào áp suất đã định ở xilanh chính, hoặc có thể thay đổi tùy theo lực phanh và tải trọng của ô tô (bộ điều hòa hai thông số).

Bộ điều hòa làm việc theo một thông số có kết cấu đơn giản hơn cả và ổn định trong sử dụng, nhưng phạm vi sử dụng của chúng hạn chế ở những ô tô mà tải trọng thay đổi không lớn lắm trong khi sử dụng. Kết cấu của bộ điều hòa như thế trình bày ở hình 12.17. Bộ điều hòa gồm có pittông 2, lò xo 1 và van 3. Buồng A được nối với xilanh chính còn buồng B nối với cơ cấu phanh ở các bánh xe sau. Diện tích làm việc q_1 của pittông ở buồng A (ở phía chất lỏng đi vào) nhỏ hơn diện tích q_2 ở buồng B (ở phía chất lỏng đi ra). Ở trạng thái ban đầu pittông 2 được ép vào thành của buồng B bởi lò xo 1 và như thế cả hai buồng được thông với nhau qua van được mở 3.

Khi trong xilanh chính có áp suất thấp thì chất lỏng sẽ đi vào các đường ống dẫn động phanh ở bánh xe sau một cách tự do. Hiệu số lực sinh ra trên các bề mặt khác nhau của pittông không đủ để thắng lực F của lò xo 1, bởi vậy pittông sẽ nằm ở vị trí như cũ khi van 3 mở. Vì thế áp suất chất lỏng ở trong dẫn động các phanh ở bánh xe sau bằng áp suất ở trong xi lanh chính, nghĩa là bằng áp suất ở trong dẫn động đến các phanh ở bánh trước $p_1 = p_2$.

Khi áp suất trong dẫn động đạt áp suất bắt đầu tác dụng p_{1bd} của bộ điều hòa thì pittông 2 thắng lực lò xo 1 sẽ dịch chuyển và van 3 bị đóng. Từ thời điểm này áp suất p_2 trong dẫn động phanh ở các bánh xe sau sẽ nhỏ hơn áp suất p_1 trong dẫn động các phanh ở các bánh xe trước mặc dù áp suất này tỉ lệ thuận với sự tăng áp suất ở xilanh chính p_{xlc} (đường thẳng cd trên hình 12.17)



Hình 12.17 : Bộ điều hòa lực phanh với áp suất bắt đầu tác dụng không đổi.
a) Sơ đồ kết cấu b) Đường đặc tính tĩnh

Phương trình thể hiện sự liên quan áp suất p_1 và p_2 như sau:

$$p_2 = Ap_1 + B.$$

ở đây: $A \approx \frac{q_1}{q_2}$ - tỉ số giữa diện tích bề mặt nhỏ q_1 và lớn q_2 của pittông

$$B = \frac{F}{q_2}$$

Các hệ số A và B là cố định đối với từng loại bộ điều hòa và chúng được chọn khi thiết kế hệ thống phanh.

Áp suất bắt đầu tác dụng p_{1bd} của bộ điều hòa phụ thuộc bởi lực F của lò xo và hiệu số diện tích các bề mặt của pittông.

$$p_{1bd} = \frac{F}{q_2 - q_1}$$

Bộ điều hòa lực phanh làm việc ở chế độ động theo hai thông số có thể thiết kế trên cơ sở bộ điều hòa nói trên, chỉ khác một điều là bộ phận đàn hồi của bộ điều hòa được bố trí như thế nào để cho lực tác dụng lên pittông của bộ điều hòa thay đổi tỷ lệ thuận với tải trọng thẳng đứng tác dụng lên trục sau của ô tô.

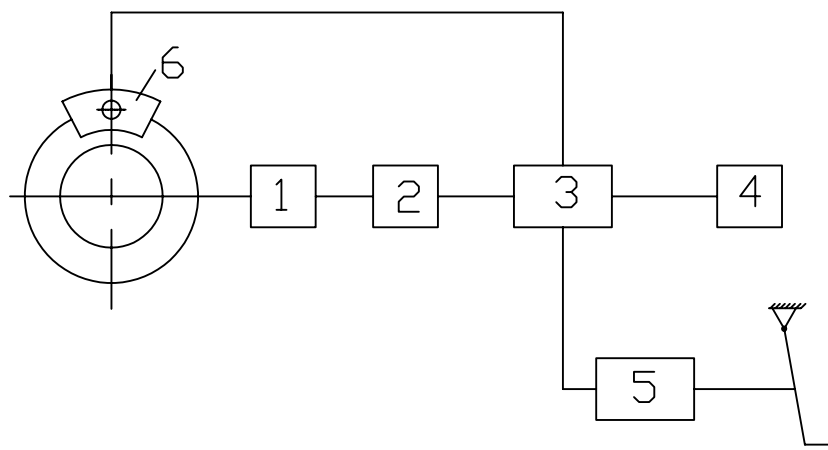
Đường đặc tính tĩnh của bộ điều hòa làm việc theo một thông số trình bày ở hình 12.17b. Đoạn OC ứng với lúc bộ điều hòa chưa làm việc, nghĩa là áp suất $p_1 = p_2$. Điểm C ứng với thời điểm bộ điều hòa bắt đầu làm việc và đường thẳng Cd ứng với lúc bộ điều hòa làm việc. Đường cong liền nét là đường đặc tính lý thuyết của bộ điều hòa. Từ hình vẽ

thấy rằng ở giai đoạn đầu thì đường đặc tính lý thuyết không trùng với đường đặc tính của bộ điều hòa một thông số, còn ở giai đoạn sau thì đường đặc tính lý thuyết gần trùng với đường đặc tính thực tế (đoạn Cd).

2. Bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh

Để đảm bảo hiệu quả phanh cao cần tiến hành quá trình phanh ở giới hạn hãm các bánh xe, nghĩa là các bánh xe trong quá trình phanh không bị trượt lết; vì thế trên ô tô có trang bị hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh.

Sơ đồ của hệ thống chống hãm cứng trình bày trên hình 12.18. Hệ thống gồm có bộ cảm biến 1, bộ phận điều khiển 2, cơ cấu thực hiện 3, nguồn năng lượng 4. Bộ cảm biến 1 sẽ nhạy cảm với thông số được chọn để điều khiển (tốc độ trượt của bánh xe) và truyền tín hiệu đến bộ điều khiển 2. Bộ phận điều khiển sẽ xử lý các tín hiệu của bộ nhạy cảm và truyền lệnh đến cơ cấu thực hiện 3, để tiến hành việc giảm hoặc tăng áp suất trong dẫn động phanh. Chất lỏng được truyền từ xilanh chính 5 qua cơ cấu thực hiện 3 đến các xilanh bánh xe 6 để ép các guốc phanh. Nguồn năng lượng 4 đảm bảo cho cơ cấu thực hiện có thể tiến hành điều khiển quá trình phanh.



Hình 12.18 : Sơ đồ hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh

CHƯƠNG XIII

HỆ THỐNG LÁI

I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.

1. Công dụng.

Hệ thống lái dùng để thay đổi phương chuyển động của ô tô nhờ quay các bánh dẫn hướng cũng như để giữ phương chuyển động thẳng hay chuyển động cong của ô tô khi cần thiết.

Muốn quay vòng ô tô phải có mômen quay vòng. Mômen này có thể phát sinh nhờ các phản lực bên khi quay bánh dẫn hướng.

2. Phân loại.

a) Theo cách bố trí vô lăng chia ra:

- Hệ thống lái với vô lăng bố trí bên trái (khi chiều thuận chuyển động theo luật đi đường là chiều phải như ở các nước trong phe xã hội chủ nghĩa, các nước Pháp, Mỹ v.v...)
- Hệ thống lái với vô lăng đặt bên phải (khi chiều thuận chuyển động là chiều trái như ở các nước Anh, Nhật, Thụy Điển).

b) Theo kết cấu của cơ cấu lái chia ra:

+ Loại cơ khí gồm có :

- Trục vít bánh vít (với hình rẽ quạt răng hay con lăn)
- Trục vít đôn quay (với một hay hai ngỗng trên đôn quay)
- Thanh khóa
- Liên hợp (trục vít êcu và đôn quay hay trục vít êcu và thanh khóa – rẽ quạt răng).

+ Loại thủy lực

c) Theo kết cấu và nguyên lý làm việc của bộ trợ lực chia ra:

- Loại trợ lực thủy lực
- Loại trợ lực khí (gồm cả cường hóa chân không),
- Loại trợ lực điện
- Loại trợ lực cơ khí

3. Yêu cầu.

Yêu cầu đối với hệ thống lái là :

- Quay vòng ô tô thật ngọt trong một thời gian rất ngắn trên một diện tích rất bé.
- Lái nhẹ, tức là lực cần thiết để quay vành tay lái phải nhỏ.

- Động học quay vòng đúng, các bánh xe của tất cả các cầu phải lăn theo những vòng tròn đồng tâm (nếu điều kiện này không đảm bảo lốp sẽ trượt trên đường nên chóng mòn và công suất sẽ mất mát để tiêu hao cho lực ma sát trượt).

- Người lái ít tốn sức, đủ cảm giác để quay vòng tay lái và hệ thống lái đủ sức ngăn cản va đập của các bánh dẫn hướng lên vành tay lái (người lái đỡ mệt).

- Ô tô chuyển động thẳng phải ổn định.

- Đặt cơ cấu lái trên phần được treo (để kết cấu của hệ thống treo bánh trước không ảnh hưởng đến động học của cơ cấu lái).

II. TỈ SỐ TRUYỀN CỦA HỆ THỐNG LÁI.

Trong hệ thống lái có các tỉ số truyền sau:

- Tỉ số truyền của cơ cấu lái i_0

- Tỉ số truyền của dẫn động lái i_d .

- Tỉ số truyền theo góc của hệ thống lái i_g .

- Tỉ số truyền lực của hệ thống lái i_l .

1. Tỉ số truyền của cơ cấu lái i_0 .

Tỉ số của góc quay của vô lăng chia cho góc quay của đòn quay đứng. Tùy theo cơ cấu lái i_0 có thể không đổi hoặc thay đổi. Ở loại cơ cấu lái có tỉ số truyền thay đổi, tỉ số truyền có thể tăng hay giảm khi quay vành tay lái ra khỏi vị trí trung gian.

Đối với ô tô du lịch cần ứng dụng loại cơ cấu lái có tỉ số truyền thay đổi. Tỉ số truyền này có giá trị cực đại khi vành tay lái ở vị trí trung gian. Như vậy đảm bảo được ô tô chuyển động ở vận tốc cao an toàn hơn, vì khi vành tay lái quay đi một góc bé sẽ làm cho bánh dẫn hướng quay ít. Ngoài ra khi ô tô chạy ở tốc độ cao, sự ổn định của bánh dẫn hướng ảnh hưởng đến hệ thống lái cao; tỉ số truyền thay đổi sẽ làm cho tay lái nhẹ người lái đỡ mệt.

Ở các ô tô có khả năng thông qua lớn cũng sử dụng cơ cấu lái có tỉ số truyền thay đổi nhưng giá trị cực tiểu của tỉ số truyền lại ứng với vị trí trung gian của vành tay lái. Bố trí tỉ số truyền như vậy là hợp lý nhất vì nó đảm bảo cho tay lái nhẹ khi ô tô cần chuyển động linh hoạt.

2. Tỉ số truyền của dẫn động lái i_d .

Nó phụ thuộc vào kích thước và quan hệ của các cánh tay đòn. Trong quá trình bánh dẫn hướng quay vòng giá trị cánh tay đòn của các đòn dẫn động sẽ thay đổi. Trong các kết cấu hiện nay i_d thay đổi không nhiều lắm

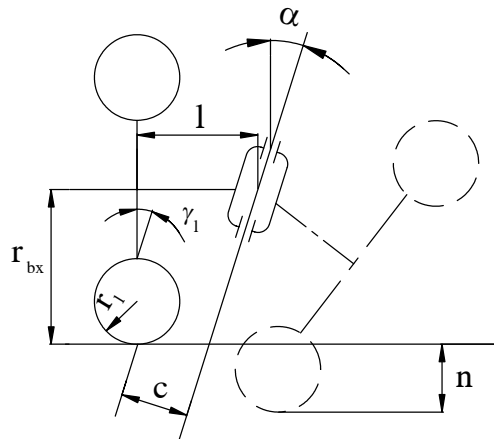
$$i_d = 0,85 \div 1,1$$

3. Tỉ số truyền theo góc của hệ thống lái i_g .

Tỷ số của góc quay vành tay lái lên góc quay của bánh dẫn hướng. Tỷ số truyền này bằng tích số của tỉ số truyền của cơ cấu lái i_0 với tỉ số truyền dẫn của động lái.

$$i_g = i_0 \cdot i_d \quad (13.1)$$

4. Tỉ số truyền lực của hệ thống lái i_1 .



Hình 13.1 : Sơ đồ trụ đứng nghiêng trong mặt phẳng ngang.

Tỷ số của tổng lực cản khi ô tô quay vòng chia cho lực đặt trên vành tay lái cần thiết để khắc phục được lực cản quay vòng.

$$i_1 = \frac{P_c}{P_1}$$
$$P_c = \frac{M_c}{c}; \quad P_1 = \frac{M_1}{r}$$

Ở đó : M_c – mômen cản quay vòng của bánh xe ;

c – cánh tay đòn quay vòng, tức là khoảng cách từ tâm mặt tựa của lốp đến đường trục đứng kéo dài (h.13.1) ;

M_1 – mômen lái đặt trên vành tay lái ;

r – bán kính vành tay lái.

$$\text{Như vậy : } i_1 = \frac{M_c r}{c M_1}$$

Bỏ qua các lực ma sát ta có $\frac{M_c}{M_1} = i_g$ và do đó

$$i_1 = \frac{r}{c} i_g \quad (13.2)$$

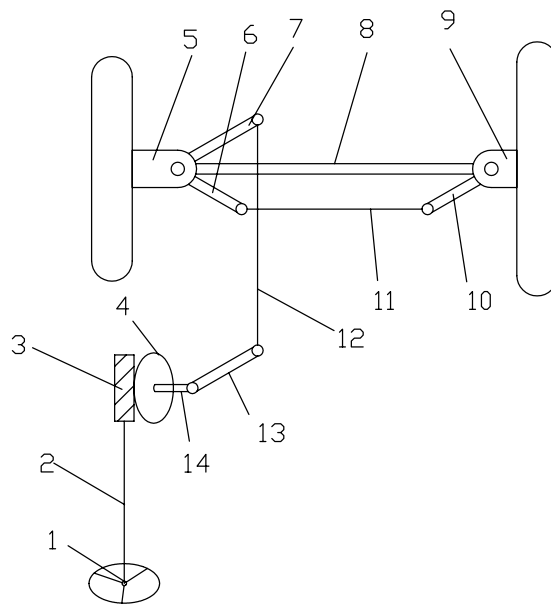
Bán kính vành tay lái ở đa số ô tô hiện nay là $200 \div 250\text{mm}$ và tỉ số truyền góc i_g không vượt quá 25 vì vậy i_1 không được chọn lớn quá. Cánh tay đòn c cũng không nên giảm nhiều vì giảm nhiều sẽ làm cho ô tô chuyển động không ổn định vì bánh xe nghiêng trong mặt phẳng ngang nhiều quá, i_1 hiện nay chọn trong khoảng từ $100 \div 300$.

Nếu tỉ số truyền i_1 đòi hỏi phải lớn hơn thì cần thiết phải đặt bộ trợ lực tay lái trong hệ thống lái.

III. KẾT CẤU CỦA HỆ THỐNG LÁI.

1. Sơ đồ chung.

Trong trường hợp tổng quát hệ thống lái gồm có : cơ cấu lái, truyền động lái và bộ phận trợ lực. Trong một số kiểu ô tô (ô tô tải có tải trọng bé, ô tô du lịch có công suất lít nhỏ và công suất lít trung bình) có thể không đặt bộ trợ lực lái.



Hình 13.2 : Sơ đồ hệ thống lái ô tô

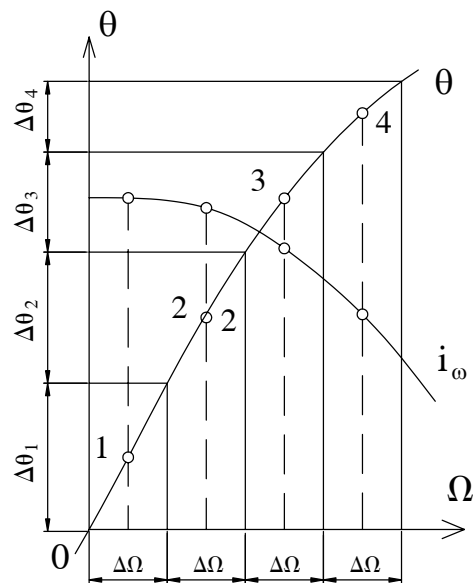
Trên hình 13.2 trình bày sơ đồ đơn giản nhất của hệ thống lái. Vành tay lái 1 được gắn trên một đầu trục lái 2. Đầu kia có đặt trục vít 3. Trục vít 3 ăn khớp với bánh vít 4 (bánh vít 4 nằm trên trục 14). Bộ trục vít bánh vít 3, 4 và vỏ chứa bộ trục vít, bánh vít là cơ cấu lái.

Truyền động lái gồm đòn quay đứng 13, thanh kéo dọc 12, đòn quay ngang 7, hình thành lái gồm ba thanh 6, 10, 11 và các cam quay bên trái và bên phải 5, 9.

Vành tay lái có nhiệm vụ tạo ra mômen quay cần thiết khi người lái tác dụng vào. Vành tay lái có dạng vành tròn có nan hoa bố trí đều hay không đều quanh vành trong của bánh lái. Mômen lái là tích số của lực lái trên vành tay lái nhân với bán kính của vành tay lái.

Trục lái thường là một đòn dài đặc hoặc rỗng. Trục lái có nhiệm vụ truyền mômen lái xuống cơ cấu lái.

Cơ cấu lái có nhiệm vụ biến chuyển động quay tròn thành chuyển động góc trong mặt phẳng thẳng đứng của đòn quay đứng và giảm tỷ số truyền theo yêu cầu cần thiết.



Hình 13.3 : Giảm đồ biểu diễn quan hệ giữa tỉ số truyền của cơ cấu lái và góc quay của bánh xe.

2. Cơ cấu lái.

Cơ cấu lái là bộ giảm tốc đảm bảo tăng mômen tác động của người lái đến các bánh xe.

a) Phần lớn các yêu cầu của hệ thống lái do cơ cấu lái đảm bảo. Vì vậy cơ cấu lái phải thỏa mãn các yêu cầu sau :

- + Có thể quay cả hai chiều để đảm bảo chuyển động cần thiết ổn định của ô tô.
- + Có hiệu suất cao để lái nhẹ trong đó cần có hiệu suất theo chiều thuận (từ vành lái xuống bánh xe dẫn hướng) lớn hơn hiệu suất theo chiều nghịch (ngược lại) một ít để các va đập từ mặt đường được giữ lại ở cơ cấu lái một phần lớn.
- + Đảm bảo giá trị thay đổi của tỉ số truyền theo yêu cầu cần thiết khi thiết kế.
- + Điều chỉnh khoảng hở ăn khớp của cơ cấu lái đơn giản nhất.

b) Các thông số đánh giá của cơ cấu lái là tỉ số truyền theo góc, hiệu suất (thuận và nghịch) và trị số khoảng hở cho phép giữa các chi tiết ăn khớp của cơ cấu lái.

+ Tỉ số truyền của cơ cấu lái là :

$$i_{\omega} = \frac{d\theta}{d\Omega} = \frac{\omega_{\theta}}{\omega_{\Omega}} \quad (13.3)$$

Ở đó : $d\theta, d\Omega$ - góc quay phần tử của vành tay lái và đòn quay đứng

$\omega_{\theta}, \omega_{\Omega}$ - vận tốc góc quay tương ứng của vành tay lái và đòn quay đứng.

Trong số lớn các cơ cấu lái i_{ω} là giá trị thay đổi ; xác định chính xác i_{ω} nhờ đường cong vi phân $\theta = f(\Omega)$. Trong những điều kiện bình thường có thể tính i_{ω} đủ chính xác theo biểu

thức $i_{\omega} = \frac{\Delta\theta}{\Delta\Omega}$ và sử dụng đồ thị $\theta = f(\Omega)$ (h.13.3).

+ Hiệu suất thuận (theo chiều thuận tức là từ vành tay lái xuống bánh dẫn hướng) η_t sẽ là :

$$\eta_t = \frac{N_1 - N_r}{N_1} = 1 - \frac{N_r}{N_1} = 1 - \frac{M_{r1}\omega_1 + M_{r2}\omega_2}{M_1\omega_1}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{M_{r1}i_{\omega} + M_{r2}}{M_1i_{\omega}} \quad (13.4)$$

Hiệu suất nghịch (theo chiều nghịch tức là từ bánh dẫn hướng lên vành tay lái) η_n sẽ là:

$$\eta_n = \frac{N_2 - N_r}{N_2} = 1 - \frac{N_r}{N_2} = 1 - \frac{M_{r1}\omega_1 + M_{r2}\omega_2}{M_2\omega_2}$$

$$\eta_n = 1 - \frac{M_{r1}i_{\omega} + M_{r2}}{M_2} \quad (13.5)$$

Trong đó : N_1 - công suất dẫn đến trục lái ;

N_r - công suất mất mát do ma sát trong cơ cấu lái;

M_{r1} - tổng số mômen các lực ma sát trên trục lái (h.13.4);

M_{r2} - tổng số mômen các lực ma sát trên trục đòn quay đứng ;

M_1 - mômen ngoại lực tác dụng lên vành tay lái ;

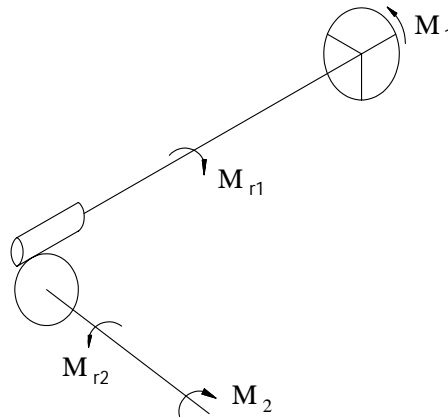
N_2 - công suất trên trục đòn quay đứng ;

M_2 - mômen ngoại lực tác dụng lên trục đòn quay đứng.

Qua các công thức (13.4) và (13.5) ma sát trên trục lái ảnh hưởng đến hiệu suất truyền động lớn hơn ma sát trên trục đòn quay đứng.

Nếu bỏ qua ma sát trong ổ bi đệm chắn đầu và các vị trí khác mà chỉ chú ý đến cặp bánh răng ăn khớp thì theo giáo trình nguyên lý máy hiệu suất của cặp bánh răng trục vít bánh vít hay vít vô tận sẽ là :

$$\eta_t = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)} \quad (13.6)$$



Hình 13.4 : Sơ đồ cơ cấu lái

và hiệu suất nghịch

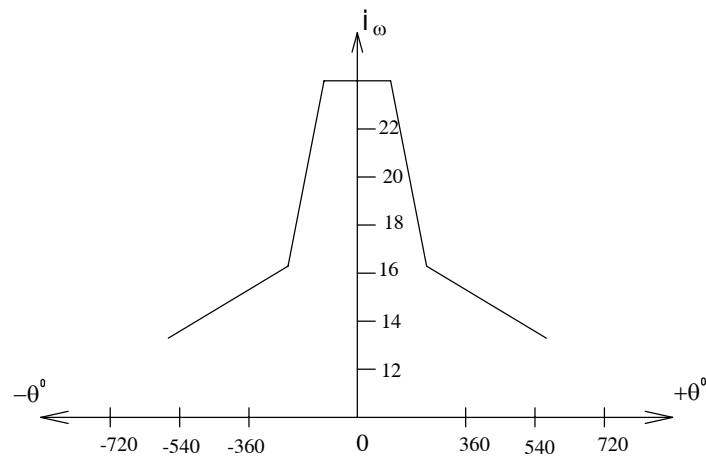
$$\eta_n = \frac{\operatorname{tg}(\beta - \rho)}{\operatorname{tg}\beta} \quad (13.7)$$

Ở đó : β - góc nâng của đường xoắn trục vít hay trục vô tận,
 ρ - góc ma sát.

Nếu thừa nhận $\beta = 12^\circ$, $\rho = 8^\circ$ thì $\eta_t = 0,6$; $\eta_n = 0,33$ tức hiệu suất nghịch chỉ bằng khoảng một nửa hiệu suất thuận. Hiệu suất của cơ cấu lái phụ thuộc ở bản thân kết cấu. Trong cơ cấu trục vít thông thường hiệu suất khoảng $0,5 \div 0,65$.

Khi sử dụng cặp trục vít bánh vít vào cơ cấu lái hiệu suất đạt đến $0,8 \div 0,85$ do cơ cấu lái làm việc theo ma sát lăn thay cho ma sát trượt.

Muốn lái nhẹ cần phải có hiệu suất thuận lớn. Muốn có hiệu suất lớn thì theo công thức (13.6) phải tăng góc β . Nhưng nếu tăng góc β thì theo công thức (13.7) hiệu suất nghịch cũng tăng và các va đập trên bánh xe sẽ truyền lên vành tay lái. Muốn va đập không truyền qua cơ cấu lái, truyền động phải không nghịch đảo tức là $\beta \leq \rho$ như vậy hệ thống lái sẽ không ổn định. Có thể có nhiều cách làm giảm va đập của mặt đường truyền lên vành tay lái mà vẫn đảm bảo được cơ cấu lái nghịch đảo. Có thể bằng cách chọn i_{ω} theo đúng qui luật trên hình 13.5.



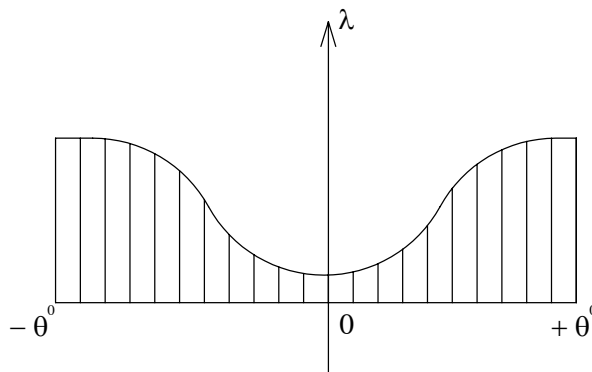
Hình 13.5 : Quan hệ của tỷ số truyền i_ω đối với các góc quay vành tay lái

Đối với phần lớn ô tô và ô tô buýt quy luật thay đổi thích hợp nhất được trình bày trên hình 13.5.

Trên hình 13.5 ta thấy trên một đoạn trung bình không lớn lắm $\theta = \pm(90^\circ \div 120^\circ)$ i_ω có giá trị lớn nhất. Điều này đảm bảo độ chính xác cao khi điều khiển ô tô trên các đoạn đường thẳng ở tốc độ lớn và đảm bảo lái nhẹ vì không cần quay vành tay lái ra xa vị trí trung gian, giảm được các va đập lên vành tay lái.

Vượt quá giá trị $\theta = \pm(90^\circ \div 120^\circ)$, i_ω sẽ giảm nhanh trong khoảng $\theta = (50^\circ \div 100^\circ)$ rồi sẽ giữ giá trị không đổi; i_ω ứng với giá trị này với một góc quay nhỏ của vành lái bánh xe sẽ quay đi một góc lớn.

+ Khoảng hở giữa các bánh răng trong cơ cấu lái phải có giá trị tối thiểu khi ô tô chuyển động thẳng. Ở các vị trí hai bên rìa, khoảng hở phải tăng lên để cơ cấu không bị kẹt sau khi bị mòn và sau lần điều chỉnh sau vì độ mòn lớn nhất của cơ cấu lái thường ở giữa (h.13.6).



Hình 13.6 : Sự thay đổi khoảng hở λ phụ thuộc theo góc quay θ

3. Đặc điểm kết cấu các loại cơ cấu lái cơ bản.

a) **Cơ cấu lái loại trực vít:** gồm 4 loại

a1) Trực vít và bánh vít (h.13.2)

a2) Trực vít và cung răng đặt ở giữa trực vít (h.13.7a)

a3) Trực vít và cung răng đặt ở cạnh bên trực vít (h.13.7b)

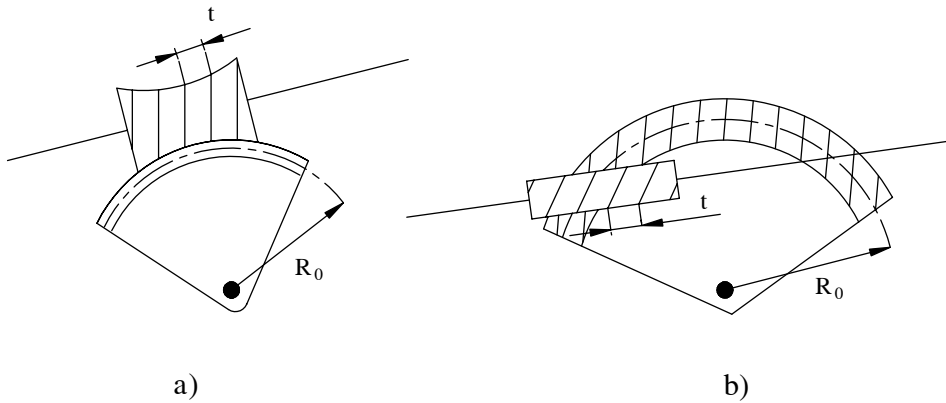
a4) Trực vít và con lăn (h.13.8).

Cơ cấu loại trực vít thường có tỉ số truyền không đổi.

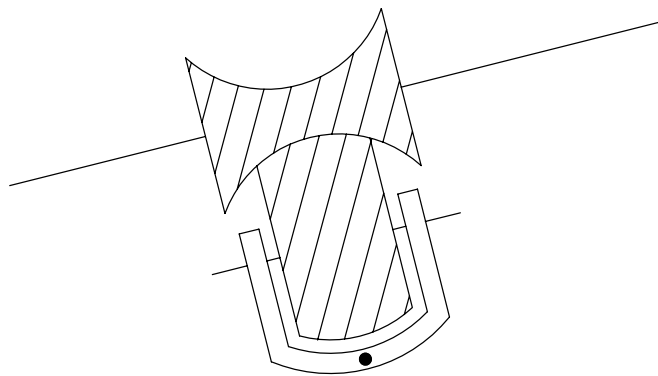
$$i_{\omega} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

trong đó : Z_1 – số đường ren của trực vít,

Z_2 – số răng của bánh vít (cung răng được coi là một phần của bánh răng).



Hình 13.7 : Trực vít và cung răng



Hình 13.8 : Trực vít và con lăn

a1) Trục vít và bánh vít :

Loại này hiện nay rất ít dùng vì hiệu suất thấp .

a2) Trục vít và cung răng đặt ở giữa trục vít :

- Trục vít có kết cấu glôbôit để tăng góc quay của cung răng.
- Khi bị mòn người ta đẩy cung răng và trục vít đến gần nhau để giảm khoảng hở ăn khớp .
- Nhờ dạng glôbôit của trục vít nên giảm được áp suất trên răng.

a3) Trục vít và cung răng đặt ở cạnh bên trục vít:

- Tỷ số truyền i_{ω} của loại trục vít - cung răng được tính :

$$i_{\omega} = \frac{d\theta}{d\Omega} = \frac{2\pi R_0}{t}$$

Ở đây : t – bước ren của trục vít

R_0 – bán kính vòng tròn cơ sở của cung răng.

- Hiệu suất thuận của loại trục vít – cung răng là :

$$\eta_t = \frac{\cos \alpha - \mu \operatorname{tg} \beta}{\cos \alpha + \mu \operatorname{tg} \beta}$$

Ở đây : α - góc ăn khớp

β - góc nghiêng của đường xoắn ren trục vít

μ - hệ số ma sát.

a4) Trục vít và con lăn:

Ưu điểm của loại này là kết cấu gọn, độ bền và độ chống mòn cao. Ở loại này vì ma sát trượt được thay bằng ma sát lăn nên hiệu suất lớn hơn các loại vừa nêu trên.

b) Cơ cấu lái loại trục vít vô tận: gồm 4 loại

b1) Trục vít vô tận - êcu - đôn : i_{ω} tăng ở vị trí ngoài rìa.

b2) Trục vít vô tận di động - êcu: i_{ω} giảm ở vị trí ngoài rìa.

b3) Trục vít vô tận - êcu di động: tỉ số truyền thay đổi.

b4) Trục vít - êcu - cung răng: tỉ số truyền không đổi.

Xét một trường hợp tiêu biểu là loại b1 (h.13.9)

Khi trục lái 1 quay đi một góc θ thì êcu 2 dịch chuyển một đoạn là S:

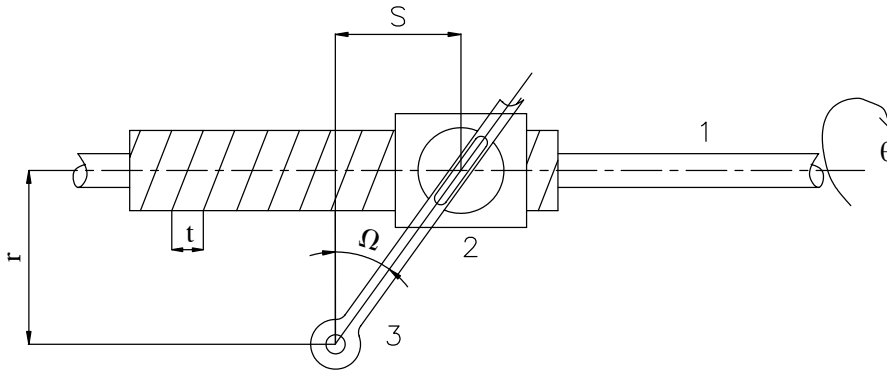
$$S = \frac{t}{2\pi} \theta \quad (1)$$

t – bước ren của trục vít vô tận.

Đòn quay 3 lúc đó sẽ quay một góc Ω :

$$\operatorname{tg}\Omega = \frac{S}{r} \Rightarrow S = r \cdot \operatorname{tg}\Omega$$

Kết hợp với (1) ta có : $r \cdot \operatorname{tg}\Omega = \frac{t}{2\pi} \theta \Rightarrow \theta = \frac{2\pi \cdot r \cdot \operatorname{tg}\Omega}{t}$



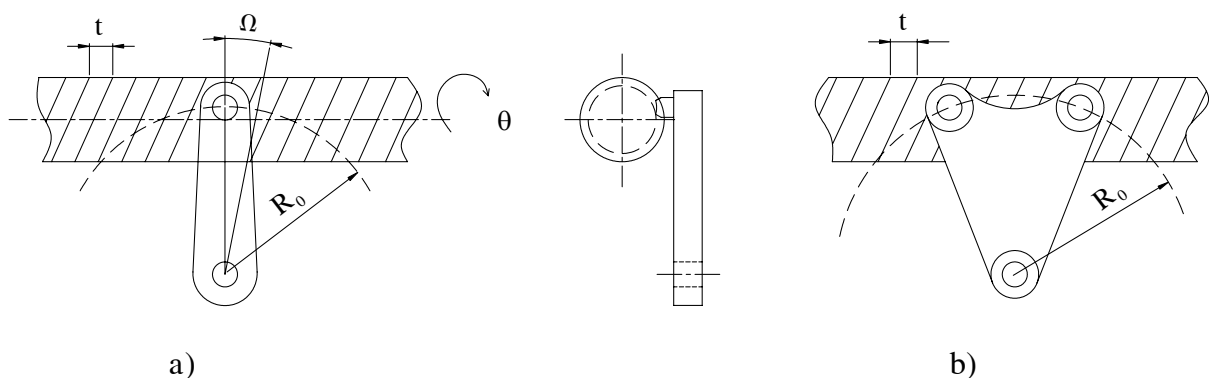
Hình 13.9 : Trục vít vô tận – êcu – đòn

Vi phân phương trình này theo Ω ta có :

$$i_{\omega} = \frac{d\theta}{d\Omega} = \frac{2\pi \cdot r}{t \cos^2 \Omega}$$

Khi góc quay θ của vô lăng tăng lên, êcu di chuyển càng xa vị trí trung gian, cho nên góc Ω tăng, bởi vậy $\cos\Omega$ giảm. Kết quả là tỷ số truyền i_{ω} sẽ tăng lên khi góc quay θ tăng.

c) Cơ cấu lái loại đòn quay: gồm 2 loại



Hình 13.10

- c1) Trục vít và đòn quay với 1 chốt quay (h.13.10a)
- c2) Trục vít và đòn quay với 2 chốt quay (h.13.10b)

Loại này có thể thay đổi tỷ số truyền theo yêu cầu cho trước. Loại cơ cấu lái với 1 chốt quay ít sử dụng vì áp suất riêng giữa chốt và trục vít lớn, chóng mòn, độ bền của chốt giảm. Để hạn chế các nhược điểm trên người ta dùng trục vít đòn quay có 2 chốt đặt trong ổ bi.

Tỷ số truyền i_{ω} là:

$$i_{\omega} = \frac{2\pi R_0}{t} \cos \Omega$$

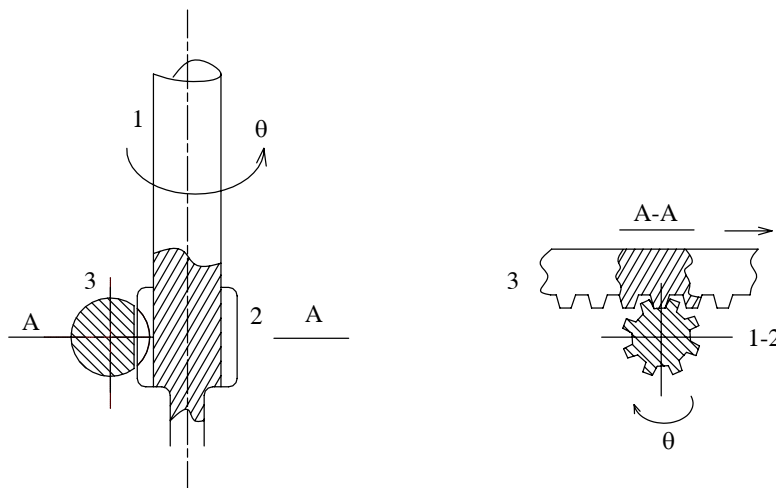
Khi góc θ tăng thì góc Ω sẽ tăng theo, cho nên $\cos \Omega$ sẽ giảm, kết quả là i_{ω} giảm.

d) Cơ cấu lái loại thanh khía :

Cơ cấu lái loại thanh khía có kết cấu đơn giản, giá thành thấp và dễ bố trí trên xe (h.13.11)

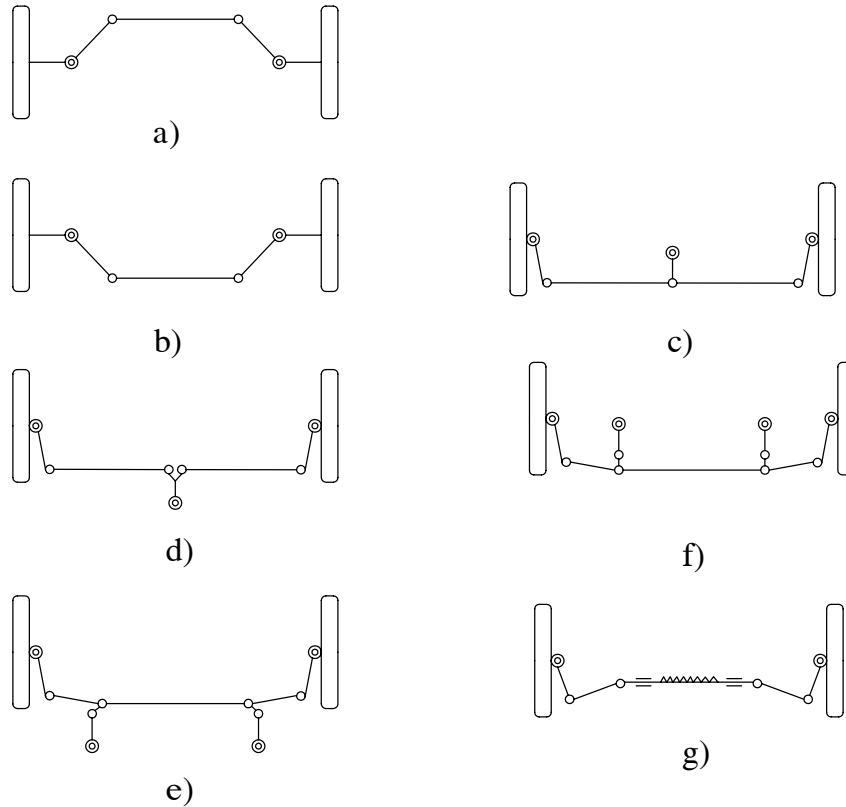
Khi trục lái 1 quay, bánh răng 2 ở đầu dưới của trục lái làm dịch chuyển thanh khía 3. Thanh khía 3 thường được chọn làm đòn ngang của hình thanh lái. Hai đầu của thanh khía 3 qua các khớp và các đòn kéo sẽ được nối với các bánh xe dẫn hướng.

Cơ cấu lái loại này có tỷ số truyền i_{ω} không đổi.



Hình 13.11

4. Dẫn động lái.

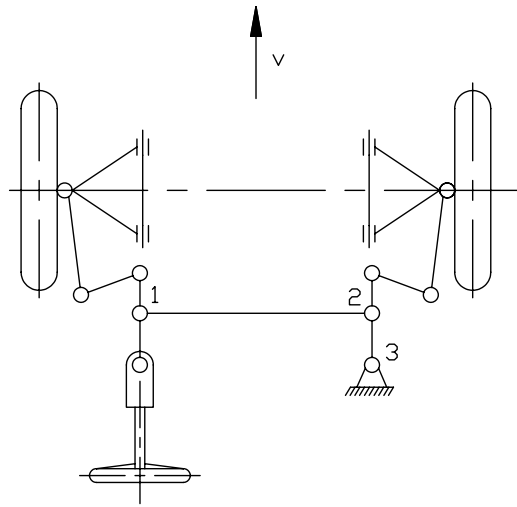


Hình 13.12 : Sơ đồ hình thang lái các loại

Dẫn động lái gồm tất cả các chi tiết truyền lực từ cơ cấu lái đến ngỗng quay của các bánh xe.

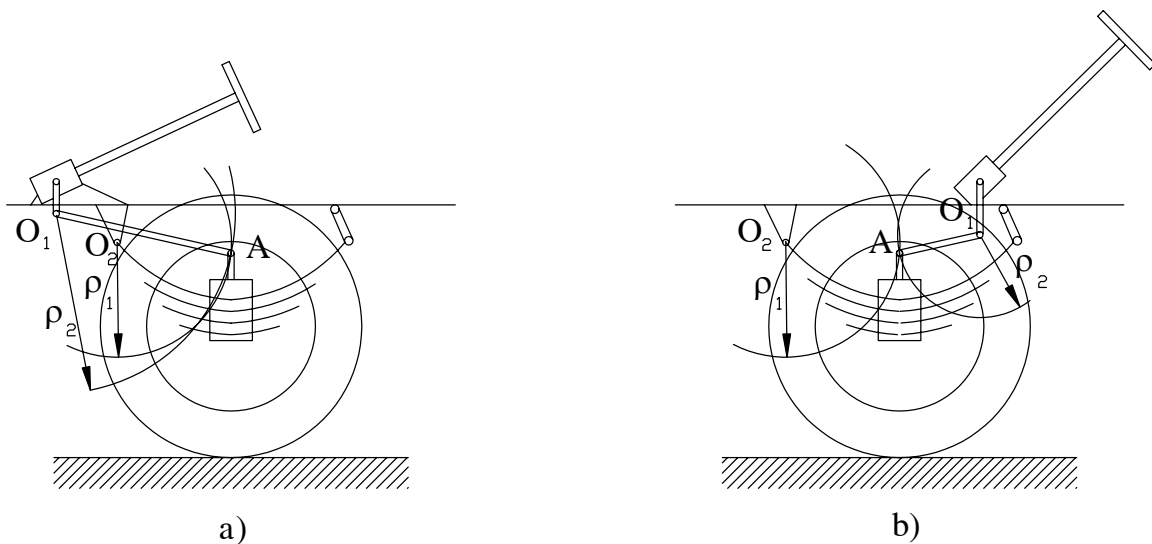
Phần tử cơ bản của dẫn động lái là hình thang lái tạo thành bởi cầu trước, đòn kéo ngang và các đòn bên. Nhờ hình thang lái nên khi quay vành tay lái một góc thì các bánh dẫn hướng sẽ quay đi một góc nhất định. Hình thang lái có thể bố trí ra trước hoặc ra sau cầu trước dẫn hướng (h.13.12a,b) tùy theo bố trí chung. Đòn kéo ngang của hình thang lái thông thường được chế tạo liền (h.13.12a) và cũng chế tạo rời (h.13.12c,d).

Trên hình 13.13 trình bày sơ đồ kiểu dẫn động lái mẫu của cầu trước dẫn hướng ở hệ thống treo độc lập.



Hình 13.13 : Sơ đồ hệ thống lái của ô tô có một cầu dẫn hướng và hệ thống treo độc lập.

Đặc điểm chính ở đây là đòn kéo ngang của hình thang lái làm rời thành hai đoạn. Kết cấu như vậy ngăn ngừa được ảnh hưởng của sự dịch chuyển bánh xe dẫn hướng này lên bánh xe dẫn hướng khác, các khớp 1 và 2 nằm trên đường kéo dài của trục dao động các bánh xe. Đòn 3 vừa đỡ đòn kéo ngang vừa cùng với đòn quay đứng xác định động học dịch chuyển của thanh kéo ngang.



Hình 13.14 : Bố trí cơ cấu lái thích hợp với động học của hệ thống treo

Khi thiết kế hệ thống lái cũng cần chú ý phối hợp giữa động học hệ thống lái với động học của hệ thống treo. Nếu đầu nhíp trước cố định thì cơ cấu lái cần bố trí ở đằng trước. Như vậy tâm dao động đòn dọc của dẫn động lái và tâm dao động của cầu trước sẽ gần bên nhau (h.13.14 a). Điểm A vừa nằm trên đòn kéo dọc vừa nằm trên cầu sẽ dao động theo hai cung bán kính ρ_1 và ρ_2 . Trong phạm vi biến dạng của nhíp $\rho_1 \approx \rho_2$. Nếu bố trí cơ cấu lái đằng sau (h.13.24b) khi ô tô chạy trên đường xấu, nhíp biến dạng nhiều, thì bánh dẫn hướng sẽ bị vẩy, người lái mệt mỏi nhiều.

IV. TÍNH TOÁN HỆ THỐNG LÁI.

1. Xác định lực của người lái tác dụng lên vô lăng.

Trên hình 13.15 trình bày sơ đồ lực tác dụng lên hệ thống lái. Lực tác dụng lên vành tay lái của ô tô sẽ đạt giá trị cực đại khi ta quay vòng ô tô tại chỗ. Lúc ấy mômen cản quay vòng trên một bánh xe dẫn hướng M'_c sẽ bằng tổng số của mômen cản chuyển động M_1 , mômen cản do các bánh xe trượt lê trên đường M_2 và mômen cản cần thiết để làm ổn định dẫn hướng M_3 do cánh tay đòn c (h.13.1). Khi xác định giá trị lực cực đại tác dụng lên vành tay lái $P_{1\max}$, thì M_3 có thể bỏ qua. Khi cần độ chính xác cao thì phải tính cả M_3 .

Mômen cản chuyển động : $M_1 = G_{bx} fc$

Trong đó : G_{bx} – trọng lượng tác dụng lên một bánh xe dẫn hướng,
 f – hệ số cản lăn : $f = 0,015$,
 c – chiều dài cánh tay đòn (h.13.15).

Khi có lực ngang Y tác dụng lên bánh xe, do sự đàn hồi bên của lốp, diện tích tiếp xúc giữa lốp với đường sẽ bị quay tương đối đối với mặt phẳng bánh xe. Điểm đặt của lực ngang Y sẽ dịch chuyển một đoạn x nào đó phía sau đối với trục bánh xe. Đoạn x được thừa nhận bằng một phần tư chiều dài của bề mặt tiếp xúc giữa lốp với đường. Như vậy theo hình 13.16 ta có :

$$x = 0,5 \sqrt{r^2 - r_{bx}^2}$$

Ở đây : r – bán kính tự do của bánh xe.

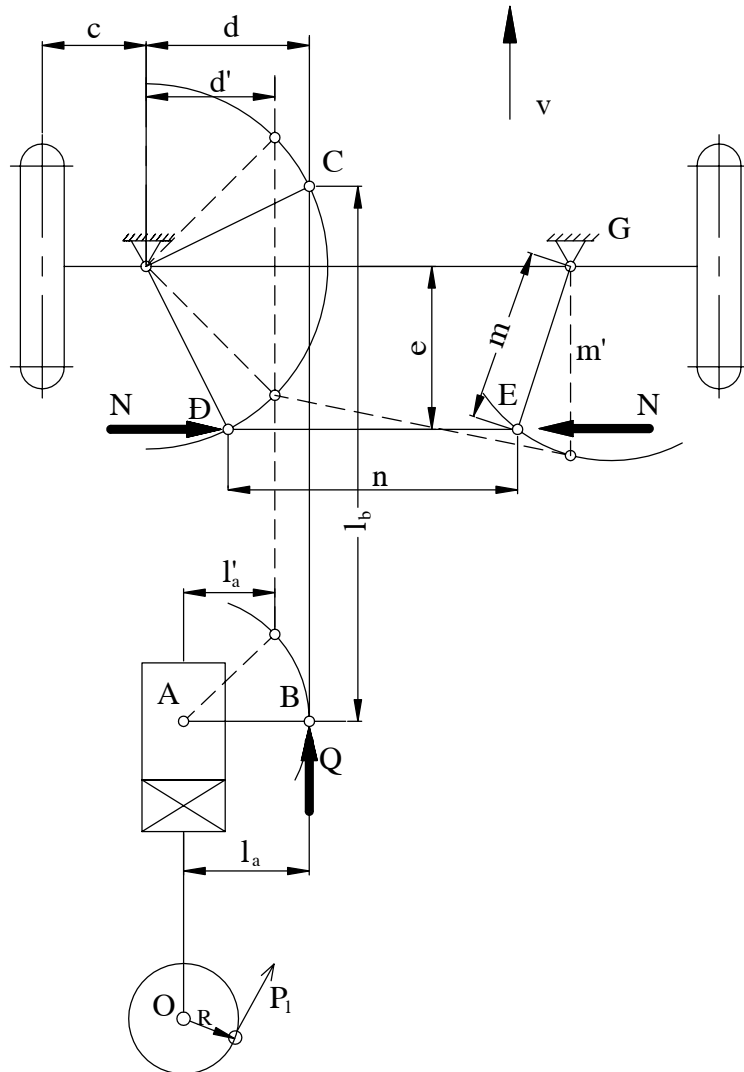
Nếu thừa nhận $r_{bx} = 0,96r$ ta có $x = 0,14r$ thì :

$$M_2 = Yx = 0,14G_{bx}\varphi_1r$$

Ở đây : φ_1 – hệ số bám ngang lấy $\varphi_1 = 0,85$

Tổng mômen cản quay vòng ở cả hai bánh dẫn hướng là:

$$M_c = 2(M_1 + M_2)\gamma = 2G_{bx}(fc + 0,14\varphi_1r)\gamma \quad (13.8)$$



Hình 13.15 : Sơ đồ lực tác dụng lên hệ thống lái

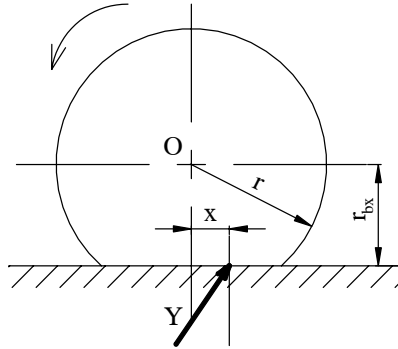
Suy ra :

$$P_{lmax} = \frac{M_c}{Ri_o i_d \eta_t \eta_1} \quad (13.9)$$

Ở đây : γ – hệ số tính đến ảnh hưởng của M_3 gây ra do cầu trước ô tô bị nâng lên, $\gamma = 1,07 \div 1,15$;
 η_1 – hiệu suất tính đến tiêu hao do ma sát ở cam quay và các khớp nối trong truyền động lái, với ô tô chỉ có cầu trước dẫn hướng $\eta_1 = 0,50 \div 0,70$.

Cánh tay đòn c_{min} thường xác định theo thực nghiệm, với ô tô tải loại thường $c_{min} = 30 \div 60\text{mm}$, ô tô tải loại lớn $c_{min} = 60 \div 100\text{mm}$.

R – bán kính của vành tay lái trong khoảng từ 0,19m (đối với ô tô có công suất lít bé) đến 0,275m (đối với ô tô tải nặng và ô tô buýt) khi tính toán với ô tô tải nặng và ô tô buýt (không có cường hóa) lấy $P_{lmax} = 500N$.



Hình 13.16 : Đặc điểm lực ngang tác dụng lên bánh xe khi quay vòng

Đối với ô tô du lịch, tỉ số truyền i_0 lấy từ 12 ÷ 20 và ô tô tải lấy từ 16 ÷ 32. Muốn giảm P_{lmax} thì tăng i_0 , nhưng góc quay bánh dẫn hướng sẽ giảm nếu cùng một góc quay của vành tay lái. Như vậy thời gian quay vòng của ô tô sẽ tăng. Như vậy đối với xe cao tốc cần quay vòng nhanh phải chọn i_0 bé. Nếu chọn i_0 trên cơ sở ứng với góc quay bánh dẫn hướng $35^0 \div 40^0$ từ vị trí trung gian thì vành tay lái sẽ quay từ 1,0 đến 1,75 vòng (nhưng không lớn hơn 2,0 vòng) đối với vị trí trung gian lúc ô tô chạy thẳng.

2. Tính trục lái.

Trục lái làm bằng ống thép rỗng được tính theo ứng suất xoắn do lực tác dụng trên vành tay lái gây ra :

$$\tau = \frac{P_{lmax} RD}{0,2(D^4 - d^4)} \quad (MN/m^2) \quad (13.10)$$

Ở đây : P_{lmax} đối với ô tô tính theo công thức (13.9)

D và d – đường kính ngoài và đường kính trong của trục lái (m)

Trục lái thường được chế tạo theo ống thép cacbon 20, 30, 40 không nhiệt luyện. Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\tau] = 50 \div 80MN/m^2$.

Với các trục lái dài cần phải tính toán theo độ cứng (góc xoắn trục) theo công thức:

$$\theta = \frac{2\tau L}{DG} \quad (rad) \quad (13.11)$$

Ở đây : L – chiều dài của trục lái (m).

G – mô đyun đàn hồi dịch chuyển ($G = 8.10^4 MN/m^2$).

θ_{max} đổi ra độ không được vượt quá $(5,5^0 \div 7,5^0)/1m$. Tính như trên độ dự trữ bền theo giới hạn chảy được chọn trong khoảng 2,5 ÷ 3,5.

3. Tính cơ cấu lái.

Chúng ta tính loại trục vít và bánh vít hoặc cung răng :

Khi tính toán độ bền ta tính theo uốn và chèn dập và thừa nhận có hai răng ăn khớp cùng lúc. Ứng suất uốn răng sẽ bằng :

$$\sigma_u = \frac{24Th}{bt^2 \cos^2 \beta} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (13.12)$$

Ở đây : t – bước ren của trục vít (m) ;

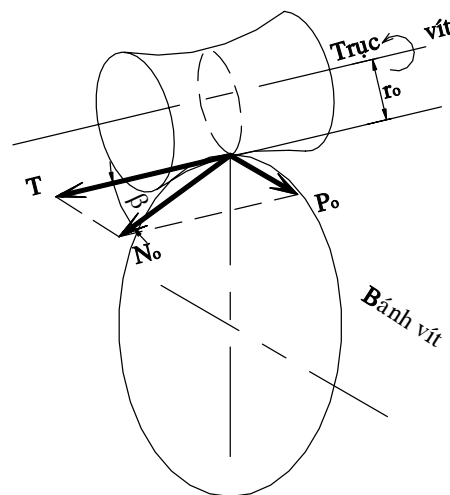
β - góc nghiêng của đường ren trục vít.

h và b - chiều cao và chiều rộng tương ứng của răng bánh vít (m).

Lực dọc T (h.13.17) được xác định theo công thức :

$$T = \frac{P_{l\max} R}{r_0 \operatorname{tg} \beta} \quad (\text{MN}) \quad (13.13)$$

Ở đây : r_0 – bán kính vòng tròn cơ sở của trục vít.



Hình 13.17 : Sơ đồ tính cơ cấu lái

Trục vít thường chế tạo bằng thép xê măngtít hóa 20, 20X, 18XГT, 20X3. Đôi khi chế tạo bằng thép 35X hay 35XH.

Bánh vít thường chế tạo bằng thép 35X, đôi khi chế tạo bằng thép xê măngtít 20X hay 18XГT ; cung răng chế tạo bằng thép 35X, 20X, 18XГT.

Khi tính chèn dập bề mặt răng ta coi mặt tì là toàn bộ bề mặt của bánh răng vít.

$$\sigma_{cd} = \frac{T}{F} \quad (13.14)$$

Ở đây : F – diện tích bề mặt tiếp xúc của răng $F = 2hb$ (giả thiết với hai răng cùng ăn khớp).

Ứng suất $[\sigma]_{cd}$ lấy bằng $90 \div 120 \text{ MN/m}^2$.

4. Tính đòn quay đứng và các đòn khác của dẫn động lái.

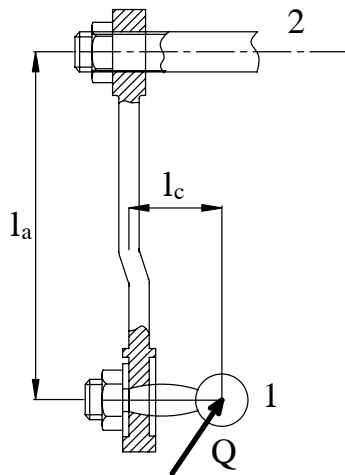
a) Đòn quay đứng:

Đòn quay đứng để truyền chuyển động từ trục thụ động của cơ cấu lái đến đòn dọc của dẫn động lái (h.13.18).

Đòn quay được nối với dẫn động lái nhờ khớp cầu 1 và nối với trục cơ cấu lái bằng then hoa hình tam giác. Trong các kết cấu cũ đòn quay được lắp vào đầu trục hình vuông của cơ cấu lái. Lắp như vậy khó chính xác và gây nên ứng suất chèn đập trên bề mặt hình vuông rất lớn.

Kích thước cơ bản của đòn quay đứng được xác định theo giá trị các lực truyền từ các bánh xe dẫn hướng qua đòn quay đứng khi ô tô chuyển động trên đường gồ ghề.

Thực nghiệm cho ta biết lực truyền từ bánh xe qua đòn dọc không quá một nửa giá trị của trọng lượng tĩnh tác dụng lên một bánh trước của ô tô ($\leq 0,5G_1$). Vì vậy khi tính đòn quay đứng ta sẽ lấy lực Q nào lớn hơn trong hai giá trị lực Q tác dụng lên chốt hình cầu dưới đây (h.13.18)



Hình 13.18 : Đòn quay đứng

$$Q = 0,5G_1 \quad (13.15)$$

Và
$$Q = \frac{P_{lmax} Ri_{\omega} \eta_t}{l_a} \quad (13.16)$$

Đòn quay được kiểm tra theo uốn do mômen Ql_a và theo xoắn do mômen Ql_c (l_c và Q trên h.13.18).

Đòn quay đứng được chế tạo bằng thép cacbon trung bình 40, 40X, 40XH tôi và ram. Then hoa tam giác ở đầu đòn quay đứng được kiểm tra theo chèn dập và cắt.

Hệ số an toàn khi tính đòn quay đứng lấy từ $2 \div 3$.

b) Các đòn dẫn động :

Tính các đòn dẫn động chủ yếu là tính đòn dọc BC và đòn ngang DE (h.13.15). Đòn dọc được kiểm tra theo uốn dọc do lực Q và đòn ngang được kiểm tra theo uốn dọc do lực N. Lực Q có thể tính theo công thức (13.15 hoặc 13.6) và lấy giá trị lớn hơn để tính. Lực N có thể xác định theo giá trị lực phanh X_p

$$N = \frac{X_p c}{e} = \frac{G_1 m_{1p} \varphi c}{2e} \quad (13.17)$$

Ở đây : X_p – lực phanh tác dụng lên một bánh xe,
 m_{1p} – hệ số phân bố lại trọng lượng lên cầu dẫn hướng khi phanh
 ($m_{1p} = 1,4$)
 φ - hệ số bám giữa lốp với đường, lấy $\varphi = 0,7$
 c và e – các kích thước trên hình 13.15.

Ứng suất nén trong đòn kéo dọc $\sigma_n = \frac{Q}{f_d}$

Ứng suất nén trong đòn kéo ngang $\sigma_n = \frac{N}{f_n}$

ở đây : f_d, f_n - tiết diện ngang của đòn kéo dọc và đòn kéo ngang

Ứng suất uốn dọc của đòn kéo dọc $\sigma_{ud} = \frac{\pi^2 E J_d}{l_b^2 f_d}$

Ứng suất uốn dọc của đòn kéo ngang $\sigma_{un} = \frac{\pi^2 E J_n}{n^2 f_n}$

Ở đây : J_d và J_n – là mômen quán tính của tiết diện thanh dọc và thanh ngang.
 E – môđun đàn hồi của vật liệu chế tạo thanh dọc và thanh ngang
 ($E = 2,1 \cdot 10^5 \text{MN/m}^2$),

l_b, n – các kích thước chiều dài trên hình 13.15

Độ dự trữ bền được tính theo $K = \frac{\sigma_{ud}}{\sigma_{un}} = 1,2 \div 2,5$.

Đòn kéo dọc và đòn kéo ngang được chế tạo bằng thép ống loại 20, 30, 40.

5. Động học của truyền động lái.

a) Động học của hình thang lái:

Khi tính toán thiết kế động học của hình thang lái, người ta xác định các kích thước của hình thang lái, các góc nghiêng của các đòn bên của hình thang lái đối với trục dọc của ô tô và chọn tỉ số truyền cần thiết của các đòn dẫn động lái.

Khi tính toán kiểm tra động học của hình thang lái người ta xác định quan hệ thực tế của các góc quay các bánh dẫn hướng đối với một ô tô cụ thể và so sánh nó với quan hệ lý thuyết (không kể đến độ biến dạng của lốp).

Muốn ô tô quay vòng không bị trượt thì điều kiện cần và đủ là các bánh xe phải cùng quay quanh một tâm quay O.

Khi quay vòng các bánh dẫn hướng quay cùng với ngỗng quay nhưng ngỗng quay nằm trong đầm cầu trước chỉ quay quanh trục của nó mà không di chuyển vị trí. Quan hệ giữa các ngỗng quay nhờ hình thang lái mà ta gọi là hình thang lái Đantô. Trên hình 13.19 theo lý thuyết ô tô ta có góc $\alpha > \beta$. Hình thang lái có nhiệm vụ đảm bảo cho hai bánh dẫn hướng quay với các góc α và β theo quan hệ không đổi đảm bảo điều kiện quay không trượt như sau:

$$\cotg\beta = \frac{\overline{OD}}{L}, \cotg\alpha = \frac{\overline{OC}}{L}$$

$$\text{Vậy : } \cotg\beta - \cotg\alpha = \frac{\overline{OD} - \overline{OC}}{L} = \frac{b}{L} \quad (13.18)$$

Ở đây : L – khoảng cách giữa hai cầu ô tô hay là chiều dài cơ sở của ô tô;

b – khoảng cách giữa tâm của các ngỗng quay (O – tâm quay vòng).

(tâm của ngỗng quay là giao điểm của trục ngỗng quay và trục của trụ đứng).

Phương trình (13.18) chưa kể đến độ biến dạng bên của các bánh xe. Để khi ô tô quay vòng với các bán kính quay vòng khác nhau mà quan hệ giữa α và β vẫn giữ được như công thức (13.18) thì dạng hình thang lái Đantô phải hoàn toàn xác định. Hình thang lái Đantô không thể hoàn toàn thỏa mãn quan hệ trong công thức (13.18) nhưng có thể chọn một quan hệ cơ cấu hình thang lái cho ta sai lệch với quan hệ lý thuyết một ít.

b) Kiểm tra hình thang lái:

Phương trình (13.18) có thể giải quyết theo phương pháp hình học như sau : trên hình 13.19 ta nối điểm giữa G của cầu trước với điểm C nằm trên cầu sau. Khoảng cách từ C đến điểm giữa cầu sau G' bằng $\frac{\overline{AB}}{2}$. Nối điểm E là giao điểm của trục bánh xe ngoài (bánh xe xa tâm quay vòng) kéo dài với đoạn GC, với điểm B (là tâm quay của bánh xe trong). Ta sẽ chứng minh góc $\widehat{GBE} = \alpha$.

Muốn vậy ta hạ EF vuông góc với cầu trước AB.

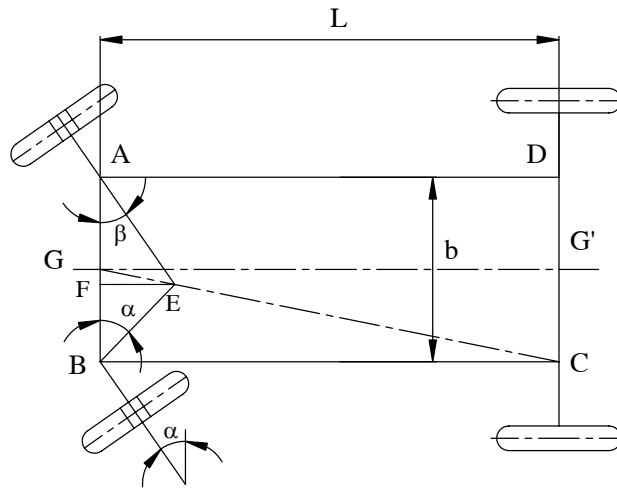
$$\text{Ta sẽ có : } \cotg \widehat{GBE} = \cotg \widehat{FBE} = \frac{BF}{EF} = \frac{\frac{b}{2} - GF}{EF}$$

$$\text{Trong } \triangle EFA \text{ ta có : } \cotg\beta = \frac{AF}{EF} = \frac{\frac{b}{2} + GF}{EF}$$

Hai $\triangle GEF$ và $\triangle GCB$ đồng dạng cho ta quan hệ giữa hai góc $\cotg\beta$ và $\cotg\widehat{GBE}$:

$$\cotg\beta - \cotg\widehat{GBE} = \frac{2GF}{EF} = \frac{b}{L} \quad (13.19)$$

So sánh hai công thức (13.19) và (13.18) ta thấy $\widehat{GBE} = \alpha$.

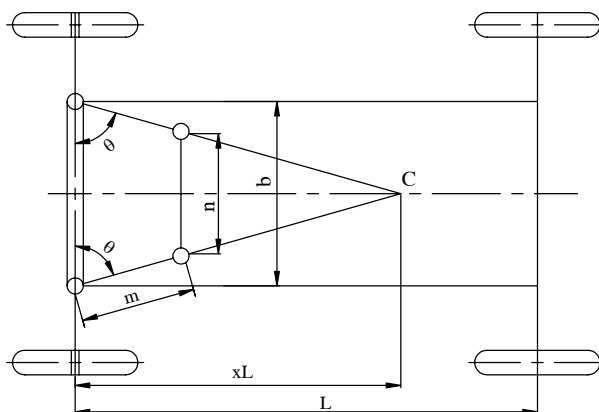


Hình 13.19 : Sơ đồ xác định quan hệ giữa góc quay của các bánh xe dẫn hướng

Cách chứng minh theo phương pháp hình học trên đây cho phép ta kiểm tra được độ chính xác của các hình thang lái sẵn có bằng cách sau : Vẽ cơ cấu hình thang lái theo một tỉ lệ thu nhỏ trên giấy rồi thay đổi vị trí của hình thang lái để tìm các góc α và β tương ứng khác nhau. Xong đặt các góc α và β khác nhau từng đôi một ở vị trí như trên hình 13.19. Giao điểm của chúng nằm càng sát đường GC thì càng chứng tỏ là hình thang lái thiết kế ra là ít sai với phương trình lý thuyết (13.18), nghĩa là ô tô sẽ ít trượt khi quay vòng.

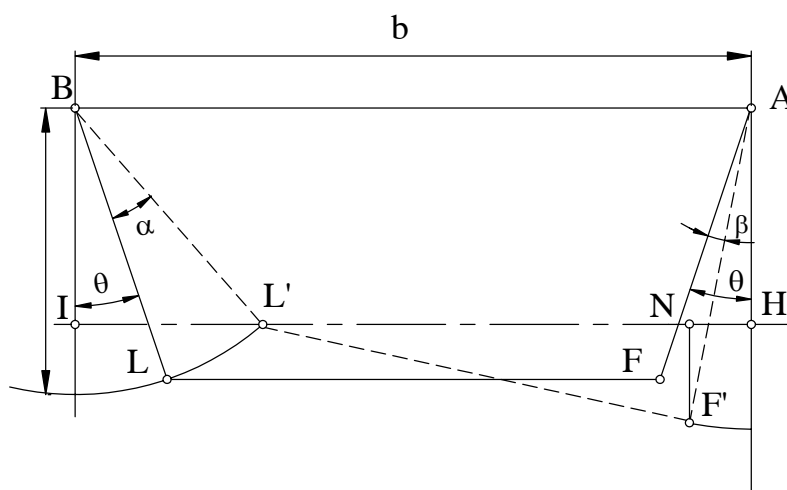
c) Thiết kế hình thang lái :

Nhiệm vụ cơ bản khi thiết kế hình thang lái Đantô là xác định đúng góc nghiêng của các đòn bên θ khi ô tô chạy thẳng. Trên hình 13.20 biểu diễn sơ đồ hình thang lái Đantô. Ở vị trí trung gian của các bánh xe, các góc θ giữa hai đòn nghiêng bên và cầu trước bằng nhau. Nhiệm vụ chính của người thiết kế là chọn đúng góc θ , vì chọn θ càng đúng thì khi quay vòng các bánh dẫn hướng càng ít trượt. Thực tế cho thấy không thể nào chọn đúng tuyệt đối được vì chỉ tính toán gần đúng bằng giải tích cũng đã hết sức khó khăn.



Hình 13.20 : Sơ đồ xác định góc nghiêng của các đòn bên của hình thang lái

Xác định kích thước của hình thang lái gồm có xác định góc θ , chiều dài m và n của các đòn bên và đòn ngang.



Hình 13.21 : Sơ đồ hình thang lái với góc θ là góc giữa đòn nghiêng bên và đường song song với trục dọc của ô tô

Đường đậm nét trên hình 13.21 là vị trí bánh dẫn hướng lúc ô tô chuyển động thẳng ; đường nét đứt là lúc quay bánh dẫn hướng, tức là lúc ô tô quay vòng. Lúc ấy đòn BL quay đi 1 góc α , đòn AF quay đi góc β . Từ L' vẽ đường song song với AB, ta có đoạn IH. Từ F' vẽ đường vuông góc với AB gặp IH tại N ; ta sẽ tìm được quan hệ hình học giữa β , θ và α :

$$\overline{IH} = b = \overline{IL'} + \overline{L'N} + \overline{NH}$$

$$\overline{L'N} = b - \overline{IL'} - \overline{NH} = b - m \sin(\theta + \alpha) - m \sin(\theta - \beta) \quad (13.20)$$

Mặt khác

$$\begin{aligned} \overline{L'N} &= \sqrt{L'F'^2 - F'N'^2} = \sqrt{L F'^2 - F'N'^2} = \\ &= \sqrt{(b - 2m \sin \theta)^2 - [m \cos(\theta - \beta) - m \cos(\theta + \alpha)]^2} \end{aligned} \quad (13.21)$$

So sánh hai công thức (13.20) và (13.21) ta được:

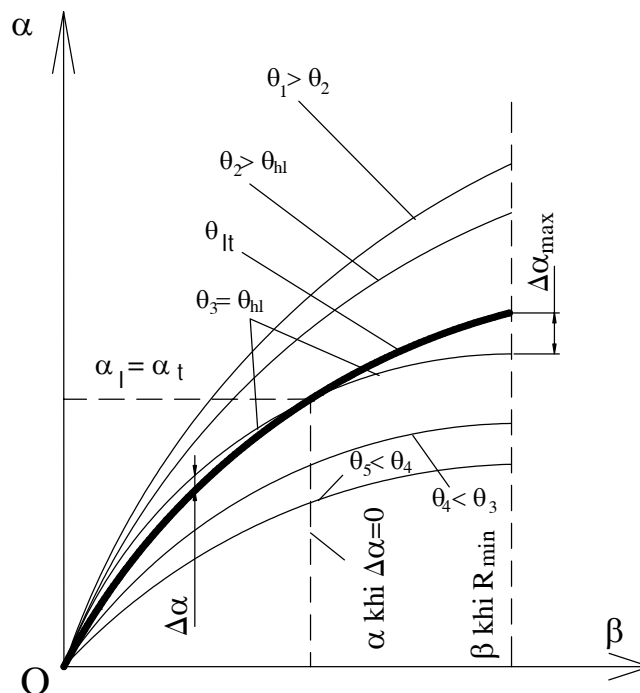
$$\begin{aligned} b - m \sin(\theta + \alpha) - m \sin(\theta - \beta) &= \\ &= \sqrt{(b - 2m \sin \theta)^2 - [m \cos(\theta - \beta) - m \cos(\theta + \alpha)]^2} \end{aligned}$$

Qua một biến đổi trung gian ta có :

$$\beta = \theta + \arctg \frac{m \cos(\theta + \alpha)}{b - m \sin(\theta + \alpha)} - \arcsin \frac{m - b \sin(\theta + \alpha) - 2m \sin^2 \theta + 2b \sin \theta}{\sqrt{m^2 \cos^2(\theta + \alpha) + [b - m \sin(\theta + \alpha)]^2}} \quad (13.22)$$

Theo phương trình (13.22) nếu cho trước một góc θ thì ứng với 1 trị số của β ta sẽ có trị số của α tương ứng, nghĩa là : $\beta = f(\theta, \alpha)$.

Như vậy nếu cho một giá trị θ ta sẽ có một đường cong. Trên hệ tọa độ (α, β) , cho một số trị số của θ ta sẽ có một số đường cong (h.13.22). Mặt khác theo phương trình (13.18) ta cũng sẽ vẽ được đường cong lý thuyết. Chọn θ của đường cong nào nằm sát đường lý thuyết nhất (trong các góc thường quay của α là từ $0^\circ \div 45^\circ$) để thiết kế. Sự sai lệch $\Delta\alpha$ trên hình 13.22 phải bé hơn 1° , nếu lớn hơn 1° sẽ gây mòn lớp nhanh.



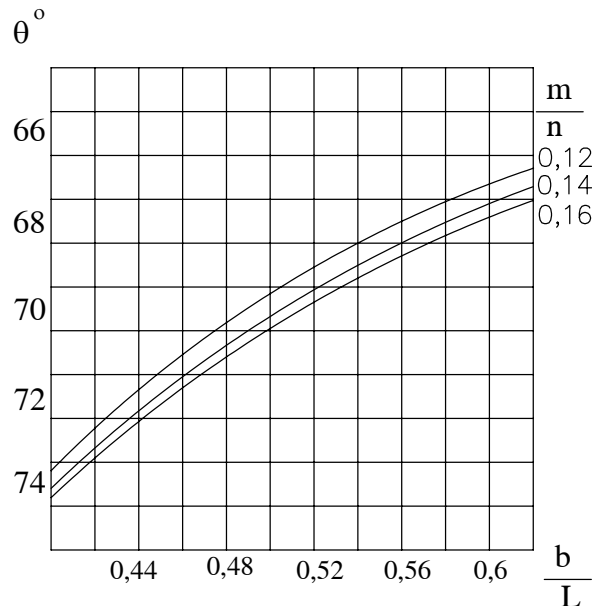
Hình 13.22: Đồ thị để chọn góc nghiêng của các đòn bên của hình thang lái

Khi thiết kế hình thang lái thì b, L đã biết, còn m thường lấy theo kinh nghiệm $m = 0,14 \div 0,16b$. Để có cơ sở chọn θ ban đầu cho nhanh và sát gần với đường θ_e (lý thuyết) ta chọn sơ bộ $\theta < 35^\circ$. Có θ ta tính được n .

$$n = b - 2m \sin \theta$$

Chọn các thông số hình thang lái hợp lý thì góc quay thực tế các bánh xe chỉ sai lệch $3 \div 5\%$ so với góc quay lý thuyết.

Trên hình 13.22 đường đậm là đường cong lý thuyết chỉ rõ quan hệ chính xác giữa α và β còn các đường cong θ_1 và $\theta_2 \dots$ biểu diễn quan hệ thực tế giữa các góc α và β khi ta cho các giá trị $\theta_1, \theta_2 \dots$ khác nhau. Lập như vậy có thể thực hiện với các tỉ số $\frac{m}{n}, \frac{b}{L}$ khác nhau. Kết quả là ta sẽ xác định được các giá trị hợp lý của $\theta = \theta_{hl}$ phụ thuộc vào tỉ số của $\frac{b}{L}$ và $\frac{m}{n}$.



Hình 13.23 : Đồ thị biểu diễn quan hệ θ phụ thuộc vào tỉ số $\frac{b}{L}$ và $\frac{m}{n}$

Trên hình 13.23 trình bày kết quả tính toán cho ba giá trị $\frac{m}{n}$, như vậy đồ thị trên hình

13.23 cho giá trị thuận lợi nhất của θ phụ thuộc theo tỉ số $\frac{b}{L}$ ở các độ dài $\frac{m}{n}$ khác nhau.

Đồ thị lập trên cơ sở giả thiết là hình thang lái Đantô đặt sau cầu trước (h.13.21). Đồ thị này chính xác với những góc quay lớn nhất của bánh xe ngoài bé hơn 40° (40° – góc quay gần giá trị cực đại).

CHƯƠNG XIV

KHUNG VÀ VỎ

I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU VÀ PHÂN LOẠI:

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.

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 cho xe khách và xe con 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.

3. Yêu cầu:

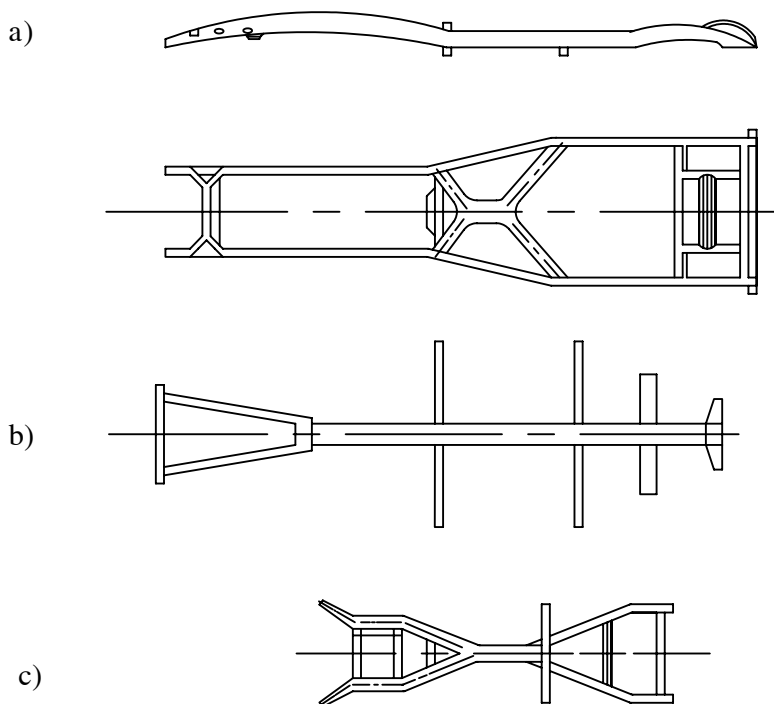
Khung phải đảm bảo các yêu cầu sau: Có độ bền lâu tương ứng với tuổi thọ của cả xe ô tô, có độ cứng vững tốt để cho biến dạng của khung không làm ảnh hưởng đến điều kiện làm việc của các cụm và các cơ cấu của ô tô, có hình dạng thích hợp đảm bảo tháo lắp dễ dàng các cụm.

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 hoá, 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.

II. KẾT CẤU VÀ TÍNH TOÁN KHUNG:

1. Kết cấu khung:

Khung xe có nhiều loại: Khung có xà dọc ở hai bên (hình 14.1a), khung có xà dọc ở giữa kiểu xương cá (hình 14.1b), khung hình chữ X (hình 14.1c).



Hình 14.1: Kết cấu khung xe.

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 với 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 hình ống, hình hộp, hoặc chữ C, trong đó thép dập hình chữ C là phổ biến nhất. Để giảm trọng tâm của xe, đôi khi xà dọc uốn vòng lên ở chỗ đỡ các cầu xe.

- Trên xà dọc có khoan nhiều lỗ để nối với vỏ xe hoặc các cụm khác bằng bulông, đinh tán. Ngoài ra nhiều lỗ bỏ trống, mục đích để khung xe chịu ứng suất đều.

2. Tính toán khung:

Hiện nay tính toán khung đang là một vấn đề thu hút sự chú ý nhiều nhà nghiên cứu. Nhiều tài liệu chuyên đề đã đưa ra các giả thuyết 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 ô tô với tải trọng hữu ích, v.v...) và tải trọng động (chủ yếu là tải trọng thẳng đứng sinh ra khi ô tô 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 tải trọng phân bố không đối xứng sẽ xoắn khung. Các tải trọng phân bố không đối xứng sinh ra khi ô tô 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 45^0 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 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 ô tô xem như là tải trọng phân bố đều theo chiều dài. Đối với ô tô 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 dôi của thùng chứa khỏi khung (hình 14.2) .

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 nhíp. 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 nhíp với khung. Nếu nhíp đối xứng thì:

$$T'_1 = T''_1 = \frac{T_1}{2}$$

$$T'_2 = T''_2 = \frac{T_2}{2}$$

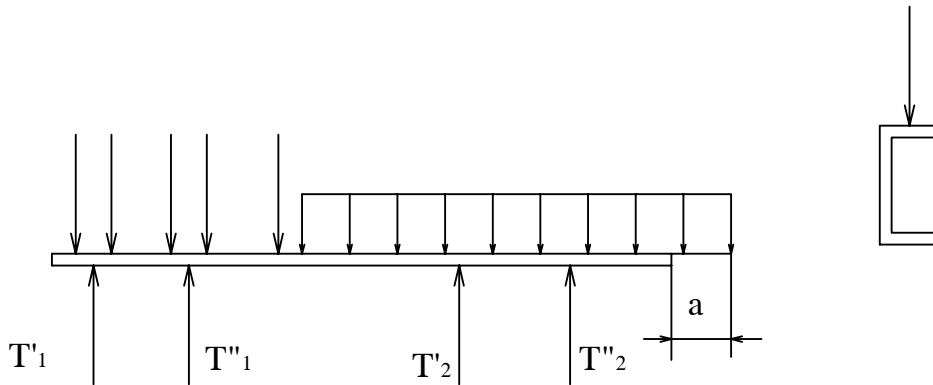
Sau khi xác định tất cả các lực tác dụng lên khung, sẽ tiến hành vẽ biểu đồ mômen uốn tác dụng lên khung (hình 14.2). Cho ứng suất uốn cho phép $[\sigma]$ ở dầm dọc rồi tính ra mômen chống uốn W_u cần thiết đối với mỗi tiết diện của nó, từ đấy định sơ bộ hình dạng của tiết diện dầm dọc cũng như kích thước và chiều dài các tấm cường hóa.

Ứng suất uốn cho phép của dầm dọc được chọn theo công thức:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{1,5(K_d + 1)} \quad (14.1)$$

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 14.2: 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 chịu 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 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 ở dầm ngang nữa. Ứng suất đạt trị số lớn nhất tại chỗ gắn dầm ngang với dầm dọc.

III. KẾT CẤU VỎ XE:

1. Vỏ xe khách :

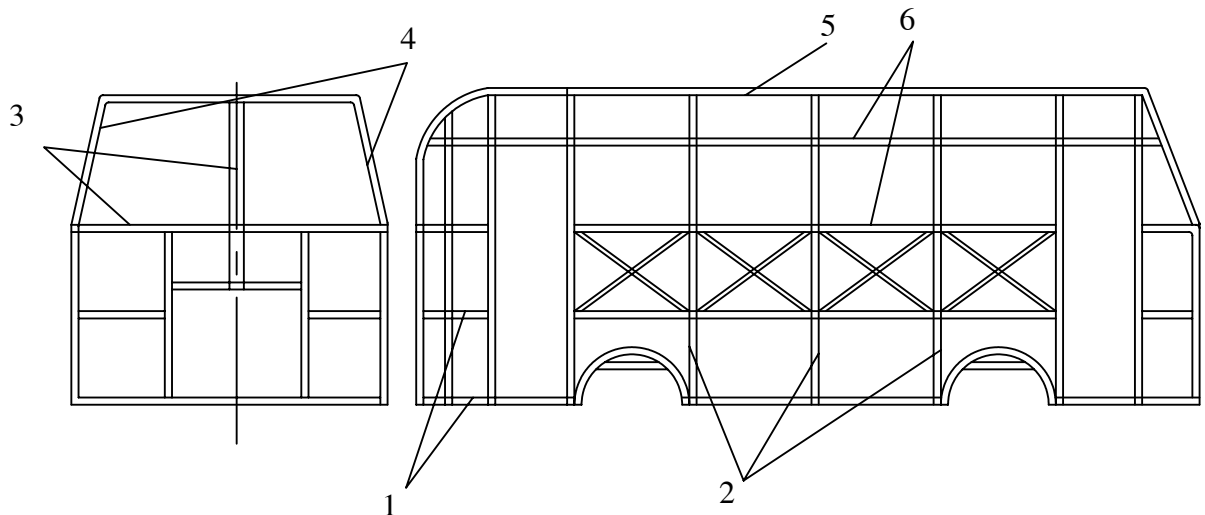
Vỏ xe khách có nhiều dạng, trong đó dạng kiểu toa tàu chịu lực phổ biến hơn cả (hình 14.3), vì dạng này có hệ số lợi dụng diện tích cao nhất ⁽¹⁾ và các chỉ tiêu sử dụng, bền, kinh tế cao. Khung xương của loại này thể hiện ở hình 14.3. Các chi tiết giá nền 1, cột chống 2, 4, nóc 5, đỡ ngoài 3, 6 là những 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

⁽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 .

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 $3,5^0 \div 5,5^0$ trên 1 m chiều dài vỏ.

Trọng lượng của khung xương và đáy, sàn (không kể ghế) so với diện tích bao ngoài của mặt chiếu bằng khoảng 1100N/m^2 .



Hình 14.3: Khung xương vỏ xe khách.

2. Vỏ xe du lịch:

Có nhiều loại, phổ biến nhất là loại vỏ kín có 4 cửa, hai hàng ghế, loại xe này có tên gọi là Sedan (Xê-đan). Hình dáng đảm bảo khí động học tốt nhất.

Loại thứ hai là loại vỏ kín, có 2 cửa, có 1 hoặc 2 hàng ghế, được gọi là coupe (cu-pê).

Loại thứ ba là loại vỏ có mui mềm mở được, có 2 hàng ghế. Nếu vỏ này có 4 cửa thì gọi là cabriolet. Nếu nó chỉ có 2 cửa thì gọi là coupe cabriolet (cupê-cabriôlét).

Vỏ xe con rất đắt, chiếm 55% giá bán một chiếc xe. Vỏ xe thường là tấm dập và có khung chống. Tỷ trọng của vỏ so với diện tích nền khoảng $650 \div 700\text{N/m}^2$. Độ cứng xoắn khoảng $6,1.10^5\text{Nm/độ}$.

3. Vỏ xe tải:

Vỏ xe tải và thùng chứa hàng thường tách rời. Vỏ xe dập 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 Cẩn
Phan Đình Kiên
Thiết kế và tính toán ô tô, máy kéo.
Nhà xuất bản Đại học và THCN Hà Nội – 1984.
Tập 1, 2 và 3.
- [2] Thái Nguyễn Bạch Liên
Kết cấu và tính toán ô tô.
Nhà xuất bản giao thông vận tải Hà Nội – 1984.
- [3] Prof. Ing. M. Apetaur, DrSc.
Doc. Ing. V. Stejskal, CSc.
Motorova Vozidla
Tập 1, 2, 3, 4 và 5
Nhà xuất bản SNTL Praha – 1988.
- [4] Prof. Ing. M. Apetaur, DrSc.
Vypoctove metody ve stavbe motorovych vozidel.
Nhà xuất bản CVUT –1984.
Praha –Czech Republic.
- [5] Prof. Ing. Frantisek Vlk, DrSc.
[5.1] Teorie Vozidel.
Nhà xuất bản SNTL Praha – 1982.
[5.2] Dynamika motorovych vozidel.
[5.3] Podvozky motorovych vozidel.
[5.4] Prevodova ustroji motorovych vozidel.
[5.5] Karoserie motorovych vozidel.
[5.6] Koncepce motorovych vozidel.
[5.7] Ulohy z dynamiky motorovych vozidel.
Nhà xuất bản SNTL Praha – 2000.
- [6] Prof. Ing. Petranek Jan, CSc
Ustroji Automobilu.
Nhà xuất bản SNTL Praha – 1980.
- [7] Prof. Heldt. P.M.
The automotive chassis.
The University of New York – 1962.
- [8] Prof. Bekker M.G.
Theory of land locomotion.
The University of Michigan – 1956.

MỤC LỤC

CHƯƠNG I: BỐ TRÍ CHUNG TRÊN Ô TÔ	1
I. BỐ TRÍ ĐỘNG CƠ TRÊN Ô TÔ :.....	1
II. BỐ TRÍ HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC TRÊN Ô TÔ :.....	3
CHƯƠNG II :TẢI TRỌNG TÁC DỤNG LÊN CÁC BỘ PHẬN VÀ CHI TIẾT CỦA Ô TÔ	9
I. KHÁI NIỆM VỀ CÁC LOẠI TẢI TRỌNG :.....	9
II. CÁC TRƯỜNG HỢP SINH RA TẢI TRỌNG ĐỘNG :.....	10
III .TẢI TRỌNG TÍNH TOÁN DÙNG TRONG THIẾT KẾ Ô TÔ :	16
CHƯƠNG III :LY HỢP	21
I. CÔNG DỤNG ,PHÂN LOẠI VÀ YÊU CẦU :.....	21
II. ẢNH HƯỞNG CỦA LY HỢP ĐẾN SỰ GÀI SỔ :.....	22
III. TÁC DỤNG CỦA LY HỢP KHI PHANH Ô TÔ:.....	26
IV. CÔNG TRƯỢT SINH RA TRONG QUÁ TRÌNH ĐÓNG LY HỢP:	28
V. XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC CƠ BẢN, TÍNH TOÁN HAO MÒN VÀ NHIỆT ĐỘ CỦA LY HỢP :.....	32
VI. TÍNH TOÁN CÁC CHI TIẾT CHỦ YẾU CỦA LY HỢP :.....	36
CHƯƠNG IV :HỘP SỐ CƠ KHÍ	41
I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:.....	41
II. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN HỘP SỐ CÓ CẤP CỦA Ô TÔ:.....	42
III. SƠ ĐỒ ĐỘNG HỌC MỘT SỐ LOẠI HỘP SỐ CỦA Ô TÔ:.....	42
IV. CHỌN TỶ SỐ TRUYỀN CỦA HỘP SỐ:.....	44
V. TÍNH TOÁN CÁC CHI TIẾT CỦA HỘP SỐ:.....	45
CHƯƠNG V :HỘP SỐ TỰ ĐỘNG	61
I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:.....	61
II. LY HỢP THỦY ĐỘNG:.....	62
III. BIẾN MÔMEN THỦY LỰC:	67
IV. HỘP SỐ HÀNH TINH:.....	74
CHƯƠNG VI :TRUYỀN ĐỘNG CÁC ĐĂNG	79
I. CÔNG DỤNG , YÊU CẦU , PHÂN LOẠI:.....	79
II. ĐỘNG HỌC CỦA CƠ CẤU CÁC ĐĂNG:	80
III. ĐỘNG LỰC HỌC CỦA CƠ CẤU CÁC ĐĂNG:.....	88
IV. SỐ VÒNG QUAY NGUY HIỂM CỦA TRỤC CÁC ĐĂNG :.....	90
V. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ TRUYỀN ĐỘNG CÁC ĐĂNG:.....	92
CHƯƠNG VII :TRUYỀN LỰC CHÍNH	99
I. CÔNG DỤNG , YÊU CẦU , PHÂN LOẠI :.....	99
II. CÁC PHƯƠNG ÁN KẾT CẤU CỦA TRUYỀN LỰC CHÍNH :	100
III. THIẾT KẾ CÁC KÍCH THƯỚC CỦA TRUYỀN LỰC CHÍNH :.....	104
IV. TÍNH TOÁN TRUYỀN LỰC CHÍNH:.....	106
V. CÁC BIỆN PHÁP TĂNG CƯỜNG ĐỘ CỨNG VỮNG CỦA TRUYỀN LỰC CHÍNH :....	110
VI. VẬT LIỆU CHẾ TẠO TRUYỀN LỰC CHÍNH	113
CHƯƠNG VIII :VI SAI	114
I. CÔNG DỤNG , YÊU CẦU , PHÂN LOẠI :.....	114
II. ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC CỦA VI SAI :	115
III. ẢNH HƯỞNG CỦA VI SAI ĐẾN TÍNH CHẤT KÉO CỦA XE :	118
IV. KẾT CẤU VÀ TÍNH TOÁN MỘT SỐ BỘ VI SAI :.....	123

V. VẬT LIỆU CHẾ TẠO CÁC CHI TIẾT CỦA VI SAI:.....	130
CHƯƠNG IX :TRUYỀN ĐỘNG ĐẾN CÁC BÁNH XE CHỦ ĐỘNG	132
I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI :.....	132
II. TÍNH TOÁN NỬA TRỤC THEO ĐỘ BỀN :.....	135
III. BÁNH XE VÀ LỚP CỦA ÔTÔ:	144
CHƯƠNG X :DẪM CẦU – VỎ CẦU	149
I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:.....	149
II. TÍNH VỎ CẦU CHỦ ĐỘNG KHÔNG DẪN HƯỚNG:.....	150
III. TÍNH DẪM CẦU TRƯỚC DẪN HƯỚNG THEO BỀN:	159
CHƯƠNG XI :HỆ THỐNG TREO	164
I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU	164
II. PHÂN TÍCH KẾT CẤU HỆ THỐNG TREO	166
A. BỘ PHẬN DẪN HƯỚNG.	168
I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.	168
II. KẾT CẤU CỦA BỘ PHẬN DẪN HƯỚNG.....	170
III. TÍNH TOÁN BỘ PHẬN DẪN HƯỚNG.....	174
B. BỘ PHẬN ĐÀN HỒI.	178
I. PHÂN LOẠI.	178
II. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH ĐÀN HỒI CỦA HỆ THỐNG TREO.	178
III. TÍNH TOÁN PHẦN TỬ ĐÀN HỒI KIM LOẠI.....	182
IV. PHẦN TỬ ĐÀN HỒI LOẠI KHÍ.	197
V. HỆ THỐNG TREO THỦY KHÍ.	198
VI. ĐIỀU CHỈNH HỆ THỐNG TREO.....	199
C. BỘ PHẬN GIẢM CHẤN.	201
I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU	202
II. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH CỦA GIẢM CHẤN THỦY LỰC.....	203
III. TÍNH TOÁN GIẢM CHẤN THỦY LỰC	204
CHƯƠNG XII: HỆ THỐNG PHANH	206
I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.	206
II. KẾT CẤU CHUNG HỆ THỐNG PHANH.....	207
A. TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH.	213
I. XÁC ĐỊNH MÔMEN PHANH CẦU SINH RA Ở CÁC CƠ CẤU PHANH.....	213
II. TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH GUỐC	215
III. TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH ĐĨA.....	228
IV. XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC CỦA MÁ PHANH.	230
V. TÍNH TOÁN NHIỆT PHÁT RA TRONG QUÁ TRÌNH PHANH.	232
B. TRUYỀN ĐỘNG PHANH.	233
I. TRUYỀN ĐỘNG PHANH BẰNG CƠ KHÍ	233
II. TRUYỀN ĐỘNG PHANH BẰNG CHẤT LỎNG (DẦU).....	236
III. TRUYỀN ĐỘNG PHANH BẰNG KHÍ	239
IV. BỘ ĐIỀU HOÀ LỰC PHANH VÀ BỘ CHỐNG HẮM CỨNG	243
CHƯƠNG XIII: HỆ THỐNG LÁI	246
I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.	246
II. TỈ SỐ TRUYỀN CỦA HỆ THỐNG LÁI	247
III. KẾT CẤU HỆ THỐNG LÁI.	249
IV. TÍNH TOÁN HỆ THỐNG LÁI.....	260
CHƯƠNG IV: KHUNG VÀ VỎ.	271
I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.	271

II. KẾT CẤU VÀ TÍNH TOÁN KHUNG.....	272
III. KẾT CẤU VỎ XE.....	274
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	276
MỤC LỤC.....	277