

TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP. HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ ĐỘNG LỰC
BỘ MÔN KHUNG GẦM

GIÁO TRÌNH

Ô TÔ

(DÙNG CHO HỆ CAO ĐẲNG)



Người biên soạn: GVC.MSc. Đặng Quý

TP. HỒ CHÍ MINH, 1 / 2007

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 cử nhân, kỹ sư có trình độ đáp ứng được những đòi hỏi của ngành công nghệ và sửa chữa ô tô là một nhiệm vụ rất quan trọng và cấp bách.

Để phục vụ cho mục đích lâu dài nêu trên và trước mắt để đáp ứng cho chương trình đào tạo theo hướng công nghệ ô tô, khoa Cơ khí Động lực của trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật đã phân công cán bộ giảng dạy biên soạn giáo trình “**Ô tô**” dùng cho hệ cao đẳng.

Giáo trình này có 8 chương nhằm giới thiệu những kiến thức cơ bản về cơ học chuyển động của ô tô, những yêu cầu cơ bản của ô tô về phương diện động học và động lực học. Ngoài ra, kết hợp với việc nghiên cứu kết cấu và một số tính toán cơ bản của các cụm và các hệ thống, môn học này sẽ cung cấp những kiến thức nền tảng cho việc đánh giá chất lượng kỹ thuật của ô tô.

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

“Ô tô” là môn học chuyên ngành quan trọng ở năm cuối của hệ cao đẳng. 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”, “Động cơ đốt trong 1”.

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 Công nghệ ô tô. Nội dung kiến thức ở học phần này nhằm trang bị cho sinh viên những kiến thức cơ bản về: phương pháp nghiên cứu khảo sát các đặc tính động lực học cơ bản, các phương pháp xác định, đánh giá các chỉ tiêu kỹ thuật, kinh tế khi vận hành ô tô. Mặc khác cung cấp cho sinh viên các đặc điểm cấu tạo và nguyên lý làm việc, những phương pháp tính toán xác định các thông số làm việc cơ bản của các cụm và hệ thống thuộc phần gầm của 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 để lần tái bản sau có chất lượng tốt hơn. Tôi xin chân thành cảm ơn!

Người biên soạn:

GVC.MSc. Đặng Quý

MỤC LỤC

	Trang
Lời nói đầu.....	1
Mục lục.....	2
Ký hiệu và đơn vị đo cơ bản	5
CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN VỀ Ô TÔ	6
Mục tiêu	6
1.1. Những yêu cầu chung đối với ô tô.....	7
1.2. Các phương án bố trí động cơ và hệ thống truyền lực.....	8
1.2.1. Các phương án bố trí động cơ.	8
1.2.2. Các phương án bố trí hệ thống truyền lực.....	10
1.3. Nhiệm vụ và yêu cầu đối với các hệ thống và các cụm trên ô tô.....	16
1.3.1. Nhiệm vụ và yêu cầu của hệ thống truyền lực.....	16
1.3.2. Nhiệm vụ và yêu cầu của hệ thống phanh.	16
1.3.3. Nhiệm vụ và yêu cầu của hệ thống treo	17
1.3.4. Nhiệm vụ và yêu cầu của hệ thống lái.	17
1.3.5. Nhiệm vụ và yêu cầu của các cầu xe.....	18
1.3.6. Nhiệm vụ và yêu cầu của khung và thân xe.....	18
CHƯƠNG 2: ĐỘNG CƠ TRÊN Ô TÔ	19
Mục tiêu	19
2.1. Những yêu cầu đối với động cơ dùng trên ô tô	20
2.2. Các đặc tính của động cơ đốt trong.	20
2.3. Đặc tính lý tưởng của động cơ dùng trên ô tô.	
Khuyh hướng sử dụng động cơ điện.	24
CHƯƠNG 3: CƠ HỌC CHUYỂN ĐỘNG THẲNG CỦA Ô TÔ	26
Mục tiêu	26
3.1. Sự truyền năng lượng trên ô tô.	27
3.1.1. Sự truyền và biến đổi năng lượng trong hệ thống truyền lực.	27
3.1.2. Sự biến đổi năng lượng trong hệ thống chuyển động.....	28
3.1.3. Sự tổn hao năng lượng khi truyền năng lượng trên xe	29
3.2. Cơ học lăn của bánh xe.	30
3.2.1. Các loại bán kính bánh xe.....	30
3.2.2. Động học lăn của bánh xe không biến dạng.....	31
3.2.3. Động lực học chuyển động của bánh xe	35
3.2.4. Sự trượt của bánh xe, khái niệm về khả năng bám và hệ số bám	38
3.2.5. Biến dạng của bánh xe đàn hồi khi chịu lực ngang. Góc lệch hướng	42
3.3. Cơ học chuyển động thẳng của ô tô.	44
3.3.1. Các lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động tổng quát.	
Lực riêng và các công suất tương ứng.....	44
3.3.2. Phương trình cân bằng lực kéo, phương trình cân bằng công suất.	
Đặc tính động lực học của ô tô và các đồ thị tương ứng.	51
3.3.3. Xác định các thông số động lực học cơ bản của ô tô bằng tính toán.....	63

CHƯƠNG 4: TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA Ô TÔ	68
Mục tiêu	68
4.1. Các chỉ tiêu kinh tế nhiên liệu của ô tô.....	69
4.2. Phương trình tiêu hao nhiên liệu.....	69
4.3. Đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định.....	71
CHƯƠNG 5: HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC CỦA Ô TÔ.....	76
Mục tiêu	76
5.1. Tải trọng tác dụng lên hệ thống truyền lực.....	77
5.1.1. Khái niệm về các loại tải trọng.....	77
5.1.2. Những trường hợp sinh ra tải trọng động trong hệ thống truyền lực.....	77
5.1.3. Tải trọng dùng để tính toán các cụm trong hệ thống truyền lực	83
5.2. Ly hợp.....	84
5.2.1. Công dụng, phân loại, yêu cầu.....	84
5.2.2. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc của ly hợp ma sát.....	85
5.2.3. Ảnh hưởng của ly hợp tới sự gài số.....	86
5.2.4. Tác dụng của ly hợp khi phanh.....	90
5.2.5. Ly hợp thủy động.....	92
5.3. Hộp số và hộp phân phối.....	95
5.3.1. Hộp số có cấp	95
5.3.2. Hộp số tự động.....	107
5.3.3. Hộp phân phối.....	126
5.4. Truyền động các đăng.....	132
5.4.1. Công dụng, yêu cầu, phân loại	132
5.4.2. Cấu tạo và động học của cơ cấu các đăng.....	133
5.4.3. Số vòng quay nguy hiểm của trục các đăng	141
5.5. Cầu chủ động.....	143
5.5.1. Sơ đồ động học của bộ truyền lực trong cầu chủ động	143
5.5.2. Truyền lực chính.....	145
5.5.3. Vi sai.....	147
5.5.4. Bán trục.....	157
CHƯƠNG 6: PHANH Ô TÔ VÀ HỆ THỐNG PHANH.....	160
Mục tiêu	160
6.1. Công dụng, yêu cầu và phân loại hệ thống phanh.....	161
6.2. Lý thuyết về quá trình phanh.....	162
6.2.1. Lực phanh và các mômen tác dụng lên bánh xe khi phanh.....	162
6.2.2. Lực phanh ô tô và điều kiện bảo đảm phanh tối ưu.....	164
6.2.3. Mômen phanh cần thiết tại các cơ cấu phanh.....	167
6.2.4. Xác định các chỉ tiêu đánh giá hiệu quả phanh.....	168
6.2.5. Phân bố lực phanh và ổn định của ô tô khi phanh.....	171
6.3. Phanh chống hãm cứng ABS.	
Khả năng nâng cao hiệu quả và ổn định của ô tô khi phanh.....	174
6.4. Sơ đồ cấu tạo hệ thống phanh dầu, phanh khí và phanh thủy khí.....	178

6.5. Tính toán cơ cấu phanh guốc	183
6.6. Tính toán truyền động phanh	198
CHƯƠNG 7: DAO ĐỘNG Ô TÔ VÀ HỆ THỐNG TREO	209
Mục tiêu	209
7.1. Các chỉ tiêu về độ êm dịu chuyển động của ô tô.	210
7.2. Sơ đồ dao động tương đương của ô tô.....	212
7.3. Dao động tự do không có lực cản của ô tô.....	216
7.4. Công dụng, yêu cầu, phân loại của hệ thống treo	220
7.5. Bộ phận đàn hồi.....	222
7.5.1. Cấu tạo của các phần tử đàn hồi.	222
7.5.2. Đường đặc tính đàn hồi của hệ thống treo	227
7.6. Bộ phận giảm chấn.....	230
7.7. Bộ phận dẫn hướng.....	235
CHƯƠNG 8: QUAY VÒNG Ô TÔ VÀ HỆ THỐNG LÁI	242
Mục tiêu	242
8.1. Động học và động lực học quay vòng ô tô.	243
8.2. Tính chất quay vòng thiếu, thừa và trung tính.	249
8.2.1. Khái niệm về ảnh hưởng độ đàn hồi của lớp tới quay vòng ô tô	249
8.2.2. Quay vòng ô tô khi lớp bị biến dạng ngang	251
8.2.3. Ảnh hưởng của quay vòng trung tính, thiếu hoặc thừa tới ổn định của ô tô	253
8.3. Công dụng, yêu cầu, phân loại hệ thống lái.....	256
8.4. Kết cấu của hệ thống lái.....	257
8.4.1. Sơ đồ cấu tạo hệ thống lái.....	257
8.4.2. Cơ cấu lái.....	258
8.4.3. Truyền động lái.	262
8.5. Hình thang lái.	264
8.5.1. Động học của hình thang lái	264
8.5.2. Kiểm tra hình thang lái.....	264
8.5.3. Xác định kích thước hình thang lái	266
8.6. Xác định lực của người lái tác dụng lên vô lăng	269
Tài liệu tham khảo.....	272

KÝ HIỆU VÀ ĐƠN VỊ ĐO CƠ BẢN

Đại lượng	Ký hiệu	Đơn vị	Hệ số chuyển đổi giữa đơn vị cơ bản và đơn vị cũ
Chiều dài	l	m	1 inch = 2,54 cm = 0,0254 m
Vận tốc dài	v	m / s	1m / s = 3,6 km / h
Vận tốc góc	ω	rad / s	
Số vòng quay	n	vg / ph	
Gia tốc	j	m / s ²	
Gia tốc góc	ε	rad / s ²	
Lực	P	N	1N \approx 0,1kG
Trọng lượng	G	N	10 ³ N \approx 10 ² kG \approx 0,1tấn
Khối lượng	m	kg	
Áp suất	q	N / m ²	1N / m ² = 1Pa = 10 ⁻⁵ kG / cm ²
Ứng suất	σ	N / m ²	1MN / m ² \approx 10 kG / cm ²
Mômen quay	M	N m	1Nm \approx 10 kGcm \approx 0,1 kGm
Công	L	J	1J = 1Nm \approx 0,1 kGm
Công suất	N	W	1W = 1J/s \approx 0,1 kGm/s 1W \approx 1/736 m.l (mã lực)
Nhiệt độ	T	⁰ K	T = t + 273 ⁰ (T: độ Kenvin, t: độ Xenxiut)
Nhiệt lượng	Q	J	1J \approx 2,4.10 ⁻³ kcal
Nhiệt dung riêng	C	J / kgđộ	1J/kgđộ \approx 2,4.10 ⁻³ kcal/kgđộ
Thời gian	t	s	

CHƯƠNG 1

TỔNG QUAN VỀ Ô TÔ

Mục tiêu:

Sau khi học xong chương này các sinh viên có khả năng:

1. Trình bày được các yêu cầu đối với ô tô.
2. Đánh giá được các ưu điểm và nhược điểm của từng phương án bố trí động cơ.
3. Nêu ra được các phương án bố trí hệ thống truyền lực trên ô tô.
4. Trình bày được nhiệm vụ và yêu cầu của hệ thống truyền lực.
5. Nêu được nhiệm vụ và yêu cầu của hệ thống phanh.
6. Trình bày được nhiệm vụ và yêu cầu của hệ thống treo.
7. Trình bày được nhiệm vụ và yêu cầu của hệ thống lái.
8. Nêu được các yêu cầu và nhiệm vụ của các cầu xe.
9. Trình bày được nhiệm vụ và yêu cầu của khung và thân xe.

1.1. NHỮNG YÊU CẦU CHUNG ĐỐI VỚI Ô TÔ:

1.1.1. Các yêu cầu về thiết kế, chế tạo:

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

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

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

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

1.1.2. Các yêu cầu về sử dụng:

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

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

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

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

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

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

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

1.1.3. Các yêu cầu về bảo dưỡng sửa chữa:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

1.2. CÁC PHƯƠNG ÁN BỐ TRÍ ĐỘNG CƠ VÀ HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC:

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.

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

Ở đây :

l – 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 dễ 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.

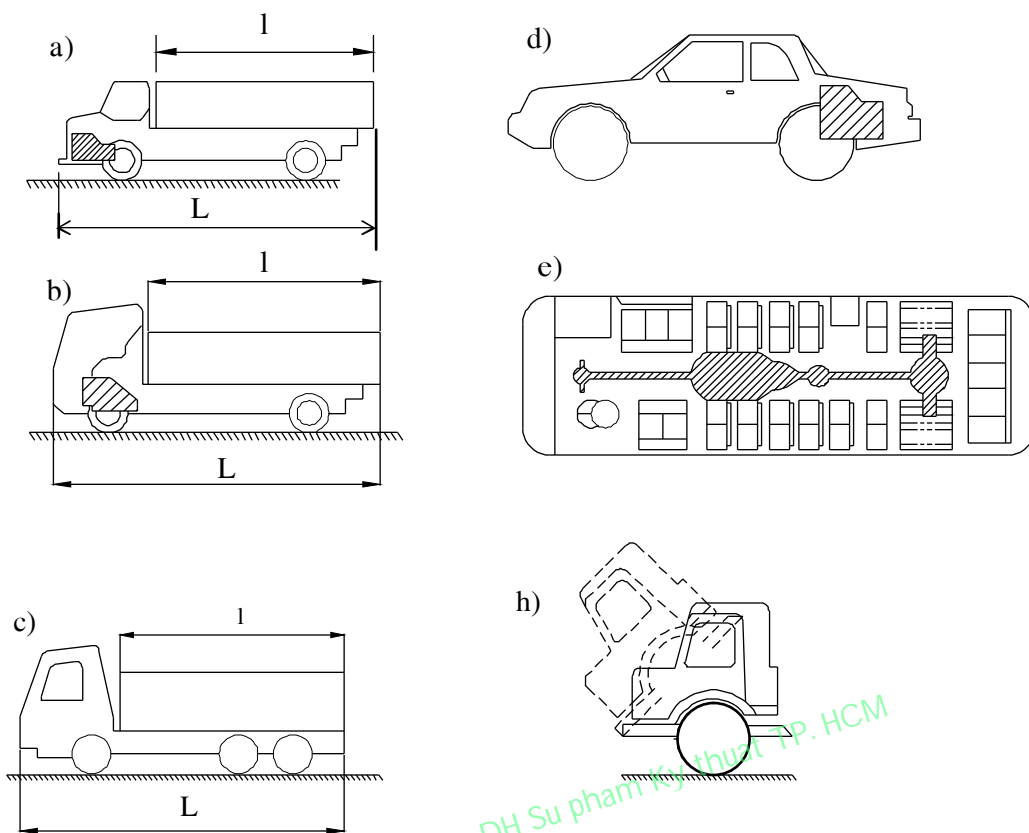
1.2.1. Các phương án bố trí động cơ:

1.2.1.1. Động cơ đặt 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:

1.2.1.1.1. Động cơ đặt đằng trước 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.



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.

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.

1.2.1.1.2. Động cơ đặt đằng trước nằm trong buồng lái:

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.

1.2.1.2. 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.

1.2.1.3. 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 là 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.

1.2.1.4. Động cơ đặt 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.

1.2.2. Các phương án bố trí hệ thống truyền lực trên ô tô:

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 đăng : (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 cầu 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).

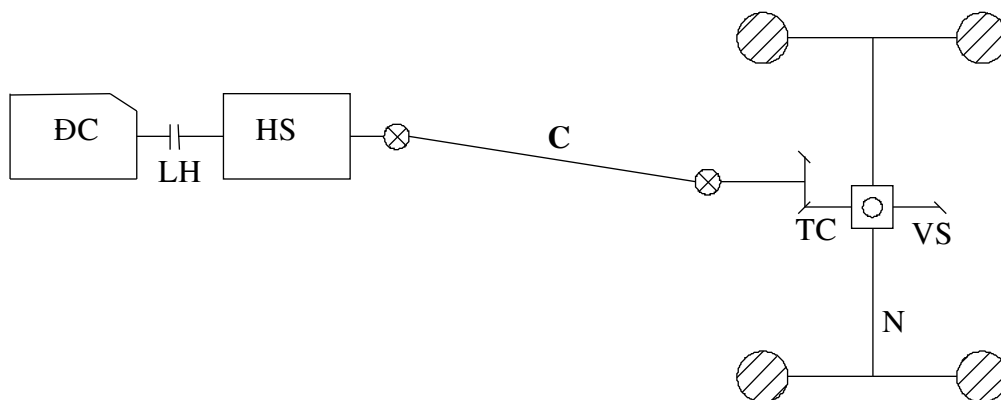
6 x 4 : xe có hai cầu chủ động, một cầu bị động (có 6 bánh xe, trong đó 4 bánh xe là chủ động).

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).

1.2.2.1. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 4x2:

1.2.2.1.1. Động cơ đặt trước, cầu sau chủ động:



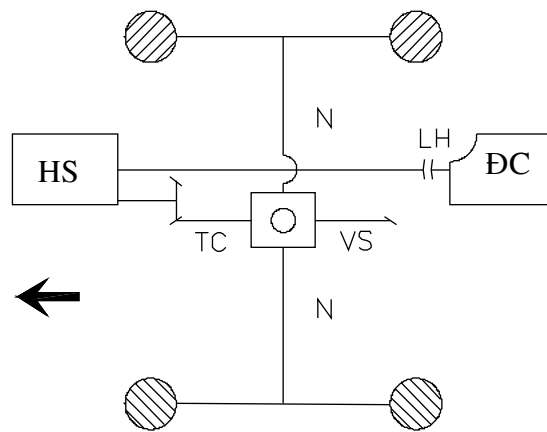
Hình 1.2: Động cơ đặt trước, cầu sau chủ động (4 x 2).

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.

1.2.2.1.2. Động cơ đặt sau, cầu sau chủ động:

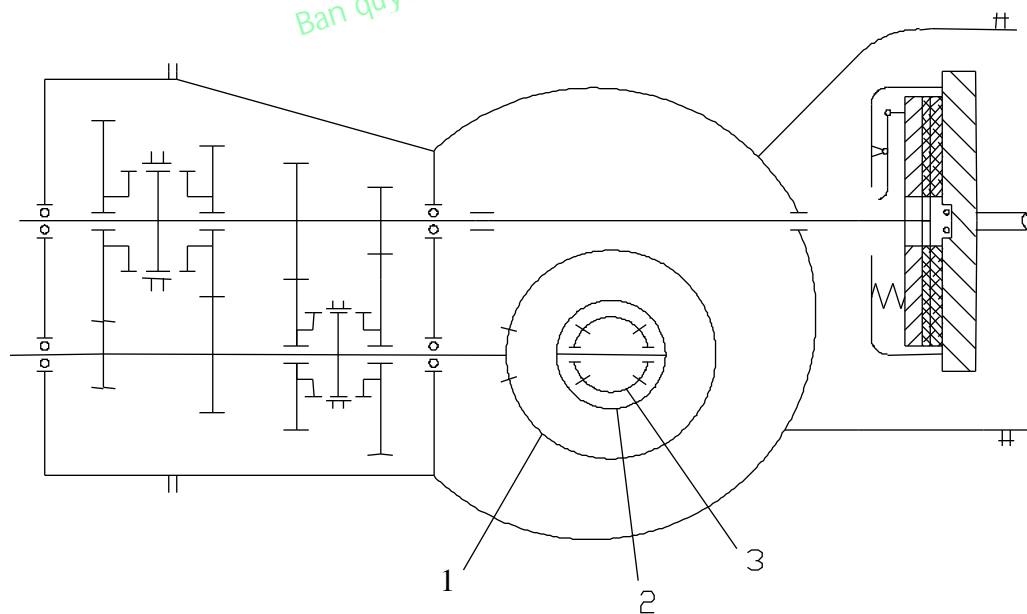
Phương án này được thể hiện ở hình 1.3 thường được sử dụng ở một số xe du lịch và xe khách. Trong trường hợp này hệ thống truyền lực sẽ gọn và đơn giản vì không cần đến

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.

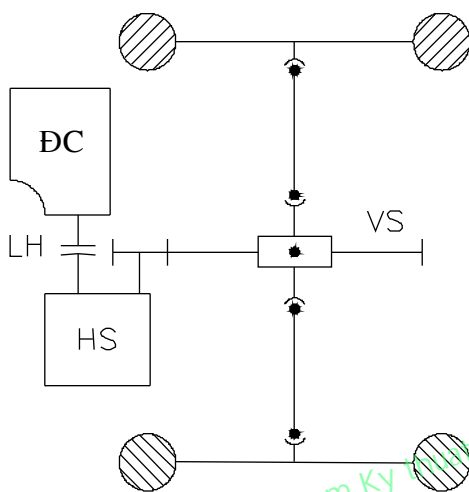


Hình 1.4: Hệ thống truyền lực xe VW 1200.

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

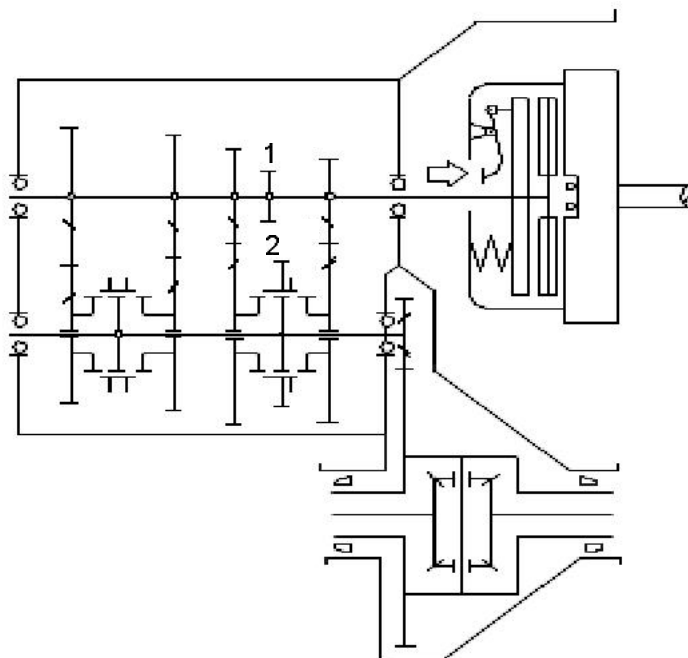
1.2.2.1.3. Động cơ đặt trước, cầu trước chủ động:

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 (CH Pháp):

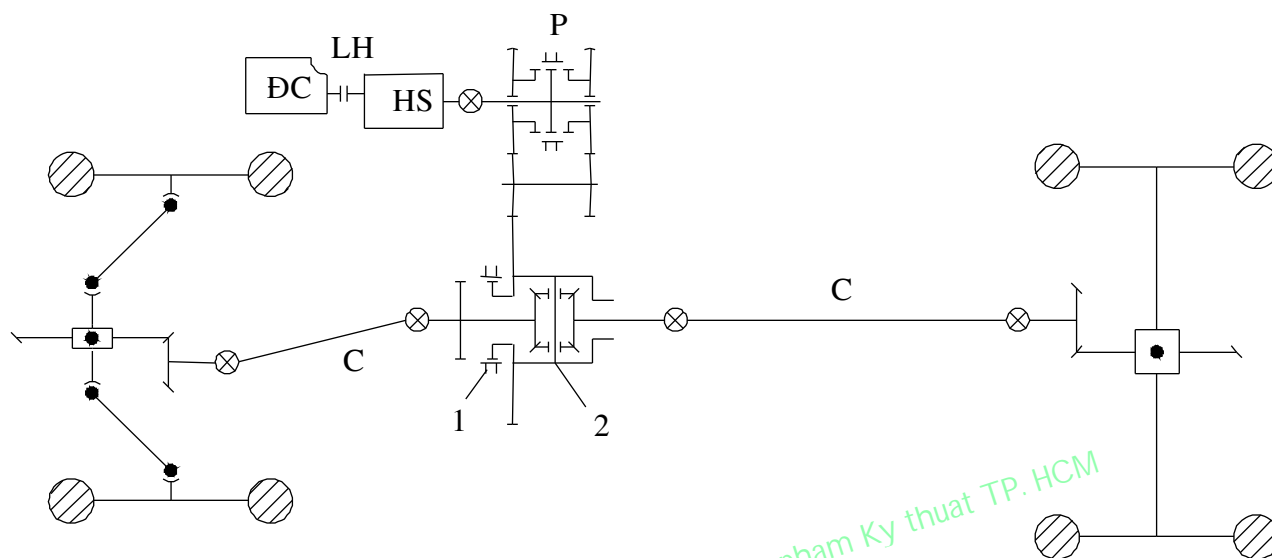


Hình 1.6: Hệ thống truyền lực của xe du lịch TALBOT SOLARA.

1 và 2 : cơ cấu sang số lùi (không thể hiện hết ở hình vẽ).

1.2.2.2. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 4x4:

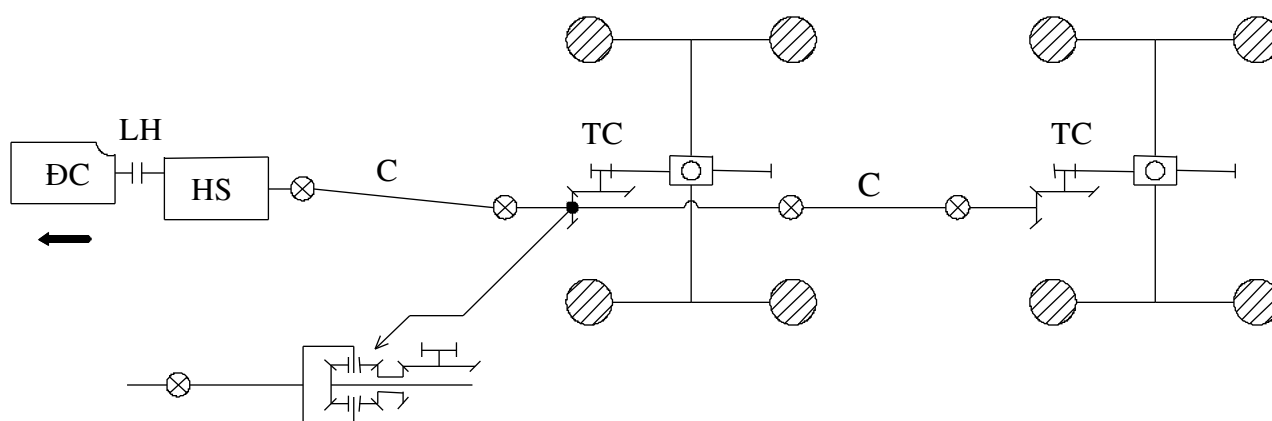
Phương án này được sử dụng nhiều ở xe tải và một số xe du lịch. Trên hình 1.7 trình bày hệ thống truyền lực của xe du lịch VAZ - 2121 (sản xuất tại CHLB Nga). Ở bên trong hộp phân phối có bộ vi sai giữa hai cầu và cơ cấu khóa bộ vi sai đó khi cần thiết.



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.

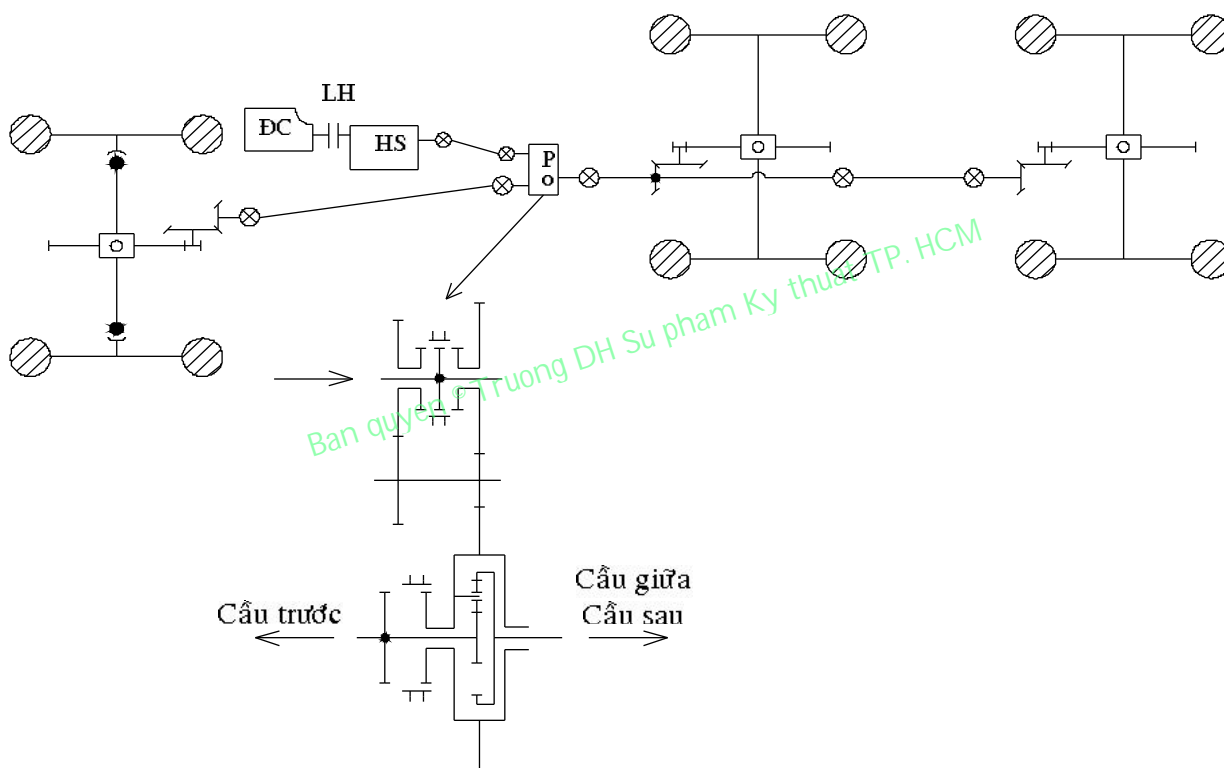
1.2.2.3. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 6x4:



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.

1.2.2.4. Bố trí hệ thống truyền lực theo công thức 6x6:



Hình 1.9 : Hệ thống truyền lực của xe URAL 375.

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,...

1.3. NHIỆM VỤ VÀ YÊU CẦU ĐỐI VỚI CÁC HỆ THỐNG VÀ CÁC CỤM TRÊN ÔTÔ:

1.3.1. Nhiệm vụ và yêu cầu của hệ thống truyền lực:

1.3.1.1. Nhiệm vụ:

- Để truyền và thay đổi mômen xoắn từ động cơ đến các bánh xe chủ động phù hợp với các mômen cản luôn thay đổi.
- Thay đổi chiều chuyển động của xe.
- Giúp xe chuyển động với các vận tốc khác nhau khi cần thiết.
- Đảm bảo cho xe dừng tại chỗ mà không cần tắt máy.
- Dẫn động mômen xoắn ra ngoài cho các bộ phận đặc biệt.

1.3.1.2. Yêu cầu:

- Phải có tỷ số truyền thích hợp nhằm nâng cao tính năng động lực học và tính kinh tế của ô tô.
- Có hiệu suất cao, không có tiếng ồn khi làm việc.
- Kết cấu gọn nhẹ, dễ dàng bố trí trên xe, phải tiện lợi trong việc điều khiển.
- Độ tin cậy cao, ít hư hỏng, tuổi thọ cao.
- Không sinh ra tải trọng động quá lớn do mômen quán tính gây nên.
- Dễ kiểm tra, bảo dưỡng và sửa chữa khi có hư hỏng.

1.3.2. Nhiệm vụ và yêu cầu của hệ thống phanh:

1.3.2.1. Nhiệm vụ:

- 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.

1.3.2.2. 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.

1.3.3. *Nhiệm vụ và yêu cầu của hệ thống treo:*

1.3.3.1. *Nhiệm vụ:*

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.

1.3.3.2. *Yêu cầu:*

- 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.
- 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).
- Dập tắt nhanh các dao động của thân xe và các bánh xe.
- Giảm tải trọng động khi ô tô qua những đường gồ ghề.

1.3.4. *Nhiệm vụ và yêu cầu của hệ thống lái:*

1.3.4.1. *Nhiệm vụ:*

- 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.

1.3.4.2. *Yêu cầu:*

- 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).

1.3.5. Nhiệm vụ và yêu cầu của các cầu xe:

1.3.5.1. Nhiệm vụ:

Dầm cầu (hoặc vỏ cầu) dùng để đỡ toàn bộ trọng lượng phần được treo của ô tô, bao gồm: động cơ, ly hợp, hộp số, khung, thân xe, hệ thống treo, thùng xe, buồng lái...

Ngoài ra vỏ cầu còn có chức năng bảo vệ các chi tiết bên trong như: truyền lực chính, vi sai, các bán trục...

1.3.5.2. 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 không cho nước, bụi, đất và các chất bẩn 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 qui định.

1.3.6. Nhiệm vụ và yêu cầu của khung và thân xe:

1.3.6.1. Nhiệm vụ:

Khung của ô tô dùng để đỡ các cụm nằm ở trên nó và giữ cho các cụm ở những vị trí tương quan với nhau.

Thân xe (vỏ ô tô) để chứa hành khách, người lái, hàng hóa.

1.3.6.2. Yêu cầu:

Khung phải đảm bảo các yêu cầu sau: có độ bền lâu tương ứng với tuổi thọ của xe, 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 trong thời gian dài.

CHƯƠNG 2

ĐỘNG CƠ TRÊN Ô TÔ

Mục tiêu :

Sau khi học xong chương này các sinh viên có khả năng:

1. Trình bày được những yêu cầu đối với động cơ dùng trên ô tô.
2. Nêu được các khái niệm về đặc tính công suất của động cơ.
3. Trình bày được đặc tính tiêu hao nhiên liệu và hiệu suất của động cơ.
4. Vẽ được các đường đặc tính ngoài của động cơ đốt trong trên ô tô.
5. Vẽ được đường đặc tính lý tưởng của động cơ dùng trên ô tô.

2.1. NHỮNG YÊU CẦU ĐỐI VỚI ĐỘNG CƠ DÙNG TRÊN Ô TÔ :

Động cơ dùng trên ô tô phải đáp ứng được các yêu cầu sau :

- Cung cấp cho xe một công suất cần thiết đủ để khắc phục các lực cản chuyển động và thay đổi được vận tốc của xe theo yêu cầu.
- Phải có hiệu suất lớn nhất có thể được.
- Lượng nhiên liệu tiêu hao càng ít càng tốt.
- Có khối lượng và thể tích nhỏ nhất.
- Phải có độ bền và độ tin cậy cao khi làm việc.
- Tạo điều kiện dễ dàng cho công việc bảo dưỡng và sửa chữa.
- Phải giảm tối đa lượng khí thải độc hại và tiếng ồn.
- Có giá thành thấp để tăng tính cạnh tranh trên thị trường.

2.2. CÁC ĐẶC TÍNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG :

2.2.1. Đặc tính công suất :

Để xác định được lực hoặc mômen tác dụng lên các bánh xe chủ động của ô tô, chúng ta cần phải nghiên cứu đặc tính công suất của động cơ đốt trong loại piston. Đặc tính công suất mô tả quan hệ giữa công suất N_e và hai thành phần của nó là mômen M_e và tốc độ góc ω_e (hay số vòng quay n_e). Thông thường nó được biểu diễn qua đặc tính tốc độ của mômen $M_e(\omega_e)$ hay đặc tính tốc độ của công suất $N_e(\omega_e)$.

Mối quan hệ giữa N_e , M_e , ω_e được biểu diễn theo công thức:

$$N_e = M_e \omega_e \quad (2.1)$$

Với :

- M_e – Mômen xoắn của động cơ.
- N_e – Công suất của động cơ.
- ω_e – Vận tốc góc của động cơ.

Thông thường chúng ta hay sử dụng đặc tính N_e , $M_e(\omega_e)$ khi động cơ làm việc ở chế độ cung cấp nhiên liệu lớn nhất, thường gọi là đặc tính ngoài.

Chế độ danh định là một điểm trên đặc tính ngoài, thông thường ứng với công suất cực đại, lúc đó các thông số có ký hiệu: $N_{e_{max}}$, M_e^n , ω_e^n . Chế độ mômen xoắn cực đại ứng với các thông số N_e^m , $M_{e_{max}}$, ω_e^m và ta có một số khái niệm sau đây :

* Hệ số đàn hồi (thích ứng) của động cơ theo mômen :

$$K_m = \frac{M_{e_{max}}}{M_e^n} \quad (2.2)$$

Ở đây :

- $M_{e_{max}}$ – Mômen xoắn cực đại của động cơ.
- K_m – Hệ số thích ứng của động cơ theo mômen.

+ Đối với từng loại động cơ, hệ số thích ứng theo mômen có giá trị như sau:

- Động cơ xăng: $K_m = 1,1 \div 1,35$

- Động cơ diesel không có phun đậm đặc: $K_m = 1,1 \div 1,15$
- Động cơ diesel có phun đậm đặc: $K_m = 1,1 \div 1,25$

* Hệ số đàn hồi (thích ứng) theo tốc độ:

$$K_n = \frac{\omega_e^m}{\omega_e^n} \tag{2.3}$$

Ở chế độ danh định khi biết K_m thì :

$$M_{emax} = K_m \cdot M_e^n = K_m \frac{N_e^n}{\omega_e^n} \tag{2.4}$$

Ta xây dựng đường đặc tính bằng cách thử động cơ trên bệ thử trong các điều kiện thử xác định, nhưng công suất động cơ trên bệ thử khác với công suất sử dụng thực tế của động cơ đặt trên xe. Vì vậy ta đưa ra thông số hệ số công suất hữu ích η_p :

$$N = N' \eta_p \tag{2.5}$$

Trong đó:

- N' – công suất thử.
- N – công suất thực tế.

Với: $\eta_p = \eta_p' \eta_p''$ (2.6)

Trong đó :

- $\eta_p' = 0,92 \div 0,96$ – Đặc trưng cho sai biệt công suất do thay đổi một số trang bị của động cơ khi thử.
- η_p'' – Đặc trưng cho ảnh hưởng của môi trường khi thử.

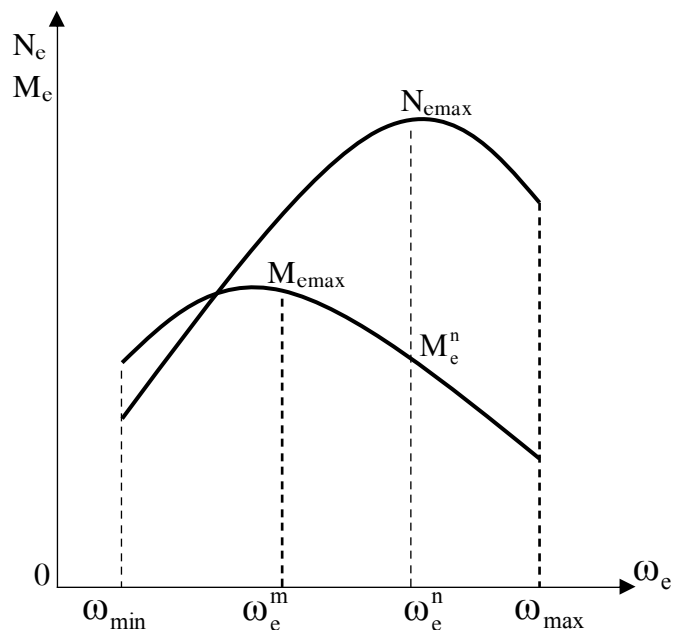
- Động cơ diesel: $\eta_p'' = 1$
- Động cơ xăng: $\eta_p'' = \frac{q}{0,101} \sqrt{\frac{293}{273 + t}}$

Với: q (MPa), t ($^{\circ}C$) là áp suất và nhiệt độ phòng thử.

Khi tính toán lực kéo hoặc mômen xoắn chủ động ở các bánh xe chúng ta cần phải có đặc tính ngoài của động cơ đốt trong.

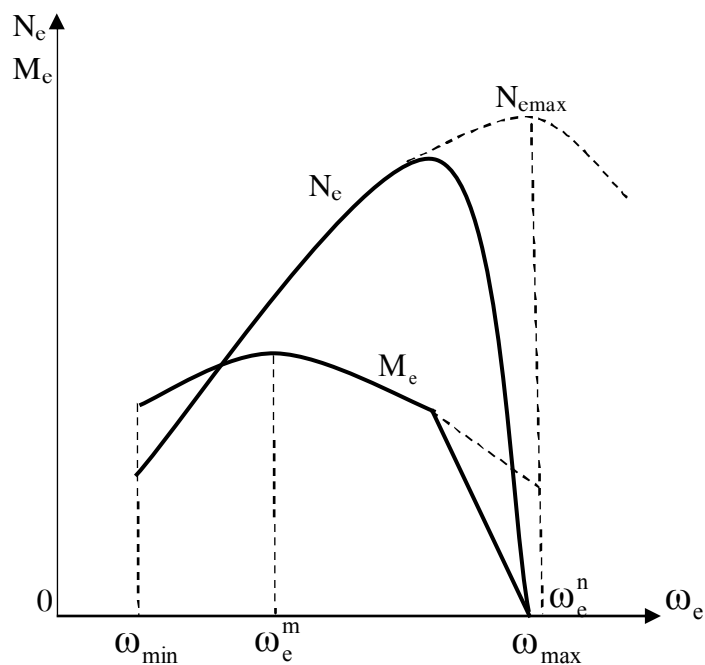
Đặc tính ngoài của động cơ cho các trị số lớn nhất của mômen, công suất ở số vòng quay xác định. Các trị số nhỏ hơn của mômen hoặc công suất có thể nhận được bằng cách giảm mức cung cấp nhiên liệu.

Dưới đây là các đặc tính ngoài của các loại động cơ khác nhau :



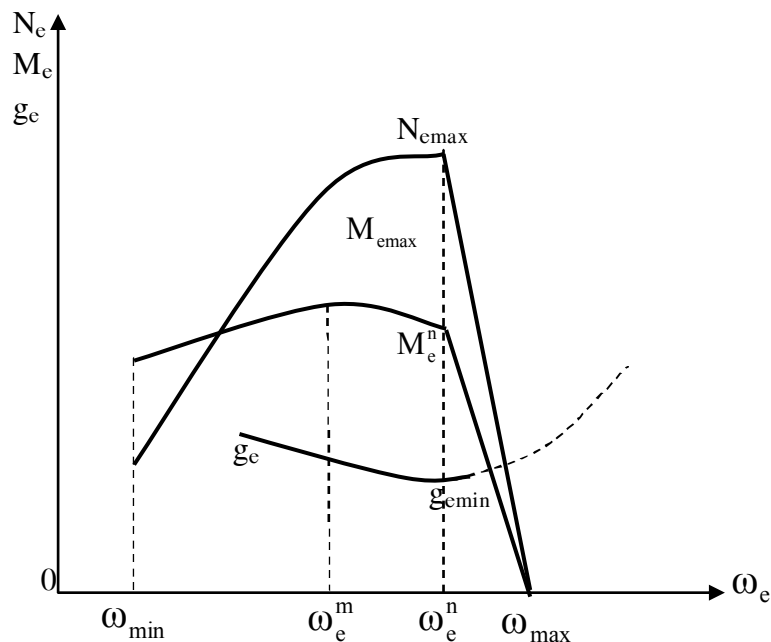
Hình 2.1: Đặc tính ngoài của động cơ xăng không hạn chế số vòng quay.

Động cơ xăng không có bộ phận hạn chế số vòng quay thường dùng cho xe du lịch. Để giảm tải trọng và mài mòn, giá trị ω_{max} thường không vượt quá ω_e^n từ 10 ÷ 20%.



Hình 2.2: Đặc tính ngoài của động cơ xăng có hạn chế số vòng quay.

Động cơ xăng có bộ phận hạn chế số vòng quay thường dùng trên xe tải nhằm tăng tuổi thọ của động cơ, thường chọn $\omega_{max} = (0,8 \div 0,9)\omega_e^n$.



Hình 2.3: Đặc tính ngoài của động cơ diesel.

Động cơ diesel dùng ở ô tô đều được trang bị bộ điều tốc. Bộ điều tốc sẽ giữ cho chế độ làm việc của động cơ ở vùng tiêu hao nhiên liệu riêng ít nhất.

* **Chú ý:** Tiêu chuẩn thử động cơ để nhận được đường đặc tính ngoài ở mỗi nước một khác, vì vậy mà cùng một động cơ nhưng thử ở những nước khác nhau sẽ cho giá trị công suất khác nhau.

2.2.2. Đặc tính tiêu hao nhiên liệu và hiệu suất của động cơ :

Tính kinh tế của động cơ khi làm việc được đánh giá qua các thông số sau đây :

- + Tiêu hao nhiên liệu theo thời gian tính theo khối lượng, ký hiệu Q.
- + Tiêu hao nhiên liệu theo thời gian tính theo thể tích, ký hiệu Q_v.

$$Q = Q_v \cdot \rho \tag{2.7}$$

Ở đây :

- ρ – Khối lượng riêng của nhiên liệu (kg/m³).
- Q – Có đơn vị là kg/s, g/s, kg/h.
- Q_v – Có đơn vị là m³/s, cm³/s, dm³/s.

+ Tiêu hao nhiên liệu theo khối lượng q (kg/J, g/MJ, g/kWh).

$$q = \frac{Q}{N_e} \tag{2.8}$$

Chuyển đổi đơn vị: 1g/MJ=3,6g/kWh=2,65g/m.l.h.

+ Hiệu suất của động cơ được đánh giá thông qua quá trình biến đổi hóa năng thành cơ năng.

Hiệu suất biến đổi hóa năng thành cơ năng được xác định:

$$\eta = \frac{N_e}{N_h} = \frac{N_e}{H_n \cdot Q} = \frac{1}{H_n \cdot q} \quad (2.9)$$

Ở đây:

N_h – Là hóa năng của động cơ tính trên một đơn vị thời gian.

H_n – Là năng lượng riêng theo khối lượng của nhiên liệu.

H_n có đơn vị là J/kg hay MJ/kg.

Đối với các đơn vị thực tế hay dùng thì ta có:

$$\eta = \frac{1000}{H_n \cdot q} \quad \text{Với: } H_n \text{ (MJ/kg), } q \text{ (g/MJ)}.$$

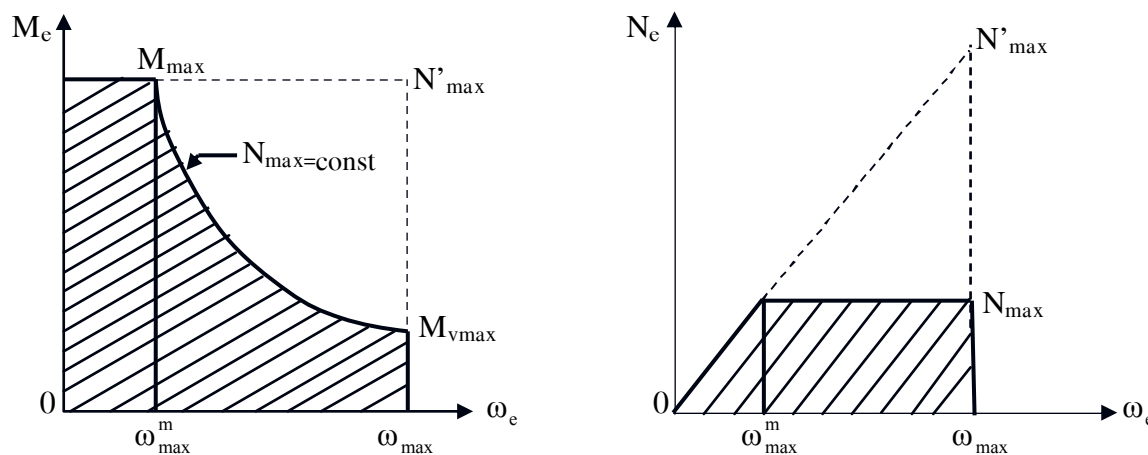
Hoặc:

$$\eta = \frac{3600}{H_n \cdot q} \quad \text{Với: } H_n \text{ (MJ/kg), } q \text{ (g/kWh)}.$$

2.3. ĐẶC TÍNH LÝ TƯỜNG CỦA ĐỘNG CƠ DÙNG TRÊN Ô TÔ VÀ KHUYNH HƯỚNG SỬ DỤNG ĐỘNG CƠ ĐIỆN :

2.3.1. Đặc tính lý tưởng của động cơ dùng trên ô tô :

Đặc tính công suất lý tưởng của động cơ có dạng như sau:



Hình 2.4: Đặc tính công suất lý tưởng của các động cơ dùng trên ô tô.

Ở tốc độ ω_{max} của động cơ, ô tô sẽ đạt tốc độ cực đại theo yêu cầu, còn tại giá trị M_{max} , ô tô sẽ đạt được độ dốc cực đại hay gia tốc chuyển động cực đại. Tất nhiên, ô tô không thể cùng lúc leo được độ dốc cực đại với vận tốc cực đại (ứng với công suất N'_{max} nào đó). Công

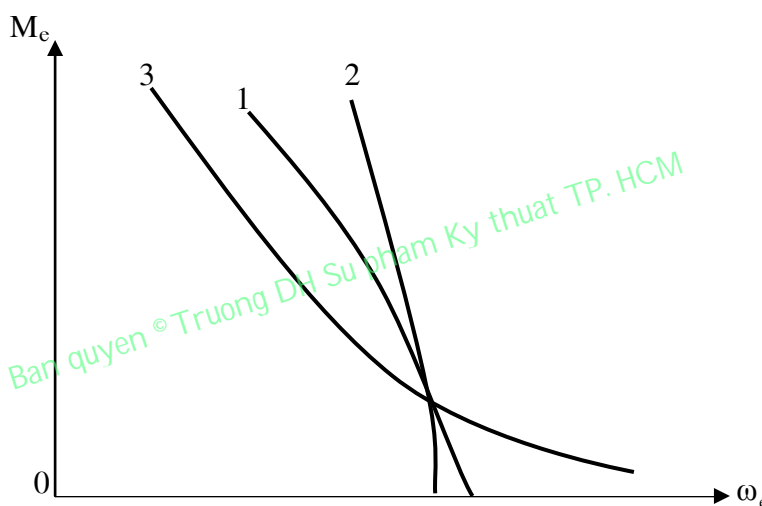
suất cực đại thực tế được chọn ở chế độ (M_{max}, ω_{max}^m) và ở chế độ (M_{vmax}, ω_{max}) và trong khoảng hai chế độ này thì công suất N_{max} phải được duy trì không đổi.

Các động cơ dùng trên ô tô không có đặc tính lý tưởng như vậy, vì thế trên xe luôn phải có hệ thống truyền lực với nhiều cấp số thay đổi.

2.3.2. Khuynh hướng sử dụng động cơ điện :

Ngày nay, động cơ điện cũng được dùng nhiều trên ô tô. Có nhiều loại động cơ điện khác nhau, nhưng ở đây chúng ta chỉ tìm hiểu đường đặc tính của động cơ điện một chiều vì chúng được dùng phổ biến trên ô tô nhất. Trên ô tô thường dùng các động cơ điện kích từ nối tiếp, kích từ song song và kích từ hỗn hợp.

Sau đây là các đường đặc tính ngoài của các động cơ điện với các kiểu kích từ khác nhau :



Hình 2.5: Đặc tính ngoài của mômen đối với các loại động cơ điện một chiều.

Đường đặc tính của động cơ điện kích từ hỗn hợp (đường 1) sẽ là trung bình giữa đặc tính của động cơ kích từ song song (đường 2) và nối tiếp (đường 3). Đặc tính của động cơ kích từ nối tiếp có dạng hình hypebol. Khi mômen (M_e) tăng thì tốc độ góc (ω_e) giảm.

Qua so sánh 3 đường đặc tính trên ta thấy, đặc tính của động cơ điện kích từ nối tiếp là phù hợp nhất bởi vì nó có dạng gần giống với đặc tính lý tưởng của động cơ. Do đó, loại này được dùng phổ biến trên ô tô nhất. Tuy nhiên, hiện nay trên ô tô, động cơ điện vẫn không được sử dụng rộng rãi bởi các thiết bị điều khiển động cơ điện sẽ ảnh hưởng nhiều đến khối lượng, thể tích, giá thành và hiệu suất của động cơ.

CHƯƠNG 3

CƠ HỌC CHUYỂN ĐỘNG THẲNG CỦA Ô TÔ**Mục tiêu:**

Sau khi học xong chương này người học có khả năng:

1. Trình bày được sự truyền năng lượng trên ô tô.
2. Định nghĩa được các loại bán kính bánh xe.
3. Nêu được các khái niệm và các quan hệ động học của bánh xe khi lăn.
4. Trình bày được động lực học chuyển động của bánh xe.
5. Giải thích được sự trượt của bánh xe, khả năng bám và hệ số bám của bánh xe với mặt đường.
6. Trình bày được biến dạng của bánh xe đàn hồi khi chịu lực ngang. Định nghĩa được góc lệch hướng.
7. Xác định được các lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động tổng quát.
8. Nêu được khái niệm các lực riêng và các công suất tương ứng với các lực tác dụng lên ô tô.
9. Trình bày được cân bằng lực kéo của ô tô.
10. Trình bày được cân bằng công suất của ô tô.
11. Nêu được đặc tính động lực học của ô tô.
12. Xác định được các thông số động lực học cơ bản của ô tô: vận tốc cực đại, độ dốc lớn nhất xe có thể vượt qua được, khả năng tăng tốc của ô tô.

3.1. SỰ TRUYỀN NĂNG LƯỢNG TRÊN ÔTÔ:

Quá trình truyền năng lượng từ động cơ đến khung xe (hoặc thân xe) thông qua hệ thống truyền lực và hệ thống chuyển động sẽ xuất hiện các hiện tượng sau:

- Thay đổi vận tốc (vận tốc góc hoặc vận tốc tịnh tiến) và mômen (hoặc lực).
- Một phần năng lượng truyền đi sẽ bị tiêu hao.
- Tích lũy năng lượng ở dạng động năng (do khối lượng của các chi tiết trong hệ) và ở dạng thế năng (do tính đàn hồi của chúng)

Chúng ta khảo sát quá trình truyền năng lượng với các giả thuyết sau:

- Trường hợp truyền động đến nhiều bánh chủ động thì giả thiết là sự truyền năng lượng tới các bánh riêng biệt sẽ là như nhau, tức là đã coi chỉ có một đường truyền năng lượng từ động cơ tới khung xe.
- Không để ý đến quá trình chuyển tiếp xảy ra khi đóng, tách ly hợp và khi chuyển số.
- Các đặc tính của động cơ và hệ thống truyền lực sẽ giữ nguyên khi chuyển động ổn định và không ổn định.
- Khi chuyển động đều, giả thiết là không xảy ra tích lũy năng lượng trong hệ, nghĩa là các phần tử trong hệ được coi là không có khối lượng và cứng tuyệt đối (hệ bậc không).

Ở đây chúng ta chỉ xét quá trình truyền năng lượng khi xe chuyển động ổn định.

3.1.1. Sự truyền và biến đổi năng lượng trong hệ thống truyền lực:

Ở ô tô năng lượng được truyền từ động cơ đến các bánh xe chủ động thông qua hệ thống truyền lực. Quá trình truyền và biến đổi năng lượng được đặc trưng bởi các thành phần của công suất đầu vào N_e và công suất đầu ra N_k , nghĩa là bởi vận tốc góc và mômen tương ứng:

$$\begin{aligned} N_e &= M_e \omega_e \\ N_k &= M_k \omega_b \end{aligned} \tag{3.1}$$

Các mối quan hệ giữa các thông số M_e , M_k , ω_e , ω_b được gọi là các đặc tính truyền động.

Ở đây:

N_k – Công suất truyền đến các bánh xe chủ động.

ω_b – Vận tốc góc của bánh xe chủ động.

M_k – Mômen của các bánh xe chủ động.

Mặt khác, để thể hiện các mối quan hệ chức năng ở truyền động, chúng ta sử dụng các khái niệm sau:

+ Tỷ số truyền động học (truyền vận tốc):

$$i_t = \frac{1}{v} = \frac{\omega_e}{\omega_b} = \frac{n_e}{n_b} \tag{3.2}$$

Trong đó:

i_t – Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực, thường dùng ở truyền động có cấp.

v – Tỷ số truyền được dùng trong hệ thống truyền động thủy lực.

n_e – Số vòng quay của động cơ

n_b – Số vòng quay của bánh xe.

Theo kết cấu của hệ thống truyền lực thì tỷ số truyền i_t còn được tính theo công thức sau:

$$i_t = i_h i_p i_o i_c \tag{3.3}$$

Ở đây:

i_h – Tỷ số truyền của hộp số.

i_p – Tỷ số truyền của hộp số phụ (hoặc hộp phân phối).

i_o – Tỷ số truyền của truyền lực chính.

i_c – Tỷ số truyền của truyền lực cạnh (truyền lực cuối cùng).

+ Tỷ số truyền mômen:

$$\alpha = \frac{M_k}{M_c} \tag{3.4}$$

+ Hiệu suất của truyền động (với giả thiết hệ là bậc không):

$$\eta = \frac{N_k}{N_c} = \frac{M_k \omega_b}{M_c \omega_c} = \alpha \cdot v = \frac{\alpha}{i_t} \tag{3.5}$$

Ở trường hợp đang xét η chính là hiệu suất của hệ thống truyền lực.

Xét về mặt kết cấu của hệ thống truyền lực thì hiệu suất η còn được tính như sau

$$\eta = \eta_1 \eta_h \eta_p \eta_{cd} \eta_o \eta_e \tag{3.6}$$

Ở đây:

η_1 – Hiệu suất của ly hợp.

η_h – Hiệu suất của hộp số.

η_p – Hiệu suất của hộp số phụ (hoặc hộp số phân phối).

η_{cd} – Hiệu suất của các đăng.

η_o – Hiệu suất của truyền lực chính.

η_c – Hiệu suất của truyền lực cạnh.

3.1.2. Sự biến đổi năng lượng trong hệ thống chuyển động:

Hệ thống chuyển động là cụm truyền động giữa bánh xe với mặt đường. Ở trường hợp này chúng được coi là cụm biến đổi bậc không, nghĩa là ta không để ý đến khối lượng và biến dạng của nó.

Công suất của bánh xe chủ động được thể hiện qua M_k và ω_b . Nhờ có M_k tại bánh xe chủ động và nhờ sự tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường nên đã phát sinh phản lực P_k từ mặt đường tác dụng lên bánh xe hướng theo chiều chuyển động của xe. Phản lực này chính là lực kéo tiếp tuyến của bánh xe chủ động.

Như vậy hệ thống chuyển động đã biến đổi chuyển động quay của bánh xe thành chuyển động tịnh tiến của xe. Tức là biến đổi mômen M_k và vận tốc góc ω_b trên trục bánh xe thành lực kéo của bánh xe và vận tốc tịnh tiến v .

Quan hệ giữa các thông số vừa nêu được thể hiện:

$$P_k = \frac{M_k}{r_b} = \frac{M_e i_t \eta}{r_b} = \frac{M_e i_h i_p i_o i_c \eta}{r_b} \quad (3.7)$$

$$v = r_1 \omega_b \quad (3.8)$$

Ở đây:

r_b – Bán kính tính toán (bán kính làm việc trung bình) của bánh xe.

v – Vận tốc tịnh tiến thực tế.

r_1 – Bán kính lăn của bánh xe (sẽ được trình bày ở mục 3.2.1.).

Trong thực tế có thể coi $r_b = \text{const}$, còn $r_1 \neq \text{const}$, vì r_1 phụ thuộc vào nhiều yếu tố, ví dụ: tải trọng, vận tốc... Cho nên từ (3.7) và (3.8) cho thấy rằng hệ thống chuyển động biến đổi lực với một tỉ lệ không đổi, nhưng sự truyền vận tốc không phải là ổn định. Khi xe chuyển động ở đường tốt và với vận tốc lớn thì có thể xem $r_1 = r_b$. Trên đường xấu và với vận tốc nhỏ thì $r_1 \neq r_b$, lúc này chúng ta phải cân nhắc đến sự trượt giữa bánh xe với mặt đường.

3.1.3. Sự tổn hao năng lượng khi truyền năng lượng trên xe:

Khi truyền năng lượng từ động cơ đến khung xe sẽ có một phần năng lượng biến đổi thành nhiệt năng không thể thu hồi được. Giá trị này cần phải biết khi tính toán thiết kế bởi hai lý do sau:

- Nhằm xác định công suất sử dụng dùng để truyền động ô tô ứng với công suất đã cho của động cơ. Hoặc ngược lại để xác định công suất yêu cầu của động cơ ứng với yêu cầu năng lượng của xe đã cho.

- Nhằm xác định các yêu cầu làm mát đảm bảo cho hệ thống làm việc bình thường.

Các tổn thất được biểu thị về mặt định lượng bởi công suất tổn hao N_γ hay mômen tổn hao M_γ . Tuy vậy người ta thường biểu thị bằng các hệ số không thứ nguyên là hiệu suất η hoặc hệ số tổn hao γ .

Mối quan hệ giữa các đại lượng:

$$N_\gamma = N_e - N_k$$

$$M_\gamma = \frac{N_\gamma}{\omega_e} \quad (3.9)$$

$$\gamma = \frac{N_\gamma}{N_e} = \frac{M_\gamma}{M_e} \quad (3.10)$$

$$\gamma = \frac{N_\gamma}{N_e} = \frac{N_e - N_k}{N_e} = 1 - \frac{N_k}{N_e} = 1 - \eta \quad (3.11)$$

$$\eta = 1 - \gamma \quad (3.12)$$

Công việc tính toán tổn hao dựa trên cơ sở kinh nghiệm và định hướng, bởi vậy nó luôn là gần đúng. Muốn xác định chính xác chỉ có thể bằng con đường thực nghiệm. Khi tính tổn hao ta tiến hành riêng cho từng bộ phận. Tổng tổn hao được xác định theo nguyên tắc các tổ hợp mắc nối tiếp nhau.

Cần lưu ý rằng ở truyền động cơ khí chỉ có tổn hao về mômen mà không có tổn hao về vận tốc.

Tổn hao ở truyền động cơ khí không những không phụ thuộc vào kết cấu, ma sát giữa các bề mặt của các chi tiết, sơ đồ động học, mà còn phụ thuộc vào mômen truyền, vận tốc, độ nhớt và nhiệt độ của dầu bôi trơn...

3.2. CƠ HỌC LĂN CỦA BÁNH XE:

3.2.1. Các loại bán kính của bánh xe:

Bán kính của bánh xe là một thông số hình học cơ bản của bánh xe. Do lớp xe có đàn hồi nên có thể biến dạng theo mọi phương. Bởi vậy bán kính bánh xe có lớp đàn hồi sẽ không nhất định và phụ thuộc vào phương pháp định nghĩa. Sau đây chúng ta sẽ định nghĩa một vài loại bán kính bánh xe:

3.2.1.1. Bán kính thiết kế (bán kính danh định) r_o :

r_o là bán kính của bánh xe không quay, không chịu tải, áp suất không khí trong lớp ở mức danh định. Bán kính này được xác định theo kích thước tiêu chuẩn trên lớp, được cho bởi nhà chế tạo.

Ví dụ một lớp có ký hiệu B-d

Trong đó: B – Bề rộng của lớp (inch).

d – Đường kính vành bánh xe (inch).

Lúc đó r_o được xác định như sau:

$$r_o = \left(B + \frac{d}{2} \right) 25,4 \quad (\text{mm}) \quad (3.13)$$

3.2.1.2. Bán kính tự do r :

r là bán kính của bánh xe không chịu tải. Bán kính này sẽ thay đổi do ảnh hưởng của dung sai chế tạo, lực li tâm và áp suất không khí trong lớp. Giá trị r sẽ tăng nếu ω_b tăng lên.

3.2.1.3. Bán kính tĩnh r_t :

Bán kính tĩnh r_t là khoảng cách từ tâm bánh xe tới mặt đường khi bánh xe đứng yên và chịu lực tác dụng theo chiều thẳng đứng. Giá trị của r_t phụ thuộc vào các lực thẳng đứng tác dụng lên bánh xe và áp suất không khí trong lớp.

3.2.1.4. Bán kính động lực học r_d :

Bán kính động lực học r_d là khoảng cách từ tâm bánh xe tới mặt đường khi bánh xe đang lăn và chịu các lực tác dụng theo cả ba chiều: dọc, đứng và ngang.

Giá trị của r_d phụ thuộc vào các yếu tố sau:

- Tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe.
- Lực li tâm khi bánh xe quay.

- Mômen chủ động M_k hoặc mômen phanh M_p .
- Áp suất không khí trong lốp.

3.2.1.5. Bán kính lăn r_l :

Bán kính lăn r_l không phải là thông số hình học mà là thông số động học, nó là tỉ lệ giữa vận tốc tịnh tiến thực tế v và vận tốc góc của bánh xe. Bán kính lăn được xác định:

$$r_l = \frac{v}{\omega_b} \tag{3.14}$$

Như vậy bán kính lăn là bán kính của một bánh xe ảo, nó chuyển động không có trượt với vận tốc tịnh tiến tương đương với bánh xe thực tế. r_l có thể coi là khoảng cách từ tâm bánh xe tới cực P của chuyển động tương đối giữa bánh xe với mặt đường.

Giá trị của r_l phụ thuộc vào các thông số sau:

- Tải trọng tác dụng lên bánh xe.
- Áp suất không khí trong lốp.
- Độ đàn hồi của vật liệu chế tạo lốp.
- Khả năng bám của bánh xe với đường

3.2.1.6. Bán kính tính toán (bán kính làm việc trung bình) r_b :

Trong tính toán thực tế, người ta thường sử dụng bán kính của bánh xe có kể đến sự biến dạng của lốp do ảnh hưởng của các thông số đã trình bày ở trên. Giá trị của bán kính này so với bán kính thực tế sai lệch không nhiều.

$$r_b = \lambda r_0 \tag{3.15}$$

Với:

- r_0 – Bán kính thiết kế của bánh xe.
- λ – Hệ số kể đến sự biến dạng của lốp:
 - $\lambda = 0,93 \div 0,935$ (cho lốp có áp suất thấp).
 - $\lambda = 0,945 \div 0,95$ (cho lốp có áp suất cao).

3.2.2. Động học lăn của bánh xe không biến dạng:

3.2.2.1. Các khái niệm:

*** Vận tốc chuyển động lý thuyết v_o :**

v_o là vận tốc của xe khi chuyển động hoàn toàn không có trượt.

$$v_o = \frac{S_l}{t} = \frac{2\pi r_b N_b}{t} = \omega_b r_b \tag{3.16}$$

Ở đây:

- S_l – Quãng đường lý thuyết mà bánh xe đã lăn.
- t – Thời gian bánh xe đã lăn.
- r_b – Bán kính tính toán của bánh xe.

N_b – Tổng số vòng quay của bánh xe.

ω_b – Vận tốc góc của bánh xe.

*** Vận tốc chuyển động thực tế v :**

v là vận tốc chuyển động của xe khi có tính đến ảnh hưởng của sự trượt của bánh xe với mặt đường.

$$v = \frac{S_t}{t} = \frac{2\pi r_1 N_b}{t} = \omega_b r_1 \tag{3.17}$$

Trong đó:

S_t – quãng đường thực tế mà bánh xe đã lăn.

t – thời gian mà bánh xe đã lăn.

r_1 – bán kính lăn của bánh xe.

*** Vận tốc trượt v_δ :**

Khi xe chuyển động có sự trượt giữa bánh xe với mặt đường thì vận tốc thực tế của xe và vận tốc lý thuyết sẽ khác nhau. Sự chênh lệch giữa hai loại vận tốc vừa nêu trên chính là vận tốc trượt:

$$v_\delta = v - v_o = \omega_b r_1 - \omega_b r_b \tag{3.18}$$

*** Hệ số trượt và độ trượt:**

+ Hệ số trượt và độ trượt khi kéo:

Sự trượt của bánh xe được thể hiện thông qua hệ số trượt δ_k :

$$\delta_k = -\frac{v_\delta}{v_o} = \frac{v_o - v}{v_o} = 1 - \frac{r_1}{r_b} \tag{3.19}$$

Mức độ trượt của bánh xe được đánh giá thông qua độ trượt λ_k :

$$\lambda_k = \delta_k 100\% \tag{3.20}$$

+ Hệ số trượt và độ trượt khi phanh:

Trong trường hợp phanh ta có hệ số trượt và độ trượt như sau:

$$\delta_p = -\frac{v_\delta}{v} = \frac{v_o - v}{v} = \frac{v_o}{v} - 1 = \frac{r_b}{r_1} - 1 \tag{3.21}$$

$$\lambda_p = \delta_p 100\% \tag{3.22}$$

3.2.2.2. Các quan hệ động học khi bánh xe lăn:

Khi bánh xe lăn có thể xảy ra hiện tượng trượt (trượt quay khi kéo hoặc trượt lết khi phanh), điều này sẽ làm ảnh hưởng đến vận tốc thực tế của xe. Có thể có ba trạng thái lăn:

- Lăn không trượt ở bánh xe bị động và không phanh.
- Lăn có trượt quay ở bánh xe chủ động và đang có lực kéo.
- Lăn có trượt lết ở bánh xe đang phanh.

*** Bánh xe lăn không trượt:**

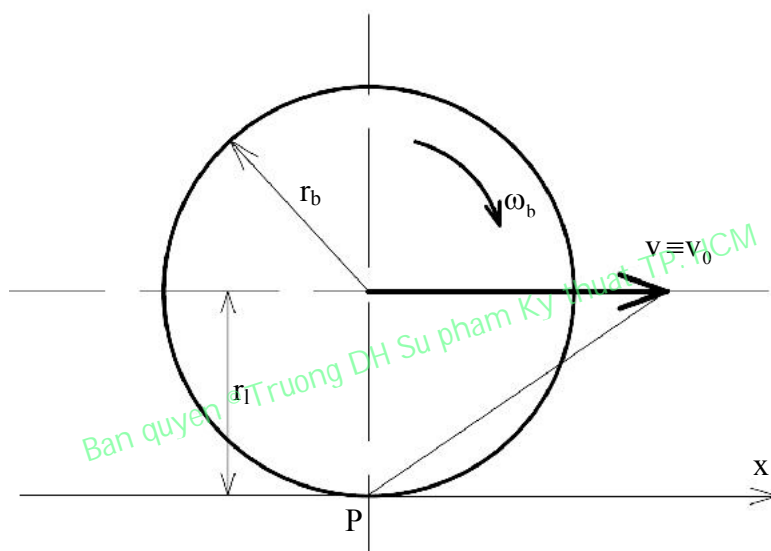
Trong trường hợp này, tốc độ của tâm bánh xe (cũng là tốc độ của xe) bằng với tốc độ vòng. Nghĩa là tốc độ thực tế v bằng tốc độ lý thuyết v_o , ta có:

$$v = v_o = \omega_b r_b \tag{3.23}$$

Do vậy, tâm quay tức thời (cực P) của bánh xe nằm trên vòng bánh xe và bán kính lăn bằng bán kính tính toán:

$$r_l = r_b \tag{3.24}$$

Trạng thái này chỉ có được ở bánh xe bị động với $M_p = 0$, lúc đó $v_\delta = 0$



Hình 3.1: Lăn không trượt.

*** Bánh xe lăn có trượt quay:**

Đây là trường hợp của bánh xe đang có lực kéo, khi đó tốc độ của tâm bánh xe (tốc độ thực tế) v nhỏ hơn tốc độ lý thuyết v_o , do vậy cực P nằm trong vòng bánh xe và $r_l < r_b$. Trong vùng tiếp xúc của bánh xe với mặt đường, theo quy luật phân bố vận tốc sẽ xuất hiện một vận tốc trượt v_δ ngược hướng với trục x.

Ta có quan hệ sau:

$$v = v_o + v_\delta = \omega_b r_b + v_\delta = \omega_b r_l \tag{3.25}$$

Do đó:

$$v_\delta = v - v_o < 0 \tag{3.26}$$

Theo (3.19) hệ số trượt khi kéo δ_k được tính:

$$\delta_k = -\frac{v_\delta}{v_o} = \frac{v_o - v}{v_o} = 1 - \frac{r_l}{r_b} \tag{3.27}$$

Do $v_\delta < 0$ nên $\delta_k > 0$.

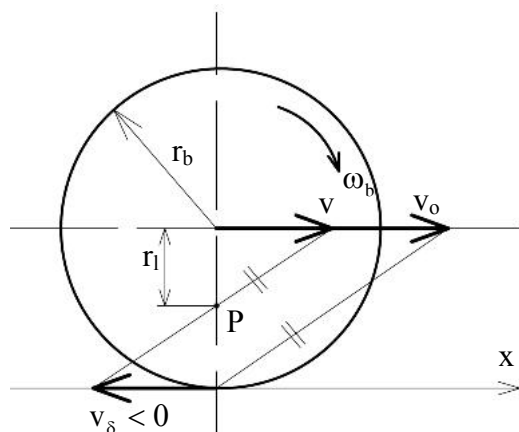
Ở trạng thái trượt quay hoàn toàn (bánh xe chủ động quay, xe đứng yên) ta có:

$$v = 0; \quad \omega_b > 0 \Rightarrow v = \omega_b r_1 = 0 \Rightarrow r_1 = 0$$

$$v_\delta = v - v_o = 0 - v_o = -v_o$$

Thay vào (3.19) suy ra:

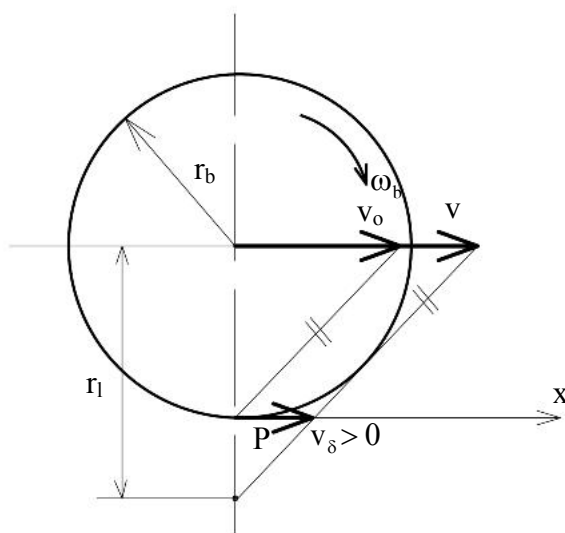
$$\delta_k = 1 \text{ (trượt quay hoàn toàn)}$$



Hình 3.2: Lăn có trượt quay.

*** Bánh xe lăn có trượt lết:**

Đây là trường hợp bánh xe đang được phanh. Trong trường hợp này tốc độ thực tế v lớn hơn tốc độ lý thuyết v_o , cực P nằm bên ngoài bánh xe và $r_1 > r_b$. Tại vùng tiếp xúc của bánh xe với mặt đường cũng xuất hiện tốc độ trượt v_δ nhưng hướng theo hướng dương của trục x.



Hình 3.3: Lăn có trượt lết.

Ta có quan hệ sau:

$$v = v_o + v_\delta = \omega_b r_b + v_\delta = \omega_b r_1 \tag{3.28}$$

Do đó:

$$v_{\delta} = v - v_o = \omega_b r_1 - \omega_b r_b > 0 \tag{3.29}$$

Theo (3.21) hệ số trượt khi phanh được tính:

$$\delta_p = - \frac{v_{\delta}}{v} = \frac{v_o - v}{v} = \frac{r_b}{r_1} - 1 \tag{3.30}$$

Do $v_{\delta} > 0$ nên $\delta_p < 0$

Ở trạng thái trượt lết hoàn toàn (bánh xe bị hãm cứng không quay, xe và bánh xe vẫn chuyển động tịnh tiến) ta có:

$$v \neq 0, \omega_b = 0 \Rightarrow r_1 = \frac{v}{\omega_b} \rightarrow \infty$$

$$v_o = \omega_b r_b = 0 \Rightarrow v_{\delta} = v - v_o = v$$

Thay vào (3.21) suy ra: $\delta_p = -1$ (trượt lết hoàn toàn)

3.2.3. Động lực học chuyển động của bánh xe:

Chúng ta sẽ khảo sát lực và mômen tác dụng lên bánh xe đang lăn trên đường khi không có lực ngang tác dụng dưới các bánh xe. Trong thực tế sẽ có ba trạng thái chuyển động khác nhau ở các bánh xe:

- Bánh xe bị động không phanh (trạng thái bị động).
- Bánh xe chủ động và đang có lực kéo (trạng thái kéo).
- Bánh xe bị động hoặc chủ động đang bị phanh (trạng thái phanh)

3.2.3.1. Bánh xe bị động không bị phanh ($M_k = 0, M_p = 0$):

Khi đó bánh xe sẽ chịu các lực sau đây:

Từ khung xe: Tải trọng thẳng đứng, ký hiệu G_b và lực đẩy đặt tại tâm trục của bánh xe, hướng theo chiều chuyển động, ký hiệu P_x .

Từ đường tác dụng lên các bánh xe các phản lực tiếp tuyến mà hợp lực của chúng ký hiệu là X và các phản lực pháp tuyến mà hợp lực của chúng ký hiệu là Z .

Phản lực tiếp tuyến X xuất hiện là do tại tâm trục bánh xe tồn tại lực P_x . Lực này có xu hướng đẩy vết tiếp xúc giữa đường với lốp về phía trước theo chiều chuyển động. Do đó tại vết tiếp xúc sẽ xuất hiện lực X chống lại sự dịch chuyển đó. Xét về giá trị ta có:

$$X = P_x; \quad Z = G_b$$

Với:

Z – Phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe.

G_b – Trọng lượng tác dụng lên bánh xe.

Phản lực X ngược chiều chuyển động của xe và được coi là lực cản lăn P_f . Lực cản lăn phải được khắc phục bởi lực P_x . Như vậy ta có:

$$X = P_f \tag{3.31}$$

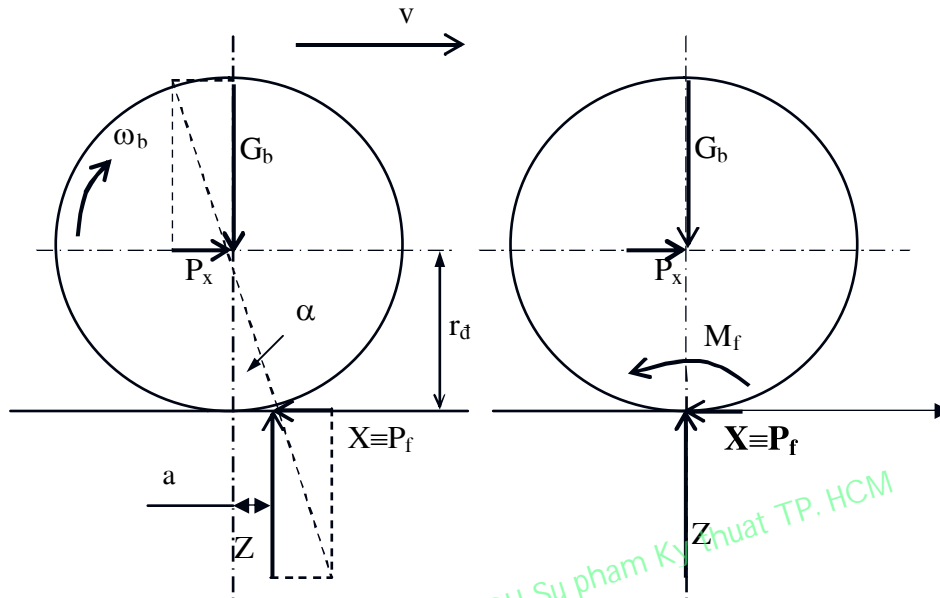
$$P_f = fZ \tag{3.32}$$

Với f là hệ số cản lăn.

Phương trình cân bằng mômen tại tâm bánh xe:

$$Za = P_f r_d = f Z r_d = M_f \tag{3.33}$$

Với M_f là mômen cản lăn.



Hình 3.4: Lực và mômen tác dụng lên bánh xe bị động.

Từ hình 3.4 ta rút ra quan hệ:

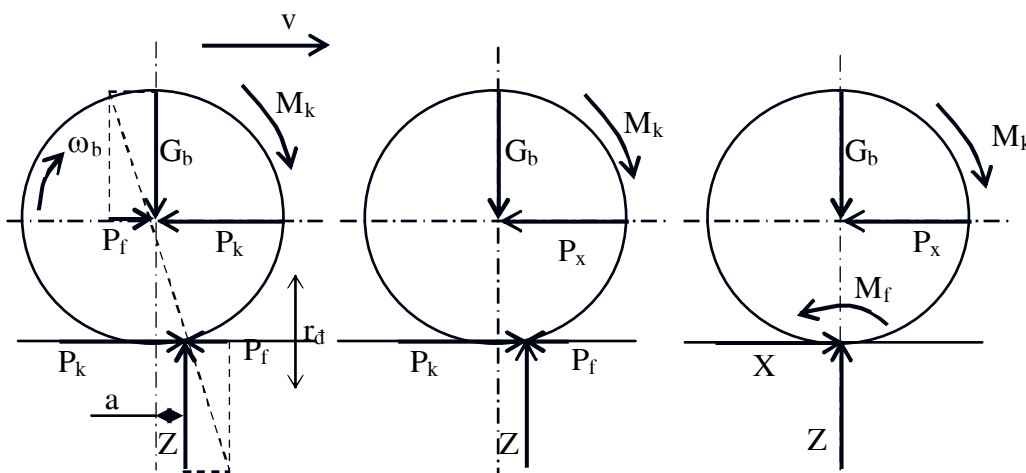
$$\operatorname{tg} \alpha = a / r_d = P_f / Z = f \tag{3.34}$$

3.2.3.2. Bánh xe chủ động và đang có lực kéo ($M_k \neq 0, M_p = 0$):

Mômen chủ động M_k cùng chiều với ω_b . M_k cân bằng với cặp lực P_k , một đặt tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường, một đặt tại tâm bánh xe, tức là: $M_k = P_k r_d$.

Cân bằng lực theo chiều thẳng đứng:

$$Z = G_b \tag{3.35}$$



Hình 3.5: Lực và mômen tác dụng lên bánh xe chủ động.

Lực kéo tiếp tuyến:

$$P_k = M_k/r_d \tag{3.36}$$

Lực đẩy tổng cộng vào khung xe:

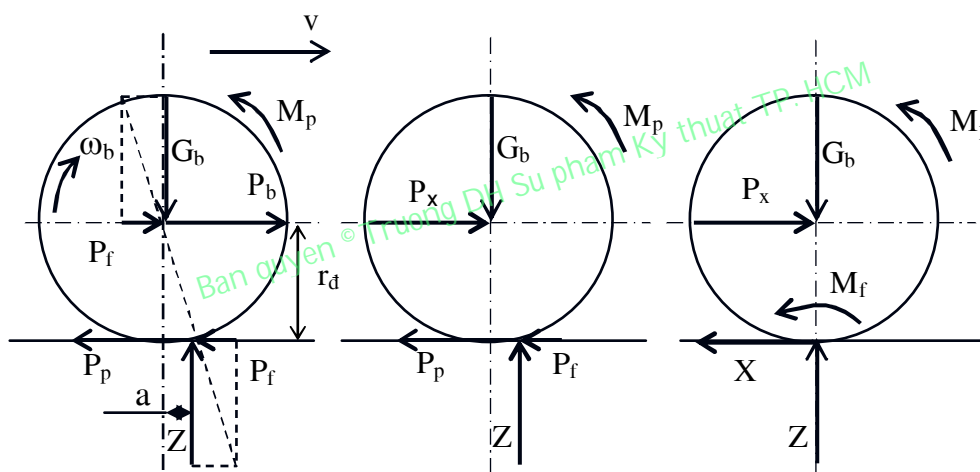
$$P_x = P_k - P_f = X \tag{3.37}$$

Với X là phản lực tiếp tuyến của bánh xe với mặt đường. Khi kéo nó cùng chiều chuyển động.

3.2.3.3. Bánh xe bị động hoặc chủ động đang bị phanh ($M_k = 0, M_p \neq 0$):

Mômen phanh M_p ngược chiều với ω_b . M_p cân bằng với cặp lực P_p , tức là:

$$M_p = P_p r_d \Rightarrow P_p = \frac{M_p}{r_d} \tag{3.38}$$



Hình 3.6: Lực và mômen tác dụng lên bánh xe đang phanh.

Mặt khác ta vẫn có: $Z = G_b$.

Cân bằng lực theo chiều nằm ngang ta có lực tác dụng vào khung xe:

$$P_x = P_p + P_f = X \tag{3.39}$$

Ở đây:

P_p – Lực phanh.

P_x – Lực đẩy vào khung ngược chiều chuyển động của xe.

X – Phản lực tiếp tuyến, khi phanh nó ngược chiều chuyển động của xe.

P_f – Lực cản lăn.

r_d – Bán kính động lực học, có thể coi $r_d \approx r_b$ (bán kính tính toán).

Từ các quan hệ lực vừa xét ở các bánh xe ta thấy: Lực đẩy (truyền) vào khung xe không phải là lực P_k (hoặc lực P_p) mà là phản lực tiếp tuyến $X = P_x$, cụ thể là:

$$X = M_k/r_d - P_f \text{ (khi kéo)} \tag{3.40}$$

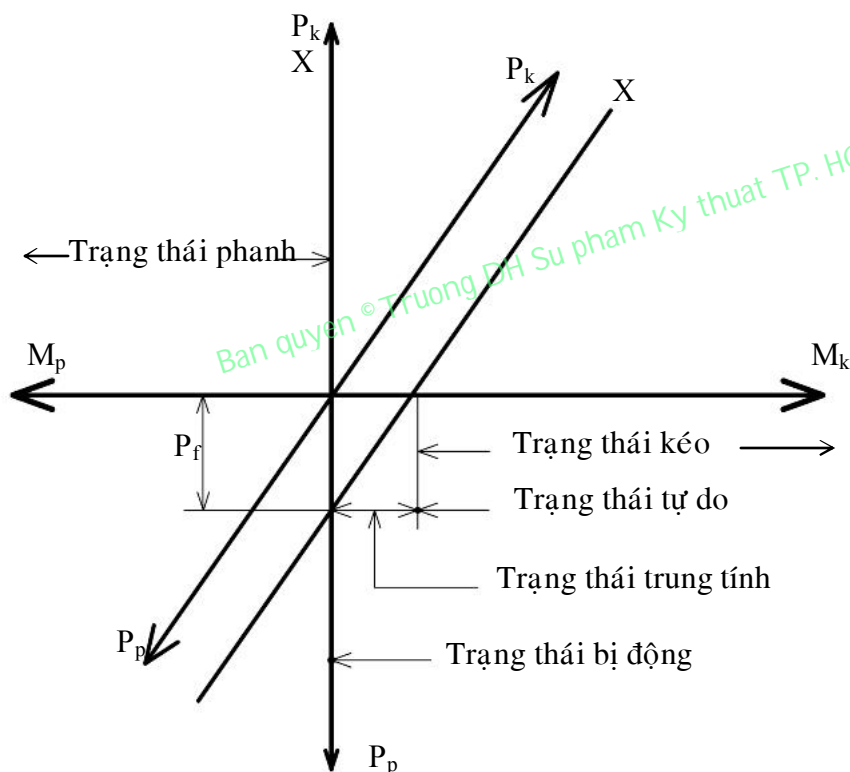
$$X = M_p/r_d + P_f \text{ (khi phanh)} \tag{3.41}$$

Thực nghiệm đã chứng tỏ P_f không phụ thuộc vào M_k và M_p . Đồ thị ở hình 3.7 cho thấy rõ các trạng thái chuyển động của bánh xe. Theo qui ước về chiều thì $M_p < 0$; $P_p < 0$; $M_f < 0$; $P_f < 0$; $M_k > 0$; $P_k > 0$.

+ Các trạng thái chuyển động của bánh xe:

- Ở trạng thái phanh: $M_p < 0$, $P_p < 0$, $X = P_p + P_f < 0$.
- Ở trạng thái bị động: $M_k = 0$, $M_p = 0$, $X = P_f < 0$.
- Ở trạng thái trung tính: $0 < M_k < |M_f|$, $0 < P_k < |P_f|$, $P_f < X < 0$.
- Ở trạng thái tự do: $M_k = |M_f|$, $P_k = |P_f|$, $X = 0$.
- Ở trạng thái kéo: $M_k > |M_f|$, $P_k > |P_f|$, $X = P_k - |P_f| > 0$.

Lưu ý: do ở phần này chúng ta có qui ước chiều của các lực và mômen, nên phải sử dụng dấu giá trị tuyệt đối ở các công thức.



Hình 3.7: Các trạng thái chuyển động của bánh xe.

3.2.4. Sự trượt của bánh xe, khái niệm về khả năng bám và hệ số bám:

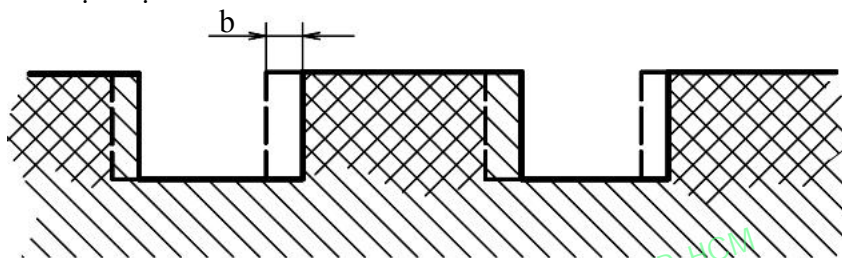
3.2.4.1. Sự trượt của bánh xe:

Khi các bánh xe lăn, dưới tác dụng của mômen xoắn chủ động, các bánh xe có mấu bám lên đất, ép đất theo phương nằm ngang và có chiều ngược với chiều chuyển động của xe. Đất sẽ bị nén lại một đoạn b (hình 3.8) làm cho trục bánh xe lùi về sau một đoạn so với trường hợp không biến dạng. Vì thế làm cho xe giảm vận tốc tịnh tiến và đó cũng chính là bản chất của hiện tượng trượt quay.

Ngoài ra do sự biến dạng theo hướng tiếp tuyến của các thớ lớp dưới tác dụng của mômen xoắn M_k cũng làm giảm vận tốc tịnh tiến của xe, gây nên hiện tượng trượt. Điều đó được giải thích như sau: khi các phần tử lớp đi vào khu vực tiếp xúc sẽ bị nén lại làm cho bán kính thực tế của bánh xe nhỏ lại, do đó quãng đường xe đi được sau một vòng quay sẽ giảm đi. Do đó mômen xoắn là nguyên nhân chính gây ra sự trượt ở bánh xe chủ động.

Khi bánh xe đang phanh, dưới tác dụng của mômen phanh, đất sẽ bị nén lại cùng chiều với chiều chuyển động của xe. Do đó trục của bánh xe tiến về trước một đoạn so với trường hợp không biến dạng. Vì thế vận tốc thực tế của xe được tăng lên, đó là bản chất của hiện tượng trượt lết. Mặt khác sự biến dạng theo hướng tiếp tuyến của các thớ lớp dưới tác dụng của mômen phanh cũng làm tăng vận tốc của xe, tạo nên sự trượt lết ở các bánh xe đang phanh.

Ngoài ra tải trọng, vật liệu chế tạo lớp, áp suất trong lớp và điều kiện mặt đường cũng là nguyên nhân gây nên sự trượt ở bánh xe.



Hình 3.8: Sơ đồ biến dạng của đất khi bánh xe chủ động lăn.

3.2.4.2. Khả năng bám, hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường và lực bám:

* Khả năng bám:

Điều kiện để ô tô có thể chuyển động được là ở các bánh xe chủ động phải có mômen xoắn chủ động truyền đến và tại bề mặt tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường phải có độ bám nhất định. Nếu độ bám nhỏ thì bánh xe có thể bị trượt quay khi ở bánh xe có mômen chủ động lớn hoặc bánh xe bị trượt lết khi ở bánh xe có mômen phanh lớn.

Như vậy, khả năng bám là khả năng bánh xe chuyển động bình thường không có trượt quay dưới tác dụng của mômen chủ động hoặc không có trượt lết khi bánh xe đang chịu mômen phanh.

* Hệ số bám:

Độ bám giữa bánh xe với mặt đường được đặc trưng bởi hệ số bám. Tùy theo chiều của phản lực mặt đường tác dụng lên bánh xe mà hệ số bám sẽ có tên gọi khác nhau. Nếu xét khả năng bám theo chiều dọc (khi dưới bánh xe chỉ có phản lực dọc: lực kéo hoặc lực phanh), thì hệ số bám được gọi là hệ số bám dọc φ_x và được định nghĩa như sau:

$$\varphi_x = \frac{P_{kmax}}{G_b} \tag{3.42}$$

Với:

P_{kmax} – Lực kéo tiếp tuyến cực đại giữa bánh xe với mặt đường.

G_b – Tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe (được gọi là trọng lượng bám).

Nếu xét khả năng bám theo chiều ngang (khi dưới bánh xe chỉ có phản lực ngang Y_b), thì hệ số bám được gọi là hệ số bám ngang φ_y và được định nghĩa như sau:

$$\varphi_y = \frac{Y_{bmax}}{G_b} \tag{3.43}$$

Ở đây: Y_{bmax} – Phản lực ngang cực đại của mặt đường tác dụng lên bánh xe.

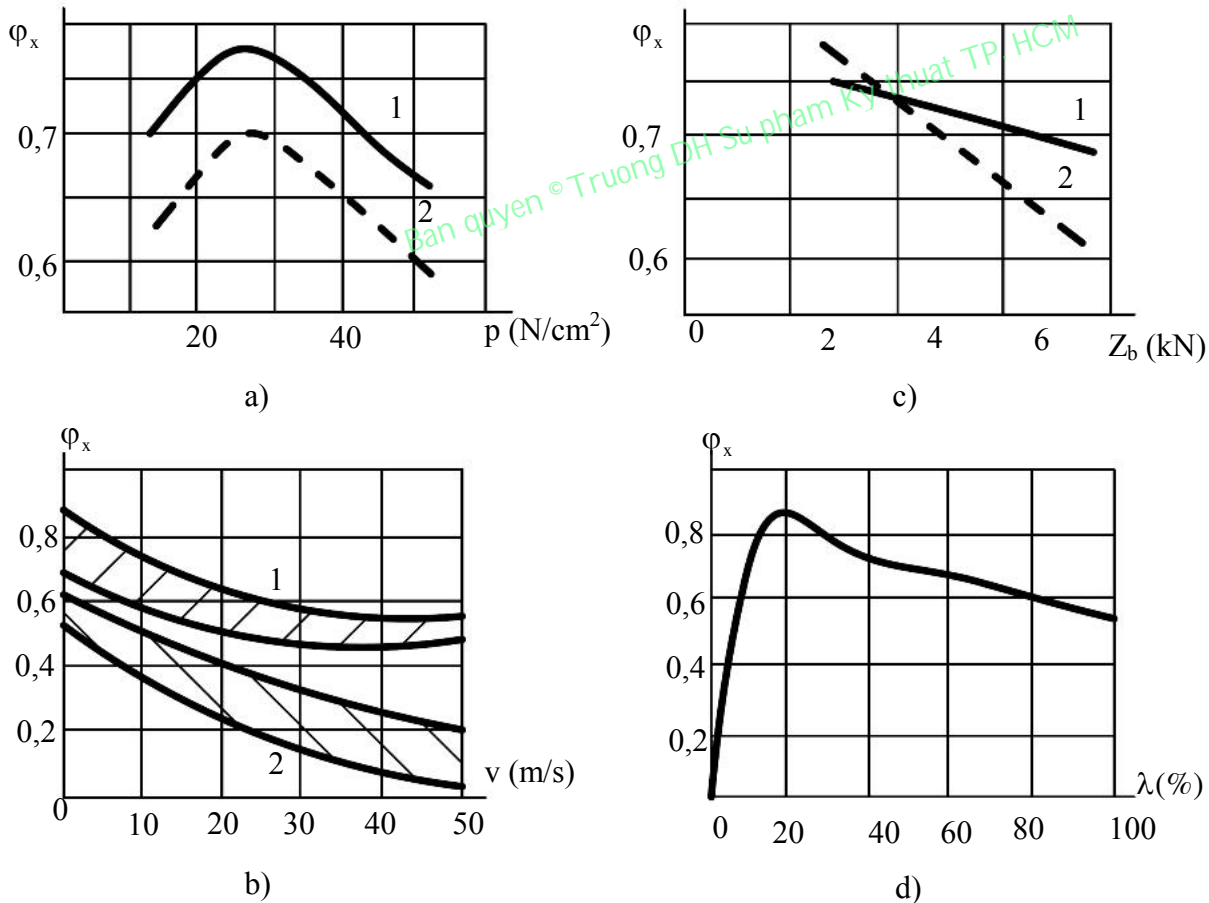
Trường hợp tổng quát, khi dưới bánh xe có tác dụng đồng thời cả phản lực dọc X_b và phản lực ngang Y_b , thì phải xét khả năng bám theo chiều của vectơ lực $Q = \sqrt{X_b^2 + Y_b^2}$, là hợp lực của X_b và Y_b . Lúc này hệ số bám được gọi là hệ số bám tổng quát φ_{tq} và được định nghĩa như sau:

$$\varphi_{tq} = \frac{Q_{max}}{G_b} = \frac{(\sqrt{X_b^2 + Y_b^2})_{max}}{G_b} \tag{3.44}$$

Với: Q_{max} – Giá trị cực đại của lực Q

Thông thường, chúng ta thường xuyên sử dụng hệ số bám dọc φ_x , nên nó còn có thể được ký hiệu đơn giản là φ .

*** Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số bám:**



Hình 3.9: Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số bám.

- 1. Đường khô, 2. Đường ướt.
- a. Ảnh hưởng của áp suất trong lốp.
- b. Ảnh hưởng của tốc độ chuyển động của ô tô.
- c. Ảnh hưởng của phản lực thẳng đứng tác dụng lên bánh xe.
- d. Ảnh hưởng của độ trượt của bánh xe với mặt đường.

Hệ số bám φ giữa bánh xe chủ động với mặt đường trước hết phụ thuộc vào nguyên liệu làm đường, nguyên liệu chế tạo lớp, tình trạng mặt đường, kết cấu của hoa lớp, tải trọng tác dụng lên bánh xe, áp suất lớp... Sau đây là một số đồ thị chỉ sự phụ thuộc của hệ số bám φ vào áp suất lớp p , tốc độ dịch chuyển v , phản lực thẳng đứng tác dụng lên bánh xe Z_b và độ trượt của bánh xe với mặt đường λ (hình 3.9).

*** Lực bám:**

Từ định nghĩa của hệ số bám dọc, chúng ta có thể xác định được lực kéo tiếp tuyến cực đại phát sinh theo điều kiện bám giữa bánh xe chủ động với mặt đường như sau:

$$P_{kmax} = \varphi_x G_b \tag{3.45}$$

Nếu gọi Z_b là phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác dụng lên bánh xe thì:

$$Z_b = G_b \tag{3.46}$$

Lúc đó lực bám dọc $P_{\varphi x}$ được xác định như sau:

$$P_{\varphi x} = \varphi_x Z_b \tag{3.47}$$

Để cho bánh xe chủ động không bị trượt quay thì lực kéo tiếp tuyến cực đại ở bánh xe đó phải nhỏ hơn hoặc bằng lực bám dọc giữa bánh xe với mặt đường:

$$P_{kmax} \leq P_{\varphi x} \tag{3.48}$$

Nếu bánh xe đang phanh, để bánh xe không bị trượt lết thì lực phanh cực đại ở bánh xe đó phải nhỏ hơn hoặc bằng lực bám dọc:

$$P_{pmax} \leq P_{\varphi x} \tag{3.49}$$

Khi dưới bánh xe có phản lực ngang tác dụng thì khả năng bám theo chiều ngang được thể hiện qua lực bám ngang $P_{\varphi y}$:

$$P_{\varphi y} = \varphi_y Z_b \tag{3.50}$$

Để cho bánh xe không bị trượt ngang thì phản lực ngang cực đại phải nhỏ hơn hoặc bằng lực bám ngang:

$$Y_{bmax} \leq P_{\varphi y} \tag{3.51}$$

Trong trường hợp tổng quát, khi dưới bánh xe có tác dụng đồng thời cả phản lực dọc X_b và phản lực ngang Y_b , thì khả năng bám theo chiều của vectơ hợp lực Q được thể hiện qua lực bám tổng quát $P_{\varphi t}$:

$$P_{\varphi t} = \varphi_{tq} Z_b \tag{3.52}$$

Lúc này, để cho bánh xe không bị trượt theo hướng của vectơ hợp lực Q thì phản lực tổng hợp Q cực đại phải nhỏ hơn hoặc bằng lực bám tổng quát:

$$Q_{max} = \left(\sqrt{X_b^2 + Y_b^2} \right)_{max} \leq P_{\varphi t} \tag{3.53}$$

Từ các biểu thức trên cho thấy lực bám P_{φ} theo một chiều nào đó sẽ tỷ lệ thuận với hệ số bám φ theo chiều đó và Z_b (hoặc trọng lượng bám G_b).

Nếu xét theo chiều dọc (chiều chuyển động của xe) thì lực kéo cực đại P_{kmax} bị giới hạn bởi lực bám $P_{\phi x}$. Nếu muốn sử dụng toàn bộ lực kéo từ động cơ truyền xuống để thắng các lực cản chuyển động thì cần phải tăng lực bám. Để tăng lực bám, chúng ta phải tăng hệ số bám hoặc trọng lượng bám, và tốt nhất là tăng cả hai yếu tố đó.

Để tăng hệ số bám, người ta thường sử dụng lốp có vấu cao. Để tăng trọng lượng bám, người ta sẽ thiết kế xe có nhiều cầu chủ động nhằm sử dụng toàn bộ trọng lượng của xe làm trọng lượng bám.

3.2.5. *Biến dạng của bánh xe đàn hồi khi chịu lực ngang. Góc lệch hướng:*

Khi các bánh xe lăn không có lực ngang P_y tác dụng, bánh xe chỉ chịu tác dụng của lực G_b , lực đẩy P_x , lực cản lăn P_f . Điểm B của lốp sẽ tiếp xúc với đường tại B_1 , điểm C ở C_1 ... Quỹ đạo của mặt phẳng quay của bánh xe trùng với đường thẳng AA_1 . Vết tiếp xúc của bánh xe trùng với đường đối xứng qua mặt phẳng dọc của bánh xe (phần gạch chéo trên hình 3.10a).

Khi có lực ngang tác dụng (lực P_y trên hình 3.10b), bánh xe lăn bị biến dạng, các thớ lốp bị uốn cong, mặt phẳng giữa của bánh xe bị dịch chuyển so với tâm của vết tiếp xúc một đoạn b_1 . Khi bánh xe lăn, điểm B của lốp lần lượt tiếp xúc với đường ở điểm B_2 , điểm C tại điểm C_2 ... Kết quả là các bánh xe lăn lệch theo hướng AA_2 , mặt phẳng quay của bánh xe vẫn giữ nguyên vị trí của mình, do đó sẽ tạo với hướng chuyển động của bánh xe một góc δ , đường tâm của vết tiếp xúc trùng với hướng chuyển động cũng tạo với mặt phẳng quay của bánh xe một góc δ . Sự lăn của bánh xe như vậy gọi là sự lăn lệch và góc δ gọi là góc lệch hướng (góc lệch bên).

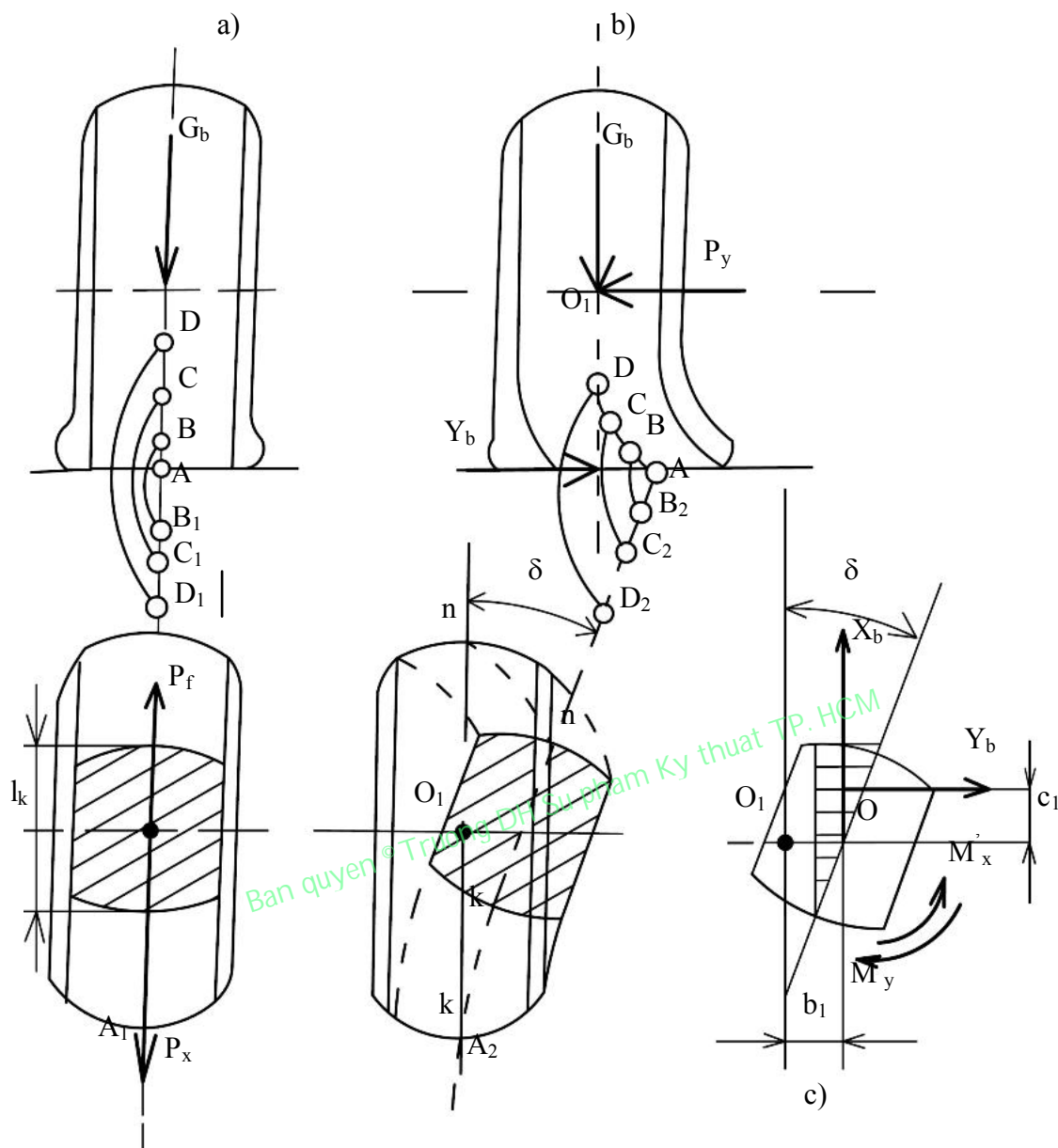
Trong quá trình bánh xe lăn lệch, các phần tử lốp ở khu vực phía trước của vết tiếp xúc (khu vực kk trên hình 3.10b) bị biến dạng ngang nhỏ hơn so với các phần tử lốp ở phía sau (khu vực nn) vì vậy các phần lực ngang riêng phần ở phần trước vết tiếp xúc sẽ nhỏ hơn ở phần sau. Hợp lực Y_b của phần lực ngang có trị số bằng P_y và bị dịch chuyển ra phía sau so với tâm của vết tiếp xúc một đoạn c_1 .

Do đó khi bánh xe đàn hồi lăn có tác dụng của lực ngang P_y sẽ chịu thêm một mômen do sự dịch chuyển của phần lực X_b và Y_b so với tâm của vết tiếp xúc của lốp.

$$M_l = M'_y - M'_x \tag{3.54}$$

Góc lệch hướng δ phụ thuộc vào trị số lực ngang (hoặc phần lực ngang Y_b vì $P_y = Y_b$) và góc nghiêng của bánh xe so với mặt phẳng thẳng đứng. Khi lực ngang P_y hướng theo phía nghiêng của bánh xe thì góc lệch hướng tăng và ngược lại thì góc lệch hướng giảm xuống.

Khi lực ngang P_y có giá trị nhỏ thì sự thay đổi hướng chuyển động của bánh xe là do biến dạng đàn hồi của lốp. Nếu lực ngang tăng dần lên gần bằng giá trị của lực bám ngang thì lốp bắt đầu trượt ngang cục bộ (chủ yếu ở phần sau của vết tiếp xúc). Nếu lực ngang tăng lên bằng hoặc lớn hơn $P_{\phi y}$ thì lốp sẽ bị trượt ngang hoàn toàn.



Hình 3.10: Sơ đồ minh họa sự lăn của bánh xe đàn hồi.

- a. Khi không có lực ngang tác dụng.
- b. Khi có lực ngang tác dụng
- c. Biểu đồ phân bố lực ngang ở vết bánh xe.

Góc lệch hướng δ và lực ngang P_y có quan hệ với nhau bởi biểu thức sau (ứng với khi $P_y < P_{\phi y}$):

$$\begin{aligned} \text{Hoặc} \quad & P_y = k_c \delta \\ & Y_b = k_c \delta \end{aligned} \tag{3.55}$$

Trong đó:

P_y – Lực ngang tác dụng lên bánh xe (N).

δ – Góc lệch hướng của bánh xe (góc lệch bên) (độ).

k_c – Hệ số chống lệch bên. Hệ số này phụ thuộc vào kích thước lốp, kết cấu và áp suất trong lốp (N/độ).

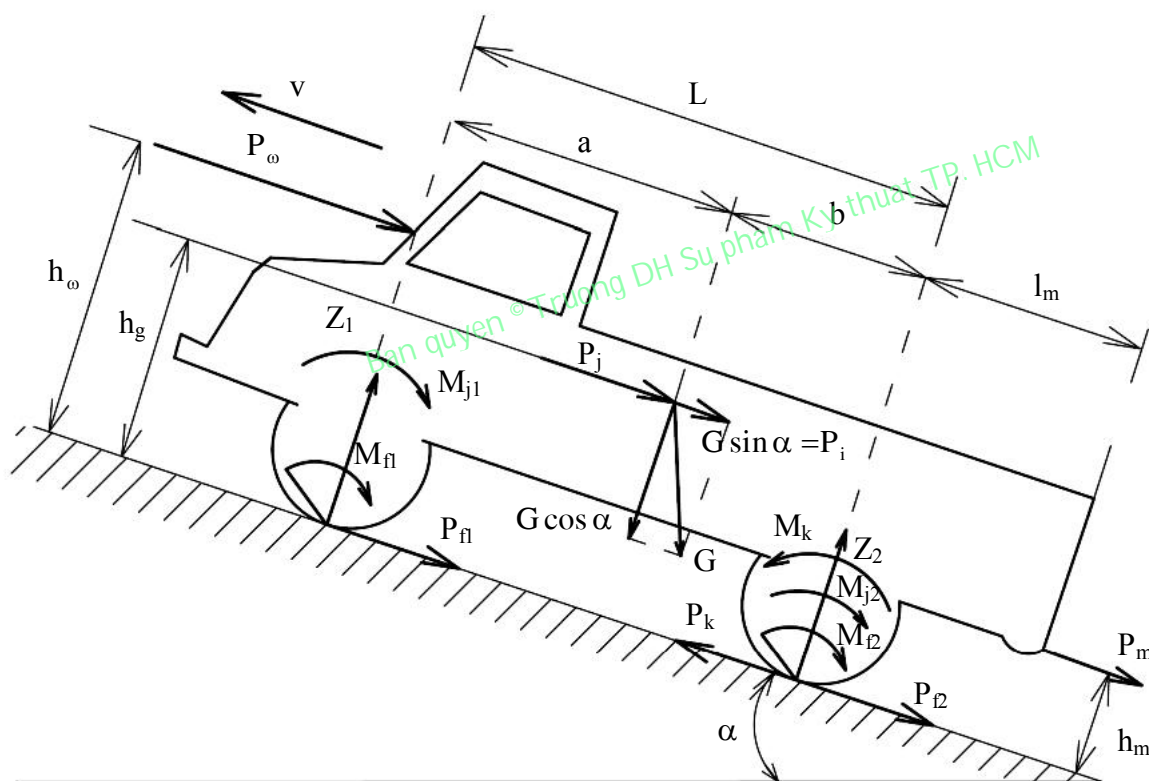
Sự lăn lệch của bánh xe dưới tác dụng của lực ngang ảnh hưởng rất lớn đến tính năng dẫn hướng và tính ổn định của xe khi chuyển động.

3.3. CƠ HỌC CHUYỂN ĐỘNG THẲNG CỦA ÔTÔ:

3.3.1. Các lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động tổng quát. Lực riêng và các công suất tương ứng:

3.3.1.1. Các lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động tổng quát:

Chúng ta xét chuyển động ô tô ở dạng tổng quát tức là khi ô tô chuyển động trên đường dốc không ổn định (có gia tốc) và có lực cản ở móc kéo.



Hình 3.11: Sơ đồ các lực và mômen tác dụng lên ô tô khi chuyển động lên dốc.

Trên hình 3.11 trình bày sơ đồ các lực và mômen tác dụng lên ô tô đang đang chuyển động tăng tốc ở trên dốc. Ý nghĩa của các ký hiệu ở trên hình vẽ như sau:

G – Trọng lượng toàn bộ của ô tô.

P_k – Lực kéo tiếp tuyến ở các bánh xe chủ động.

P_{f1} – Lực cản lăn ở các bánh xe bị động.

P_{f2} – Lực cản lăn ở các bánh xe chủ động.

P_ω – Lực cản không khí.

P_i – Lực cản lên dốc.

P_j – Lực cản quán tính khi xe chuyển động không ổn định (có gia tốc).

P_m – Lực cản ở móc kéo.

Z_1, Z_2 – Phản lực pháp tuyến của mặt đường tác dụng lên các bánh xe ở cầu trước và cầu sau.

M_{f1} – Mômen cản lăn ở các bánh xe bị động.

M_{f2} – Mômen cản lăn ở các bánh xe chủ động.

α – Góc dốc của mặt đường.

Sau đây ta sẽ khảo sát giá trị của các lực và mômen vừa nêu trên:

*** Lực kéo tiếp tuyến P_k :**

P_k là phản lực từ mặt đường tác dụng lên bánh xe chủ động theo chiều cùng với chiều chuyển động của ô tô. Điểm đặt của P_k tại tâm của vết tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường:

$$P_k = \frac{M_k}{r_b} = \frac{M_{e1} \eta}{r_b} \tag{3.56}$$

*** Lực cản lăn P_f :**

Khi bánh xe chuyển động trên mặt đường sẽ có lực cản lăn tác dụng song song với mặt đường và ngược với chiều chuyển động tại vùng tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường.

Trên hình 3.11 biểu thị lực cản lăn tác dụng lên các bánh xe trước là P_{f1} và lên các bánh xe sau là P_{f2} .

Lực cản lăn phát sinh là do có sự biến dạng của lớp với đường, do sự tạo thành vết bánh xe trên đường và do ma sát ở bề mặt tiếp xúc giữa lớp với đường.

Để đơn giản người ta coi lực cản lăn là ngoại lực tác dụng lên bánh xe khi nó chuyển động và được xác định theo công thức:

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} \tag{3.57}$$

Với P_f là lực cản lăn của ô tô.

Lực cản lăn ở các bánh xe trước và sau là:

$$P_{f1} = Z_1 f_1; \quad P_{f2} = Z_2 f_2 \tag{3.58}$$

Với f_1, f_2 là hệ số cản lăn ở bánh xe trước và sau.

Ở đây nếu coi hệ số cản lăn ở các bánh xe trước và sau là như nhau thì $f_1 = f_2 = f$. Lúc đó ta có:

$$P_f = (Z_1 + Z_2) f = fG \cos \alpha \tag{3.59}$$

Khi xe chuyển động trên mặt đường có độ dốc nhỏ thì góc α khá nhỏ nên có thể coi $\cos \alpha = 1$ hoặc khi mặt đường nằm ngang thì ta có:

$$P_f = fG \cos \alpha = fG \tag{3.60}$$

Lực cản lăn và các lực cản khác được quy ước là dương khi tác dụng ngược chiều chuyển động của xe. Ngoài ra hệ số cản lăn còn phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nhau. Vấn đề này sẽ được trình bày kỹ ở chương tiếp theo.

*** Mômen cản lăn M_f :**

Mômen cản lăn của ô tô được tính:

$$M_f = M_{f1} + M_{f2} = Z_1 f r_d + Z_2 f r_d = G f r_d \cos \alpha \tag{3.61}$$

Ở đây:

M_{f1}, M_{f2} – Mômen cản lăn ở các bánh xe cầu trước và cầu sau.

r_d – Bán kính động lực học của bánh xe.

Nếu xe chuyển động trên đường ngang thì:

$$M_f = P_f r_d = G f r_d \quad (3.62)$$

*** Lực cản lên dốc P_i :**

Khi xe chuyển động lên dốc thì trọng lượng G được phân tích ra hai thành phần: lực $G \cos \alpha$ vuông góc với mặt đường và lực $G \sin \alpha$ song song với mặt đường. Thành phần $G \cos \alpha$ tác dụng lên mặt đường và gây nên các phản lực pháp tuyến của đường tác dụng lên các bánh xe là Z_1 và Z_2 . Thành phần thứ hai $G \sin \alpha$ cản lại sự chuyển động của xe khi lên dốc và được gọi là lực cản lên dốc P_i :

$$P_i = G \sin \alpha \quad (3.63)$$

Mức độ dốc của mặt đường được thể hiện qua góc dốc α hoặc qua độ dốc i :

$$i = \tan \alpha$$

Nếu $\alpha < 5^\circ$ thì có thể coi: $i = \tan \alpha = \sin \alpha$ và khi đó ta có:

$$P_i = G \sin \alpha = G i \quad (3.64)$$

Khi xe xuống dốc, lực P_i sẽ cùng chiều chuyển động của xe và P_i trở thành lực đẩy (lực chủ động). Bởi vậy, khi xe lên dốc thì P_i trở thành lực cản sẽ có dấu (+), còn khi xuống dốc thì P_i trở thành lực đẩy sẽ có dấu (-) trong công thức (3.65).

Ngoài ra, người ta còn dùng khái niệm lực cản tổng cộng của đường P_ψ là tổng của lực cản lăn và lực cản lên dốc:

$$P_\psi = P_f \pm P_i = G(f \cos \alpha \pm \sin \alpha) \approx G(f \pm i) \quad (3.65)$$

Đại lượng $f \pm i$ được gọi là hệ số cản tổng cộng của đường và ký hiệu là ψ :

$$\psi = f \pm i \quad (3.66)$$

Bởi vậy:

$$P_\psi = G(f \cos \alpha \pm \sin \alpha) \approx \psi G \quad (3.67)$$

*** Lực cản không khí P_ω :**

Khi ô tô chuyển động, lực cản không khí xuất hiện bởi các lực khí động học. Trong đó chiếm một phần lớn là lực cản do hình dạng của xe (khoảng 80 ÷ 90%), sau đó là thành phần gây ra do ảnh hưởng của xoáy lốc (10 ÷ 15%), cuối cùng là thành phần tạo ra do ma sát giữa bề mặt xe và không khí (4 ÷ 10%).

Lực cản không khí tỉ lệ với áp suất động học p_d , diện tích cản gió S và hệ số cản của không khí C_x theo biểu thức sau:

$$P_\omega = C_x p_d S = \frac{1}{2} \rho C_x S v_o^2 = 0,625 C_x S v_o^2 \quad (3.68)$$

Ở đây:

ρ - Khối lượng riêng của không khí (kg/m^3), ở nhiệt độ 25°C và áp suất $0,1013\text{ MPa}$ thì $\rho = 1,25\text{ kg/m}^3$.

v_o – Vận tốc tương đối giữa xe và không khí (m/s):

$$v_o = v \pm v_g \tag{3.69}$$

v – Vận tốc của ô tô (m/s).

v_g – Vận tốc gió (m/s).

Dấu (+) ứng với khi vận tốc của xe và của gió ngược chiều.

Dấu (-) ứng với khi vận tốc của xe và của gió cùng chiều.

Khi tính toán, người ta còn đưa vào khái niệm nhân tố cản không khí W có đơn vị là Ns^2/m^2 .

$$W = 0,625C_xS \tag{3.70}$$

Từ đó ta có:

$$P_o = Wv_o^2 \tag{3.71}$$

Lực cản không khí có điểm đặt tại tâm của lực khí động học. Một số giá trị của hệ số C_x và diện tích cản gió S của một số xe được cho ở bảng dưới đây:

Bảng 3.1: Hệ số cản và diện tích cản không khí.

Loại xe	C_x (Ns^2/m^4)	S (m^2)
+ Xe du lịch		
- Loại thường	$0,35 \div 0,5$	$1,6 \div 2,5$
- Loại đuôi xe cao	$0,3 \div 0,45$	$1,5 \div 2,0$
- Loại mui trần	$0,5 \div 0,65$	$1,5 \div 2,0$
+ Xe tải		
- Loại thùng hở	$0,8 \div 1$	$4 \div 7$
- Loại thùng kín	$0,6 \div 0,8$	$5 \div 8$
+ Xe bus	$0,5 \div 0,7$	$5 \div 7$

*** Lực cản quán tính P_j :**

Khi ô tô chuyển động không ổn định, lực quán tính của các khối lượng chuyển động quay và chuyển động tịnh tiến xuất hiện.

Lực quán tính này sẽ trở thành lực cản khi xe chuyển động nhanh dần và trở thành lực đẩy khi xe chuyển động chậm dần. Điểm đặt của lực quán tính tại trọng tâm của xe.

Lực quán tính ký hiệu là P_j gồm hai thành phần sau:

- Lực quán tính do gia tốc các khối lượng chuyển động tịnh tiến của ô tô, ký hiệu là P'_j .
- Lực quán tính do gia tốc các khối lượng chuyển động quay của ô tô, ký hiệu là P''_j .

Bởi vậy P_j được tính:

$$P_j = P'_j + P''_j \tag{3.72}$$

Lực P'_j được tính:

$$P'_j = \frac{G}{g} j \tag{3.73}$$

Với $j = \frac{dv}{dt}$ là gia tốc tịnh tiến của ô tô.

Lực P''_j được xác định như sau:

$$P''_j = \frac{J_c \varepsilon_c i_t \eta}{r_b} + \sum J_n \frac{d\omega_n}{dt} \frac{i_n \eta_n}{r_b} + \sum J_b \frac{d\omega_b}{dt} \frac{1}{r_b} \tag{3.74}$$

Ở đây:

J_n – Mômen quán tính của các chi tiết quay thứ n nào đó của hệ thống truyền lực đối với trục quay của chính nó.

J_b – Mômen quán tính của một bánh xe chủ động đối với trục quay của chính nó.

i_n – Tỷ số truyền tính từ chi tiết thứ n nào đó của hệ thống truyền lực tới bánh xe chủ động.

η_n – Hiệu suất tính từ chi tiết quay thứ n nào đó của hệ thống truyền lực tới bánh xe chủ động.

J_c – Mômen quán tính của khối lượng chuyển động quay của động cơ quy dẫn về trục khuỷu, có kể đến khối lượng chuyển động quay của phần chủ động ly hợp.

$\varepsilon_c = \frac{d\omega_c}{dt}$ – Gia tốc góc của khối lượng chuyển động quay của động cơ.

i_t – Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực.

η – Hiệu suất của hệ thống truyền lực.

$$\varepsilon_c = \frac{d\omega_c}{dt} = i_t \frac{d\omega_b}{dt} = \frac{i_t}{r_b} \frac{dv}{dt} \tag{3.75}$$

$$\varepsilon_n = i_n \frac{d\omega_b}{dt} = \frac{i_n}{r_b} \frac{dv}{dt} \tag{3.76}$$

$$P''_j = \left(\frac{J_c i_t^2 \eta}{r_b^2} + \sum J_n \frac{i_n^2 \eta_n}{r_b^2} + \sum J_b \frac{1}{r_b^2} \right) \frac{dv}{dt} \tag{3.77}$$

Thay (3.73) và (3.77) vào (3.72) ta có:

$$P_j = \left[1 + \left(\frac{J_c i_t^2 \eta + \sum J_n i_n^2 \eta_n + \sum J_b}{G r_b^2} \right) g \right] \frac{G}{g} j \tag{3.78}$$

Ở đây bỏ qua đại lượng $\sum J_n \frac{i_n^2 \eta_n}{r_b^2}$ vì khối lượng của chúng nhỏ hơn nhiều so với khối lượng bánh đà và khối lượng các bánh xe. Chúng ta sẽ đặt:

$$\delta_i = 1 + \left(\frac{J_c i_t^2 \eta + \sum J_b}{G r_b^2} \right) g \tag{3.79}$$

Do đó:

$$P_j = \delta_i \frac{G}{g} j \tag{3.80}$$

Với δ_i là hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay. Ta có thể tính δ_i gần đúng như sau:

$$\delta_i = 1,05 + 0,05i_h^2 \tag{3.81}$$

*** Lực cản ở móc kéo P_m :**

Điểm đặt của P_m tại móc kéo, có phương song song với mặt đường và được tính như sau:

$$P_m = nQ\psi \tag{3.82}$$

Trong đó:

Q – Trọng lượng toàn bộ của một rơ móc.

n – Số lượng rơ móc được kéo theo.

ψ – Hệ số cản tổng cộng của đường.

*** Điều kiện để cho ô tô có thể chuyển động.**

Để ô tô chuyển động được thì lực kéo tiếp tuyến ở các bánh xe chủ động phải lớn hơn hoặc bằng tổng các lực cản tác dụng lên xe, nhưng phải nhỏ hơn hoặc bằng lực bám giữa các bánh xe chủ động với mặt đường:

$$P_f \pm P_i + P_{\omega} \pm P_j + P_m \leq P_k \leq P_{\phi x} \tag{3.83}$$

Ở lực P_i , dấu (+) khi xe lên dốc, dấu (-) khi xe chuyển động xuống dốc.

Ở lực P_j , dấu (+) khi xe chuyển động tăng tốc, dấu (-) khi xe chuyển động giảm tốc.

3.3.1.2. Các lực riêng và các công suất tương ứng:

3.3.1.2.1. Các lực riêng:

Khi cần so sánh đặc tính động lực học của các loại xe khác nhau, người ta phải dựa vào các lực riêng tác dụng lên ô tô. Chúng là các lực tác dụng lên ô tô tính trên một đơn vị trọng lượng G của xe và được tính như sau:

+ Lực kéo tiếp tuyến riêng P_{kr} :

$$P_{kr} = \frac{P_k}{G} = \frac{M_e i_t \eta}{G r_b} \tag{3.84}$$

+ Lực cản lăn riêng P_{fr} :

$$P_{fr} = \frac{P_f}{G} = \frac{fG \cos \alpha}{G} = f \cos \alpha \tag{3.85}$$

+ Lực cản lên dốc riêng P_{ir} :

$$P_{ir} = \frac{P_i}{G} = \frac{G \sin \alpha}{G} = \sin \alpha \quad (3.86)$$

+ Lực cản quán tính riêng P_{jr} :

$$P_{jr} = \frac{P_j}{G} = \delta_i \frac{G_j}{gG} = \frac{\delta_{ij}}{g} \quad (3.87)$$

+ Lực cản không khí riêng P_{or} :

$$P_{or} = \frac{P_{\omega}}{G} = \frac{1}{2} \frac{\rho C_x S v_o^2}{G} = \frac{0,625 C_x S v_o^2}{G} \quad (3.88)$$

+ Lực cản ở móc kéo riêng P_{mr} :

$$P_{mr} = \frac{P_m}{G} = \frac{nQ\psi}{G} \quad (3.89)$$

Với các lực riêng này, chúng ta có thể viết phương trình cân bằng như sau:

$$P_{kr} = P_{fr} \pm P_{ir} + P_{or} \pm P_{jr} + P_{mr} \quad (3.90)$$

3.3.1.2.2. Các công suất tương ứng với các lực tác dụng lên ô tô:

Từ các công thức tính lực tác dụng lên ô tô, chúng ta tính được các công suất tương ứng do các lực đó sinh ra:

+ Công suất kéo ở các bánh xe chủ động N_k (công suất chủ động):

$$N_k = P_k v = \frac{M_c i_t \eta v}{r_b} = N_c \eta \quad (3.91)$$

+ Công suất cản lăn N_f :

$$N_f = P_f v = G f v \cos \alpha \quad (3.92)$$

+ Công suất cản lên dốc N_i :

$$N_i = P_i v = G v \sin \alpha \quad (3.93)$$

+ Công suất cản không khí N_{ω} :

$$N_{\omega} = P_{\omega} v = 0,625 C_x S v^3 \quad (3.94)$$

(Khi vận tốc của gió nhỏ, có thể coi $v_o \approx v$).

+ Công suất cản quán tính N_j :

$$N_j = P_j v = \frac{G}{g} \delta_{ij} v \quad (3.95)$$

+ Công suất cản ở móc kéo N_m :

$$N_m = nQ\psi v \quad (3.96)$$

Cân bằng các công suất trên ta có thể viết như sau:

$$N_k = N_f \pm N_i + N_\omega \pm N_j + N_m \quad (3.97)$$

Lưu ý rằng ở công suất N_i dấu (+) dùng khi xe lên dốc, dấu (-) dùng khi xe xuống dốc. Còn ở N_j , dấu (+) dùng khi xe tăng tốc và dấu (-) dùng khi xe giảm tốc.

Công suất kéo N_k do công suất của động cơ truyền xuống dùng để khắc phục các công suất cản vừa nêu trên. Công suất chủ động dùng để khắc phục công suất cản tương ứng có giá trị đúng bằng công suất cản đó. Bởi vậy, các công suất cản ở vế phải nếu đứng trên quan điểm là các thành phần của công suất N_k thì chúng được gọi là:

- N_f – Công suất tiêu hao cho lực cản lăn.
- N_i – Công suất tiêu hao cho lực cản lên dốc.
- N_ω – Công suất tiêu hao cho lực cản không khí.
- N_j – Công suất tiêu hao cho lực cản quán tính.
- N_m – Công suất tiêu hao cho lực cản ở móc kéo.

3.3.2. Phương trình cân bằng lực kéo, phương trình cân bằng công suất và đặc tính động lực học của ô tô. Các đồ thị tương ứng:

3.3.2.1. Cân bằng lực kéo của ô tô:

3.3.2.1.1. Phương trình cân bằng lực kéo:

Lực kéo tiếp tuyến ở các bánh xe chủ động dùng để khắc phục các lực cản chuyển động. Biểu thức cân bằng giữa lực kéo ở các bánh xe chủ động và các lực cản được gọi là phương trình cân bằng lực kéo.

Xét trường hợp tổng quát, ta có:

$$P_k = P_f \pm P_i + P_\omega \pm P_j + P_m \quad (3.98)$$

Ở lực P_i : dấu (+) dùng khi xe lên dốc, dấu (-) dùng khi xuống dốc.

Ở lực P_j : dấu (+) dùng khi xe tăng tốc, dấu (-) dùng khi giảm tốc.

Thay các giá trị các lực vào phương trình trên, ta nhận được:

$$\frac{M_e i_t \eta}{r_b} = Gf \cos \alpha \pm G \sin \alpha + Wv^2 \pm \frac{G}{g} \delta_{ij} + nQ\psi \quad (3.99)$$

Nếu chúng ta tổng hợp hai lực cản P_f và P_i , ta sẽ được lực cản tổng cộng của đường P_ψ :

$$P_\psi = P_f \pm P_i = G(f \cos \alpha \pm \sin \alpha) = G\psi \quad (3.100)$$

Với:

G – Trọng lượng toàn bộ xe.

ψ – Hệ số cản tổng cộng của đường: $\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$, nếu $\alpha < 5^\circ$ có thể coi: $\psi = f \pm i$.

i – Độ dốc của mặt đường: $i = \tan \alpha$.

+ Lưu ý:

- Độ dốc i có giá trị (+) khi xe lên dốc, và giá trị (-) khi xe xuống dốc.
- Hệ số ψ có giá trị (+) khi $f > i$ và giá trị (-) khi $f < i$ hoặc $\psi = 0$ khi $f = i$ khi xuống dốc.

Nếu xe chuyển động đều ($j = 0$) trên đường nằm ngang ($\alpha = 0$) và không kéo rơ-móc thì phương trình cân bằng lực kéo sẽ đơn giản hơn:

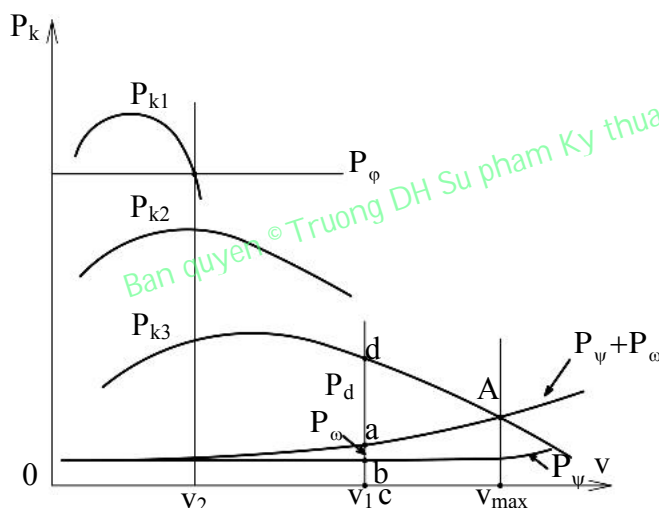
$$P_k = P_f + P_\omega \Rightarrow \frac{M_c i_t \eta}{r_b} = Gf + Wv^2 \tag{3.101}$$

3.3.2.1.2. Đồ thị cân bằng lực kéo:

Phương trình cân bằng lực kéo của ô-tô có thể biểu diễn bằng đồ thị.

Chúng ta xây dựng quan hệ giữa lực kéo P_k và các lực cản chuyển động phụ thuộc vào vận tốc của xe v , tức là: $P = f(v)$. Ở trục tung ta đặt các giá trị lực, trên trục hoành là các giá trị vận tốc.

Đồ thị biểu diễn quan hệ giữa các lực nêu trên và vận tốc của xe gọi là đồ thị cân bằng lực kéo của xe (hình 3.12).



Hình 3.12: Đồ thị cân bằng lực kéo của ô-tô.

* Phương pháp xây dựng đồ thị:

Chúng ta vẽ cho trường hợp: xe chuyển động đều ($j = 0$) và không kéo rơ-móc, hộp số có ba số truyền. Tức là:

$$P_k = P_\psi + P_\omega$$

+ Vẽ các đường biểu thị lực kéo P_{ki} ở các tay số dựa vào:

- Đường đặc tính ngoài của động cơ: để xác định các giá trị M_{ei} ứng với các giá trị n_{ei} , sau đó thế các giá trị M_{ei} vào công thức sau đây.
- Công thức tính lực kéo tiếp tuyến:

$$P_k = \frac{M_c i_n \eta}{r_b} \tag{3.102}$$

Với:

P_{kn} – Lực kéo ở các bánh xe chủ động ở số thứ n của hộp số.

i_n – Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực ở số thứ n.

- Công thức tính vận tốc chuyển động của xe ở các số truyền:

$$v_n = \frac{\pi n_c r_b}{30 i_n} \quad (\text{m/s}) \quad (3.103)$$

Với v_n là vận tốc của xe ở tay số thứ n.

+ Vẽ các đường biểu thị các lực cản chuyển động dựa vào các công thức:

- Đường lực cản của đường: $P_\psi = G(f \cos \alpha \pm \sin \alpha)$.

Nếu $f = \text{const}$ và $\alpha = \text{const}$ thì $P_\psi = \text{const}$, cho nên đường P_ψ sẽ là đường thẳng song song với trục hoành.

Nếu $f \neq \text{const}$ hoặc $\alpha \neq \text{const}$ thì $P_\psi \neq \text{const}$, lúc này đường P_ψ sẽ là đường cong.

- Đường lực cản không khí: $P_\omega = 0,625 C_x S v^2$.

Đây là đường cong bậc hai phụ thuộc vào vận tốc của xe.

- Đường cong $(P_\psi + P_\omega)$ là tổng của các giá trị P_ψ và P_ω tương ứng.

*** Ý nghĩa sử dụng:**

- Hai đường cong P_{k3} và $(P_\psi + P_\omega)$ cắt nhau tại A, chiếu A xuống trục hoành ta được giá trị v_{\max} của xe ở điều kiện chuyển động đã cho.

- Tung độ nằm giữa đường cong P_k và $(P_\psi + P_\omega)$ ở bên trái điểm A gọi là lực kéo dư của xe P_d .

- Lực kéo dư dùng để: tăng tốc, leo dốc, kéo rơ-móc...

- Nếu $\alpha = 0$ thì $P_\psi = P_f$, cho nên đường cong cản tổng cộng là $(P_f + P_\omega)$. Điểm A lúc này chiếu xuống trục hoành được v_{\max} trên đường nằm ngang ở tay số cao nhất, lúc này $P_d = 0$.

- Từ đồ thị có thể xác định được v_{\max} của xe và các lực cản thành phần ở một vận tốc nào đó.

Ví dụ: tại vận tốc v_1 , đoạn bc là P_ψ , đoạn ab là P_ω , đoạn ad là P_d , đoạn cd là P_{k3} .

- Trên đồ thị ta vẽ thêm đường biểu thị lực bám $P_\phi = f(v)$:

$$P_\phi = m_i G_b \phi \quad (3.104)$$

Với:

G_b – Trọng lượng xe phân bố lên cầu chủ động.

m_i – Hệ số thay đổi tải trọng tác dụng lên cầu.

- Đường lực bám P_ϕ nằm ngang, song song với trục hoành. Khu vực xe không bị trượt quay khi $P_k \leq P_\phi$, nếu $P_k > P_\phi$ thì các bánh xe chủ động bị trượt quay.

- Điều kiện để ô tô chuyển động được trong trường hợp này là:

$$P_\phi \geq P_k \geq (P_\psi + P_\omega) \quad (3.105)$$

3.3.2.2. Cân bằng công suất của ô tô:

3.3.2.2.1. Phương trình cân bằng công suất:

Công suất do động cơ sinh ra một phần đã tiêu hao cho ma sát trong hệ thống truyền lực, phần còn lại dùng để thắng các lực cản chuyển động. Biểu thức cân bằng giữa công suất của động cơ phát ra và công suất cản kể trên gọi là phương trình cân bằng công suất của ô tô khi chuyển động:

$$N_c = N_t + N_f \pm N_i + N_\omega \pm N_j + N_m \quad (3.106)$$

Ở đây:

N_c – Công suất do động cơ phát ra.

N_t – Công suất tiêu hao cho ma sát trong hệ thống truyền lực.

N_f – Công suất tiêu hao để thắng lực cản lăn.

N_i – Công suất tiêu hao để thắng lực cản lên dốc.

N_ω – Công suất tiêu hao để thắng lực cản không khí.

N_j – Công suất tiêu hao để thắng lực cản quán tính.

N_m – Công suất tiêu hao để thắng lực cản ở móc kéo.

Ở công suất N_i : dấu (+) dùng khi xe lên dốc, dấu (-) dùng khi xe xuống dốc.

Ở công suất N_j : dấu (+) dùng khi xe tăng tốc, dấu (-) dùng khi xe giảm tốc.

Nếu xét tại các bánh xe chủ động thì phương trình cân bằng công suất có dạng sau:

$$N_k = N_c - N_t = N_f \pm N_i + N_\omega \pm N_j + N_m \quad (3.107)$$

Với N_k là công suất của động cơ đã truyền đến các bánh xe chủ động:

$$\begin{aligned} N_k &= N_c - N_t = N_c \eta \\ \Rightarrow N_t &= N_c (1 - \eta) \end{aligned} \quad (3.108)$$

Phương trình cân bằng công suất viết dưới dạng khai triển như sau:

$$N_c = N_c (1 - \eta) + Gfv \cos \alpha \pm Gv \sin \alpha + Wv^3 \pm \frac{G}{g} \delta_i v_j + nQ\psi v \quad (3.109)$$

Nếu tổng hợp công suất tiêu hao cho lực cản lăn và lực cản lên dốc, thì sẽ nhận được công suất tiêu hao cho lực cản của mặt đường N_ψ :

$$N_\psi = N_f \pm N_i$$

Khi ô tô chuyển động đều ($j = 0$) và không có kéo rơ-móc thì phương trình cân bằng công suất sẽ có dạng đơn giản sau:

$$N_c = N_t + N_\psi + N_\omega = \frac{1}{\eta} (N_\psi + N_\omega) \quad (3.110)$$

Do: $N_c - N_t = N_c \eta = N_\psi + N_\omega$

Nếu viết ở dạng triển khai thì phương trình trên có dạng:

$$N_c = \frac{1}{\eta} (Gfv \cos \alpha \pm Gv \sin \alpha + Wv^3) \quad (3.111)$$

Nếu $\alpha < 5^\circ$ thì:

$$N_c = \frac{1}{\eta} [Gv(f \pm i) + Wv^3] \quad (3.112)$$

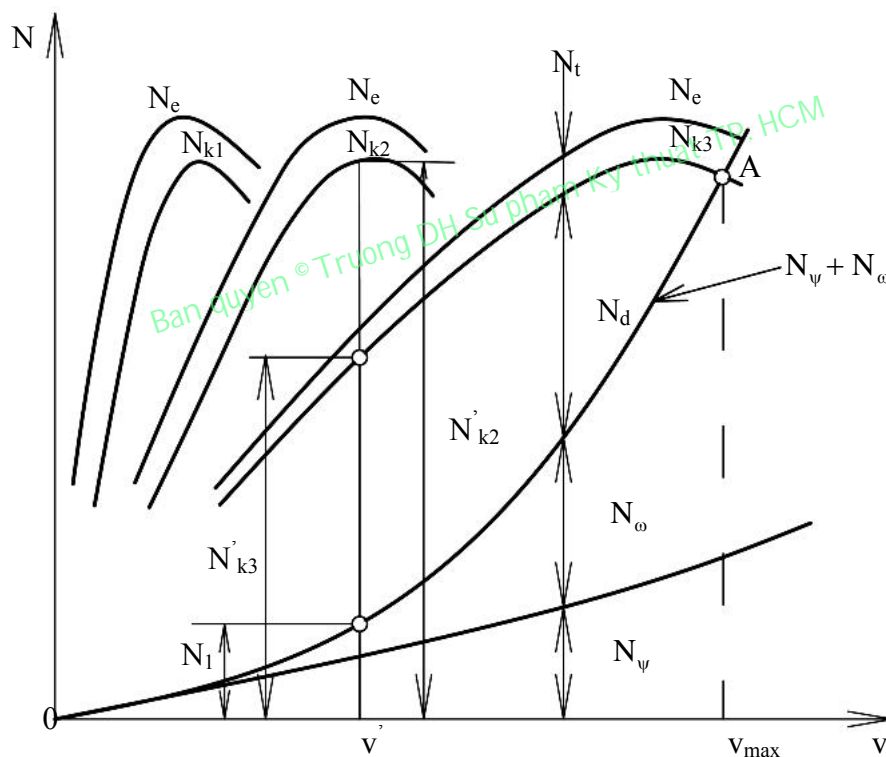
3.3.2.2. Đồ thị cân bằng công suất

Phương trình cân bằng công suất của ô tô có thể biểu diễn bằng đồ thị. Nó được xây dựng theo quan hệ giữa công suất phát ra của động cơ và các công suất cản khi xe chuyển động, phụ thuộc vào vận tốc chuyển động, tức là $N = f(v)$.

Mặt khác do giữa vận tốc chuyển động v và số vòng quay n_e có mối quan hệ: $v = \frac{\pi n_e r_b}{30 i_t}$

cho nên ta cũng có thể biểu thị quan hệ giữa các công suất theo số vòng quay của động cơ, nghĩa là: $N = f(n_e)$.

Đồ thị biểu diễn quan hệ giữa công suất phát ra của động cơ và công suất cản khi xe chuyển động phụ thuộc vào vận tốc của xe hoặc số vòng quay của động cơ được gọi là đồ thị cân bằng công suất của ô tô (hình 3.13).



Hình 3.13: Đồ thị cân bằng công suất của ô tô.

*** Phương pháp xây dựng đồ thị:**

Chúng ta vẽ cho trường hợp: hộp số có ba số truyền, xe chuyển động ổn định ($j = 0$) và không kéo rơ-móc, tức là:

$$N_k = N_e \eta = N_e - N_t = N_\psi + N_\omega$$

- + Vẽ các đường biểu thị công suất N_e dựa vào:
 - Đường đặc tính ngoài của động cơ: để có mối quan hệ $N_e = f(n_e)$.
 - Công thức tính vận tốc chuyển động của xe ở các số truyền:

$$v = \frac{\pi n_c r_b}{30 i_n}$$

- Từ hai mối quan hệ trên, ta nhận được: $N_e = f(v)$.
- + Vẽ các đường biểu thị công suất N_{ki} ở các tay số dựa vào:

$$N_k = N_e \eta$$

- + Vẽ các đường biểu thị các công suất cản chuyển động dựa vào các công thức:
- Đường công suất cản của mặt đường: $N_\psi = Gv(f \cos \alpha \pm \sin \alpha)$.
 Nếu $f = \text{const}$ và $\alpha = \text{const}$ thì N_ψ là đường thẳng phụ thuộc vào v .
 Nếu $f \neq \text{const}$ hoặc $\alpha \neq \text{const}$ thì N_ψ là đường cong phụ thuộc vào f, α, v .
- Đường công suất cản không khí: $N_\omega = Wv^3$.
 Vì vậy đường biểu thị N_ω là đường cong bậc ba theo vận tốc v .
- Đường cong ($N_\psi + N_\omega$) là tổng của các giá trị N_ψ và N_ω tương ứng.

*** Ý nghĩa sử dụng:**

- Ứng với các vận tốc khác nhau thì tung độ nằm giữa đường cong ($N_\psi + N_\omega$) và đường cong N_k là công suất dự trữ, được gọi là công suất dư N_d dùng để: leo dốc, tăng tốc, kéo rơ-móc...

- Tại điểm A: $N_d = 0$, xe không còn khả năng tăng tốc, leo dốc... Chiều điểm A xuống trục hoành, ta được v_{\max} của xe ở loại đường đã cho.

- Lưu ý: vận tốc lớn nhất của xe chỉ đạt được khi xe chuyển động đều trên đường nằm ngang, đồng thời bướm ga mở tối đa (hoặc thanh răng bơm cao áp đã kéo hết) và đang ở tay số cao nhất của hộp số.

- Nếu muốn ô-tô chuyển động ổn định (đều) trên một loại đường nào đó với vận tốc v nhỏ hơn v_{\max} thì cần đóng bớt bướm ga lại (hoặc trả thanh kéo nhiên liệu về), mặt khác có thể phải chuyển về tay số thấp hơn của hộp số.

3.3.2.2.3. Mức độ sử dụng công suất của động cơ:

Nhằm nâng cao chất lượng sử dụng ô-tô và giảm tiêu hao nhiên liệu, ta cần phải lưu ý đến việc sử dụng công suất động cơ trong từng điều kiện chuyển động khác nhau của ô-tô. Về phương diện này, người ta đưa ra khái niệm “mức độ sử dụng công suất động cơ” và ký hiệu bằng chữ Y_N . Mức độ sử dụng công suất của động cơ là tỷ số công suất cần thiết để ô-tô chuyển động đều (ổn định) với công suất của động cơ phát ra tại các bánh xe chủ động N_k khi mở hoàn toàn bướm ga hoặc kéo hết thanh răng bơm nhiên liệu. Ta có:

$$Y_N = \frac{N_\psi + N_\omega}{N_k} = \frac{N_\psi + N_\omega}{N_e \eta} \tag{3.113}$$

Qua biểu thức trên, ta có nhận xét rằng: chất lượng của mặt đường càng tốt (hệ số cản tổng cộng ψ càng giảm) và vận tốc của ô-tô càng nhỏ thì công suất động cơ được sử dụng càng nhỏ khi tỷ số truyền của hộp số càng lớn, do đó làm cho hệ số sử dụng công suất động cơ Y_N càng nhỏ.

Ví dụ: Ôtô chuyển động đều ở vận tốc v (hình 3.13), tổng công suất cản của mặt đường và công suất cản không khí là N_1 , còn công suất phát ra tại bánh xe chủ động khi mở hoàn toàn bướm ga hoặc kéo hết thanh răng nhiên liệu là N_{k3} ở số truyền thẳng và N_{k2} ở số hai. Mức độ sử dụng công suất của động cơ ở số truyền thẳng là $Y_{N3} = \frac{N_1}{N'_{k3}}$ và ở số hai là $Y_{N2} = \frac{N_1}{N'_{k2}}$ nhưng $N'_{k2} > N'_{k3}$, do đó $Y_{N2} < Y_{N3}$.

Mức độ sử dụng công suất động cơ càng giảm xuống sẽ càng gây nên sự tăng tiêu hao nhiên liệu của ô tô.

3.3.2.3. Đặc tính động lực học của ô tô:

3.3.2.3.1. Khái niệm về đặc tính động lực học của ô tô:

Khi so sánh tính chất động lực học của các loại ô tô khác nhau và ứng với các điều kiện làm việc của xe ở các loại đường khác nhau, người ta muốn có một thông số thể hiện được ngay tính chất động lực học của ô tô.

Phương trình cân bằng lực kéo không thuận lợi để đánh giá các loại ô tô khác nhau. Cho nên cần phải có một thông số đặc trưng cho tính chất động lực học của xe mà chỉ số kết cấu không có mặt trong đó. Thông số đó gọi là đặc tính động lực học của ô tô, ký hiệu là D :

$$D = \frac{P_k - P_\omega}{G} = \left(\frac{M_c i_t \eta}{r_b} - Wv^2 \right) \frac{1}{G} \tag{3.114}$$

Qua biểu thức trên ta thấy: giá trị của D chỉ phụ thuộc vào các thông số kết cấu của xe, vì thế nó có thể xác định cho mỗi xe cụ thể.

Từ phương trình cân bằng lực kéo khi ô tô không kéo rơ móc:

$$\frac{M_c i_t \eta}{r_b} = Gf \cos \alpha \pm G \sin \alpha + Wv^2 \pm \frac{G}{g} \delta_{ij}$$

ta chuyển Wv^2 sang vế trái và chia hai vế cho G thì nhận được:

$$D = \left(\frac{M_c i_t \eta}{r_b} - Wv^2 \right) \frac{1}{G} = \left[G(f \cos \alpha \pm \sin \alpha) \pm \frac{G}{g} \delta_{ij} \right] \frac{1}{G} = \psi \pm \frac{\delta_{ij}}{g} \tag{3.115}$$

*** Nhận xét:**

- Khi xe chuyển động ở số thấp thì giá trị D sẽ lớn hơn so với khi xe chuyển động ở các số cao.
- Đặc tính động lực học D thể hiện khả năng ô tô thắng lực cản tổng cộng và khả năng tăng tốc.
- Khi xe chuyển động đều ($j = 0$) thì $D = \psi$.
- Khi xe chuyển động đều ($j = 0$) trên đường nằm ngang ($\alpha = 0$) thì $D = f$, đồng thời nếu đang gài tay số cao nhất và động cơ làm việc ở chế độ toàn tải, ta sẽ nhận được giá trị v_{max} của ô tô.
- Giá trị D_{max} tương ứng với sức cản của mặt đường được đặc trưng bằng hệ số cản tổng cộng lớn nhất ψ_{max} ở tay số nhỏ nhất.

- Để ô tô chuyển động được thì phải thỏa mãn: $D \geq \psi$.
- Giá trị của D cũng bị giới hạn bởi điều kiện bám $P_\varphi \geq P_{kmax}$ hay $m_i G_b \varphi \geq P_{kmax}$. Bởi vậy ở đây chúng ta phải đưa thêm khái niệm đặc tính động lực học tính theo điều kiện bám D_φ :

$$D_\varphi = \frac{P_\varphi - P_\omega}{G} = \frac{m_i G_b \varphi - Wv^2}{G} \tag{3.116}$$

Để ô tô chuyển động không bị trượt quay thì: $D_\varphi \geq D$.

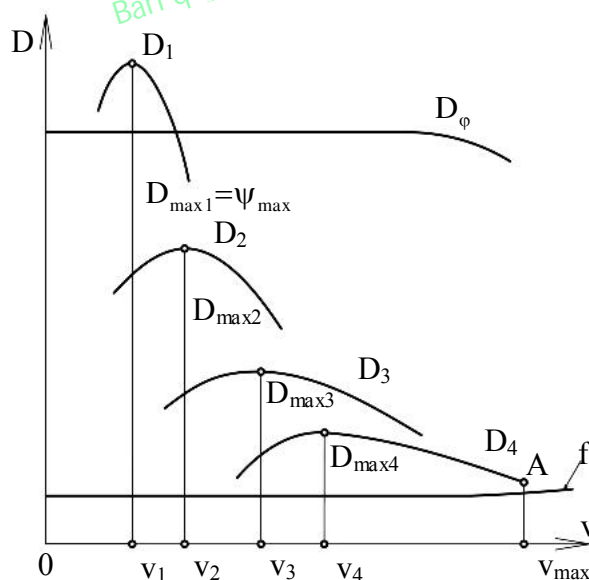
- Để duy trì cho ô tô chuyển động phải thỏa mãn hai điều kiện sau:

$$D_\varphi \geq D \geq \psi \tag{3.117}$$

3.3.2.3.2. Đồ thị đặc tính động lực học:

*** Phương pháp xây dựng đồ thị:**

Đặc tính động lực học của ô tô D có thể biểu diễn bằng đồ thị. Đồ thị đặc tính động lực học D biểu thị mối quan hệ phụ thuộc giữa đặc tính động lực học và vận tốc chuyển động của ô tô, nghĩa là $D = f(v)$, khi ô tô có tải trọng đầy và động cơ làm việc với chế độ toàn tải được thể hiện trên hình 3.14 (đồ thị có bốn số truyền của hộp số) và được gọi là đồ thị đặc tính động lực học của ô tô.



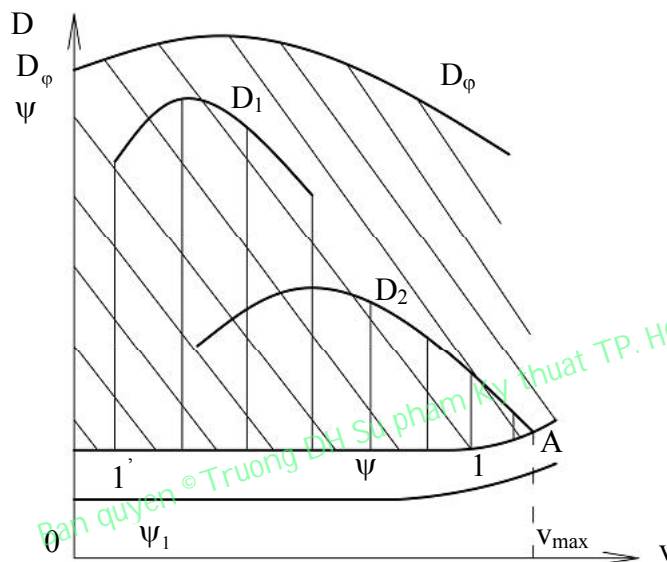
Hình 3.14: Đồ thị đặc tính động lực học.

Trên trục tung, ta đặt các giá trị của đặc tính động lực học D , trên trục hoành ta đặt các giá trị vận tốc chuyển động v .

*** Giới hạn đồ thị:**

Trên đồ thị đặc tính động lực học D ta cũng xây dựng các đường cong $D_\varphi = f(v)$ và $\psi = f(v)$ để xét mối quan hệ giữa đặc tính động lực học của ô tô theo điều kiện bám của các bánh xe chủ động với mặt đường và điều kiện lực cản của mặt đường.

Như vậy tương ứng với điều kiện ô tô chuyển động, trên một loại đường xác định, tức là chúng ta đã biết được các hệ số bám φ và hệ số cản tổng cộng ψ thì việc sử dụng đặc tính động lực học của ô tô phải thỏa mãn điều kiện như biểu thức (3.117). Trên đồ thị đặc tính động lực học thì khu vực sử dụng tương ứng với điều kiện ở biểu thức (3.117) là phần những đường cong nằm dưới đường cong $D_\varphi = f(v)$ và nằm trên đường $\psi = f(v)$ (hình 3.15).



Hình 3.15: Vùng sử dụng đồ thị đặc tính động lực học D theo điều kiện bám của bánh xe chủ động và điều kiện cản của mặt đường.

*** Ý nghĩa sử dụng đồ thị đặc tính động lực học:**

+ Xác định vận tốc lớn nhất của ô tô:

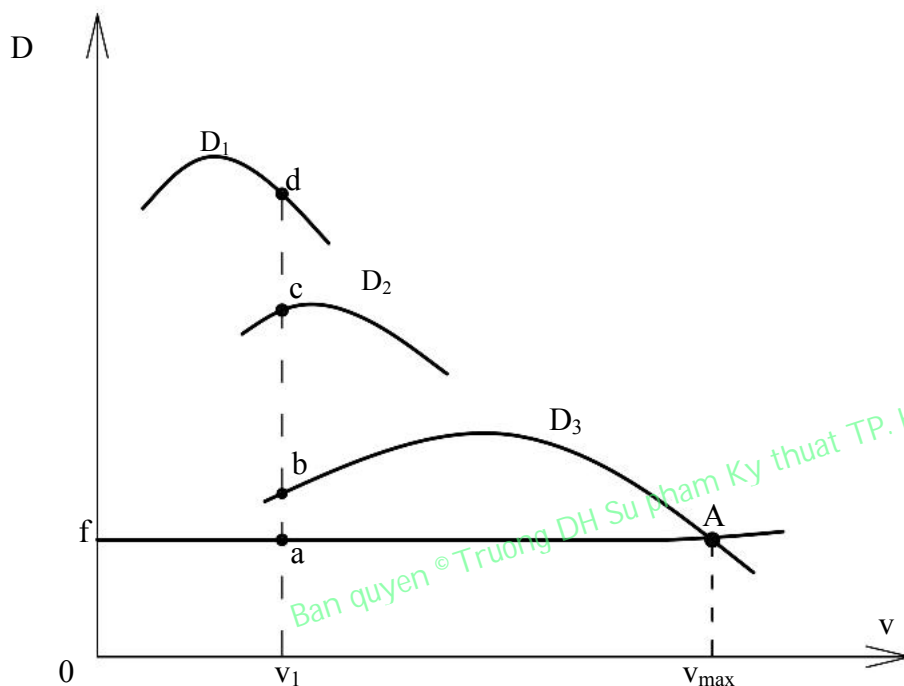
Ta biết rằng khi ô tô chuyển động đều (ổn định) nghĩa là $j = 0$ thì tung độ mỗi điểm của đường cong đặc tính động lực học D ở các số truyền khác nhau chiếu xuống trục hoành sẽ xác định vận tốc lớn nhất v_{max} của ô tô ở loại đường với hệ số cản tổng cộng đã cho.

Ví dụ: Để xác định vận tốc lớn nhất của ô tô trên loại đường có hệ số cản ψ , (hình 3.15) ta theo trục tung của đồ thị đặc tính động lực học vạch một đường $\psi = f(v)$, đường này cắt đường D_2 tại điểm A, chiếu điểm A xuống trục hoành ta xác định được vận tốc lớn nhất của ô tô v_{max} , ở vận tốc này hoàn toàn thỏa mãn điều kiện $D = \psi$.

Nếu đường cong đặc tính động lực học hoàn toàn nằm phía trên đường hệ số cản tổng cộng của mặt đường ψ_1 (đường 1' - 1) thì ô tô không có khả năng chuyển động đều (ổn định) khi động cơ làm việc ở chế độ toàn tải. Để thỏa mãn điều kiện này thì chúng ta có thể giải quyết bằng hai cách sau đây:

Cách thứ nhất là người lái có thể chuyển sang số cao hơn của hộp số để cho đường cong đặc tính động lực học ở số cao hơn cắt đường hệ số cản tổng cộng của mặt đường ψ_1 ở phần làm việc ổn định trên đường đặc tính động lực học.

Cách thứ hai là người lái cần giảm ga hoặc trả về bớt thanh răng bơm cao áp để giảm bớt công suất của động cơ. Nếu không giải quyết bằng một trong hai biện pháp trên thì sẽ xảy ra hiện tượng tăng tốc của ô tô.



Hình 3.16: Xác định tốc độ lớn nhất của ô tô trên đồ thị đặc tính động lực học.

Trong trường hợp ô tô chuyển động đều (ổn định) tức là $j = 0$ và trên loại đường tốt, nằm ngang $\alpha = 0$, hệ số cản tổng cộng của mặt đường sẽ bằng hệ số cản lăn: $\psi = f$. Giao điểm A của đường hệ số cản lăn f và đường cong nhân tố động lực học D_3 chiếu xuống trục hoành xác định được vận tốc lớn nhất của ô tô v_{max} ở số truyền cao nhất và động cơ làm việc ở chế độ toàn tải (hình 3.16).

+ Xác định độ dốc lớn nhất mà xe có thể vượt qua được:

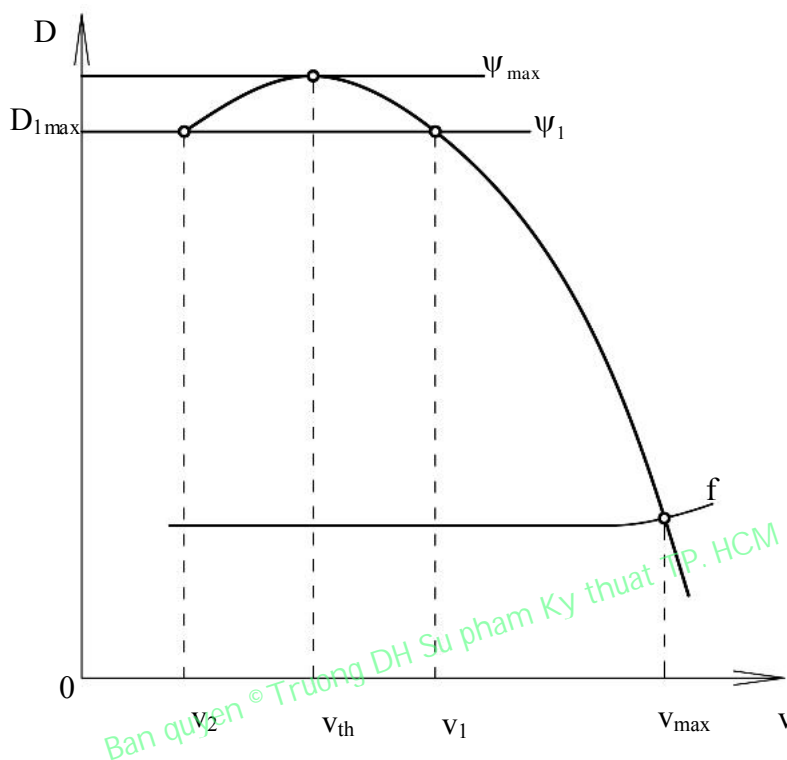
Đúng như đã trình bày ở trên, trong trường hợp ô tô chuyển động đều (ổn định) thì có $D = \psi$, nếu biết hệ số cản lăn của loại đường thì ta có thể tìm được độ dốc lớn nhất của đường mà ô tô có thể khắc phục được ở một vận tốc cho trước. Ta có:

$$i_{max} = D - f = \psi - f \tag{3.118}$$

Giả sử ô tô chuyển động ở vận tốc v_1 (hình 3.16) thì độ dốc lớn nhất mà ô tô có thể khắc phục được ở các số truyền khác nhau của hộp số được thể hiện bằng các đoạn tung độ ad (ở số 1), ac (ở số 2) và ab (ở số 3). Còn độ dốc lớn nhất mà ô tô có thể khắc phục được ở mỗi tỷ số truyền khác nhau của hộp số, khi động cơ làm việc ở chế độ toàn tải được xác định bằng các đoạn tung độ $D_{max} - f$, như vậy:

$$i_{\max} = D_{\max} - f \tag{3.119}$$

Cũng cần chú ý rằng tại điểm có đặc tính động lực học lớn nhất D_{\max} ở mỗi một số truyền thì đường cong đặc tính động lực học chia làm hai khu vực bên trái và bên phải mỗi đường cong (hình 3.17).



Hình 3.17: Khu vực làm việc của đặc tính động lực học.

Các vận tốc chuyển động của ô tô ứng với điểm cực đại của mỗi đường cong đặc tính động lực học được gọi là vận tốc tối hạn của ô tô ở mỗi số truyền của hộp số v_{th} . Giả thiết rằng ô tô đang chuyển động đều (ổn định) ở vận tốc lớn hơn vận tốc tối hạn. Ở vận tốc này khi lực cản của mặt đường tăng lên, vận tốc chuyển động của ô tô sẽ giảm xuống, lúc đó đặc tính động lực học tăng lên (hình 3.17), do đó nó có thể thắng được lực cản tăng lên và giữ cho ô tô chuyển động ổn định. Vì vậy vùng bên phải vận tốc tối hạn $v > v_{th}$ gọi là vùng ổn định.

Ngược lại khi ô tô chuyển động ở vận tốc nhỏ hơn vận tốc tối hạn thì khi lực cản chuyển động tăng lên, vận tốc chuyển động của ô tô sẽ giảm xuống, lúc đó đặc tính động lực học giảm xuống (hình 3.17), do đó nó không có khả năng thắng lực cản tăng lên, làm cho ô tô chuyển động chậm dần và dẫn đến dừng hẳn. Vì vậy vùng bên trái của vận tốc tối hạn $v < v_{th}$ gọi là vùng mất ổn định.

+ Xác định sự tăng tốc của ô tô:

Nhờ đồ thị đặc tính động lực học $D = f(v)$ ta có thể xác định được sự tăng tốc của ô tô khi hệ số cản của mặt đường đã biết và khi chuyển động ở một số truyền bất kỳ với một vận tốc cho trước.

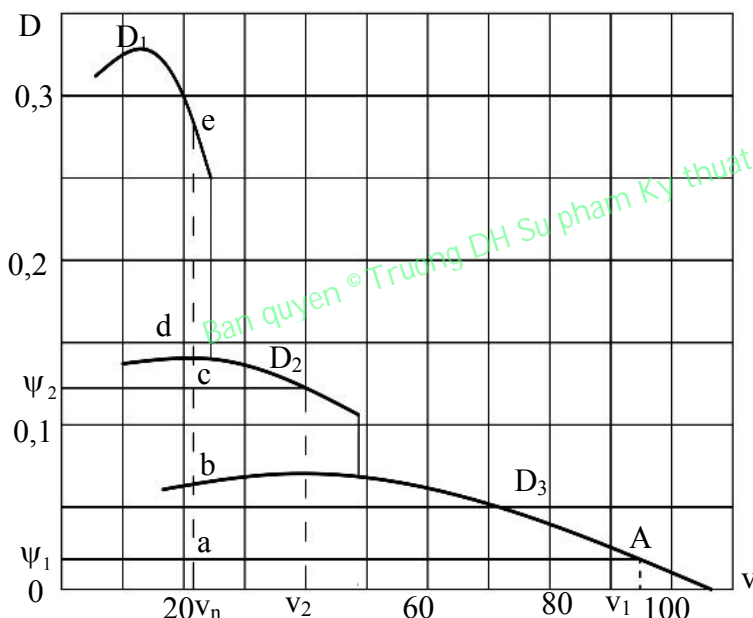
Từ biểu thức 3.115 khi đã cho trị số của hệ số cản mặt đường Ψ , đặc tính động lực học D , ta xác định khả năng tăng tốc của ô tô như sau:

$$D = \psi + \frac{\delta_i}{g} j$$

Từ đó ta rút ra được:

$$j = \frac{dv}{dt} = (D - \psi) \frac{g}{\delta_i} \tag{3.120}$$

Trên đồ thị đặc tính động lực học (hình 3.18), ta kẻ đường hệ số cản của mặt đường $\psi = f(v)$. Giả sử đồ thị đặc tính động lực học được xây dựng có 3 số truyền của hộp số và ô tô chuyển động trên loại đường có hệ số cản ψ_1 , đường ψ_1 sẽ cắt đường đặc tính động lực học ở số 3 là D_3 tại điểm A, chiếu điểm A xuống trục hoành, ta nhận được vận tốc chuyển động lớn nhất v_1 của ô tô trên loại đường đó.

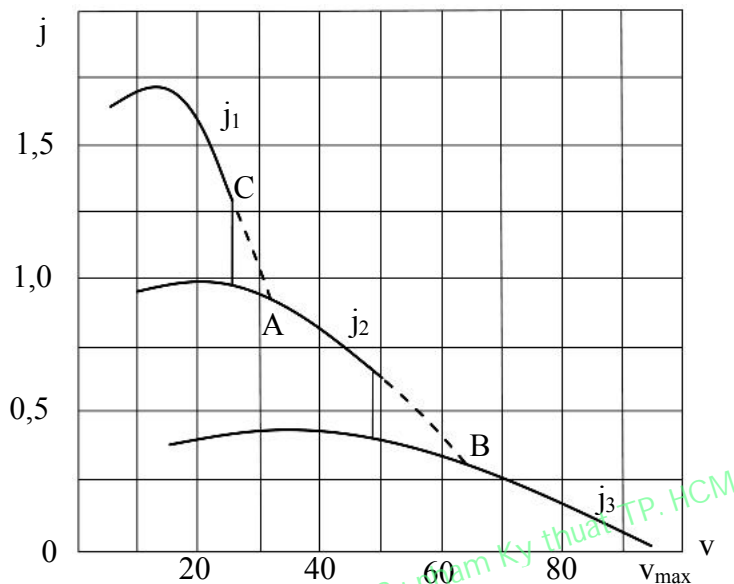


Hình 3.18: Xác định khả năng tăng tốc của ô tô theo đồ thị đặc tính động lực học.

Cũng trên loại đường này, nếu ô tô chuyển động với vận tốc v_n thì khả năng tăng tốc của ô tô ở vận tốc này sẽ được biểu thị bằng các đoạn tung độ ab (ở số 3), ad (ở số 2) và ae (ở số 1). Những đoạn tung độ này chính là hiệu số $D - \psi_1$ ở từng số truyền của hộp số. Dùng biểu thức (3.120) để tính toán, chúng ta nhận được gia tốc $j = dv/dt$ của ô tô ứng với các số truyền khác nhau ở vận tốc v_n . Hệ số δ_i được tính theo biểu thức (3.81). Như vậy chúng ta có thể tìm được gia tốc $j = dv/dt$ của ô tô tương ứng với một vận tốc nào đó trên một loại đường bất kỳ ở các tay số khác nhau một cách dễ dàng. Ví dụ: ô tô cùng chuyển động với vận tốc v_n trên loại đường có hệ số cản ψ_2 , rõ ràng là ô tô không thể chuyển động ở tay số 3 được, còn các đoạn tung độ cd, ce chính là hiệu số $D - \psi$ ở các tay số 2 và số 1 dùng để tăng tốc ô tô.

Cần chú ý rằng:

Trường hợp ô tô chuyển động xuống dốc mà giá trị độ dốc i lớn hơn hệ số cản lăn của mặt đường thì hệ số cản tổng cộng của mặt đường có giá trị “âm”, nghĩa là $\psi = f + i < 0$. Trong trường hợp này đường biểu diễn hệ số cản tổng cộng nằm phía dưới trục hoành.



Hình 3.19: Đồ thị biểu diễn gia tốc của ô tô có ba số truyền.

Theo phương pháp trình bày ở trên, ta cho các giá trị khác nhau của vận tốc thì sẽ tìm được các giá trị $D - \psi$ ở từng số truyền khác nhau và thay chúng vào biểu thức (3.120) sẽ tính được các giá trị khác nhau của gia tốc ở từng số truyền theo vận tốc của ô tô, nghĩa là $j = f(v)$ và biểu diễn chúng trong hệ tọa độ $j - v$ với tung độ là các giá trị của gia tốc j ở từng số truyền và trục hoành là vận tốc v .

Các đường cong gia tốc j được minh họa trên đồ thị hình 3.19.

3.3.3. Xác định các thông số động lực học cơ bản của ô tô bằng tính toán:

3.3.3.1. Xác định vận tốc cực đại trên loại đường đã cho:

Tốc độ cực đại của xe là một trong những chỉ tiêu động lực học cơ bản, vì thế luôn được xác định khi thiết kế hay kiểm nghiệm mẫu xe mới.

Khi xác định tốc độ cực đại chúng ta thừa nhận:

- + Xe đạt tốc độ cực đại trên đường bằng và tốc độ ổn định ($j = 0$).
- + Xe đạt vận tốc v_{max} thì công suất cực đại.

Có hai phương pháp xác định tốc độ cực đại như sau:

+ Nếu ta có đồ thị đặc tính kéo $P_k(v)$ hay đồ thị đặc tính động lực học $D(v)$ thì chúng ta có thể xác định trị số v_{max} từ các đồ thị này. v_{max} là giao điểm của đường cong P_k hoặc của đường cong D với đường cong $(P_f + P_{\omega})$ khi đang gài tay số cao nhất và động cơ đang ở chế độ toàn tải.

+ Nếu ta biết giá trị công suất ứng với tốc độ cực đại của xe tại đầu vào của hộp số $N_{e\max}$, trong trường hợp này v_{\max} được xác định từ quan hệ:

$$P_k v_{\max} = N_{e\max} \eta \Rightarrow P_k = \frac{N_{e\max} \eta}{v_{\max}} \quad (3.121)$$

Mặt khác ta có:

$$P_k = P_f + P_\omega = Gf + 0,625C_x S v_{\max}^2 \quad (3.122)$$

Thay (3.121) vào (3.122) ta nhận được:

$$\frac{N_{e\max} \eta}{v_{\max}} = Gf + 0,625C_x S v_{\max}^2 \quad (3.123)$$

$$\Rightarrow 0,625C_x S v_{\max}^3 + Gf v_{\max} - N_{e\max} \eta = 0$$

Giải phương trình bậc 3 này, chúng ta xác định được v_{\max} .

3.3.3.2. Xác định độ dốc lớn nhất mà xe vượt qua được:

Khi xác định độ dốc lớn nhất mà xe có thể vượt qua được chúng ta không quan tâm đến khả năng bám của bánh xe với mặt đường, bởi vậy đây chỉ là độ dốc lý thuyết lớn nhất có được ứng với lực kéo $P_{k\max}$ hoặc lực kéo riêng $P_{kr\max}$.

Độ dốc lớn nhất có được trong trường hợp xe đang chuyển động đều ($j = 0 \Rightarrow P_j = 0$) ở tay số 1 ($P_\omega \approx 0$ vì vận tốc rất nhỏ), số vòng quay của động cơ ứng với giá trị $M_{e\max}$ và không kéo theo rơ móc ($P_m = 0$). Bởi vậy phương trình cân bằng lực kéo sẽ là:

$$P_{k\max} = P_f + P_{imax} \quad (3.124)$$

Tức là:

$$P_{k\max} = \frac{M_{e\max} i_{t\max} \eta}{r_b} = Gf \cos\alpha_{\max} + G \sin\alpha_{\max} \quad (3.125)$$

Chia hai vế của phương trình (3.125) cho G ta có:

$$\frac{P_{k\max}}{G} = \frac{M_{e\max} i_{t\max} \eta}{G r_b} = P_{kr\max} = f \cos\alpha_{\max} + \sin\alpha_{\max} \quad (3.126)$$

Ở đây:

$i_{t\max}$ – Tỷ số truyền cực đại của hệ thống truyền lực: $i_{t\max} = i_{h1} i_{pt} i_{o1} i_{c}$.

i_{pt} – Tỷ số truyền của hộp số phụ ở tay số thấp.

$i_{\max} = \operatorname{tg}\alpha_{\max}$ - Độ dốc lớn nhất mà xe có thể vượt qua được.

Biến đổi tiếp phương trình (3.126) ta nhận được:

$$P_{kr\max} = f \cos\alpha_{\max} + \sin\alpha_{\max} = \frac{f}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\alpha_{\max}}} + \frac{\operatorname{tg}\alpha_{\max}}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2\alpha_{\max}}} = \frac{f + i_{\max}}{\sqrt{1 + i_{\max}^2}} \quad (3.127)$$

Tiếp tục biến đổi ta được phương trình bậc 2 đối với độ dốc lớn nhất i_{\max} :

$$\left(P_{kr\max}^2 - 1\right) i_{\max}^2 - 2f i_{\max} + \left(P_{kr\max}^2 - f^2\right) = 0 \quad (3.128)$$

Nghiệm của phương trình (3.128) sẽ là độ dốc cực đại i_{\max} cần tìm.

Lưu ý rằng trong hai nghiệm $i_{1\max;2\max} = \frac{-b \pm \sqrt{\Delta}}{2a}$ chúng ta chỉ lấy nghiệm ứng với $+\sqrt{\Delta}$, vì lúc này xe đang lên dốc nên $i_{\max} > 0$.

3.3.3.3. Xác định khả năng tăng tốc của ô tô:

Chúng ta xét một ô tô có khối lượng m , diện tích cản gió tổng cộng là S , hệ số cản không khí là C_x , chuyển động trên đường với góc dốc α , hệ số cản lăn là f , ô tô chịu tác dụng bởi lực kéo tại các bánh xe chủ động là P_k . Bài toán đặt ra ở mục này là xác định chuyển động của ô tô đó, nghĩa là: xác định biến thiên của gia tốc, tốc độ và quãng đường theo thời gian.

*** Xác định biến thiên của gia tốc:**

Khi giải bài toán này chúng ta vẫn sử dụng phương trình cân bằng lực:

$$\begin{aligned} P_k &= P_f \pm P_i + P_w + P_j + P_m \Rightarrow \\ P_j &= P_k - P_f \mp P_i - P_w - P_m \end{aligned} \tag{3.129}$$

Khi xác định khả năng tăng tốc của xe người ta thường xác định cho trường hợp xe chuyển động trên đường bằng ($\alpha = 0 \Rightarrow P_i = 0$) và không kéo rơ-móc ($P_m = 0$), lúc đó ta có:

$$\begin{aligned} P_j &= G \frac{\delta_i}{g} j = P_k - P_f - P_w \Rightarrow \\ j &= \frac{\left(\frac{M_c i_{t1} \eta}{r_b} - Gf - Wv^2 \right) g}{G\delta_i} \end{aligned} \tag{3.130}$$

Khi xe đang tăng tốc thì vận tốc của xe nhỏ, nên có thể coi $v_0 \approx v$. Từ biểu thức (3.130) chúng ta thấy j phụ thuộc vào v , tức là ta nhận được đặc tính tốc độ của gia tốc $j = f(v)$.

Sau đây chúng ta sẽ đi xây dựng đồ thị đặc tính tốc độ gia tốc của xe có đặt hộp số có 3 số tiến.

Ví dụ ở tay số 1 chúng ta vẽ được đường cong j_1 theo mối quan hệ:

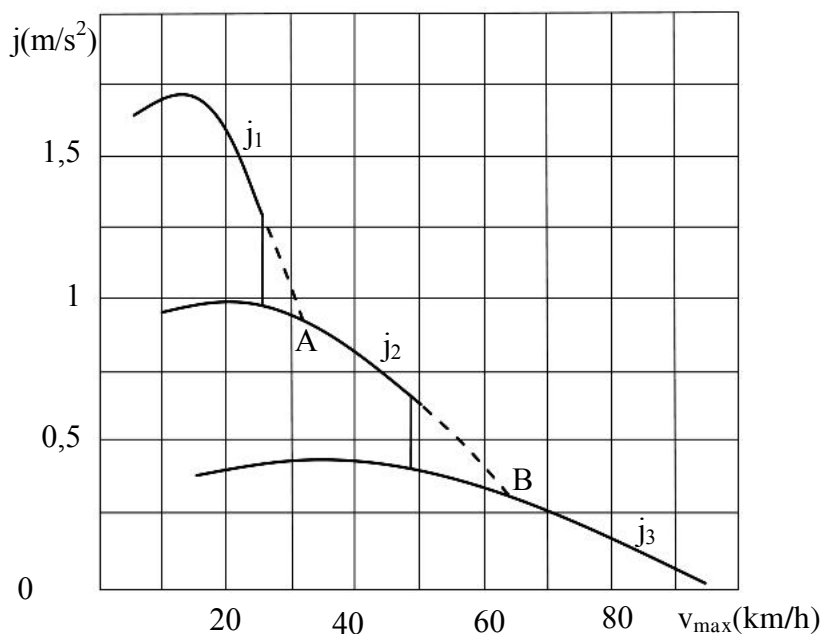
$$j_1 = \frac{\left(\frac{M_c i_{t1} \eta}{r_b} - Gf - Wv^2 \right) g}{G\delta_i}$$

Với:

i_{t1} – Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực ở tay số 1: $i_{t1} = i_{h1} i_{p1} i_{o1c}$.

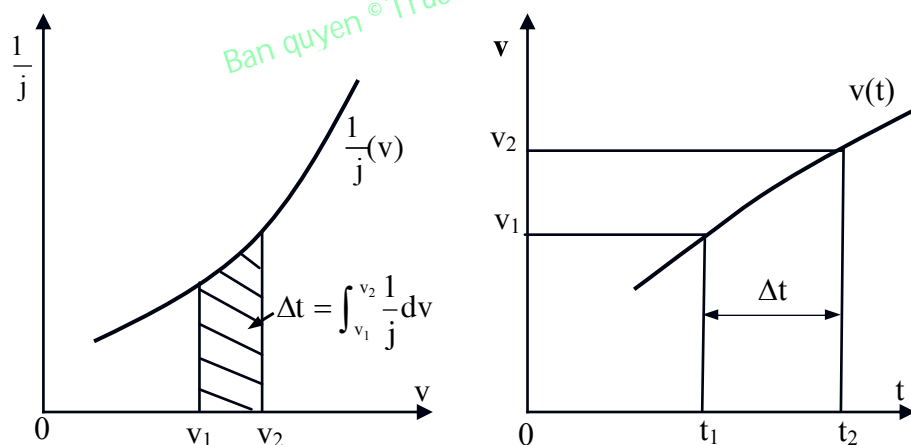
M_c – Môment xoắn của động cơ, được xác định từ đường đặc tính ngoài của động cơ.

Ở tay số 2 và 3 chúng ta vẽ được các đường cong j_2, j_3 bằng phương pháp tương tự. (Xem hình 3.20).



Hình 3.20: Đặc tính tốc độ của gia tốc.

*Xác định thời gian tăng tốc và biến thiên của tốc độ ô tô:



Hình 3.21: Xác định biến thiên của tốc độ theo thời gian khi tăng tốc.

Để xác định biến thiên của tốc độ ô tô theo thời gian $v(t)$ chúng ta dựa trên cơ sở phân tích sau:

$$j = \frac{dv}{dt} \Rightarrow dt = \frac{1}{j} dt$$

Thời gian tăng tốc từ tốc độ v_1 đến v_2 sẽ là:

$$\Delta t = t_2 - t_1 = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{j} dv \tag{3.131}$$

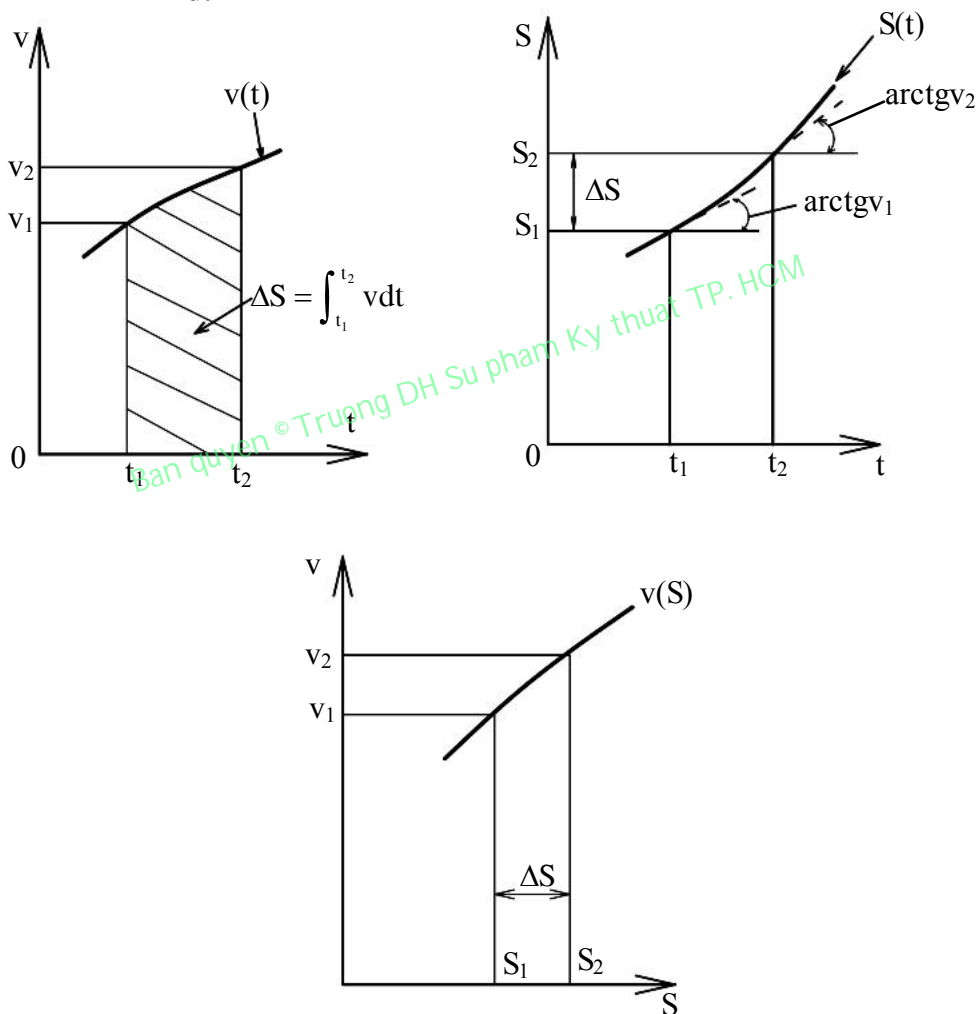
Tích phân trên có thể giải được nếu biết $j(v)$ và như vậy xác định được khoảng thời gian Δt cần thiết để tăng tốc độ từ v_1 đến v_2 .

Ngoài ra tích phân này cũng có thể giải bằng đồ thị và khi tiến hành cho nhiều điểm kế tiếp nhau ta xây dựng được đường cong $v(t)$, tức là biến thiên của tốc độ theo thời gian. Quá trình thực hiện được mô tả theo hình 3.21.

*** Xác định quãng đường tăng tốc của ô tô:**

Nhằm xác định biến thiên của quãng đường S theo thời gian hay tốc độ theo quãng đường, chúng ta cũng làm tương tự:

$$v = \frac{dS}{dt} \Rightarrow dS = vdt \Rightarrow \Delta S = S_2 - S_1 = \int_{t_1}^{t_2} vdt \tag{3.132}$$



Hình 3.22: Xác định biến thiên của quãng đường theo thời gian và tốc độ theo quãng đường.

Từ mối quan hệ biến thiên $v(t)$ đã biết, ta xác định được quãng đường đi được ΔS trong khoảng thời gian $(t_2 - t_1)$.

Ở trên hình 3.22 cho thấy cách xác định các biến thiên $S(t)$ và $v(S)$ bằng phương pháp đồ thị.

Tập hợp các đặc tính $j(v)$, $v(t)$, $S(t)$, $v(S)$ được gọi là các đặc tính tăng tốc của xe. Chúng cũng là chỉ số quan trọng để đánh giá tính năng động lực học của ô tô. Thông thường các đặc tính $v(t)$ và $v(S)$ là hay được sử dụng nhất.

CHƯƠNG 4

TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA Ô TÔ

Mục tiêu:

Sau khi học xong chương này các sinh viên có khả năng:

1. Nêu được các chỉ tiêu kinh tế nhiên liệu của ô tô.
2. Viết được phương trình tiêu hao nhiên liệu của ô tô.
3. Trình bày được đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định.

4.1. CÁC CHỈ TIÊU KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA ÔTÔ:

Tính kinh tế chung của ô tô được đánh giá bằng giá thành theo đơn vị số lượng và quãng đường vận chuyển: tấn- km hoặc một hành khách- km.

Tổng giá thành vận chuyển của ô tô phụ thuộc vào: kết cấu của ô tô, tình trạng kỹ thuật của chúng, giá thành lượng nhiên liệu tiêu thụ, điều kiện đường xá, điều kiện khí hậu khi sử dụng ô tô, tiền lương phải trả...

Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô được đánh giá bằng mức tiêu hao nhiên liệu trên quãng đường 100km hoặc mức tiêu hao nhiên liệu cho một tấn-km. Đối với ô tô khách được tính theo mức tiêu hao nhiên liệu trên một hành khách-km hoặc 100km.

Mức tiêu hao nhiên liệu cho một đơn vị quãng đường chạy q_d của ô tô được tính theo biểu thức:

$$q_d = \frac{100Q}{S^*} \quad \left(\frac{l}{100km} \right) \quad (4.1)$$

Trong đó:

Q – Lượng tiêu hao nhiên liệu (l).

S^* – Quãng đường chạy được của ô tô (km).

Mức tiêu hao nhiên liệu trên đơn vị quãng đường chạy tính theo công thức (4.1) không kể đến khối lượng hàng hoá mà ô tô vận chuyển được mặc dù khi ô tô chuyên chở hàng hoá thì lượng nhiên liệu tiêu thụ sẽ lớn hơn khi không có chuyên chở hàng hoá. Cho nên cần đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của ô tô theo một đơn vị hàng hóa vận chuyển. Ví dụ đối với ô tô vận tải, mức tiêu hao nhiên liệu cho một đơn vị hàng hóa q_c được tính theo biểu thức sau:

$$q_c = \frac{Q\rho_n}{G_t S_t} \quad \left(\frac{kg}{t.km} \right) \quad (4.2)$$

Trong đó:

G_t – Khối lượng hàng hoá chuyên chở (t).

S_t – Quãng đường chuyên chở của ô tô khi có hàng hóa (km).

ρ_n – Tỷ trọng nhiên liệu (kg/l).

4.2. PHƯƠNG TRÌNH TIÊU HAO NHIÊN LIỆU CỦA ÔTÔ:

Khi ô tô chuyển động, tính kinh tế nhiên liệu của nó phụ thuộc vào tính kinh tế nhiên liệu của động cơ đặt trên ô tô và tiêu hao công suất để khắc phục lực cản chuyển động. Khi thí nghiệm động cơ trên bộ thí nghiệm, ta xác định được mức tiêu hao nhiên liệu theo thời gian (kg/h) và công suất phát ra của động cơ N_c (kW).

Mức tiêu hao nhiên liệu theo thời gian được xác định theo biểu thức:

$$G_T = \frac{Q\rho_n}{t} \quad \left(\frac{kg}{h} \right) \quad (4.3)$$

Trong đó:

t – Thời gian làm việc của động cơ (h).

Để đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của động cơ, ta dùng suất tiêu hao nhiên liệu có ích g_c :

$$g_c = \frac{G_T}{N_e} = \frac{Q\rho_n}{N_e t} \quad \left(\frac{\text{kg}}{\text{kW.h}} \right) \quad (4.4)$$

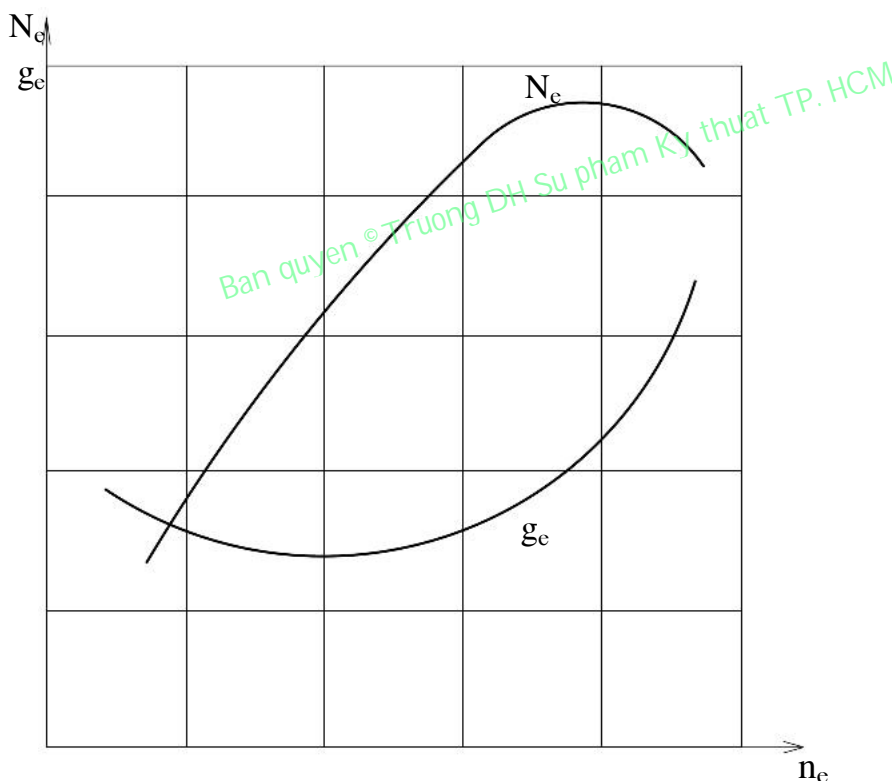
Trong đó:

N_e – Công suất có ích của động cơ (kW).

Thông qua thí nghiệm động cơ và tính toán, ta xây dựng được đồ thị quan hệ giữa công suất động cơ và suất tiêu hao nhiên liệu với số vòng quay của trục khuỷu động cơ:

$$N_e = f(n_e) \text{ và } g_c = f(n_e)$$

Đồ thị này được trình bày trên hình 4.1 và được gọi là đường đặc tính ngoài của động cơ.



Hình 4.1: Đặc tính ngoài của động cơ.

Từ công thức (4.1) và (4.4) ta rút ra được biểu thức để xác định mức tiêu hao nhiên liệu như sau:

$$q_d = \frac{100g_c N_e t}{S^* \rho_n} = \frac{100g_c N_e}{v\rho_n} \quad \left(\frac{1}{100\text{km}} \right) \quad (4.5)$$

Trong đó:

$$v = \frac{S^*}{t} \text{ vận tốc chuyển động của ô tô (km/h).}$$

Khi ô tô chuyển động, công suất của động cơ phát ra cần thiết để khắc phục các lực cản chuyển động và được biểu thị theo phương trình cân bằng công suất như sau:

$$N_c = \frac{(P_\psi + P_\omega \pm P_j)v}{1000\eta} \quad (\text{kW}) \quad (4.6)$$

Trong đó:

$P_\psi; P_\omega; P_j$ – Các lực cản chuyển động (N).

v – Vận tốc chuyển động của ô tô (m/s).

Như vậy mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô phụ thuộc vào suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ và công suất tiêu hao để khắc phục các lực cản chuyển động.

Từ công thức (4.5) và (4.6) ta có công thức tính mức tiêu hao nhiên liệu:

$$q_d = \frac{0,36g_c(P_\psi + P_\omega \pm P_j)}{\rho_n \eta} \left(\frac{1}{100\text{km}} \right) \quad (4.7)$$

Phương trình (4.7) gọi là phương trình đánh giá mức tiêu hao nhiên liệu cho ô tô chuyển động không ổn định.

Khi ô tô chuyển động ổn định $P_j = 0$, thì mức tiêu hao nhiên liệu sẽ là:

$$q_d = \frac{0,36g_c(P_\psi + P_\omega)}{\rho_n \eta} \left(\frac{1}{100\text{km}} \right) \quad (4.8)$$

Từ phương trình (4.7) và (4.8) ta rút ra nhận xét sau:

Mức tiêu hao nhiên liệu trên một đơn vị quãng đường chạy giảm khi suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ giảm, nghĩa là nếu động cơ có kết cấu và quá trình làm việc hoàn thiện thì giảm được mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô trên một đơn vị quãng đường chạy.

Tình trạng làm việc của hệ thống truyền lực không tốt sẽ làm giảm hiệu suất truyền lực và làm tăng mức tiêu hao nhiên liệu trên một đơn vị quãng đường chạy.

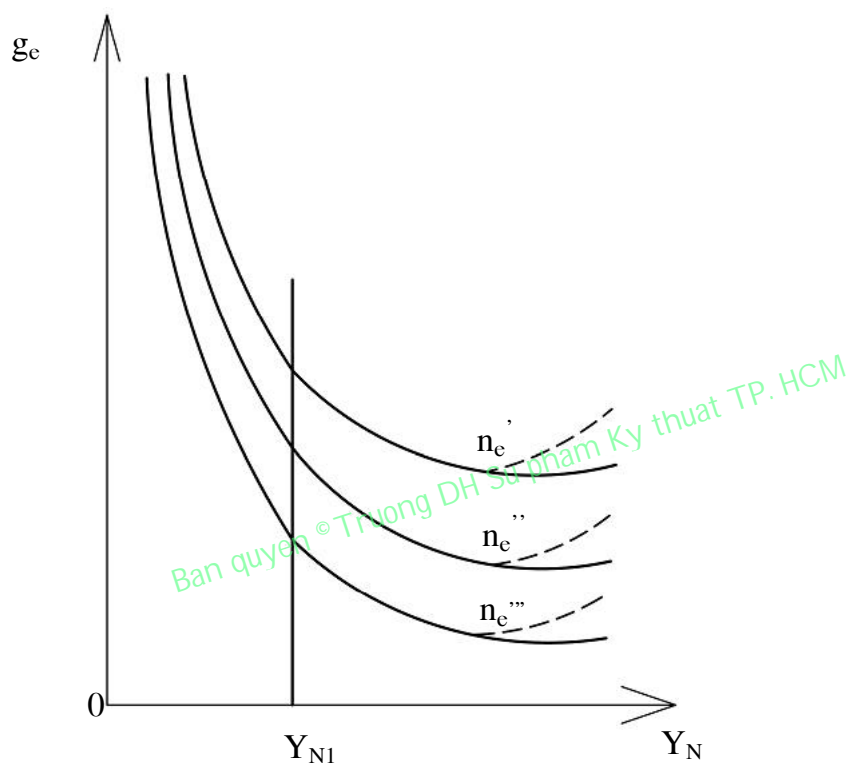
Khi lực cản chuyển động tăng lên thì mức tiêu hao nhiên liệu sẽ tăng. Trong quá trình ô tô tăng tốc sẽ làm tăng mức tiêu hao nhiên liệu.

4.3. ĐẶC TÍNH TIÊU HAO NHIÊN LIỆU CỦA Ô TÔ KHI CHUYỂN ĐỘNG ỔN ĐỊNH:

Sử dụng phương trình (4.8) để phân tích tính toán mức tiêu hao nhiên liệu, ta sẽ gặp nhiều khó khăn vì trị số suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ g_c phụ thuộc vào số vòng quay của trục khuỷu động cơ n_c và mức độ sử dụng công suất của động cơ Y_N . Vì vậy ta giải quyết vấn đề này bằng phương pháp xây dựng đường đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô.

Đầu tiên, dựa vào thí nghiệm động cơ trên bộ thí nghiệm để lập đồ thị suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ theo mức độ sử dụng công suất của động cơ $g_c = f(Y_N)$ tương ứng với các số vòng quay khác nhau của động cơ (hình 4.2).

Qua đồ thị này ta có nhận xét: mức độ sử dụng công suất của động cơ càng tăng và số vòng quay của trục khuỷu động cơ càng giảm thì mức tiêu hao nhiên liệu càng giảm, vì g_c càng giảm. Vì thế khi mức độ sử dụng công suất động cơ như nhau (ví dụ tại điểm Y_{N1}) thì suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ g_c ở số vòng quay n_c''' sẽ nhỏ hơn khi ở số vòng quay n_c'' và n_c' .



Hình 4.2: Đồ thị đặc tính tải trọng của động cơ ($n_c' > n_c'' > n_c'''$).

Tiếp đó ta xây dựng đồ thị cân bằng công suất của ô tô khi chuyển động ổn định với các hệ số cản ψ của các loại mặt đường khác nhau để tìm được mức độ sử dụng công suất khác nhau của động cơ Y_N (hình 4.3). Ta xây dựng đồ thị $N_c = f(v)$ cho một tỉ số truyền của hệ thống truyền lực.

Căn cứ vào phương trình cân bằng công suất của ô tô khi chuyển động ổn định, ta có:

$$N_c = \frac{N_\psi + N_\omega}{\eta} \tag{4.9}$$

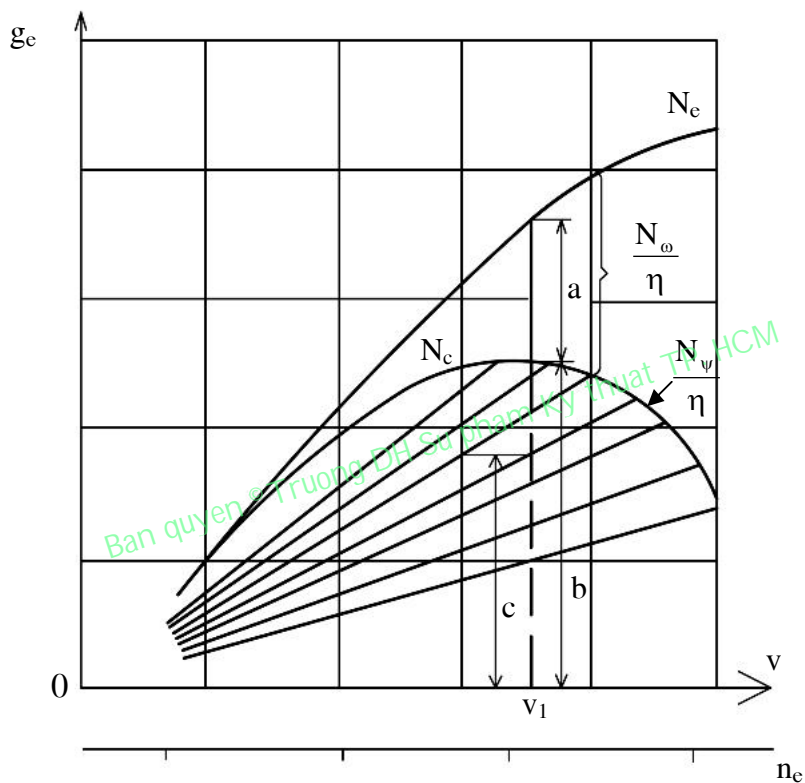
Lập đường cong công suất phát ra của động cơ $N_c = f(v)$, xuất phát từ đường cong này, xây dựng về phía dưới của nó đường cong biểu thị công suất tiêu hao cho lực cản không khí và có kể đến công suất tiêu hao cho ma sát trong hệ thống truyền lực:

$$\frac{N_\omega}{\eta} = f(v) = \frac{Wv^3}{\eta} \tag{4.10}$$

Sau đó lập các đường cong biểu diễn công suất cản của mặt đường với các hệ số cản khác nhau $\frac{N_\psi}{\eta} = f(v)$ và có kể đến công suất tiêu hao cho ma sát trong hệ thống truyền lực:

$$\frac{N_\psi}{\eta} = \frac{\psi Gv}{\eta} \tag{4.11}$$

Dựa vào đồ thị (hình 4.3), ta có thể xác định được mức độ sử dụng công suất của động cơ Y_N ứng với số vòng quay nào đó của động cơ, tức là ứng với một vận tốc v nào đó ở số truyền đã cho và phụ thuộc vào điều kiện đường xá đã cho.



Hình 4.3: Đồ thị cân bằng công suất của ô tô ứng với các hệ số cản ψ khác nhau của mặt đường.

Chẩn hạn như trên hình 4.3, để đảm bảo cho ô tô có thể chuyển động được với vận tốc v_1 trên loại đường có hệ số cản ψ_1 thì cần phải có công suất được xác định bằng tổng số hai đoạn $(a+c)$. Còn công suất của động cơ phát ra tại vận tốc này bằng tổng số hai đoạn $(a+b)$. Từ đó ta xác định được mức độ sử dụng công suất động cơ Y_N theo tỷ số:

$$Y_N = \frac{a + c}{a + b} \tag{4.12}$$

Nếu tính Y_N theo phần trăm ta có:

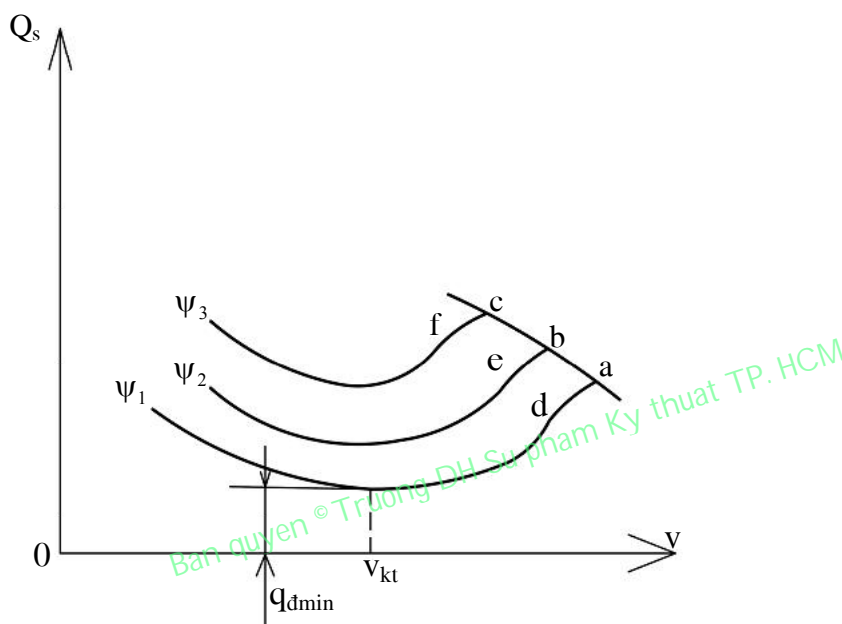
$$Y_N \% = \frac{a + c}{a + b} 100\% \tag{4.13}$$

Như vậy dựa vào đồ thị hình 4.3, ta xác định được trị số Y_N (ứng với v, ψ cho trước), cũng tương ứng với vận tốc v và số truyền đã cho, ta xác định được số vòng quay của trục khuỷu động cơ n_c tương ứng theo biểu thức:

$$n_c = \frac{60v_{i_t}}{2\pi r_b} \left(\frac{vg}{ph} \right) \tag{4.14}$$

Từ trị số Y_N và n_c tìm được, dựa vào đồ thị hình 4.2, ta xác định được trị số suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ g_e .

Sau khi tính toán được trị số của các lực cản chuyển động P_ψ và P_ω , rồi thay các trị số vừa tìm được: g_e, P_ψ, P_ω vào phương trình (4.8), ta xác định được trị số của mức tiêu hao nhiên liệu và từ đó xây dựng đường cong mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định.



Hình 4.4: Đồ thị đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định.

Đồ thị ở hình 4.4 được gọi là đồ thị đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định.

Đồ thị hình 4.4 cho phép ta xác định được mức độ tiêu hao nhiên liệu (l/100km) khi biết các trị số ψ và v . Qua đồ thị này ta có nhận xét rằng:

Trên mỗi đường cong của đồ thị có hai điểm đặc trưng cơ bản nhất. Điểm thứ nhất xác định mức tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất q_{dmin} khi ô tô chuyển động trên loại đường có hệ số cản ψ (ví dụ q_{dmin} ứng với đường ψ_1), vận tốc tại điểm đó được gọi là vận tốc kinh tế và ký hiệu là v_{kt} . Điểm thứ hai của đường cong (điểm cuối cùng của đường cong) đặc trưng cho lượng tiêu hao nhiên liệu của động cơ làm việc ở chế độ toàn tải (các điểm a,b,c). Các điểm này ứng với vận tốc chuyển động lớn nhất của ô tô v_{max} với các hệ số cản ψ khác nhau.

Ngoài ra còn có điểm bất thường trên mỗi đường cong (d,e,f) nằm về phía bên phải của v_{kt} và lồi lên trên ứng với sự bắt đầu hoạt động của bộ tiết kiệm nhiên liệu, hỗn hợp hòa khí được làm giàu thêm. Đối với động cơ diêden thì ở khu vực vận tốc nhỏ, đường cong sẽ thoải hơn so với ô tô có đặt động cơ xăng, vì tính kinh tế nhiên liệu của động cơ diêden ở khu vực vận tốc nhỏ tốt hơn so với động cơ xăng.

Cần chú ý rằng khi ô tô chuyển động với vận tốc kinh tế v_{kt} thì đạt được mức tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất q_{dmin} . Tuy nhiên điều này không có nghĩa là ta mong muốn ô tô chuyển

động với vận tốc này, vì tăng vận tốc chuyển động của ô tô sẽ tăng được năng suất vận chuyển và giảm được giá thành chung cho trong vận tải ô tô. Vì vậy khi chọn vận tốc chuyển động thích hợp, không nhất thiết xuất phát từ điều kiện tính kinh tế của nhiên liệu của ô tô mà cần phải căn cứ vào các điều kiện sau đây:

- Thời gian vận chuyển cần ít.
- Đảm bảo an toàn chuyển động trong điều kiện đã cho.
- Đảm bảo điều kiện thích nghi cho người lái và hành khách.

Ban quyền © Truong DH Su pham Ky thuat TP. HCM

CHƯƠNG 5

HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC CỦA Ô TÔ

Mục tiêu :

Sau khi học xong chương này các sinh viên có khả năng:

1. Xác định được các loại tải trọng tác dụng lên hệ thống truyền lực.
2. Vẽ được sơ đồ cấu tạo và trình bày được nguyên lý làm việc của ly hợp ma sát.
3. Trình bày được ảnh hưởng của ly hợp tới sự gài số.
4. Giải thích được tác dụng của ly hợp khi phanh.
5. Vẽ được sơ đồ cấu tạo và trình bày được nguyên lý làm việc của ly hợp thủy lực.
6. Trình bày được đường đặc tính của ly hợp thủy lực.
7. Vẽ được sơ đồ động học và nêu được nguyên lý làm việc của các loại hộp số.
8. Xác định được các tỉ số truyền của hộp số.
9. Trình bày được cấu tạo và nguyên lý làm việc của bộ đồng tốc.
10. Trình bày được sơ đồ cấu tạo, nguyên lý làm việc của biến mômen thủy lực.
11. Vẽ và giải thích được các đường đặc tính của biến mômen thủy lực.
12. Tính toán được động học và động lực học của hộp số hành tinh.
13. Trình bày được hệ thống điều khiển hộp số tự động.
14. Trình bày được được nguyên tắc phân phối công suất cho các cầu của xe nhiều cầu chủ động.
15. Trình bày được cấu tạo và động học của các cơ cấu các đăng.
16. Xác định được số vòng quay nguy hiểm của trục các đăng.
17. Vẽ được sơ đồ động học bộ truyền lực trong cầu chủ động.
18. Giải thích được ảnh hưởng của tỉ số truyền i_0 đến đặc tính động lực học của ô tô.
19. Trình bày được động học và động lực học của vi sai.
20. Nêu được ảnh hưởng của vi sai tới tính chất kéo của ô tô.
21. Vẽ được sơ đồ cấu tạo các loại bán trục và nêu rõ đặc điểm của chúng.

5.1. TẢI TRỌNG TÁC DỤNG LÊN HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC :

5.1.1. *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.

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:

$$k_d = \frac{\text{giá trị tải trọng động}}{\text{giá trị tải trọng tĩnh}} \quad (5.1)$$

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.

5.1.2. *Những trường hợp sinh ra tải trọng động trong hệ thống truyền lực:*

5.1.2.1. *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:

$$k_d = \beta \frac{i_t + 8}{i_t} \tag{5.2}$$

Với :

β – Hệ số dự trữ của ly hợp.

i_t – 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 5.1 và 5.2 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 5.1: 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 thực nghiệm	1,99	1,55	1,94	1,78	2,17	1,97
	2,2	–	2,75	–	2,14	–

Bảng 5.2: 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

5.1.2.2. 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 5.1.

$$M_j = J_{bd} \cdot \frac{d\omega_{bd}}{dt} \tag{5.3}$$

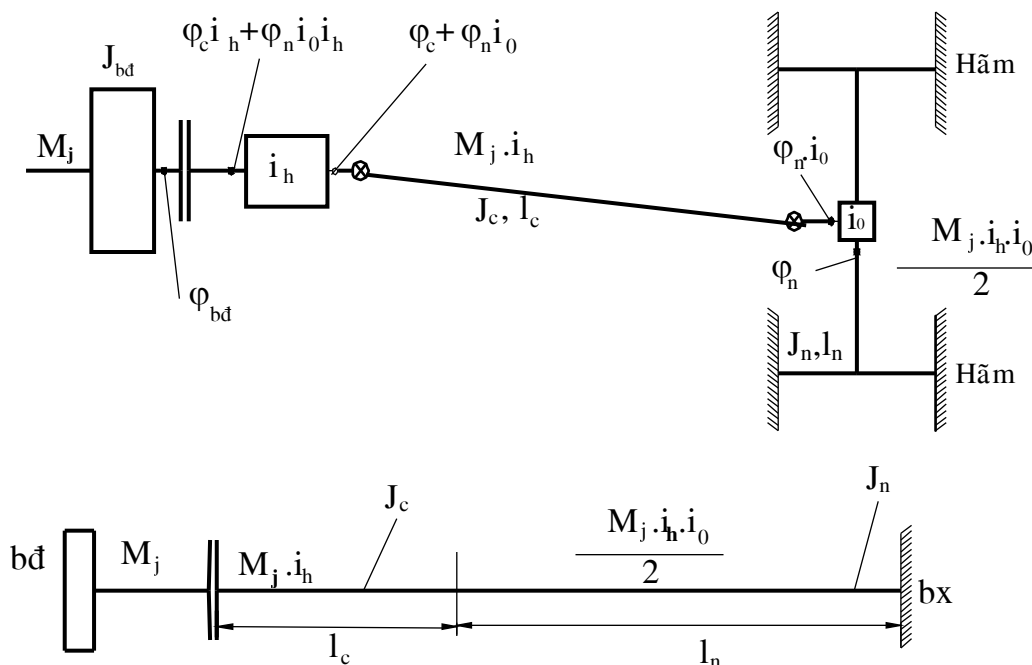
Khi các bánh xe đã dừng hẳn lại thì bánh đà còn quay thêm một góc φ_{bd} và sẽ làm cho các trục của hệ thống truyền lực bị xoắn với các góc xoắn liên quan với nhau theo biểu thức sau:

$$\varphi_{bd} = \varphi_c \cdot i_h + \varphi_n \cdot i_0 \cdot i_h \tag{5.4}$$

Ở đây :

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

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



Hình 5.1: 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”:

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

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

Ở đây:

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

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

G – môđun đàn hồi dịch chuyển (khi xoắn).

$$G = 8.10^4 \text{ MN/m}^2$$

Thay các giá trị φ_c, φ_n vào biểu thức (5.4) ta có:

$$\varphi_{bđ} = M_j \left(\frac{i_h^2 \cdot l_c}{J_c \cdot G} + \frac{i_o^2 \cdot i_h^2 \cdot l_n}{2 J_n \cdot G} \right) \tag{5.5}$$

Nếu chúng ta đặt:
$$C = \frac{1}{\frac{i_h^2 \cdot l_c}{J_c \cdot G} + \frac{i_o^2 \cdot i_h^2 \cdot l_n}{2 J_n \cdot G}}$$

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:

$$M_j = C \cdot \varphi_{bđ} \tag{5.6}$$

Từ 2 biểu thức (5.3) và (5.6) chúng ta có :

$$J_{bd} \cdot \frac{d\omega_{bd}}{dt} = C \cdot \varphi_{bd} \tag{5.7}$$

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:

$$C \cdot \varphi_{bd} \cdot d\varphi_{bd} = J_{bd} \cdot \omega_{bd} \cdot d\omega_{bd} \tag{5.8}$$

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 :

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

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

$$M_{jmax} = C \cdot \varphi_{max} = \omega_0 \sqrt{J_{bd} \cdot C} \tag{5.9}$$

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.

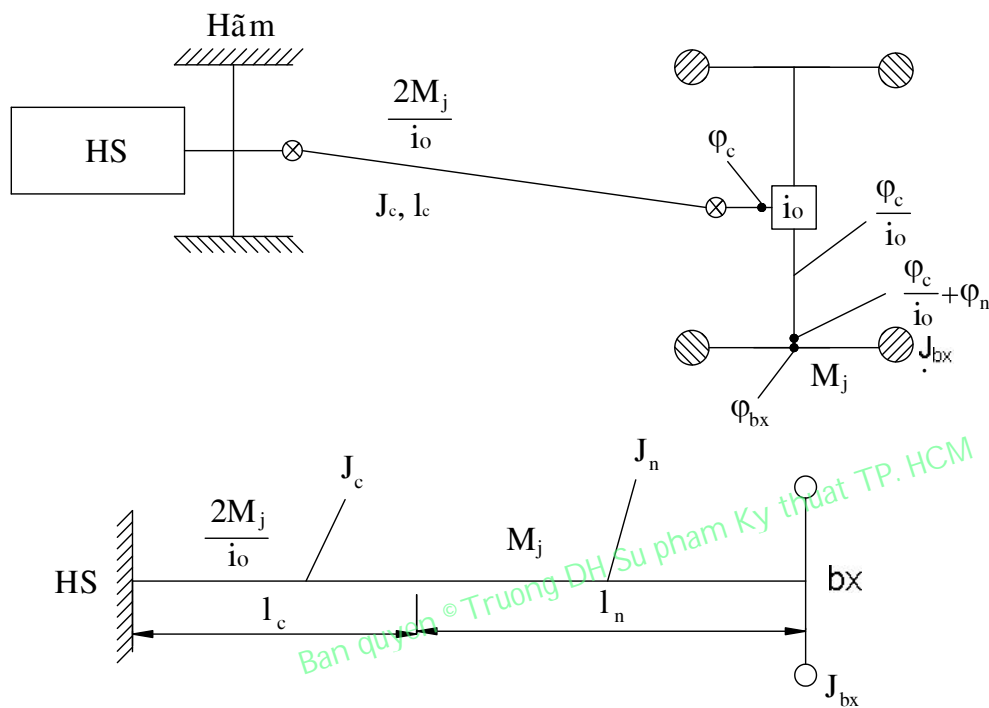
Nếu chúng ta phanh gấp xe đang chạy với vận tốc lớn (số vòng quay trục khuỷu khoảng 2000÷2500 vòng/phút) mà không mở ly hợp thì mômen của các lực quán tính M_j sẽ lớn hơn mômen cực đại của động cơ khoảng 15÷20 lần. Mômen này sẽ truyền từ bánh đà qua ly hợp đến hệ thống truyền lực. Vì $M_{jmax} > M_1$ 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.

5.1.2.3. 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 :

$$M_j = J_{bx} \frac{d\omega_{bx}}{dt} \tag{5.10}$$

Mômen này truyền ngược trở lại tác dụng lên hệ thống truyền lực theo sơ đồ ở hình 5.2 và gây nên xoắn.



Hình 5.2: Sơ đồ tính toán tải trọng động khi sử dụng phanh tay đột ngột.

Từ sơ đồ 5.2 chúng ta có quan hệ giữa các góc xoắn :

$$\varphi_{bx} = \frac{\varphi_c}{i_o} + \varphi_n \tag{5.11}$$

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 (5.11) 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:

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

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:

$$M_j = C \cdot \varphi_{bx} \tag{5.12}$$

Từ biểu thức (5.10) và (5.12) ta nhận được phương trình vi phân sau đây:

$$J_{bx} \cdot \frac{d\omega_{bx}}{dt} = C \cdot \varphi_{bx} \tag{5.13}$$

Giải phương trình này, ta có:

$$\varphi_{bx \max} = \omega_{bx0} \sqrt{\frac{J_{bx}}{C}} \tag{5.14}$$

Bởi vậy:

$$M_{j \max} = \omega_{bx0} \sqrt{J_{bx} \cdot C} \tag{5.15}$$

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 (5.9) và (5.15) 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.

5.1.3. Tải trọng dùng để tính toán các cụm trong hệ thống truyền lực:

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:

$$M_x = M_{e_{max}} \cdot i \cdot \eta \quad (5.16)$$

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 :

$$M_b = \frac{x \cdot Z_{bx} \cdot \varphi \cdot r_l}{i \cdot \eta} \quad (5.17)$$

Ở đây :

- x – Số lượng các bánh xe chủ động.
- Z_{bx} – Phản lực thẳng đứng tác dụng lên bánh xe chủ động (N).
- φ – Hệ số bám ($\varphi = 0,7 \div 0,8$).
- r_l – 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.

5.2. LY HỢP :

5.2.1. Công dụng, phân loại, yêu cầu :

5.2.1.1. 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.

5.2.1.2. Phân loại :

5.2.1.2.1. Theo cách truyền mômen xoắn từ cốt máy đến trục của hệ thống truyền lực:

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.

5.2.1.2.2. Theo cách điều khiển :

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.

5.2.1.3. Yêu cầu :

Ly hợp phải truyền được mômen xoắn lớn nhất của động cơ mà không bị trượt trong mọi điều kiện, bởi vậy mômen 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.

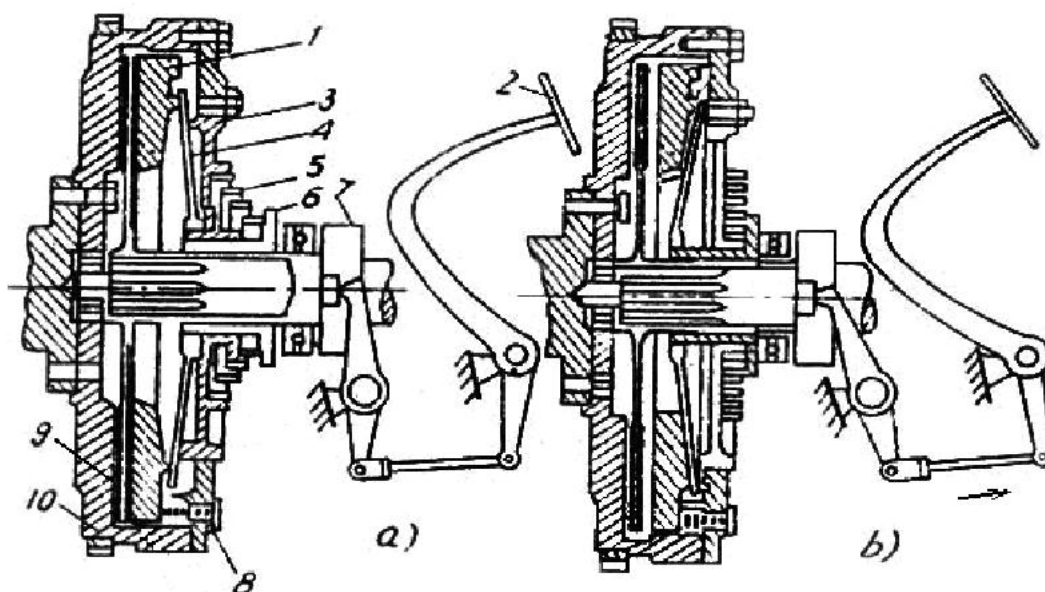
Điều khiển dễ dàng.

Kết cấu đơn giản và gọn.

Đảm bảo thoát nhiệt tốt khi ly hợp trượt.

5.2.2. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc của ly hợp ma sát :

5.2.2.1. Sơ đồ cấu tạo :



Hình 5.3: Cấu tạo ly hợp ma sát có lò xo ép trung tâm.

a - Ly hợp đóng

b - Ly hợp mở

1 - Đĩa ép.

6 - Ống trượt.

2 - Bàn đạp.

7 - Ống có bi tì.

3 - Vỏ.

8 - Lò xo tách dứt khoát.

4 - Càng tách.

9 - Đĩa bị động.

5 - Lò xo trung tâm.

10 - Bánh đà.

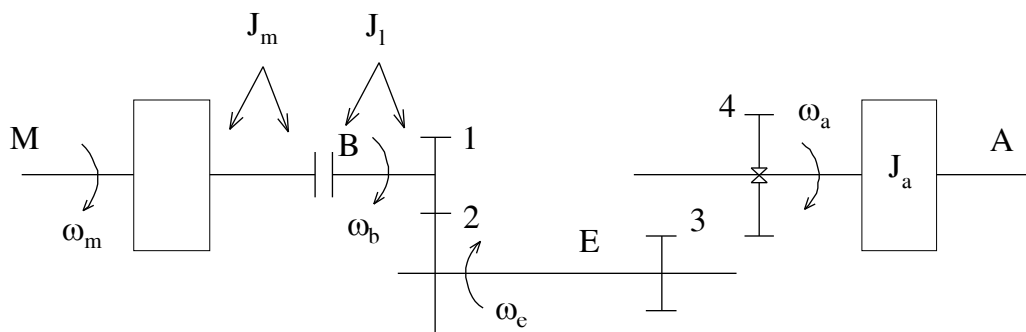
5.2.2.2. Nguyên lý làm việc của ly hợp ma sát :

Khi người tài xế đạp chân lên bàn đạp 2, qua hệ thống đòn điều khiển, đòn mở tì lên ống có bi tì 7 tác dụng lên ống trượt 6 ép lên lò xo trung tâm 5, lò xo 5 ép lên càng tách, làm cho càng tách rời khỏi vấu trên đĩa ép và nhờ lò xo tách dứt khoát 8 kéo đĩa ép khỏi đĩa bị động cũng như khỏi bánh đà 10.

Đĩa bị động quay cùng với bánh đà, có nhiệm vụ truyền công suất vào mặt ma sát của đĩa ép, cho nên nó phải nối với bánh đà thông qua các bulông. Đĩa ép dày, có trọng lượng lớn để nhiệt từ các bề mặt ma sát truyền nhanh vào trong đĩa ép rồi thoát ra không khí. Trên đĩa ép có gờ dẫn hướng để định vị lò xo ép và giữ lò xo không bị văng khi quay, giữa lò xo ép và đĩa ép có vòng cách nhiệt để tăng tuổi thọ của lò xo. Trong quá trình đóng, ngắt ly hợp, các tấm ma sát bị bào mòn, làm khoảng cách giữa vòng bi tì và đầu càng tách giảm đi, hành trình tự do của ly hợp tăng, quá trình động học của ly hợp xấu đi, do đó trong ly hợp phải có cơ cấu điều chỉnh để duy trì khoảng cách nói trên đúng qui định.

5.2.3. 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 5.4. Trên sơ đồ này, các bánh răng không chịu tải trọng sẽ không được vẽ.



Hình 5.4: 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 [Nms²].
- J_l – 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 [Nms²].
- J_a – Mômen quán tính của bánh đà tượng trưng đặt trên trục thứ cấp hộp số tương đương với trọng khối chuyển động tịnh tiến của xe [Nms²].

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 tượng trưng chuyển động quay:

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

Vì $\omega_a = \frac{v}{r_1} i_0$

Cho nên : $J_a = \frac{G}{g} \frac{r_1^2}{i_0^2}$ (5.18)

Với:

- 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_0 – Tỷ số truyền của truyền lực chính.
- r_1 – 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 (5.18) trọng lượng G bằng $G(1 + \delta')$, với :

$$\delta' = \frac{g}{G} \sum \frac{J_{bx}}{r_{bx}^2}$$
 (5.19)

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 xung lượng của mômen cho chuyển động quay của trục A trong thời gian gài hai bánh răng 3 và 4 chúng ta có :

$$P_4 \cdot r_4 \cdot t = J_a (\omega'_a - \omega_a)$$
 (5.20)

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 P₄ 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 xung lượng của mômen cho trục trung gian E:

$$P_3 r_3 t = (J_m + J_1) \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 (\omega_e - \omega'_e) \tag{5.21}$$

Ở đây:

- P₃ – Lực tác dụng lên răng của bánh răng 3 trong thời gian gài số.
- r₁, r₂, r₃ – 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 (5.20) và (5.21) 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 mômen xung kích rất lớn, nên ảnh hưởng của mômen động cơ và mômen cản chuyển động là không đáng kể.

Phương trình (5.21) có thể viết lại như sau:

$$P_3 . r_3 . t = (J_m + J_1) \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 \left(\omega_b \frac{r_1}{r_2} - \omega'_a \frac{r_4}{r_3} \right) \tag{5.22}$$

Để dàng thấy rằng lực P₃, P₄ 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 (5.20) và (5.22) chúng ta sẽ xác định được tốc độ góc ω_a'

Trước hết ta nhân hai vế phương trình (5.22) với $\frac{r_4}{r_3}$:

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

$$\Rightarrow P_3 . r_4 . t = (J_m + J_1) \omega_b i_h - (J_m + J_1) \omega'_a i_h^2 \tag{5.23}$$

Vì P₃ = P₄ cho nên P₃.r₄.t = P₄.r₄.t . Bởi vậy từ phương trình (5.20) và (5.23) ta có:

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

Suy ra :
$$\omega'_a = \frac{(J_m + J_1)\omega_b \cdot i_h + J_a \cdot \omega_a}{(J_m + J_1)i_h^2 + J_a} \quad (5.24)$$

Thay giá trị ω'_a vào (5.20) ta có:

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

$$P_4 \cdot r_4 \cdot t = \frac{J_a (J_m + J_1) i_h (\omega_b - \omega_a \cdot i_h)}{(J_m + J_1) i_h^2 + J_a} \quad (5.25)$$

Theo phương trình (5.25) 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 (5.25) lúc này sẽ như sau:

$$P'_4 \cdot r_4 \cdot t = \frac{J_a \cdot J_1 \cdot i_h \cdot (\omega_b - \omega_a \cdot i_h)}{J_1 \cdot i_h^2 + J_a} \quad (5.26)$$

Ở đây :

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

Từ phương trình (5.26) 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 (5.25) và (5.26) 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 (5.25) và (5.26) ta có thể kết luận rằng khi gài số mà ly hợp mở thì xung lượng của mômen 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 của lực $P'_4 \cdot t$ và $P_4 \cdot t$ được xác định như sau:

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

$$= \frac{J_1 [(J_m + J_1) i_h^2 + J_a]}{(J_1 i_h^2 + J_a) (J_m + J_1)} = \frac{J_1 \left[\left(1 + \frac{J_1}{J_m} \right) i_h^2 + \frac{J_a}{J_m} \right]}{(J_1 i_h^2 + J_a) \left(1 + \frac{J_1}{J_m} \right)} \quad (5.27)$$

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:

$$\frac{P'_4 \cdot t}{P_4 \cdot t} = \frac{i_h^2 + \frac{J_a}{J_m}}{i_h^2 + \frac{J_a}{J_1}} \quad (5.28)$$

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

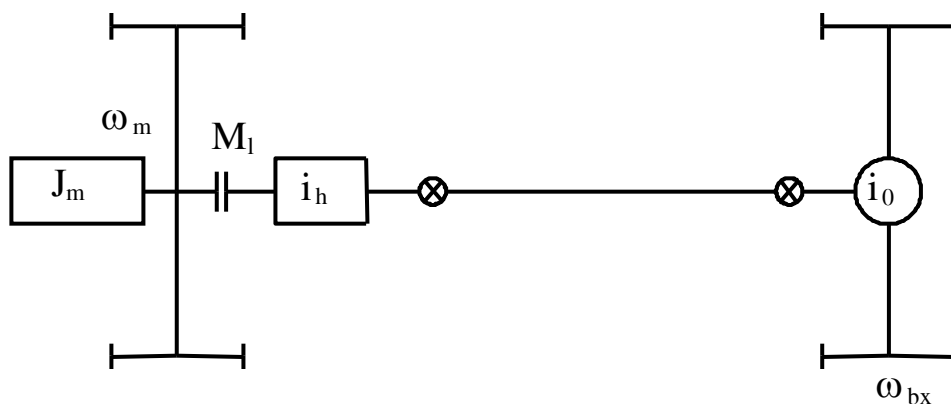
$$\begin{aligned} i_{h3} &= 1,84 \\ J_m &= 1,5 \text{ Nms}^2 \\ J_a &= 10,2 \text{ Nms}^2 \\ J_1 &= 0,022 \text{ Nms}^2 \end{aligned}$$

Thay các số liệu trên vào phương trình (5.28) ta có:

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

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

5.2.4. Tác dụng của ly hợp khi phanh :



Hình 5.5: 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 5.5.

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:

$$M_j = J_m \frac{d\omega_m}{dt} \tag{5.29}$$

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: $M_j < M_l$

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_l – Mômen ma sát của ly hợp.

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

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

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

$$\frac{d\omega_{bx}}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{v}{r_1} \right) = \frac{1}{r_1} \frac{dv}{dt}$$

Cuối cùng ta có:

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{i_o \cdot i_h}{r_1} \frac{dv}{dt}$$

Thay giá trị $\frac{d\omega_m}{dt}$ vừa tìm được vào (5.29) ta có :

$$M_j = J_m \frac{i_o \cdot i_h}{r_1} \frac{dv}{dt} \tag{5.30}$$

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

$$M_{j \max} = J_m \frac{i_o \cdot i_h}{r_1} \left(\frac{dv}{dt} \right)_{\max} \tag{5.31}$$

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

$$P_{p \max} = \frac{\delta G}{g} \left(\frac{dv}{dt} \right)_{\max} \tag{5.32}$$

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”).

$$\delta = 1 + \frac{J_m}{G} \frac{i_h^2 i_0^2 \eta}{r_{bx}^2} + \sum J_{bx} \frac{g}{G_{bx} r_{bx}^2} \quad (5.33)$$

Trong đó :

- η – Hiệu suất 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 .

$$P_{p \max} = \varphi \cdot G \quad (5.34)$$

Từ phương trình (5.32) và (5.34) chúng ta có:

$$\left(\frac{dv}{dt} \right)_{\max} = \frac{\varphi \cdot g}{\delta} \quad (5.35)$$

Thay giá trị $\left(\frac{dv}{dt} \right)_{\max}$ ở (5.35) vào phương trình (5.31) chúng ta xác định được mômen cực đại của các lực quán tính truyền qua ly hợp.

$$M_{j \max} = J_m \frac{i_h i_0}{r_1} \frac{\varphi \cdot g}{\delta} \quad (5.36)$$

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.

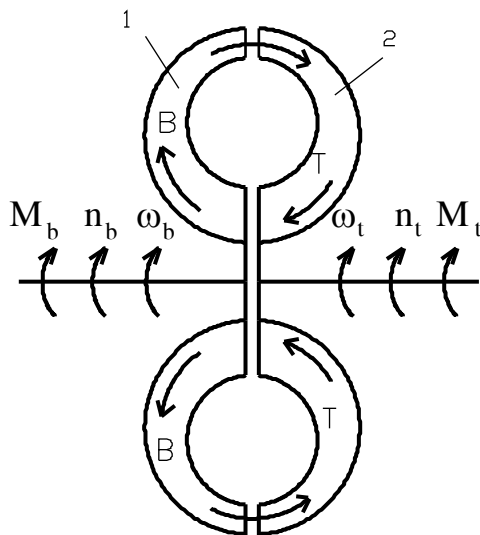
5.2.5. Ly hợp thủy động :

5.2.5.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc :

5.2.5.1.1. Cấu tạo :

Ly hợp thủy động gồm đĩa bơm 1 và đĩa tuốcbin 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 5.6.



Hình 5.6: Cấu tạo ly hợp thủy động.

5.2.5.1.2. 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 mômen xoắn.

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

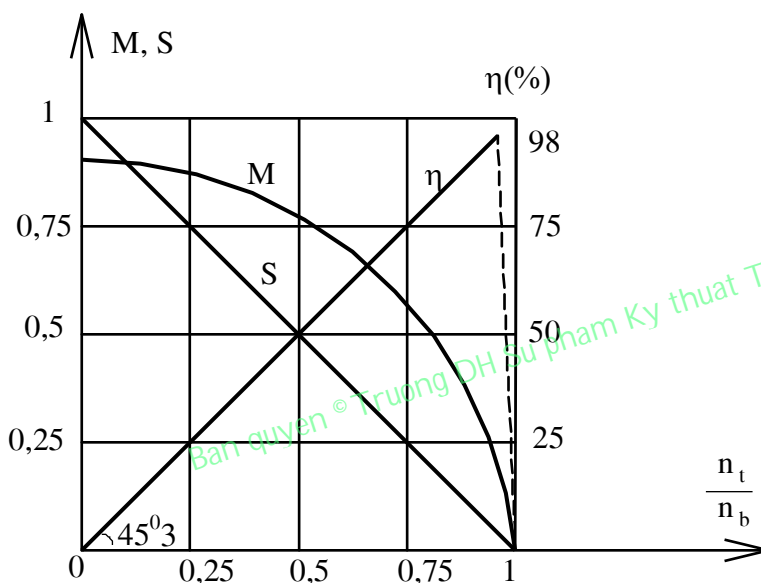
5.2.5.2. Đường đặc tính của ly hợp thủy động :

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 $\frac{n_t}{n_b} = 1$ thì $\eta = 0$. Do đó hiệu suất không thể bằng 1.



Hình 5.7: 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:

$$S = 1 - \eta = 1 - \frac{n_t}{n_b} \tag{5.37}$$

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.

5.3. HỘP SỐ VÀ HỘP PHÂN PHỐI :

5.3.1. Hộp số có cấp :

5.3.1.1. Công dụng, yêu cầu, phân loại :

5.3.1.1.1. 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.

5.3.1.1.2. 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 bền chắc, dễ điều khiển, dễ bảo dưỡng hoặc kiểm tra và sửa chữa khi có hư hỏng.

5.3.1.1.3. Phân loại :

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:**

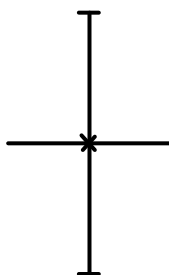
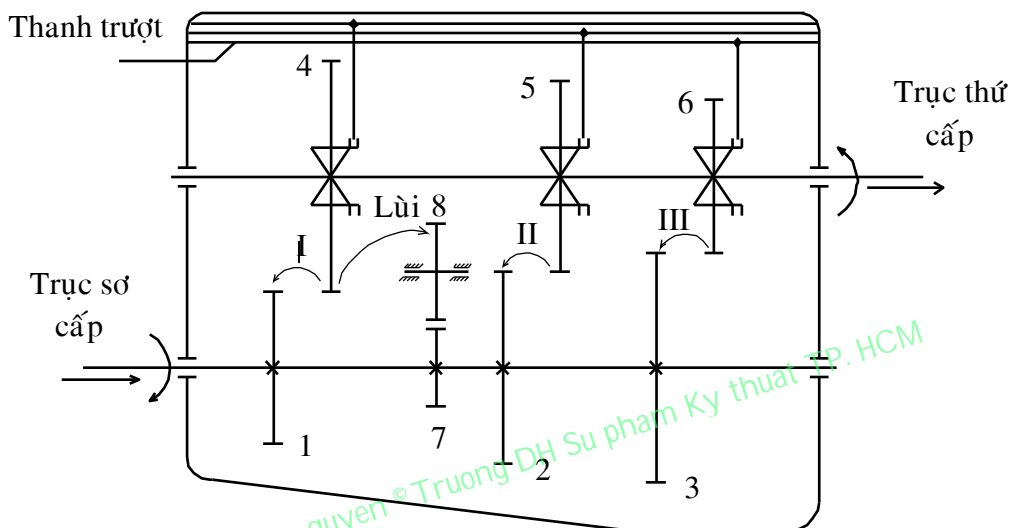
- + Một dãy tỷ số truyền (3 số, 4 số, 5 số...).
- + Hai dãy tỷ số truyền.

* **Phương pháp sang số gồm có:**

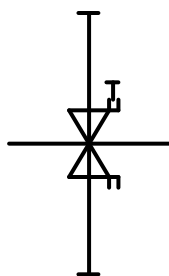
- + Hộp số điều khiển bằng tay.
- + Hộp số tự động.

5.3.1.2. Sơ đồ động học và nguyên lý làm việc của hộp số :

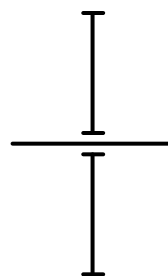
5.3.1.2.1. Hộp số hai trục :



Bánh răng lắp cố định trên trục, răng ngoài



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



Bánh răng quay trơn trên trục

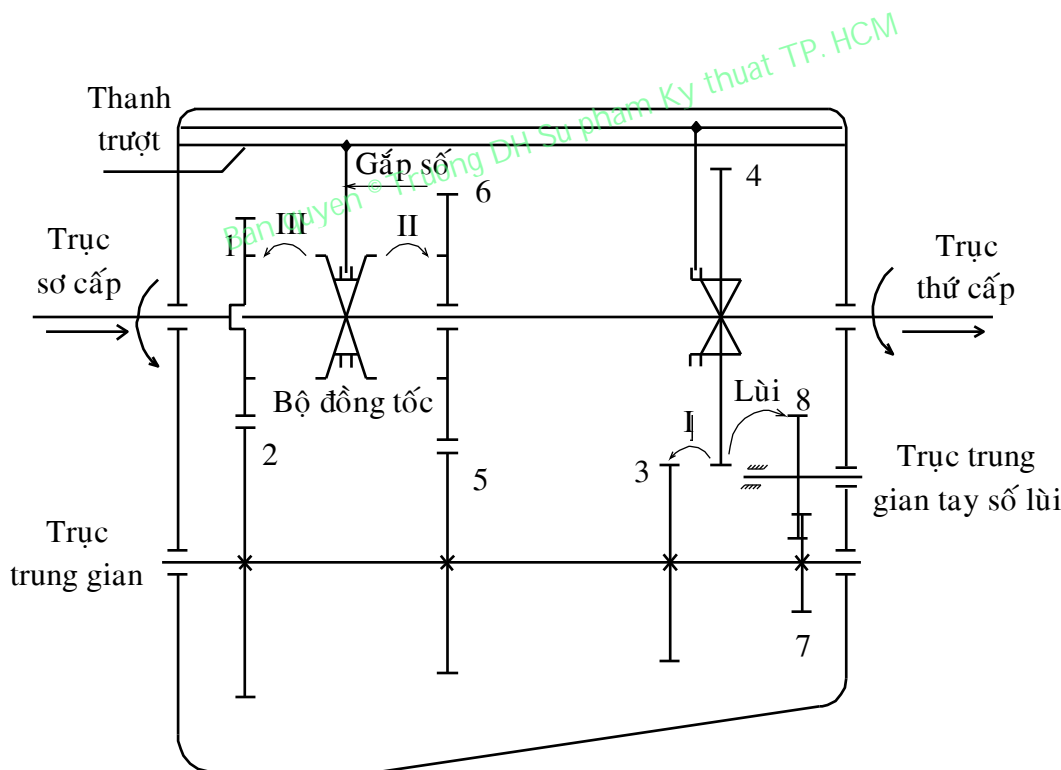
Hình 5.8: Sơ đồ động học hộp số hai trục 3 số tiến 1 số lùi.

Nguyên lý làm việc:

Mômen xoắn từ động cơ truyền đến trục sơ cấp và từ trục sơ cấp truyền sang trục thứ cấp được tiến hành như sau:

Ở tay số I bánh răng 4 sẽ ăn khớp với bánh răng 1. Mômen xoắn từ trục sơ cấp thông qua cặp bánh răng 1 và 4 sẽ truyền đến trục thứ cấp. Tay số II được gài khi bánh răng 5 ăn khớp bánh răng 2, lúc đó bánh răng 4 và 6 phải ở vị trí trung gian như ở hình 4.1. Tay số III sẽ hoạt động khi chúng ta gài bánh răng 6 vào ăn khớp với bánh răng 3, lúc đó bánh răng 4 và 5 phải ở vị trí trung gian. Muốn đi tay số lùi, chúng ta phải đưa bánh răng 4 gài vào với bánh răng trung gian số 8 nằm ở bên hông. Lúc này mômen xoắn đi từ bánh răng 7 qua bánh răng 8 rồi truyền đến bánh răng 4. Bởi vậy bánh răng 4 sẽ đổi chiều quay, tức là trục thứ cấp cũng sẽ đổi chiều quay và xe sẽ chuyển động lùi.

5.3.1.2.2. Hộp số ba trục :



Hình 5.9 : Sơ đồ động học hộp số 3 trục 3 số tiến 1 số lùi.

Nguyên lý làm việc:

Mômen xoắn từ động cơ truyền đến trục sơ cấp, thông qua cặp bánh răng 1 và 2 sẽ truyền sang trục trung gian. Từ trục trung gian, thông qua các cặp bánh răng tương ứng mômen xoắn sẽ truyền đến trục thứ cấp như sau:

Ở tay số I bánh răng 4 sẽ được gài với bánh răng 3. Mômen xoắn từ trục trung gian thông qua cặp bánh răng 3 và 4 sẽ truyền sang trục thứ cấp. Tay số II sẽ hoạt động khi chúng ta dùng bộ đồng tốc gài cứng bánh răng 6 vào với trục thứ cấp. Lúc này mômen xoắn từ bánh

răng 5 truyền qua bánh răng 6, từ bánh răng 6 truyền qua bộ đồng tốc và từ bộ đồng tốc mômen xoắn sẽ truyền sang trục thứ cấp. Lúc này bánh răng 4 phải ở vị trí trung gian như ở hình 4.2. Tay số III sẽ được thực hiện khi ta đưa bộ đồng tốc về bên trái để gài cứng bánh răng 1 với trục thứ cấp. Lúc này mômen xoắn truyền trực tiếp từ trục sơ cấp sang trục thứ cấp thông qua bánh răng 1 và bộ đồng tốc (số truyền thẳng). Muốn đi tay số lùi, chúng ta phải gài bánh răng 4 vào ăn khớp bánh răng trung gian số 8 nằm ở bên hông. Lúc này mômen xoắn từ trục trung gian qua bánh răng 7 truyền đến bánh răng 8 và từ bánh răng 8 thông qua bánh răng 4 sẽ truyền đến trục thứ cấp. Do bánh răng 4 đổi chiều quay so với các tay số vừa nêu trên, nên trục thứ cấp sẽ đổi chiều quay và xe sẽ chạy lùi.

5.3.1.3. Xác định tỷ số truyền của hộp số :

Việc lựa chọn tỉ số truyền phù hợp sẽ đem lại hiệu quả về tính năng động lực học, tính kinh tế của xe. Xuất phát từ yêu cầu thực tế và điều kiện vận hành cụ thể mà người ta sẽ lựa chọn số lượng tỉ số truyền sao cho phù hợp nhất. Khi tăng số lượng tỉ số truyền trong hộp số sẽ dẫn đến việc tăng tốc độ trung bình của ô tô, điều này là có lợi, nhưng nếu tăng quá mức số lượng tỉ số truyền của hộp số sẽ làm cho cấu tạo của hộp số phức tạp, cồng kềnh, khối lượng của hộp số tăng lên và gây khó khăn cho người điều khiển. Mặt khác khi tăng quá mức số lượng tỉ số truyền thì làm tăng tải trọng động tác động lên các cơ cấu truyền lực, mức độ êm dịu khi chuyển động của ô tô sẽ giảm xuống. Để thay đổi lực kéo tiếp tuyến và vận tốc của ô tô một cách linh hoạt, đảm bảo tính kinh tế nhiên liệu và tính năng động học của ô tô, người ta phân phối tỉ số truyền thành các cấp xác định.

5.3.1.3.1. Xác định tỷ số truyền ở số một của hộp số :

Tỷ số truyền ở số một cần phải chọn sao cho lực kéo tiếp tuyến phát ra ở các bánh xe chủ động của ô tô có thể khắc phục được lực cản tổng cộng lớn nhất của mặt đường. Từ phương trình cân bằng lực kéo khi ô tô chuyển động ổn định, ta có :

$$P_{kmax} \geq \psi_{max} \cdot G + Wv^2 \tag{5.38}$$

Khi ô tô chuyển động ở số một thì tốc độ của chúng rất chậm, do đó ta bỏ qua lực cản của không khí. Như vậy :

$$P_{kmax} \geq \psi_{max} \cdot G \tag{5.39}$$

$$\frac{M_{emax} \cdot i_{h1} \cdot i_o \cdot i_{pc} \cdot \eta}{r_b} \geq \psi_{max} \cdot G$$

Nghĩa là :

$$i_{h1} \geq \frac{G \cdot \psi_{max} \cdot r_b}{M_{emax} \cdot i_o \cdot i_{pc} \cdot \eta} \tag{5.40}$$

Trong đó :

- M_{emax} – Mômen xoắn cực đại của động cơ.
- ψ_{max} – Hệ số cản chuyển động lớn nhất.
- η – Hiệu suất của hệ thống truyền lực.
- r_b – Bán kính tính toán của bánh xe có tính đến sự biến dạng của lốp.
- i_o – Tỷ số truyền của truyền lực chính.

- φ – Hệ số bám dọc.
- i_{pc} – Tỷ số truyền của hộp số phụ ở số cao.

Mặt khác lực kéo tiếp tuyến lớn nhất phát ra ở các bánh xe chủ động P_{kmax} bị hạn chế bởi điều kiện bám, cho nên :

$$P_{kmax} \leq m_i G_b \varphi \tag{5.41}$$

hay :

$$\frac{M_{emax} \cdot i_{hl} \cdot i_o \cdot i_{pc} \eta}{r_b} \leq m_i G_b \varphi$$

Với m_i là hệ số thay đổi tải trọng lên các bánh xe chủ động.
Theo điều kiện bám thì tỷ số truyền ở số một được chọn là :

$$i_{h1} \leq \frac{m_i G \varphi r_b}{M_{emax} \cdot i_o \cdot i_{pc} \eta} \tag{5.42}$$

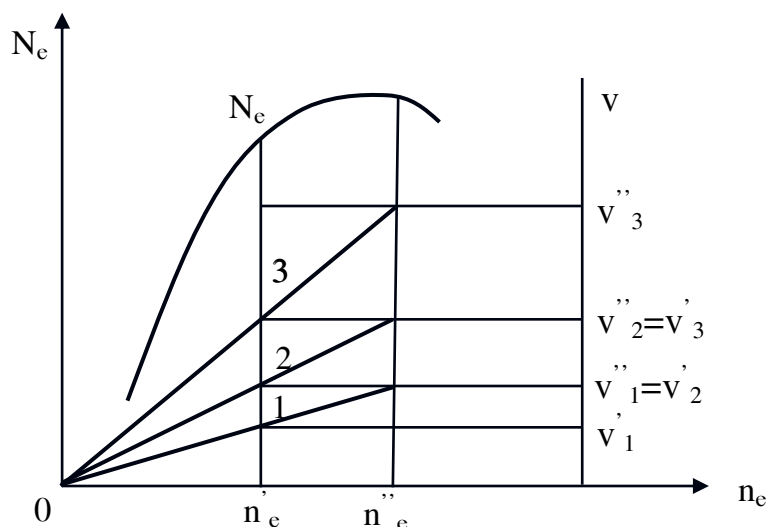
Như vậy khi chọn tỷ số truyền ở số một của hộp số thỏa mãn theo biểu thức (5.40), chúng ta cần phải kiểm tra chúng theo điều kiện bám phải thỏa mãn biểu thức (5.42).

Nếu như điều kiện (5.42) không được thỏa mãn thì phải tính lại trọng lượng phân bố lên cầu chủ động, nghĩa là phải thiết kế lại bố trí chung của ô tô.

Sau khi đã chọn được tỷ số truyền ở số một của hộp số, sẽ tiếp tục chọn hệ thống tỷ số truyền của hộp số.

5.3.1.3.2. Xác định tỷ số truyền của các số trung gian trong hộp số :

*** Phân phối tỉ số truyền theo cấp số nhân :**



Hình 5.10: Đồ thị sang số của ô tô có hộp số 3 cấp bố trí theo cấp số nhân.

Dựa trên cơ sở sử dụng công suất trung bình của động cơ khi làm việc ở chế độ toàn tải là không thay đổi trong quá trình gia tốc ô tô.

Ở tất cả các số truyền thì khoảng biến thiên số vòng quay động cơ từ $n_e' \rightarrow n_e''$ là không đổi.

Giả thiết: Khi chuyển số thì ô tô không bị ngắt dòng công suất, do đó không bị mất mát vận tốc và xem thời gian chuyển số bằng không hay vận tốc cuối cùng của số thấp bằng vận tốc đầu tiên của số cao tiếp theo, tức là :

$$v''_1 = v'_2 ; v''_2 = v'_3 \dots v''_{n-1} = v'_n$$

Vận tốc cuối cùng của xe ở các số truyền khác nhau được tính :

$$\text{Số thứ } (n-1) \quad v''_{n-1} = \frac{2\pi r_b n_e''}{60 i_0 i_{h(n-1)} i_{pc}} \quad (5.43)$$

Tốc độ đầu tiên khi gia tốc ở các số truyền khác nhau được tính :

$$\text{Số thứ } n \quad v'_n = \frac{2\pi r_b n_e'}{60 i_0 i_{hn} i_{pc}} \quad (5.44)$$

Kết hợp các biểu thức trên ta có :

$$\frac{n_e''}{i_{h1}} = \frac{n_e'}{i_{h2}} ; \frac{n_e''}{i_{h2}} = \frac{n_e'}{i_{h3}} \dots \frac{n_e''}{i_{h(n-1)}} = \frac{n_e'}{i_{hn}}$$

Vậy ta có :

$$\frac{i_{h1}}{i_{h2}} = \frac{i_{h2}}{i_{h3}} = \dots = \frac{i_{h(n-1)}}{i_{hn}} = \frac{n_e''}{n_e'} = q$$

Với :

- v', v'' – Vận tốc ô tô tương ứng với số vòng quay n_e', n_e'' .
- n – Số lượng số truyền của hộp số.
- q – Công bội cấp số nhân.

Từ biểu thức trên ta thấy các tỷ số truyền của hộp số được sắp xếp theo cấp số nhân với công bội là q :

$$i_{h2} = \frac{i_{h1}}{q}; i_{h3} = \frac{i_{h2}}{q}; \dots; i_{hn} = \frac{i_{h(n-1)}}{q}$$

Hay :

$$i_{h3} = \frac{i_{h1}}{q^2}; \dots; i_{hn} = \frac{i_{h1}}{q^{(n-1)}}$$

$$\rightarrow q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{h1}}{i_{hn}}} \quad (5.45)$$

Để xác định công bội q ta cần biết tỉ số truyền i_{h1} , số lượng số truyền n và tỉ số truyền của số cuối cùng i_{hn} . Thông thường người ta chọn $i_{hn} = 1$ (số truyền thẳng). Do đó q được tính như sau :

$$q = \sqrt[n-1]{i_{h1}} \tag{5.46}$$

Vậy tỉ số truyền của các tay số trung gian:

$$i_{h2} = \sqrt[n-1]{i_{h1}^{n-2}}$$

$$i_{h3} = \sqrt[n-1]{i_{h1}^{n-3}}$$

.....

$$i_{hk} = \sqrt[n-1]{i_{h1}^{n-k}}$$

Trong đó k là số thứ tự của số truyền.

Với hộp số có số truyền tăng thì $i_{h,n} < 1$ và số truyền ngay trước nó $i_{h(n-1)} = 1$. Lúc đó các công thức tổng quát để xác định các tỷ số truyền còn lại sẽ là :

Công bội q của cấp số :

$$q = \sqrt[n-2]{i_{h1}} \tag{5.47}$$

Tỷ số truyền thứ k sẽ là :

$$i_{hk} = \sqrt[n-2]{i_{h1}^{n-(k+1)}} \tag{5.48}$$

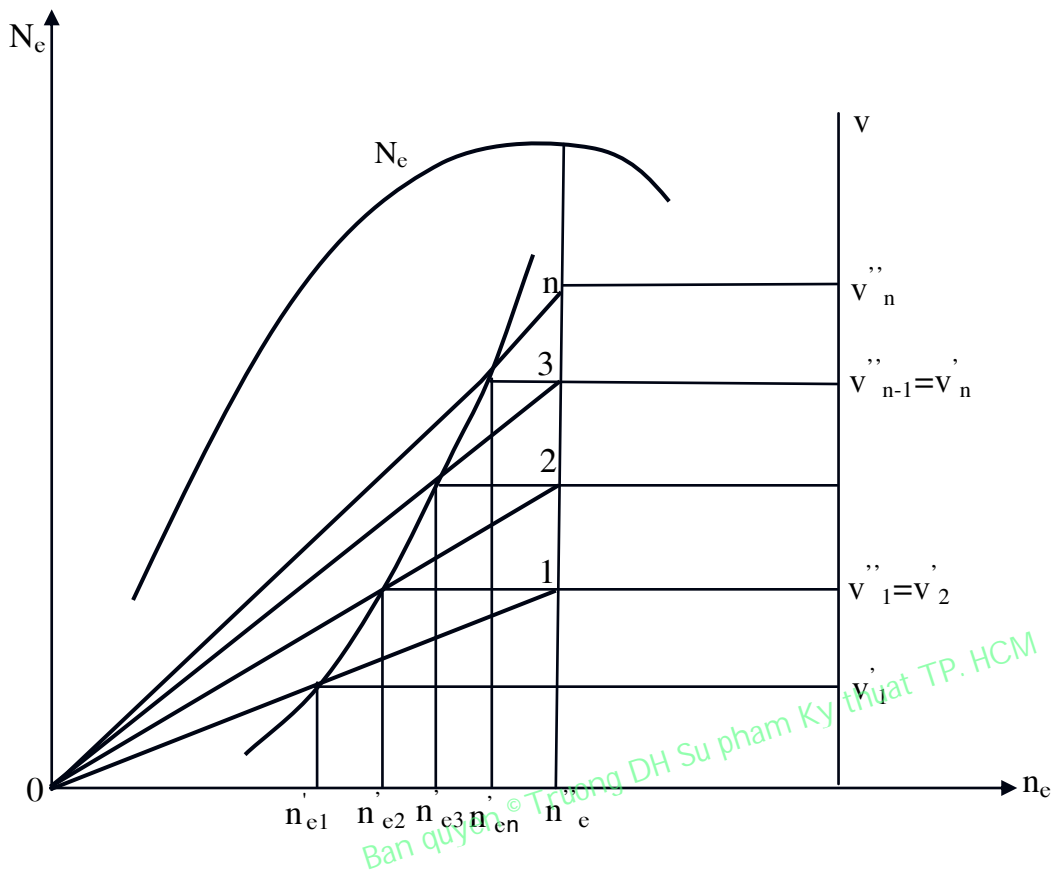
Qua các biểu thức trên ta có nhận xét :

- + Ôtô thông thường hay sử dụng ở số cao của hộp số, nhưng ở khu vực này thì số lượng số truyền ít so với số lượng số truyền có được ở số thấp, đây là một nhược điểm khi chọn hệ thống tỷ số truyền cho các số trung gian theo cấp số nhân.
- + Đối với hộp số có cấp thì số lượng số truyền bị hạn chế như đã trình bày khi chọn số lượng số truyền của hộp số, do đó sẽ hạn chế khả năng tăng vận tốc trung bình của ô tô và hệ số sử dụng tải trọng của động cơ.

*** Phân phối tỉ số truyền theo cấp số điều hoà:**

Nhằm mục đích khắc phục nhược điểm của hệ thống tỷ số truyền chọn theo cấp số nhân là ở khu vực số cao thì số lượng số truyền ít, người ta có thể chọn hệ thống tỷ số truyền sao cho khoảng tốc độ giữa các số truyền là như nhau (hình 5.11), nghĩa là :

$$v_2 - v_1 = v_3 - v_2 = \dots = v_n - v_{n-1} = \text{const}$$



Hình 5.11: Đồ thị sang số của ô tô khi tỉ số truyền bố trí theo cấp số điều hòa.

Tương ứng với vận tốc ở các số truyền khác nhau tại số vòng quay n''_e của động cơ (hình 5.11), ta có :

$$v''_1 = \frac{2\pi r_b n''_e}{60i_0 i_{h1} i_{pc}} ; v''_2 = \frac{2\pi r_b n''_e}{60i_0 i_{h2} i_{pc}}$$

.....

$$v''_{n-1} = \frac{2\pi r_b n''_e}{60i_0 i_{h(n-1)} i_{pc}} ; v''_n = \frac{2\pi r_b n''_e}{60i_0 i_{hn} i_{pc}}$$
(5.49)

Như vậy ta có:

$$\frac{1}{i_{h2}} - \frac{1}{i_{h1}} = \frac{1}{i_{h3}} - \frac{1}{i_{h2}} = \dots = \frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a$$
(5.50)

Với :

- a – Hằng số điều hoà.
- n – Số lượng số truyền của hộp số.

Từ công thức (5.50), ta xác định được tỷ số truyền của các số trung gian trong hộp số khi biết tỷ số truyền ở số 1 là i_{h1} và hằng số điều hòa là a .

$$\begin{aligned} \frac{1}{i_{h2}} - \frac{1}{i_{h1}} &= a \rightarrow i_{h2} = \frac{i_{h1}}{1 + a \cdot i_{h1}} \\ \frac{1}{i_{h3}} - \frac{1}{i_{h2}} &= a \rightarrow i_{h3} = \frac{i_{h1}}{1 + 2a \cdot i_{h1}} \\ &\dots = \dots \\ \frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} &= a \rightarrow i_{hn} = \frac{i_{h1}}{1 + (n-1) \cdot a \cdot i_{h1}} \end{aligned} \tag{5.51}$$

Nếu số truyền cuối cùng của hộp số là số truyền thẳng $i_{h,n} = 1$ thì ta có :

$$\frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a \rightarrow 1 - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a$$

Và
$$1 = \frac{i_{h1}}{1 + (n-1) \cdot a \cdot i_{h1}}$$

Vậy :
$$a = \frac{i_{h1} - 1}{(n-1) \cdot i_{h1}} \tag{5.52}$$

Hằng số điều hòa a phụ thuộc vào tỷ số truyền ở số 1 i_{h1} của hộp số và số lượng số truyền của chúng. Khi đã xác định được hằng số điều hòa a , ta xác định tỷ số truyền của các số trung gian trong hộp số bằng các kết hợp các biểu thức (5.51) và (5.52), ta có :

$$\begin{aligned} i_{h2} &= \frac{(n-1) \cdot i_{h1}}{(n-2) + i_{h1}} \\ i_{h3} &= \frac{(n-1) \cdot i_{h1}}{(n-3) + 2i_{h1}} \\ &\dots = \dots \\ i_{h(n-1)} &= \frac{(n-1) \cdot i_{h1}}{1 + (n-2) i_{h1}} \end{aligned} \tag{5.53}$$

Và tỷ số truyền ở số thứ k của hộp số :

$$i_{hk} = \frac{(n-1) \cdot i_{h1}}{(n-k) + (k-1) i_{h1}} \tag{5.54}$$

Đồ thị chuyển số của ô tô khi tỷ số truyền của hộp số phân bố theo cấp số điều hòa được biểu thị trên (hình 5.11). Khác với cấp số nhân, đối với cấp số điều hòa, khi chuyển từ số này sang số khác thì số vòng quay nhỏ của động cơ không phải là một trị số cố định, mà ở các số truyền càng cao thì số vòng quay nhỏ càng lớn :

$$n'_{en} > \dots > n'_{e2} > n'_{e1}$$

Do đó ở số truyền càng cao, động cơ làm việc càng gần trị số công suất lớn nhất và thời gian tăng tốc càng ngắn. Đó là ưu điểm chỉ có được ở cấp số điều hòa.

*** Xác định tỷ số truyền của số lùi :**

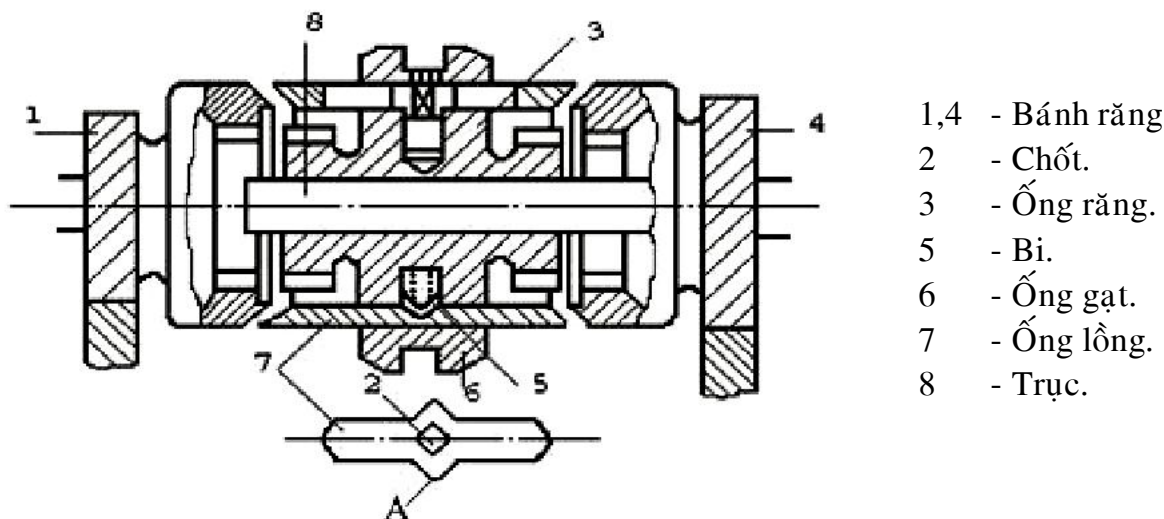
Khi xe chạy lùi, vận tốc của xe phải nhỏ để đảm bảo an toàn, nên người ta thường chọn tỉ số truyền của số lùi như sau:

$$i_1 = (1,2 \div 1,3)i_h \tag{5.55}$$

5.3.1.4. 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 5.12).



Hình 5.12: Cấu tạo của bộ đồng tốc.

5.3.1.4.1. 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.

5.3.1.4.2. 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:

$$\omega_3 = \frac{\omega_m}{i_c} \tag{5.56}$$

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:

$$\omega_4 = \frac{\omega_m}{i_t} \tag{5.57}$$

Với :

- 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 A 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:

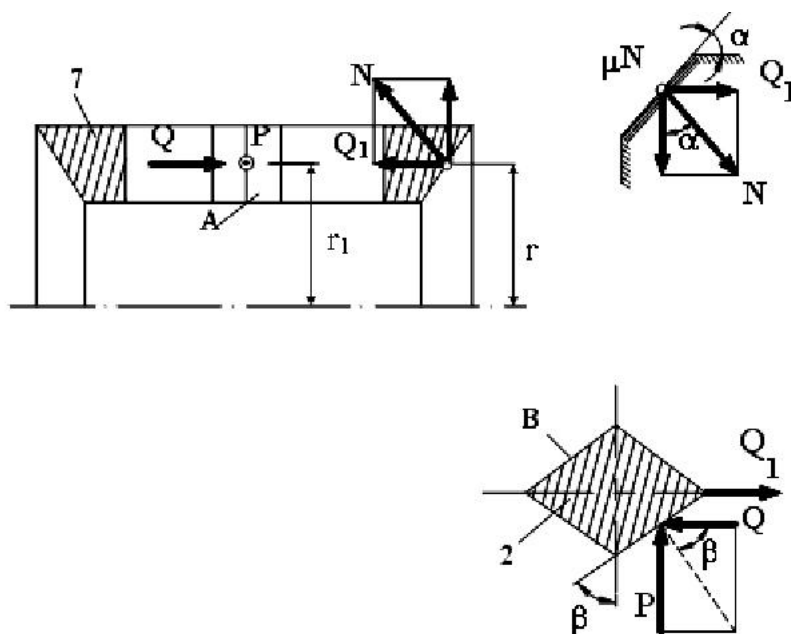
Dưới tác dụng của lực ép chiều trục Q_1 (lực tác dụng của người lái thông qua cơ cấu đòn bẩy chuyển đến) tình trạng chịu lực của 3 chi tiết như ở hình 5.13.

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:

$$N = \frac{Q_1}{\sin \alpha} \tag{5.58}$$

Ở đây :

- α – Góc nghiêng của mặt côn.
- N – Phản lực.



Hình 5.13: Sơ đồ chịu lực của các chi tiết 2,4,7.

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

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

Trong đó:

- μ – Hệ số ma sát
- r, r_1 – Bán kính điểm đặt lực.

Thay N bằng biểu thức (5.58), ta có:

$$P = \frac{\mu.Q_1.r}{r_1.\sin \alpha} \tag{5.59}$$

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

$$Q = \frac{P}{\text{tg}\beta} \tag{5.60}$$

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:

$$Q > Q_1 \rightarrow \frac{\mu.Q_1.r}{r_1.\sin \alpha.\text{tg}\beta} > Q_1$$

Tức là :

$$\text{tg}\beta < \frac{\mu.r}{r_1.\sin \alpha} \tag{5.61}$$

Biểu thức (5.61) 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.

5.3.1.4.3. 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 $\alpha = 7^\circ \div 12^\circ$; $Q_1 = (4 \div 9) \cdot (50 \div 100) N$; tỷ số truyền của cần số: $4 \div 9$; lực tác dụng lên cần số: $50 \div 100 N$.

5.3.2. Hộp số tự động :

5.3.2.1. Công dụng, yêu cầu, phân loại :

5.3.2.1.1. 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.

5.3.2.1.2. 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.

5.3.2.1.3. Phân loại :

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

- * Hộp số tự động có cấp.
- * Hộp số tự động vô cấp.

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.

5.3.2.2. Biến mômen thủy lực :

5.3.2.2.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc :

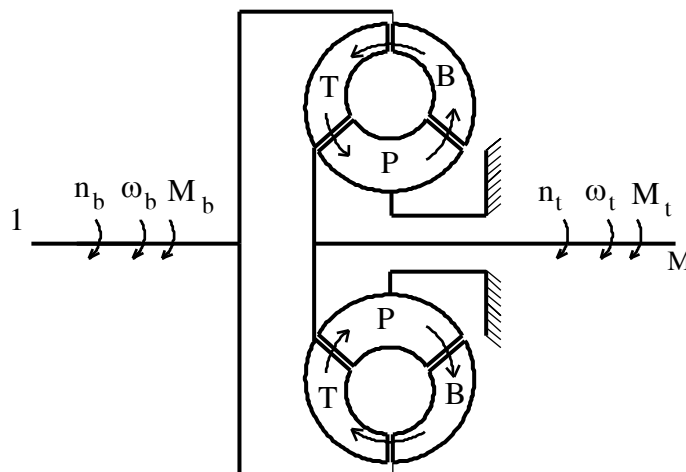
Biến mômen thủy lực có 3 bộ phận chính (hình 5.14):

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 5.14 là trường hợp đĩa P nối cứng với vỏ của biến mômen.



Hình 5.14: Các bộ phận chính của biến mômen thủy lực.

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 mô men 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:

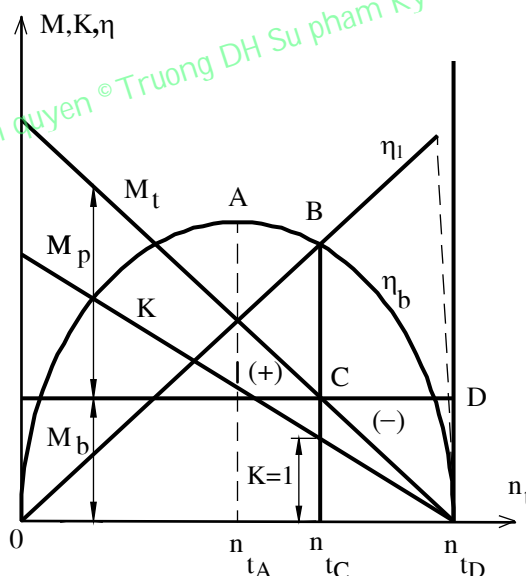
Ở chế độ làm việc ổn định: mômen xoắn M_t và mômen cản tác dụng lên trục đĩa T luôn bằng nhau về trị số. Khi mômen cản tăng lên lớn hơn M_t thì đĩa T quay chậm lại (mà công suất trên trục $N = M \cdot \omega$, do đó khi N không đổi thì ω giảm dẫn đến M tăng). Mômen xoắn của T sẽ tăng cho đến khi bằng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

5.3.2.2.2. Các 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 5.15).



Hình 5.15: Đường đặc tính ngoài của biến mômen thủy lực có đĩa phản xạ cố định (khi $\eta_b = \text{const}$).

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 $K = 1$.

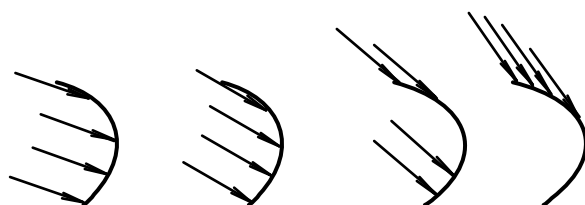
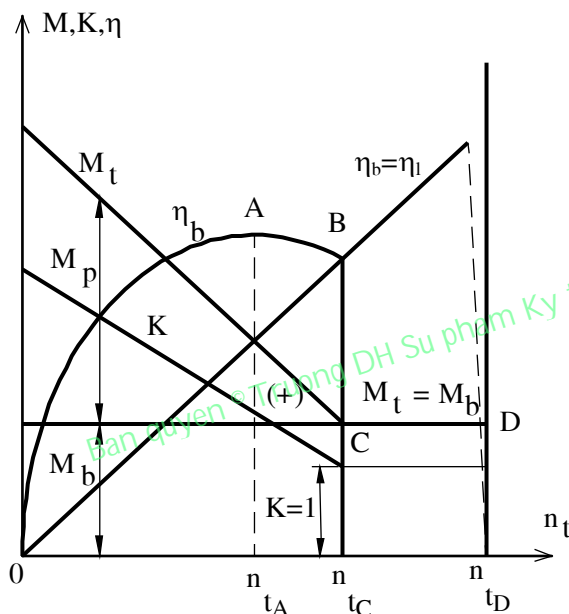
Ở bên phải điểm C (ứng với $n_t > n_{tC}$) đĩa phản xạ P trở thành bộ phận hãm. Nguyên nhân là từ số vòng quay $n_t > n_{tC}$ các phần tử chất lỏng bị đổi hướng và đập vào sau lưng các cánh của đĩa P, nên lúc này mômen M_p đổi chiều và có giá trị âm (xem hình 5.16), $M_p < 0$ nên $M_t = M_b - M_p$ và $K < 1$.

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 5.15, chúng ta thấy: khi đĩa P cố định thì từ số vòng quay $n_t > n_{tc}$ trở đi $M_t < M_b$.

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 5.16). Bên dưới hình 5.16 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.



Sự thay đổi hướng va đập của các phần tử chất lỏng lên cánh của đĩa P khi n_t thay đổi.

Hình 5.16: Đường đặc tính ngoài của biến mômen thủy lực có đĩa phản xạ đặt trên khớp quay 1 chiều (khi $\eta_b = \text{const}$).

5.3.2.3. Hộp số hành tinh :

Hộp số hành tinh được 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 ổn, 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.

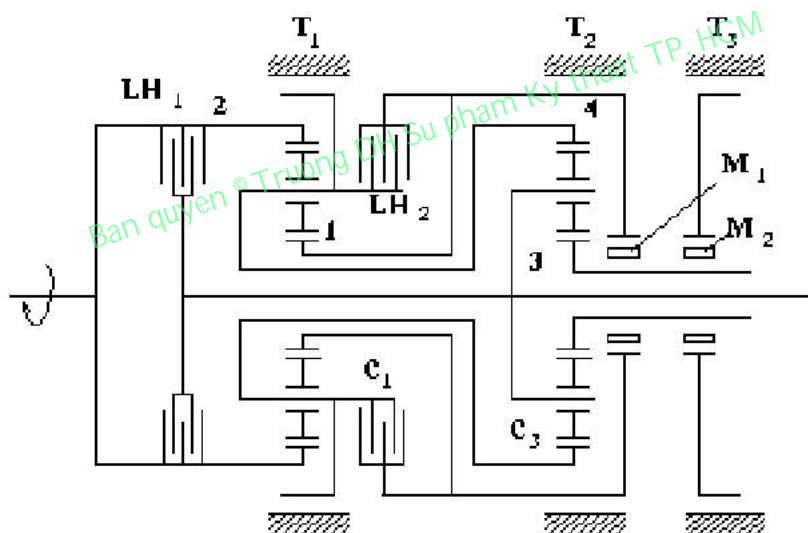
Có thể sang số mà không cần cắt công suất truyền từ động cơ xuống, do đó thời gian và hành trình gia tốc ngắn hơn.

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.

5.3.2.3.1. Các sơ đồ động học của hộp số hành tinh :



Hình 5.17: Sơ đồ hộp số hành tinh phức tạp (2 cấp).

Trên hình 5.17 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 dãy 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 dãy 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

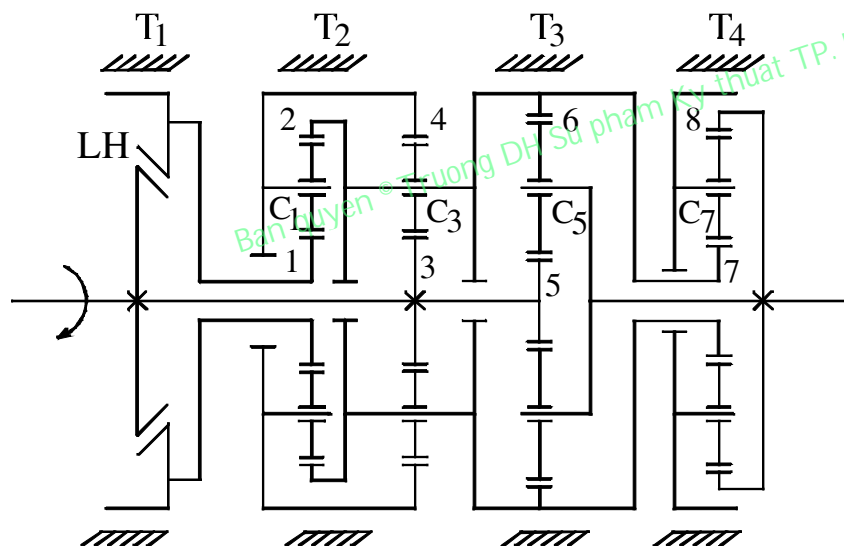
LH₂ nên các bánh răng dây trái bị gài cứng, chỉ có dây phải hoạt động, hiệu suất đạt tới 0,985.

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.

Trên hình 5.18 là hộp số hành tinh gồm bốn dây bánh răng hành tinh (mỗi dây bánh răng hành tinh là một bộ bánh răng hành tinh đơn giản). Ở vị trí số “0” hộp số có hai bậc tự do. Để gài số trong hộp số phải sử dụng bốn phanh dải và một ly hợp hình nón (cho số truyền thẳng). Mỗi phanh dải dùng để gài một số. Như vậy hộp số này có bốn số tiến và một số lùi.



Hình 5.18: Sơ đồ hộp số hành tinh phức tạp (4 cấp)

1; 3; 5; 7: các bánh răng trung tâm.

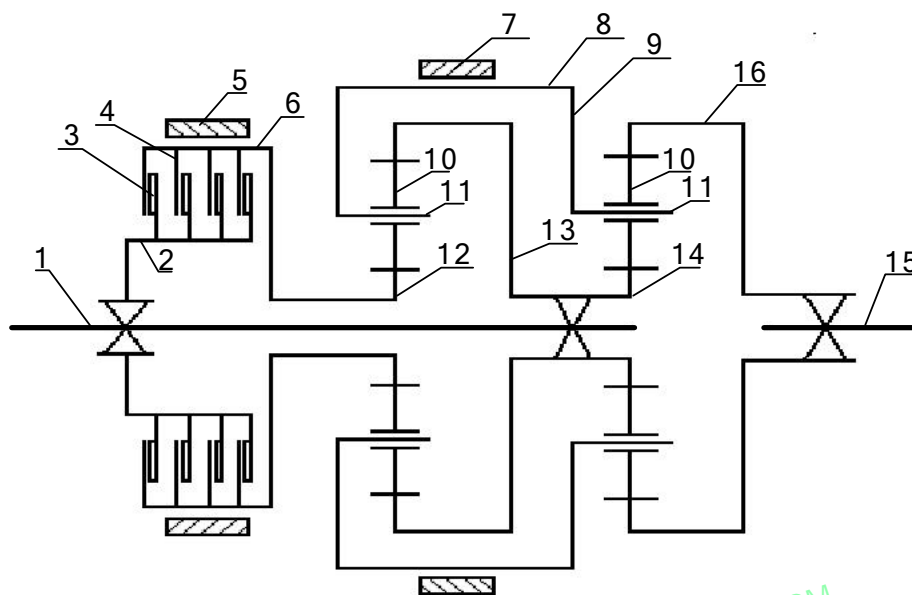
2; 4; 6; 8: các bánh răng bao (vòng răng).

C₁; C₃; C₅; C₇: các cần dẫn.

T₁; T₂; T₃; T₄: các phanh dải.

LH: ly hợp hình nón.

Ở hình 5.19 là cấu tạo những bộ phận chính của một hộp số hành tinh.



Hình 5.19: Các bộ phận chính của hộp số hành tinh.

- | | |
|----------------------------|------------------------------------|
| 1 - Trục sơ cấp hộp số. | 9 - Cần dẫn. |
| 2 - Tang trống chủ động. | 10 - Bánh răng hành tinh. |
| 3 - Đĩa chủ động bằng thép | 11 - Trục của bánh răng hành tinh. |
| 4 - Đĩa bị động. | 12 - Bánh răng trung tâm . |
| 5 - Phanh dải trước. | 13 - Vòng răng . |
| 6 - Tang trống bị động. | 14 - Bánh răng trung tâm . |
| 7 - Phanh dải sau. | 15 - Trục thứ cấp của hộp số. |
| 8 - Tang trống bị động. | 16 - Vòng răng . |

5.3.2.3.2. Tính toán động học và động lực học :

Trước hết chúng ta khảo sát động học và động lực học của bộ bánh răng hành tinh đơn giản ở trong hộp số hành tinh 1 cấp.

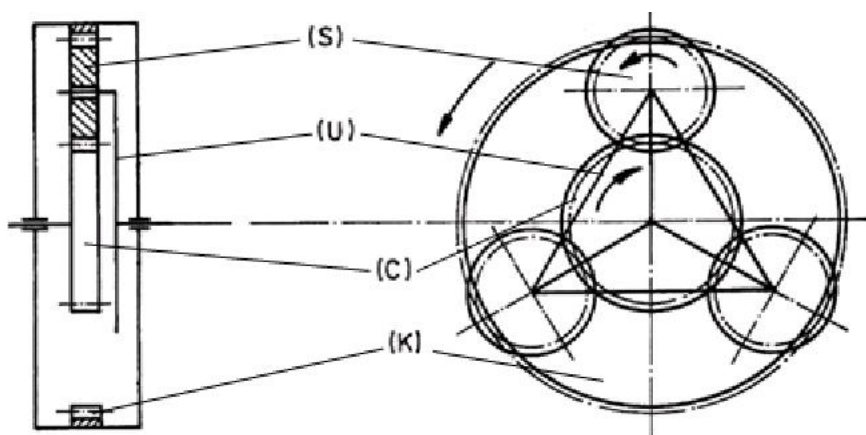
Bộ bánh răng hành tinh đơn giản gồm có các phần tử sau (hình 5.20):

Bánh răng trung tâm (C): có số vòng quay là n_C , vận tốc góc là ω_C .

Bánh răng bao (vòng răng) (K): có số vòng quay là n_K , vận tốc góc là ω_K .

Các bánh răng hành tinh (S): có số vòng quay là n_S , vận tốc góc là ω_S .

Cần dẫn (U): có số vòng quay là n_U , vận tốc góc là ω_U .



Hình 5.20: Sơ đồ bộ bánh răng hành tinh đơn giản.

Chúng ta sẽ xác định các quan hệ động học và động lực học cho bộ bánh răng hành tinh đơn giản theo hình 5.21.

Từ điều kiện cân bằng ở bánh răng hành tinh (S) ta có:

$$F_s = \frac{M_C}{r_C} = \frac{M_K}{r_K} \Rightarrow M_C = \frac{r_C}{r_K} \cdot M_K \quad (5.62)$$

Tổng mômen trên cả 3 phần tử có trục đi ra ngoài (đó là C, U, và K) phải bằng không (với giả thiết hiệu suất $\eta = 1$)

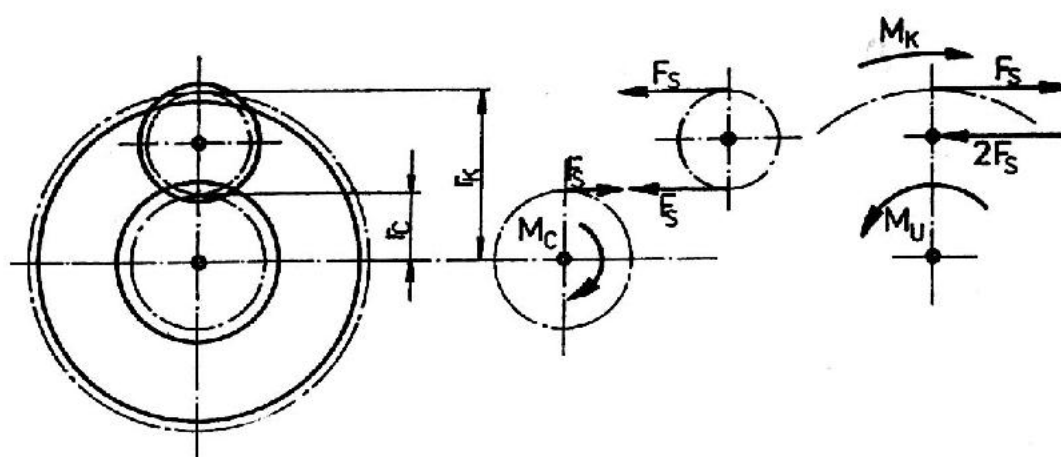
$$M_C + M_K - M_U = 0 \quad (5.63)$$

Ở đây:

M_C – Mômen ở bánh răng trung tâm.

M_K – Mômen ở bánh răng bao.

M_U – Mômen ở cần dẫn.



Hình 5.21: Quan hệ của các lực và mômen trong bộ bánh răng hành tinh đơn giản.

Thay giá trị M_C từ (5.20) vào (5.21) ta có:

$$\begin{aligned} M_U = M_C + M_K &= \left(1 + \frac{M_K}{M_C}\right) \cdot M_C = \left(1 + \frac{M_C}{M_K}\right) \cdot M_K \\ &= \left(1 + \frac{r_K}{r_C}\right) \cdot M_C = \left(1 + \frac{r_C}{r_K}\right) \cdot M_K \end{aligned} \quad (5.64)$$

Với giả thiết $\eta = 1$ thì công suất ở đầu vào P_V bằng công suất ở đầu ra P_R :

$$P_V = P_R$$

Tức là: $M_V \omega_V = M_R \cdot \omega_R$

Hoặc: $M_V \cdot n_V = M_R \cdot n_R$

Ở đây:

ω_V – Vận tốc góc ở đầu vào.

ω_R – Vận tốc góc ở đầu ra.

M_V – Mômen ở đầu vào.

M_R – Mômen ở đầu ra.

n_V – Số vòng quay ở đầu vào.

n_R – Số vòng quay ở đầu ra.

Từ đó chúng ta xác định được tỷ số truyền:

$$i = \frac{\omega_V}{\omega_R} = \frac{M_R}{M_V} = \frac{n_V}{n_R} \quad (5.65)$$

Nhờ các phương trình trên chúng ta có thể xác định được tất cả các tỷ số truyền có thể xảy ra.

Khi hãm bánh răng bao ($n_K = 0$), đầu vào được chọn là trục của bánh răng trung tâm và đầu ra là trục của cần dẫn, ta có:

$$n_V = n_C ; \quad M_V = M_C$$

$$n_R = n_U ; \quad M_R = M_U$$

Tỷ số truyền theo (5.65) sẽ là:

$$i = \frac{n_C}{n_U} = \frac{M_U}{M_C}$$

Và bởi vì theo (5.64) quan hệ mômen là $\frac{M_U}{M_C} = 1 + \frac{r_K}{r_C}$ nên chúng ta nhận được:

$$i = 1 + \frac{r_K}{r_C}$$

Khi hãm bánh răng trung tâm ($n_C = 0$), đầu vào là trục của cần dẫn, đầu ra là trục của bánh răng bao, ta có:

$$n_V = n_U ; \quad M_V = M_U$$

$$n_R = n_K ; \quad M_R = M_K$$

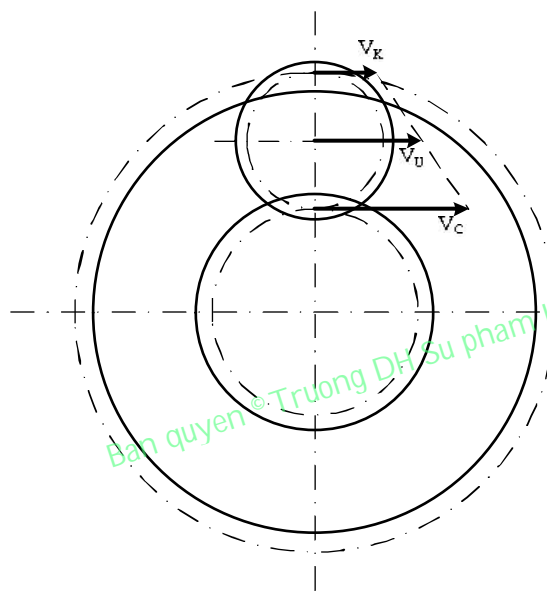
Tỷ số truyền trong trường hợp này sẽ là:

$$i = \frac{n_U}{n_K} = \frac{M_K}{M_U}$$

Từ phương trình (5.64) suy ra:

$$i = \frac{M_K}{M_U} = \frac{1}{1 + \frac{r_C}{r_K}}$$

Quan hệ giữa các vận tốc tiếp tuyến (vận tốc dài) của các phần tử ở trong bộ bánh răng hành tinh đơn giản được thể hiện trên hình (5.22).



Hình 5.22: Các vận tốc tiếp tuyến của các phần tử.

Theo các công thức ở cơ học, ta có:

$$v_C = r_C \cdot \omega_C ; v_K = r_K \cdot \omega_K$$

$$\rightarrow v_U = \frac{1}{2} (v_C + v_K) = \frac{1}{2} (r_K \cdot \omega_K + r_C \cdot \omega_C)$$

Trong đó:

- v_C – Vận tốc tiếp tuyến của bánh răng trung tâm ở tại vòng tròn cơ sở.
- v_K – Vận tốc tiếp tuyến của bánh răng bao ở tại vòng tròn cơ sở.
- v_U – Vận tốc tiếp tuyến của cần dẫn ở tại tâm của bánh răng hành tinh.

Bộ bánh răng hành tinh đơn giản có thể tạo ra nhiều tỉ số truyền khác nhau. Trong bảng (5.3) đã liệt kê tất cả các trường hợp có thể gặp. Tuy nhiên trong số đó chỉ có vài trường hợp là có thể ứng dụng vào thực tế cho hộp số hành tinh và hộp số tự động có cấp.

Từ bảng 5.3 cho ta thấy một bộ bánh răng hành tinh đơn giản có thể cho ra 7 tỉ số truyền khác nhau.

Bảng 5.3: Các tỉ số truyền của bộ bánh răng hành tinh đơn giản.

Sơ đồ	Cách bố trí			Tỷ số truyền		
	Đầu vào	Đầu ra	Cố định	$i = \frac{n_V}{n_R} = \frac{M_R}{M_V}$	Khoảng giới hạn của tỷ số truyền	Ứng dụng
	C	U	K	$\frac{n_C}{n_U} = \frac{M_U}{M_C} = 1 + \frac{r_K}{r_C}$	$2,5 < i < 5$	Số truyền giảm
	U	C	K	$\frac{n_U}{n_C} = \frac{M_C}{M_U} = \frac{1}{1 + \frac{r_K}{r_C}}$	$0,2 < i < 0,4$	Số truyền tăng
	C	K	U	$\frac{n_C}{n_K} = \frac{M_K}{M_C} = -\frac{r_K}{r_C}$	$-4 < i < -1,5$	Số lùi
	K	C	U	$\frac{n_K}{n_C} = \frac{M_C}{M_K} = -\frac{r_C}{r_K}$	$-0,7 < i < -0,2$	Số lùi
	U	K	C	$\frac{n_U}{n_K} = \frac{M_K}{M_U} = \frac{1}{1 + \frac{r_C}{r_K}}$	$0,6 < i < 0,8$	Số truyền tăng
	K	U	C	$\frac{n_K}{n_U} = \frac{M_U}{M_K} = 1 + \frac{r_C}{r_K}$	$1 < i < 2$	Số truyền giảm
	2 phần tử nối với nhau			1	1	Số truyền thẳng

Sau đây chúng ta sẽ xét đến hộp số hành tinh phức tạp (hộp số hành tinh nhiều cấp).

Hộp số hành tinh nhiều cấp được kết nối từ các bộ bánh răng hành tinh đơn giản lại với nhau. Thông thường số bộ bánh răng hành tinh đơn giản kết hợp với nhau là 2 hoặc 3, đặc biệt có trường hợp là 4 bộ.

Xét trường hợp kết nối hai bộ bánh răng hành tinh đơn giản (hình 5.23). Lúc này chúng ta có thể nhận được $7 \times 7 = 49$ tỉ số truyền khác nhau. Đáng tiếc là trong số đó chỉ có vài tỉ số truyền là có thể ứng dụng trong thực tế.

Tỷ số truyền toàn bộ được tính :

$$i = i_1 \cdot i_2$$

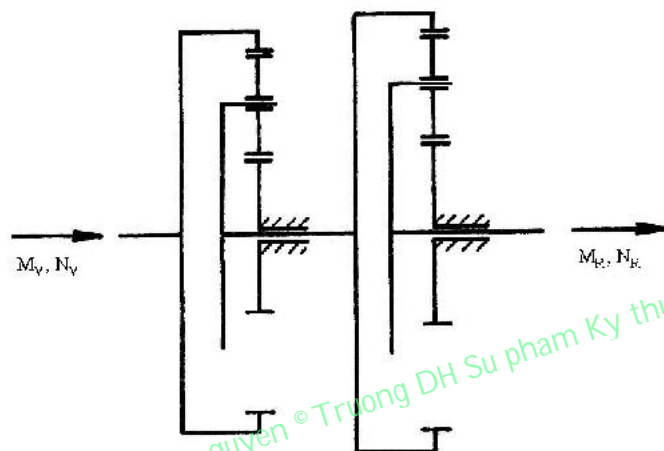
Trong đó:

i_1 – Tỷ số truyền của bộ bánh răng hành tinh đơn giản thứ nhất.

i_2 – Tỷ số truyền của bộ bánh răng hành tinh đơn giản thứ 2.

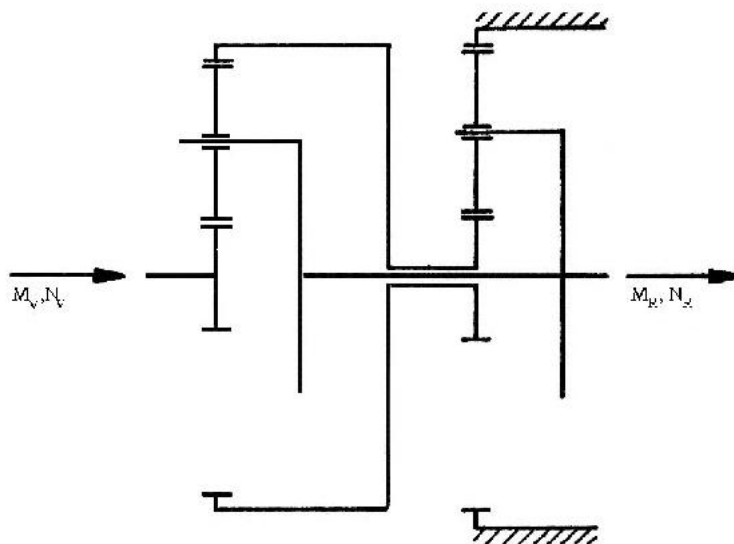
Theo trường hợp ở hình 5.24 và kết hợp với các tỉ số truyền đã tính được ở bảng 5.3 thì tỉ số truyền toàn bộ sẽ là:

$$i = \left(1 + \frac{r_{C1}}{r_{K1}}\right) \cdot \left(1 + \frac{r_{C2}}{r_{K2}}\right)$$



Hình 5.23: Sơ đồ kết nối 2 bộ bánh răng hành tinh đơn giản thông qua một trục.

Khả năng liên kết thứ hai là sự kết nối giữa hai phần tử của bộ bánh răng hành tinh thứ nhất với hai phần tử của bộ bánh răng hành tinh thứ hai (kết nối thông qua hai trục). Một ví dụ cho trường hợp này là sơ đồ ở trên hình 5.24.

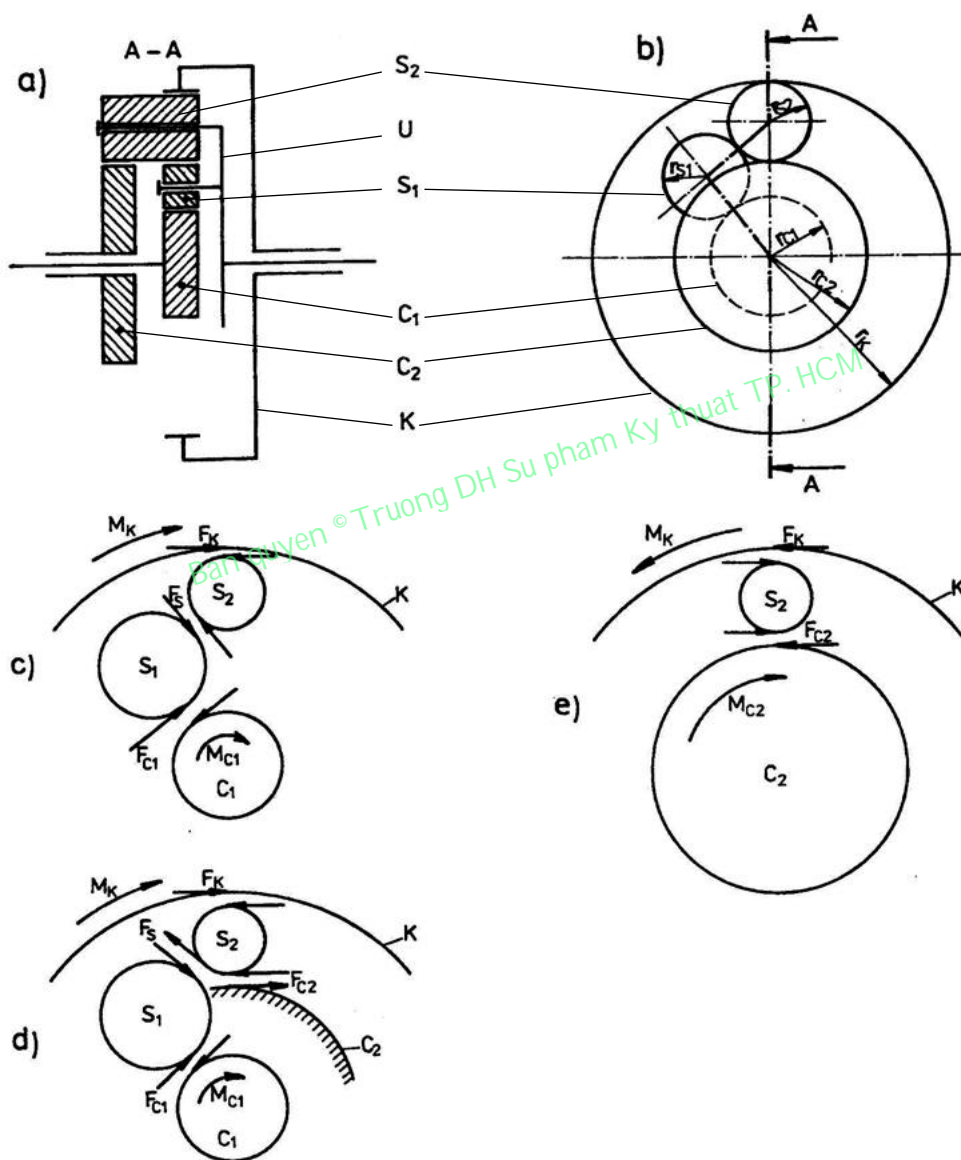


Hình 5.24: Sơ đồ kết nối hai bộ bánh răng hành tinh đơn giản thông qua hai trục.

Hiện nay ở các hộp số tự động có 3 số tiến và 1 số lùi thường sử dụng bên trong nó là hộp số hành tinh Ravingeaux hoặc Simpson. Sau đây chúng ta sẽ khảo sát cả hai loại hộp số này.

Trên hình 5.25a,b là sơ đồ hộp số Ravingeaux. Nó gồm có 2 bánh răng trung tâm C_1 , C_2 , hai nhóm bánh răng hành tinh S_1 , S_2 , một cần dẫn U và một bánh răng bao K.

Ở bảng 5.4 liệt kê tất cả các tỉ số truyền được ứng dụng và đầu vào, đầu ra của hộp số ở các trường hợp cụ thể.



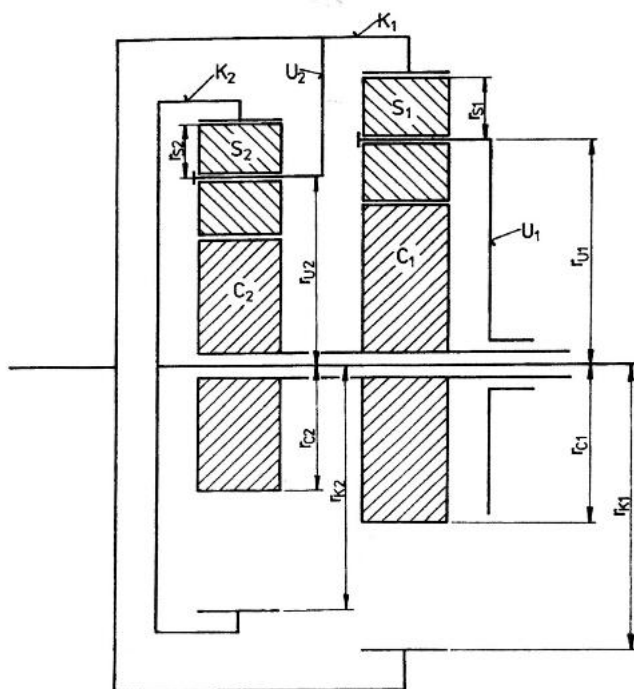
Hình 5.25: Hộp số hành tinh Ravingeaux.

- a - Sơ đồ của hộp số.
- b - Sơ đồ của hộp số.
- c - Các lực và mômen tác dụng ở tay số 1.
- d - Các lực và mômen tác dụng ở tay số 2.
- e - Các lực và mômen tác dụng ở tay số lùi.

Bảng 5.4: Các tỷ số truyền của hộp số Ravingeaux

Đầu vào	Đầu ra	Phần tử cố định	Phần tử không chịu tải	Tỷ số truyền i	Giới hạn của tỷ số truyền	Tỷ số
C_1	K	U	C_2	$\frac{r_K}{r_{C1}}$	$1 < i_1 < \infty$	1.
C_1	K	C_2	-	$\frac{r_K + r_K}{r_{C1} - r_{C2}}$ $1 + \frac{r_K}{r_{C2}}$	$1 < i_2 < 2$	2.
$C_1 + C_2$	K	C_1 và C_2 nối nhau	-	1	1	3. (Truyền thẳng)
C_2	K	U	C_1, S_1	$-\frac{r_K}{r_{C2}}$	$-\infty < i_3 < -1$	Lùi

Hộp số hành tinh tiếp theo được sử dụng khá thường xuyên là hộp số Simpson (hình 5.26). Hộp số này có 2 bộ bánh răng hành tinh đơn giản. Hai bánh răng trung tâm C_1 và C_2 được nối với nhau bởi một trục. Hai nhóm bánh răng hành tinh S_1, S_2 có kích thước khác nhau. Hai bánh răng bao K_1, K_2 cũng có kích thước khác nhau. Cần dẫn U_2 được nối với bánh răng bao K_1 .



Hình 5.26: Sơ đồ hộp số hành tinh Simpson.

Tất cả các số liệu quan trọng và các tỷ số truyền của hộp số hành tinh Simpson được liệt kê ở bảng 5.5.

Bảng 5.5: Các tỷ số truyền của hộp số Simpson.

Đầu vào	Đầu ra	Phần tử cố định	Phần tử không chịu tải	Tỷ số truyền i	Giới hạn của tỷ số truyền	Tay số
K_2	K_1	U_1	-	$1 + \frac{r_{C2}}{r_{K2}} + \frac{r_{C2} \cdot r_{K1}}{r_{C1} \cdot r_{K2}}$	$1 < i_1 < \infty$	1.
K_2	K_1	C_1 và C_2	S_1, U_1	$1 + \frac{r_{C2}}{r_{K2}}$	$1 < i_2 < 2$	2.
K_2	K_1	K_1 và K_2 nối nhau	S_1, S_2, C_1, C_2, U_1	1	1	3. (Truyền thẳng)
C_1	K_1	U_1	C_2, S_2, K_2	$-\frac{r_{K1}}{r_{C1}}$	$-\infty < i_2 < -1$	Lùi

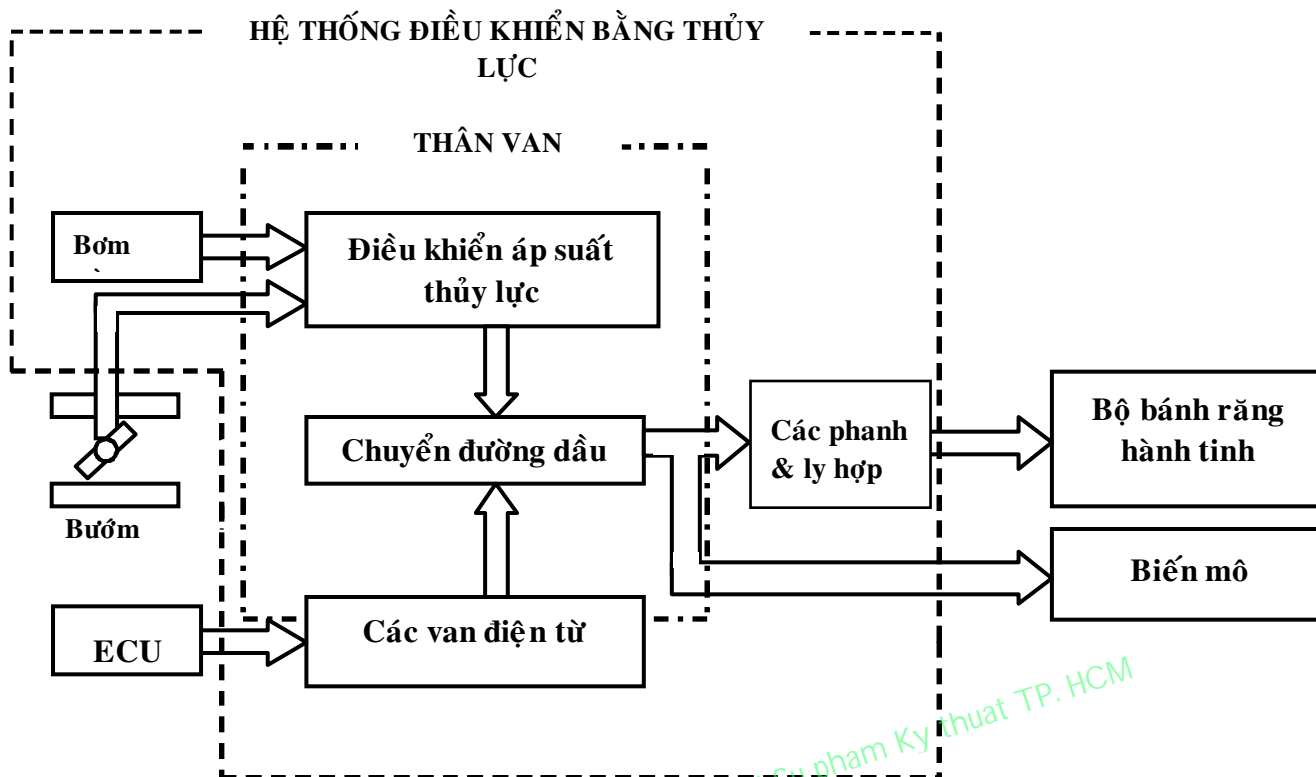
5.3.2.4. Hệ thống điều khiển hộp số tự động :

5.3.2.4.1. Hệ thống điều khiển bằng thủy lực :

Hộp số điều khiển bằng thủy lực hoàn toàn hoạt động bởi sự biến đổi một cách cơ khí tốc độ của xe thành áp suất ly tâm và độ mở bướm ga thành áp suất bướm ga rồi dùng các áp suất thủy lực này để điều khiển hoạt động của các ly hợp và các phanh trong cụm bánh răng hành tinh, do đó điều khiển thời điểm lên hoặc về số. Nó được gọi là “Phương pháp điều khiển bằng thủy lực”.

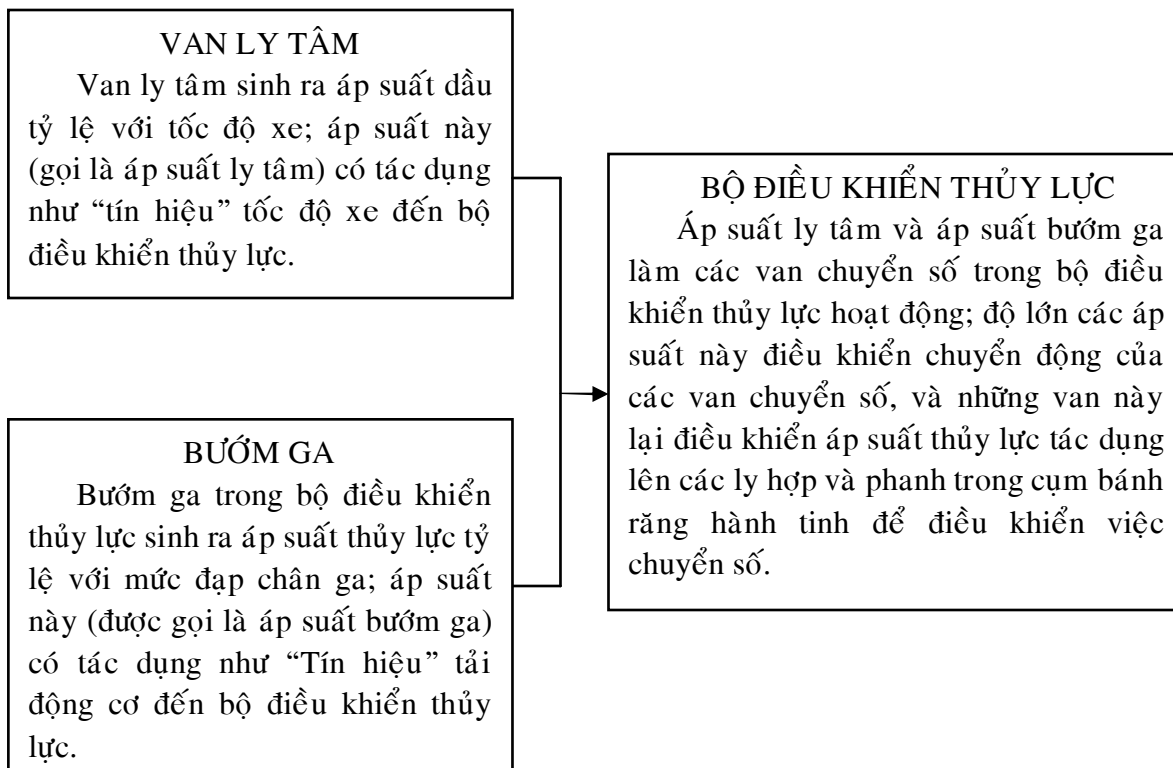
Hệ thống điều khiển bằng thủy lực bao gồm: Bơm dầu, thân van, các van điện từ, cũng như các đường dầu để nối tất cả những chi tiết này. Dựa trên áp suất dầu được sinh ra bởi bơm, hệ thống điều khiển thủy lực điều chỉnh áp suất dầu tác dụng lên biến mô, các ly hợp, các phanh phù hợp với điều kiện chuyển động của xe.

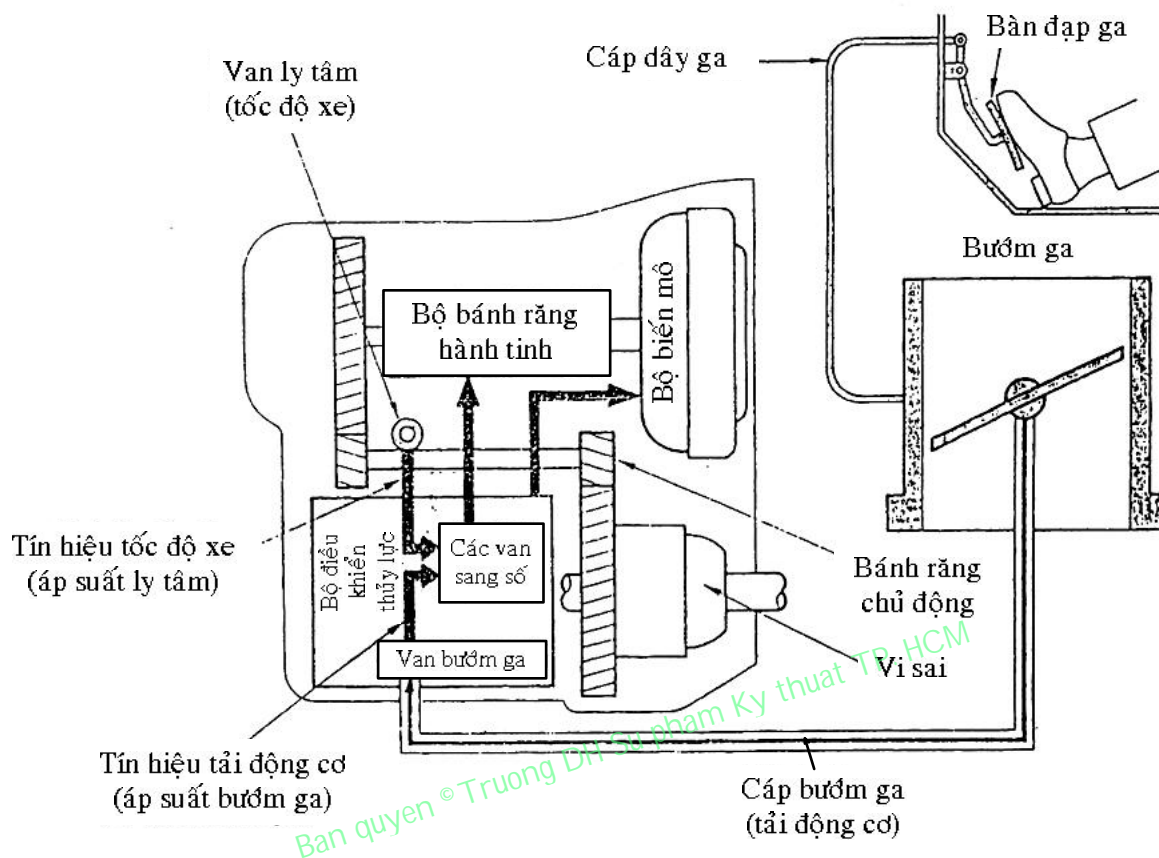
Có 3 van điện từ trong thân van. Những van điện từ này mở và đóng bởi tín hiệu từ ECU để điều khiển các van giải số. Nó đóng mở đường dầu đến biến mô, các ly hợp và các phanh để điều khiển biến mô và các cụm bánh răng hành tinh (lưu ý: trừ van điện, hệ thống điều khiển thủy lực của ECT về cơ bản giống như của hộp số tự động điều khiển thủy lực hoàn toàn).



Hình 5.27: Sơ đồ nguyên lý điều khiển bằng thủy lực.

Việc chuyển số ở hộp số tự động điều khiển bằng thủy lực hoàn toàn được thực hiện bởi bộ điều khiển thủy lực theo cách sau:





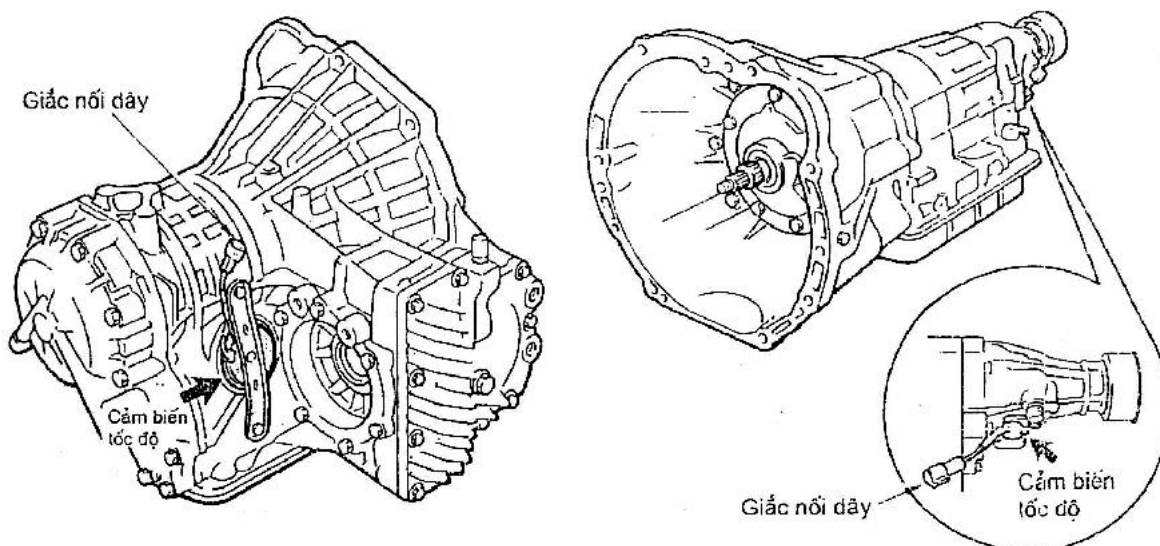
Hình 5.28: Sơ đồ khối hộp số tự động điều khiển bằng thủy lực.

5.3.2.4.2. **Hệ thống điều khiển bằng điện tử ECT (Electronically Controlled Transmission) :**

ECT là hộp số tự động sử dụng các công nghệ điều khiển điện tử hiện đại để điều khiển hộp số. Bản thân hộp số tự động (trừ thân van) thực tế giống như hộp số điều khiển thủy lực hoàn toàn, nhưng nó còn bao gồm các chi tiết điện tử, các cảm biến, một ECU (bộ điều khiển điện tử) và vài cơ cấu chấp hành.

Vỏ hộp số ECT có hình dáng cơ bản giống với vỏ hộp số điều khiển thủy lực hoàn toàn nên nó chỉ có thể phân biệt bởi sự có mặt của một cảm biến tốc độ. (Hộp số tự động điều khiển thủy lực hoàn toàn có một van điều chỉnh ly tâm nhưng ở ECT người ta thay van bằng một cảm biến tốc độ) (hình 5.29).

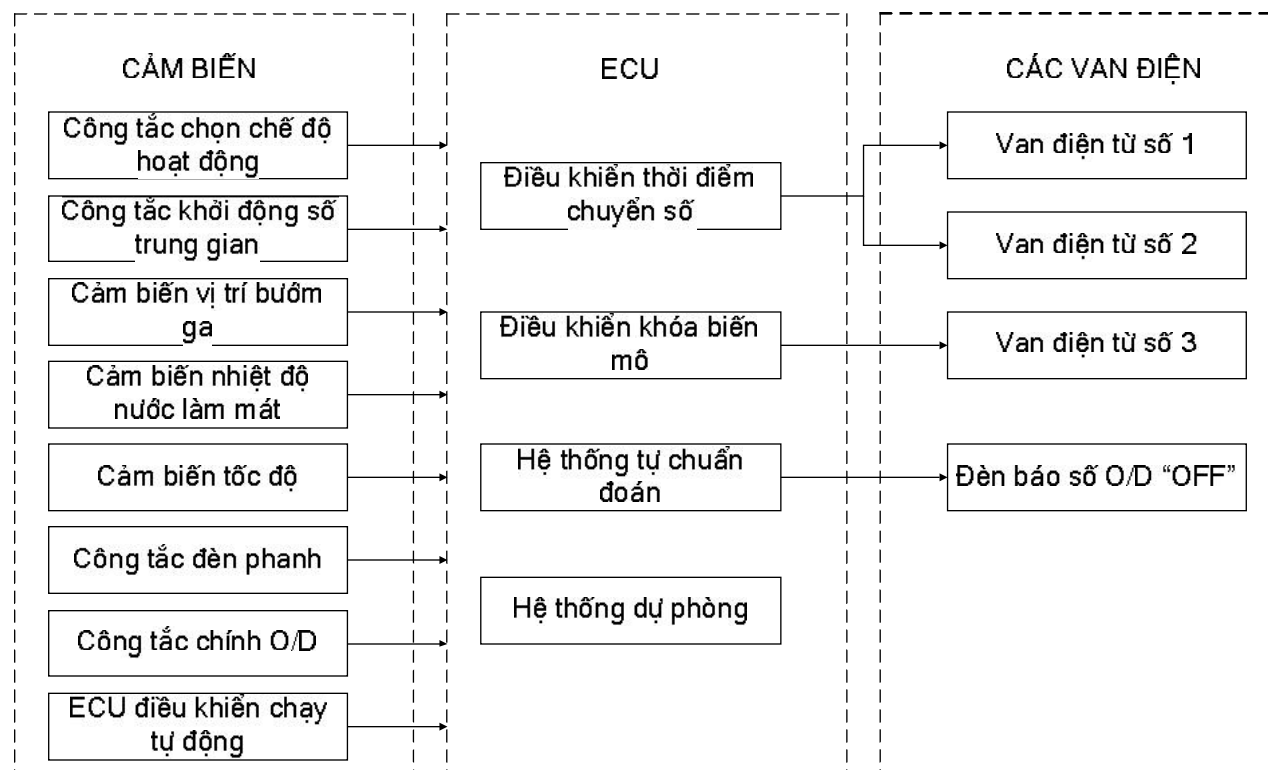
Ở hộp số ECT các cảm biến phát hiện tốc độ xe và độ mở bướm ga, biến chúng thành tín hiệu điện tử gửi về bộ điều khiển điện tử (sau này được viết tắt là ECU). ECU sau đó điều khiển các hoạt động của các ly hợp, phanh trên cơ sở những tín hiệu này. Vì vậy điều khiển thời điểm chuyển số để lên hoặc về số.



Hình 5.29: Hộp số ECT.

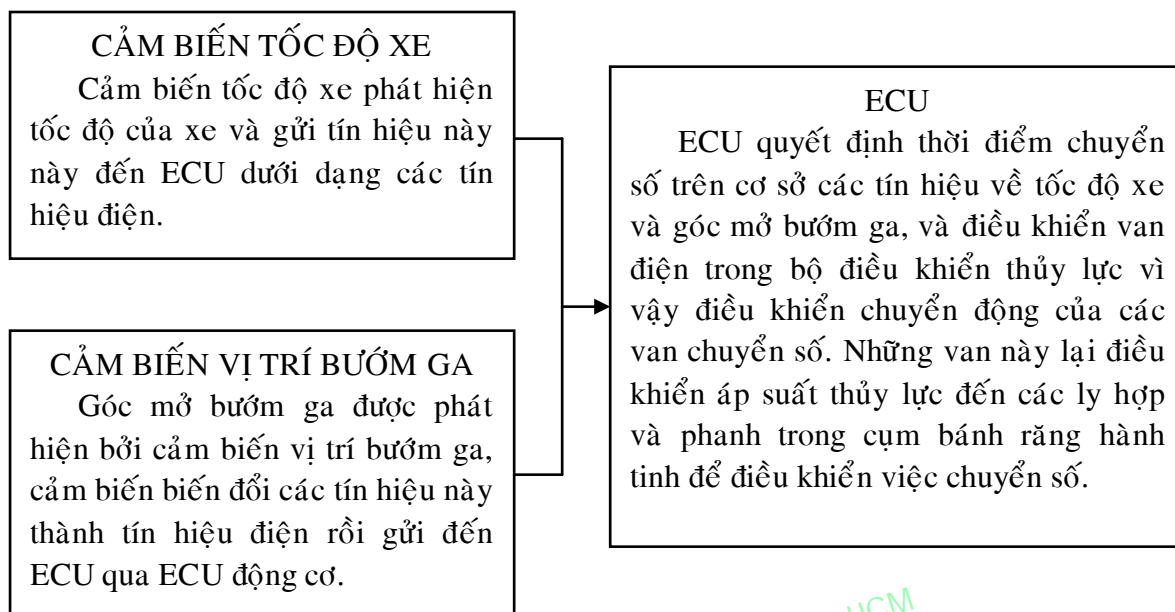
Nếu không có ECU để điều khiển việc chuyển số trên cơ sở các tín hiệu điện về tốc độ xe và độ mở bướm ga thì ECT về cơ bản giống như hộp số tự động điều khiển thủy lực hoàn toàn.

Hệ thống điều khiển bằng điện tử của ECT điều khiển thời điểm chuyển số và khóa biến mô trong ECT, bao gồm ba kiểu chi tiết: Các cảm biến khác nhau, một ECU và các loại van điện tử. Sơ đồ sau chỉ ra mối liên hệ giữa các chi tiết này (hình 5.30):

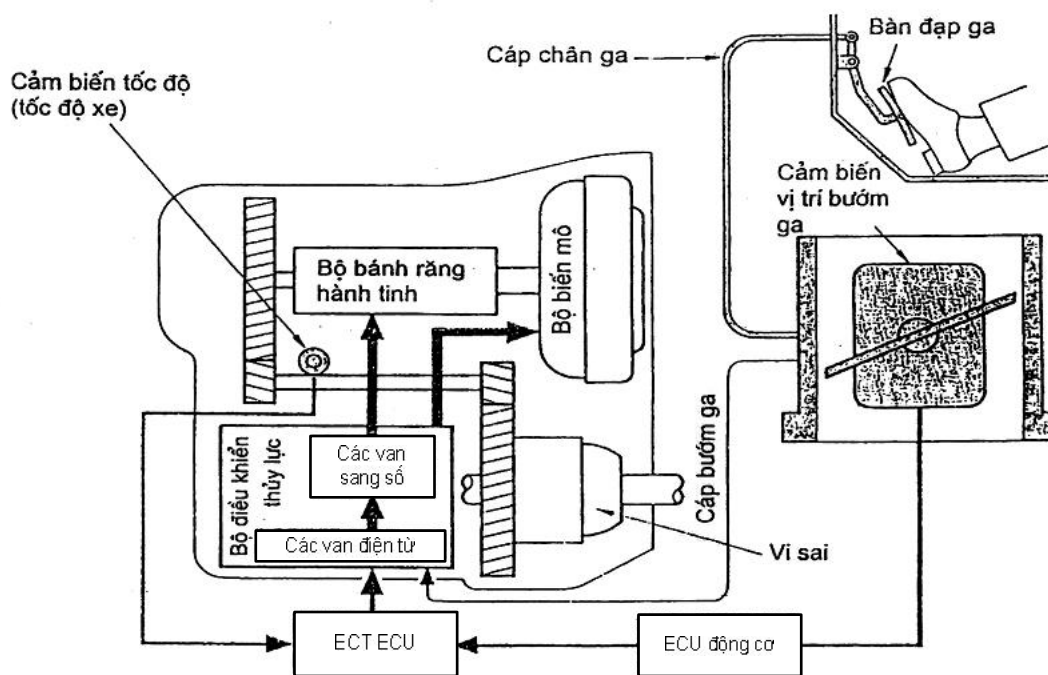


Hình 5.30: Sơ đồ nguyên lý điều khiển bằng điện tử.

Hộp số ECT điều khiển việc chuyển số theo phương pháp sau (hình 5.31):



Ban quyền © Truong DH Su pham Ky thuat TP. HCM



Hình 5.31: Sơ đồ khối hộp số tự động điều khiển bằng điện tử.

5.3.3. Hộp phân phối :

5.3.3.1. Nguyên tắc phân phối công suất cho các cầu chủ động :

Hiện nay trên ô tô công suất phân phối cho các cầu chủ động được thực hiện nhờ hộp phân phối. Nguyên tắc phân phối công suất được thể hiện qua hai phương pháp sau:

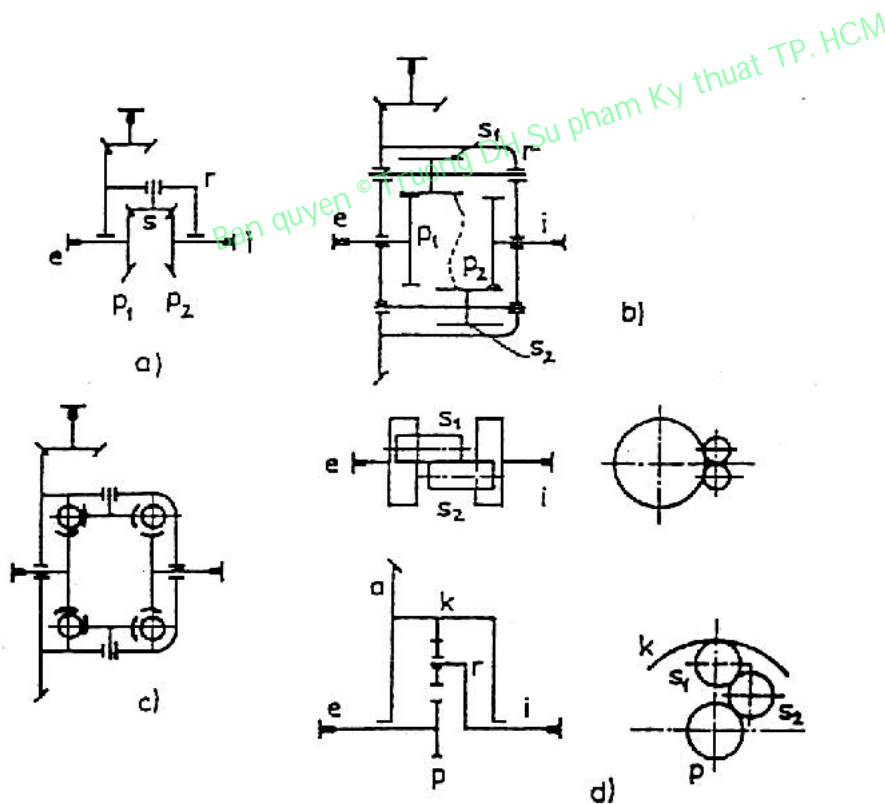
- + Phân phối công suất cho các cầu chủ động có dùng vi sai.
- + Phân phối công suất cho các cầu chủ động không dùng vi sai.

Sau đây chúng ta sẽ lần lượt khảo sát cả hai phương pháp vừa nêu.

5.3.3.1.1. Phân phối công suất cho các cầu chủ động có dùng vi sai :

Vi sai đặt ở hộp phân phối nhằm phân phối công suất và mômen xoắn cho các trục theo một tỉ lệ xác định. Vi sai là một cơ cấu có ít nhất 2 bậc tự do. Trên xe thường sử dụng các loại vi sai sau (hình 5.32).

Ở hộp phân phối thường bố trí vi sai không đối xứng để phân phối mômen cho các cầu theo điều kiện bám.



Hình 5.32 : Sơ đồ động học các loại vi sai.

- a - Vi sai bánh răng nón.
- b - Vi sai bánh răng trụ.
- c - Vi sai trục vít.
- d - Vi sai hành tinh.

Chúng ta kí hiệu hai trục ra là e và i với qui ước: trục e là trục quay nhanh hơn, tức là trục dẫn đến cầu trượt quay nhiều hơn hoặc chuyển động nhanh hơn khi quay vòng. Trục i là trục quay chậm hơn hay cầu trượt quay ít hơn.

Trong trường hợp bỏ qua tổn hao năng lượng do ma sát trong vi sai, ta có:

$$M_c / M_i = -i_{ie}^r$$

$$M_c / M_r = -i_{re}^i = -1/(1 - i_{ei}^r)$$

$$M_i / M_r = -i_{ri}^e = -1/(1 - i_{ie}^r)$$

Nếu vi sai là đối xứng thì:

$$i_{ie}^r = i_{ei}^r = i^r = -1$$

Và lúc đó thì:

$$M_c / M_i = 1$$

$$M_c / M_r = M_i / M_r = -1/2$$

Ở đây:

M_r – Mômen truyền đến vỏ vi sai.

M_c – Mômen truyền đến trục e.

M_i – Mômen truyền đến trục i.

$i_{ie}^r ; i_{ei}^r$ – Tỷ số truyền từ trục i đến trục e và ngược lại khi phần tử r (vỏ vi sai) được giữ cố định.

$\eta_{ie}^r ; \eta_{ei}^r$ – Hiệu suất truyền động từ trục i đến trục e và ngược lại.

Nếu vi sai là vi sai đối xứng thì:

$$i_{ie}^r = i_{ei}^r = i^r = -1$$

$$\eta_{ie}^r = \eta_{ei}^r = \eta^r$$

η^r – Hiệu suất riêng của vi sai.

Như vậy khi bỏ qua tổn hao năng lượng trong vi sai (vi sai không ma sát) thì mômen xoắn phân bố cho 2 trục luôn bằng nhau.

$$M_c = M_i = 0,5 M_r$$

Qui ước về dấu của mômen và vận tốc góc của các phần tử trong vi sai được chỉ rõ ở bảng 5.6.

Bảng 5.6: Qui ước dấu của mômen và vận tốc góc của các phần tử

	Cầu chủ động	Cầu đang phanh	Dấu của ω
Dấu của M_r	+	-	$\omega_r > 0$
Dấu của M_i	-	+	$\omega_i > 0$
Dấu của M_c	-	+	$\omega_e > 0$

Tiếp theo là trường hợp có tính đến tổn hao do ma sát. Chúng ta sẽ khảo sát trường hợp dòng công suất đi từ động cơ đến hộp phân phối và từ đó được phân bố đến các cầu chủ động, sau cùng đến các bánh xe.

Xét truyền động từ phần tử r (vỏ vi sai) đến các trục e và i. Theo qui ước ban đầu: trục quay nhanh là e, trục quay chậm là i nên:

$$\omega_e > \omega_r > \omega_i$$

Trong đó:

ω_e – Vận tốc góc của trục e.

ω_i – Vận tốc góc của trục i.

ω_r – Vận tốc góc của vỏ vi sai.

Bởi vậy ta có:

$$\omega_e - \omega_r = \omega_{er} > 0$$

$$\omega_i - \omega_r = \omega_{ir} < 0$$

Do đó công suất thế năng của các trục e và i sẽ là:

$$N_e^r = M_e \cdot \omega_{er} < 0 \quad \text{do } M_e < 0 \text{ và } \omega_{er} > 0$$

$$N_i^r = M_i \cdot \omega_{ir} > 0 \quad \text{do } M_i < 0 \text{ và } \omega_{ir} < 0$$

Như vậy khi tính đến tổn hao do ma sát (chỉ xuất hiện khi có chênh lệch vận tốc góc giữa trục e; i và vỏ vi sai r) và theo hai biểu thức trên ta thấy $N_i^r > N_e^r$ nên dòng công suất thế năng sẽ đi từ trục i tới trục e. Nghĩa là: công suất trên trục i sẽ lớn hơn công suất trên trục e đúng bằng một lượng mất mát là $(1 - \eta^r)\%$.

Về quan hệ mômen của các phần tử chúng ta có:

$$M_e/M_i = -i_{ie}^r \cdot \eta_{ie}^r = -i^r \cdot \eta^r$$

Và phương trình cân bằng mômen:

$$M_e + M_i + M_r = 0$$

Từ đó suy ra các mối quan hệ:

$$M_e/M_r = i^r \cdot \eta^r / (1 - i^r \cdot \eta^r)$$

$$M_i/M_r = 1 / (i^r \cdot \eta^r - 1)$$

Và do đó: $M_e/M_i = -i^r \cdot \eta^r$

Nếu vi sai là vi sai đối xứng thì $i^r = -1$ do đó:

$$M_e/M_i = \eta^r < 1 \Rightarrow M_e < M_i$$

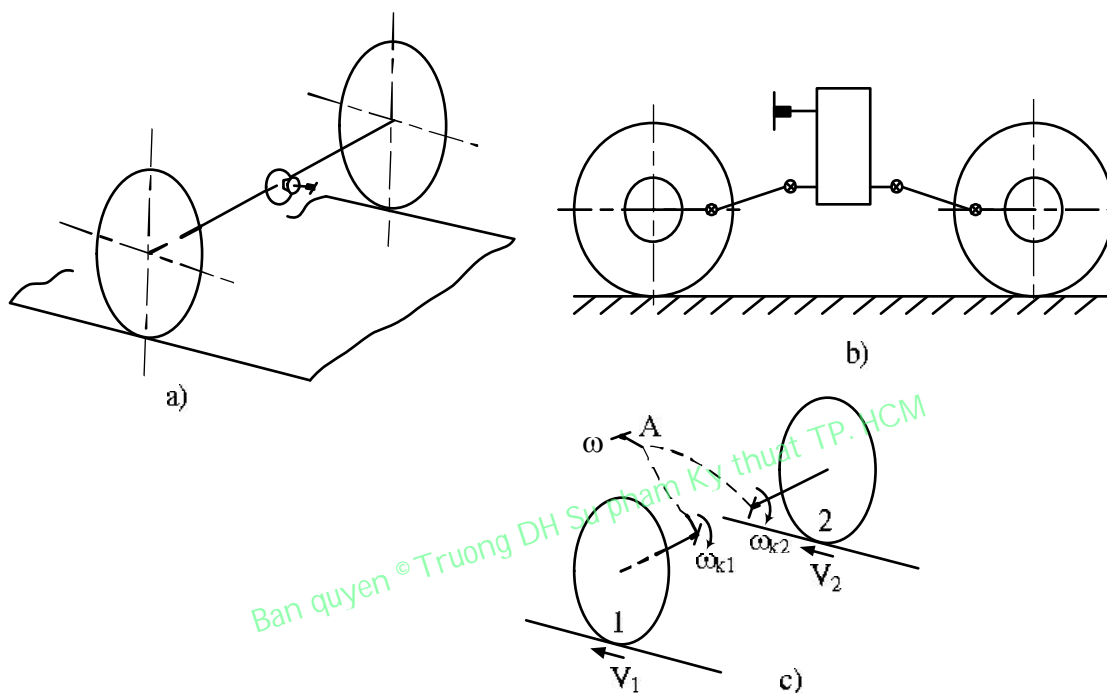
$$M_e/M_r = -\eta^r / (1 + \eta^r)$$

$$M_i/M_r = -1 / (1 + \eta^r)$$

Như vậy khi có tính đến tổn hao do ma sát thì tỷ số mômen giữa trục e và i là không đổi và bằng hiệu suất riêng η^r . Ở vi sai đối xứng không ma sát thì $\eta^r = 1$, do đó mômen sẽ phân phối đều cho hai trục.

5.3.3.1.2. Phân phối công suất cho các cầu chủ động không dùng vi sai :

Ở một số hộp phân phối việc phân bố công suất cho các cầu chủ động không dùng vi sai mà thông qua một liên kết cứng (có khi là khớp một chiều). Chúng ta sẽ xét trường hợp cặp bánh xe chủ động hoặc cặp cầu chủ động được nối với nhau bằng một quan hệ cơ học cứng với sơ đồ phân phối năng lượng như hình 5.33:



Hình 5.33: Các sơ đồ phân phối công suất không dùng vi sai.

Khi khảo sát chúng ta sử dụng các giả thiết sau:

- + Các hiện tượng được khảo sát trong hệ tọa của xe, theo hệ tọa này thì mặt đường sẽ chuyển động với vận tốc v_1, v_2 .
- + Dòng năng lượng được nối với xe chỉ tại một vị trí – đó là trục A .
- Dòng năng lượng nối với mặt đường thông qua các điểm 1 và 2.
- Trước hết chúng ta định nghĩa một số tỉ số truyền:

$$i_{12} = \frac{\omega_{k1}}{\omega_{k2}} = i$$

Thông thường là $i = 1$, còn khi có sự khác biệt giữa các vận tốc góc thì $i \neq 1$

$$i_1 = \frac{\omega}{\omega_{k1}} ; i_2 = \frac{\omega}{\omega_{k2}}$$

Do đó: $i_{12} = i_2 / i_1$

Tốc độ tịnh tiến v_1, v_2 sẽ tỉ lệ với quãng đường tương ứng khi quay vòng, còn khi chuyển động thẳng thì $v_1 = v_2$.

Mômen trên trục A được chia thành M_{A1} và M_{A2} và ta có phương trình cân bằng mômen:

$$M_A = M_{A1} + M_{A2}$$

Các mômen này thông qua các truyền động tương ứng truyền tới các trục 1 và 2 của các bánh xe:

$$M_{k1} = M_{A1} \cdot i_1 \cdot \eta_1$$

$$M_{k2} = M_{A2} \cdot i_2 \cdot \eta_2$$

Ở đây:

η_1 ; η_2 - hiệu suất truyền động từ trục 1 và 2 tới các bánh xe.

Lúc này lực kéo tiếp tuyến tại các bánh xe sẽ là:

$$P_{k1} = M_{k1}/r_{d1} \quad ; \quad P_{k2} = M_{k2}/r_{d2}$$

Trong đó:

r_{d1} ; r_{d2} – Các bán kính động lực học của các bánh xe, có thể lấy gần bằng bán kính tính toán r_b .

Lực kéo tiếp tuyến của cả cầu được tính:

$$P_k = P_{k1} + P_{k2}$$

Quan hệ về phân phối năng lượng được mô tả bằng các phương trình cân bằng công suất như sau:

$$N_A = M_A \cdot \omega_A = N_{A1} + N_{A2}$$

$$N_{k1} = N_{A1} \cdot \eta_1 = M_{k1} \cdot \omega_{k1}$$

$$N_{k2} = N_{A2} \cdot \eta_2 = M_{k2} \cdot \omega_{k2}$$

Tại điểm tiếp xúc 1 và 2 ta có:

$$N_{1;2} = X_{1;2} \cdot v_{1;2} = N_{k1;2} - N_{f1;2} - N_{\delta1;2}$$

Ở đây:

$N_{1;2}$ – Các công suất truyền xuống mặt đường hay công suất đẩy vào khung.

$X_{1;2}$ – Các phản lực tiếp tuyến: $X_{1;2} = P_{k1;2} - P_{f1;2}$.

$N_{k1;2}$ – Các công suất kéo tại các bánh xe.

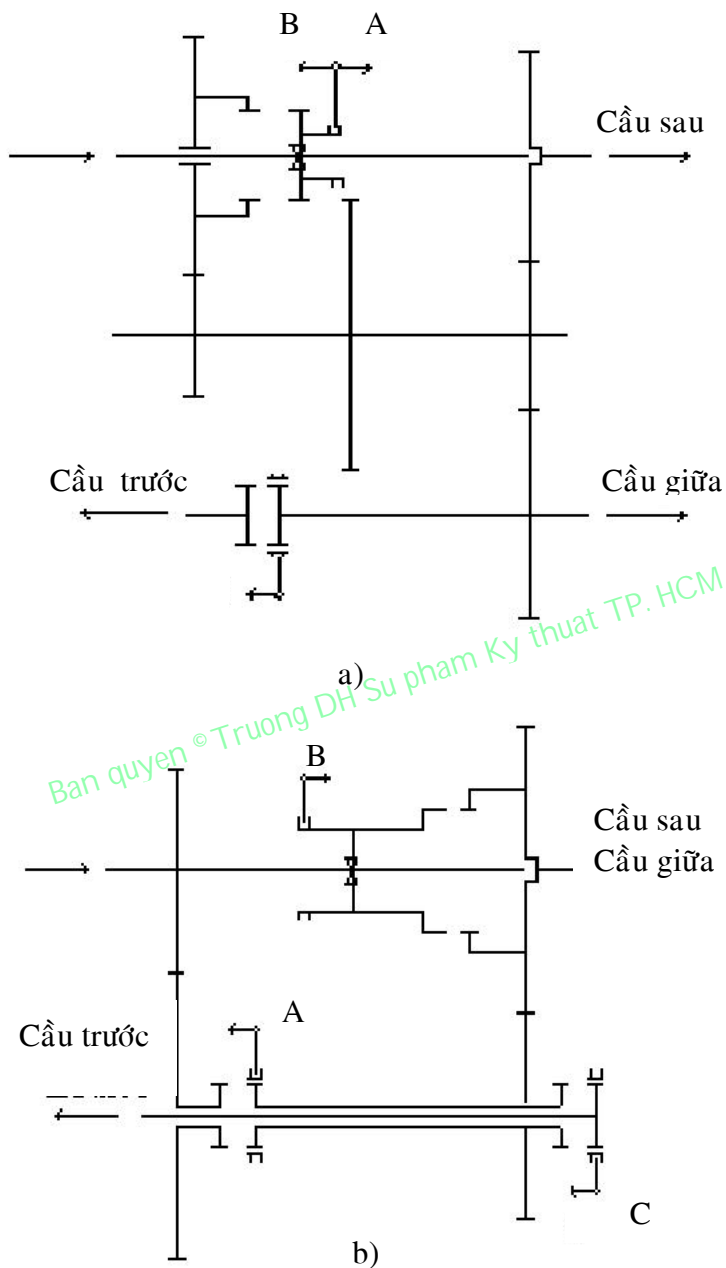
$N_{f1;2}$ – Các công suất tiêu hao cho cản lăn.

$N_{\delta1;2}$ – Các công suất tiêu hao cho sự trượt tại các bánh xe.

$P_{k1;2}$ – Các lực kéo tiếp tuyến của các bánh xe tại điểm 1 và 2.

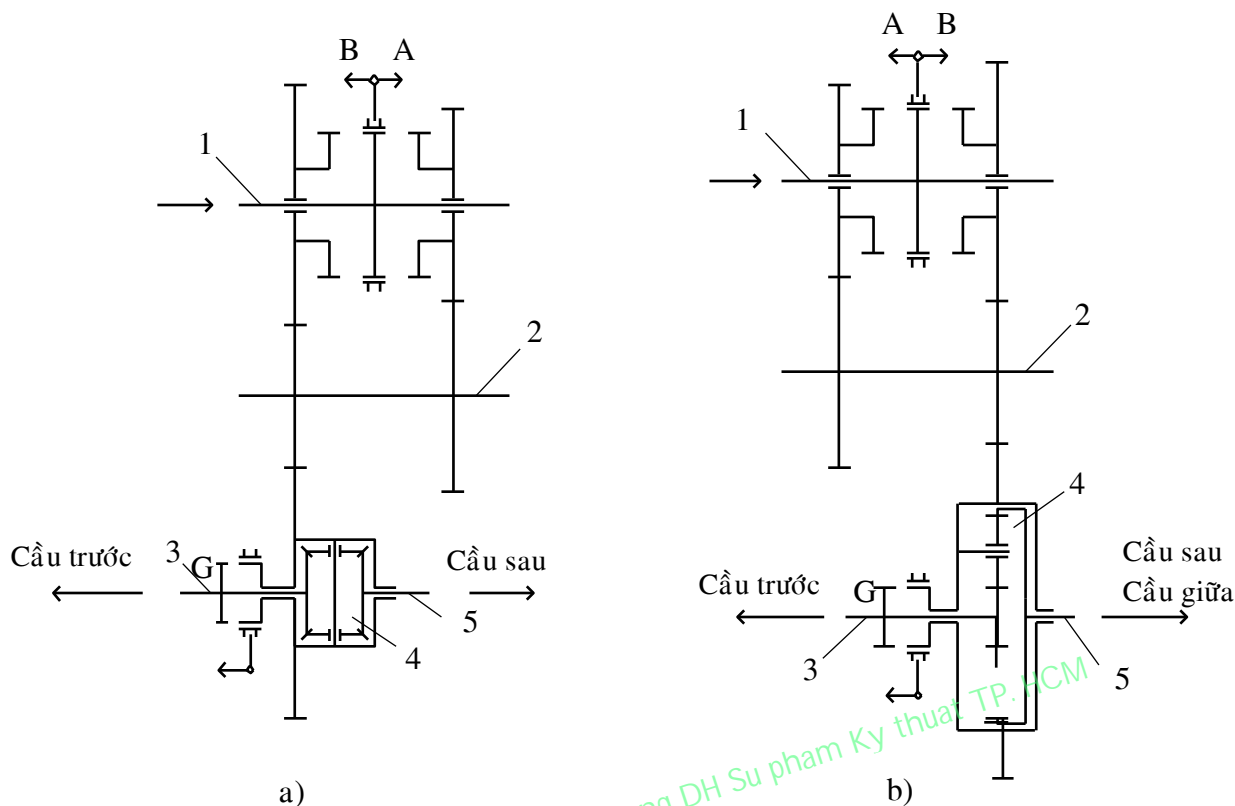
$P_{f1;2}$ – Các lực cản lăn tác dụng lên các bánh xe tại điểm 1 và 2.

5.3.3.2. Sơ đồ động học của các loại hộp phân phối :



Hình 5.34: Sơ đồ động học của hộp phân phối.
a) ZIL – 157, b) ZIL – 131.

- A – Vị trí gài số 1.
- B – Vị trí gài số 2.
- C – Vị trí gài thêm cầu trước.



Hình 5.35: Sơ đồ động học của hộp phân phối có lắp thêm bộ vi sai giữa các cầu.

a) VAZ – 2121, b) URAL – 375.

A – Vị trí gài số 1.

B – Vị trí gài số 2.

G – Khóa vi sai.

1 – Trục chủ động, 2 – Trục trung gian, 3 – Trục ra cầu trước

4 – Bộ vi sai, 5 – Trục ra cầu sau.

5.4. TRUYỀN ĐỘNG CÁC ĐĂNG :

5.4.1. Công dụng, yêu cầu, phân loại :

5.4.1.1. 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.

5.4.1.2. Yêu cầu :

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.

Các trục các đăng phải quay đều và không xuất hiện tải trọng động.

Ngay cả khi góc lệch α lớn thì hiệu suất truyền động vẫn phải bảo đảm lớn.

5.4.1.3. Phân loại :

*** 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 $15^\circ \div 20^\circ$).

*** 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.

*** Theo tính chất động học của các đăng chia ra:**

- +Loại các đăng khác tốc.
- +Loại các đăng đồng tốc.

*** 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 đôn phân chia.

5.4.2. Cấu tạo và động học của cơ cấu các đăng :

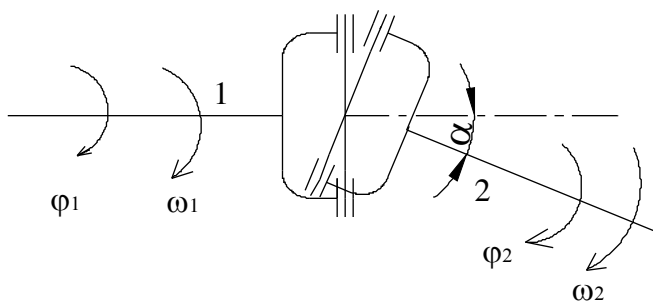
5.4.2.1. Cơ cấu các đăng đơn :

Khi cần truyền chuyển động từ trục 1 (chủ động) sang trục 2 (bị động) với góc lệch giữa hai trục là $\alpha > 0^\circ$ bắt buộc phải sử dụng cơ cấu các đăng.

Trên hình 5.36 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 :

$$\text{tg } \varphi_1 = \text{tg } \varphi_2 \cos \alpha \tag{5.66}$$

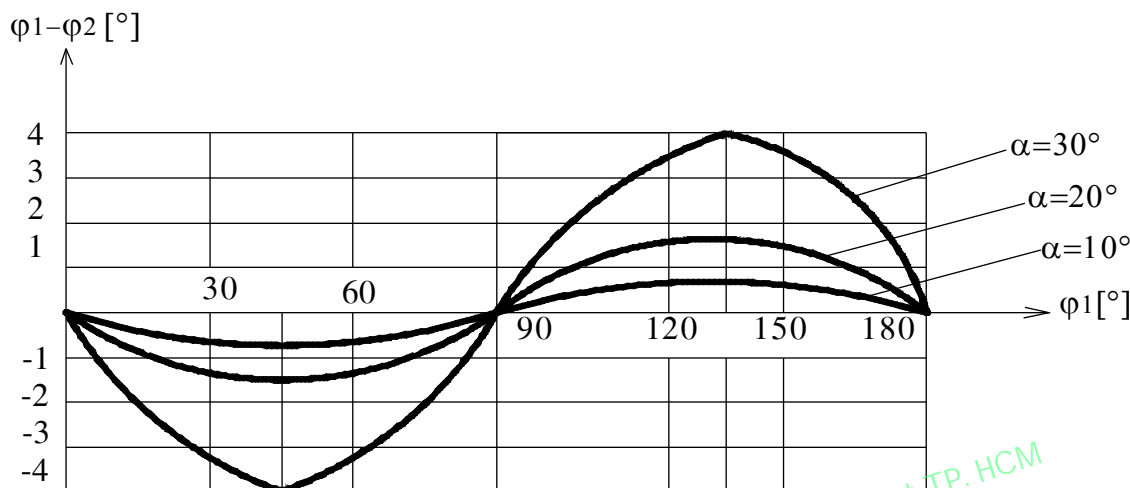
Trong đó: φ_1 và φ_2 là các góc quay của trục chủ động 1 và trục bị động 2. Theo (5.66), nếu biết giá trị góc α thì ứng với một giá trị φ_1 ta có một giá trị φ_2 tương ứng.



Hình 5.36: Cơ cấu các đăng đơn.

Ở hình (5.37) 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 5.37: 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 (5.66):

$$\frac{d\varphi_1}{\cos^2 \varphi_1} = \cos \alpha \cdot \frac{d\varphi_2}{\cos^2 \varphi_2} \tag{5.67}$$

Chia hai vế (5.67) cho dt và lưu ý:

$$\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt} \text{ và } \omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt}$$

Chúng ta có:
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \varphi_2}{\cos \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \tag{5.68}$$

Từ (5.66) 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 (5.66) và qua biến đổi lượng giác ta có:

$$\cos^2 \varphi_2 = \frac{\cos^2 \alpha}{\text{tg}^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha} \tag{5.69}$$

Kết hợp biểu thức (5.69) với (5.68) ta sẽ có mối quan hệ giữa ω_1 và ω_2 :

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \tag{5.70}$$

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 đặng đơn này không đảm bảo được sự đồng tốc giữa trục 1 và trục 2, nên được gọi là cơ cấu các đặng 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:

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\max} = \frac{1}{\cos \alpha} \tag{5.71}$$

Giá trị nhỏ nhất của $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ ứng với các giá trị:

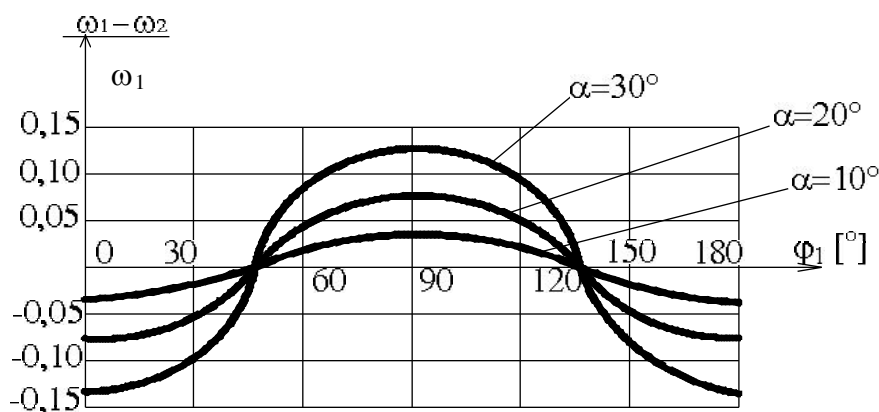
$\varphi_1 = 90^0, 270^0, \dots (2k+1) \frac{\pi}{2}$, lúc đó ta có:

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = \cos \alpha \tag{5.72}$$

Từ (5.70) chúng ta lập được biểu thức (5.73) sau đây:

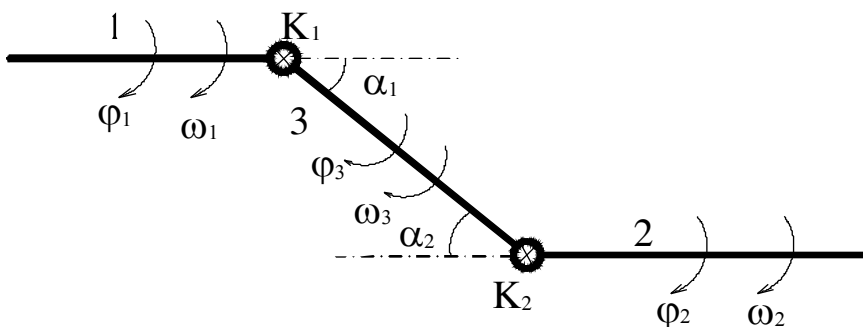
$$\frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = \frac{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1 - \cos \alpha}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \alpha \cos^2 \varphi_1} \tag{5.73}$$

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 (5.38)



Hình 5.38: Đồ thị biến thiên của ω_2 .

5.4.2.2. Cơ cấu các đăng kép :



Hình 5.39: 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 (5.66) cho góc quay φ_1 và φ_3 :

$$\text{tg}\varphi_1 = \text{tg}\varphi_3 \cdot \cos\alpha_1 \tag{5.74}$$

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 (5.66) 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 (5.66) 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:

$$\text{tg}\left(\varphi_3 + \frac{\pi}{2}\right) = \text{tg}\left(\varphi_2 + \frac{\pi}{2}\right) \cdot \cos\alpha_2$$

Qua biến đổi trở thành:

$$\text{tg}\varphi_2 = \text{tg}\varphi_3 \cdot \cos\alpha_2 \tag{5.75}$$

Từ (5.66) và (5.67) chúng ta nhận được:

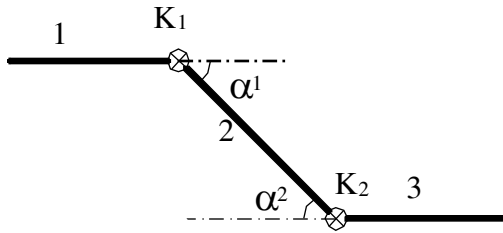
$$\text{tg}\varphi_1 = \text{tg}\varphi_2 \frac{\cos\alpha_1}{\cos\alpha_2} \tag{5.76}$$

Từ biểu thức (5.76) ta thấy ngay:

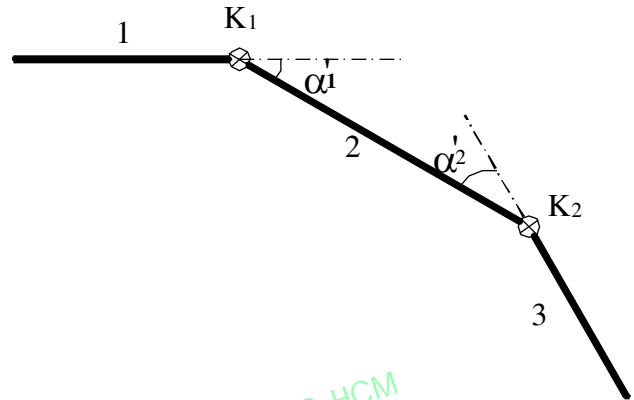
- + Nếu $\alpha_1 = \alpha_2$ thì $\varphi_1 = \varphi_2$, tức là $\omega_1 = \omega_2$. Trường hợp này được gọi là cơ cấu các đăng kép đồng tốc.
- + Nếu $\alpha_1 \neq \alpha_2$ thì $\varphi_1 \neq \varphi_2$, tức là $\omega_1 \neq \omega_2$. Trường hợp này được gọi là cơ cấu các đăng kép khác tốc.

Trường hợp thứ nhất là một trong các biện pháp để giải quyết vấn đề đồng tốc ở truyền động các đặng.

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 5.40a và 5.40b).



Hình 5.40a: $\alpha_1 = \alpha_2$



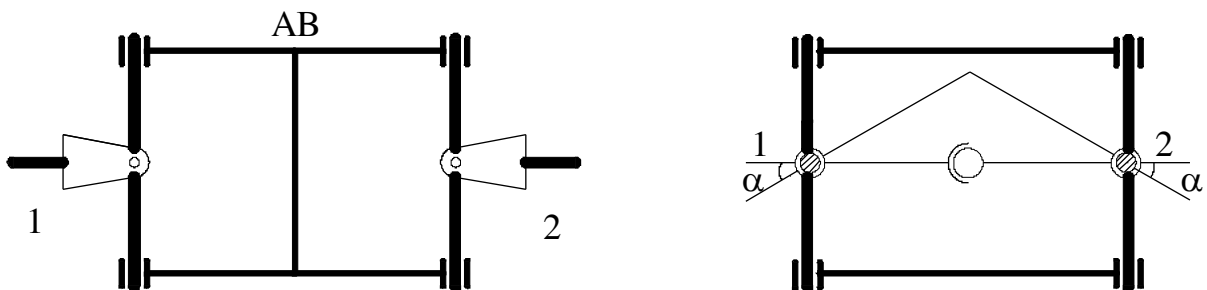
Hình 5.40b: $\alpha'_1 = \alpha'_2$

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.

5.4.2.3. Khớp các đặng kép đồng tốc :



Hình 5.41: Khớp các đặng kép đồng tốc.

Trên hình 5.41 là sơ đồ khớp các đặng kép đồng tốc dựa trên nguyên lý đồng tốc ở hình 5.40. 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 2 thành một nạng các đặng kép. Ngoài ra phải thêm một cơ cấu chỉnh tâm để bảo đảm điều kiện $\alpha_1 = \alpha_2$.

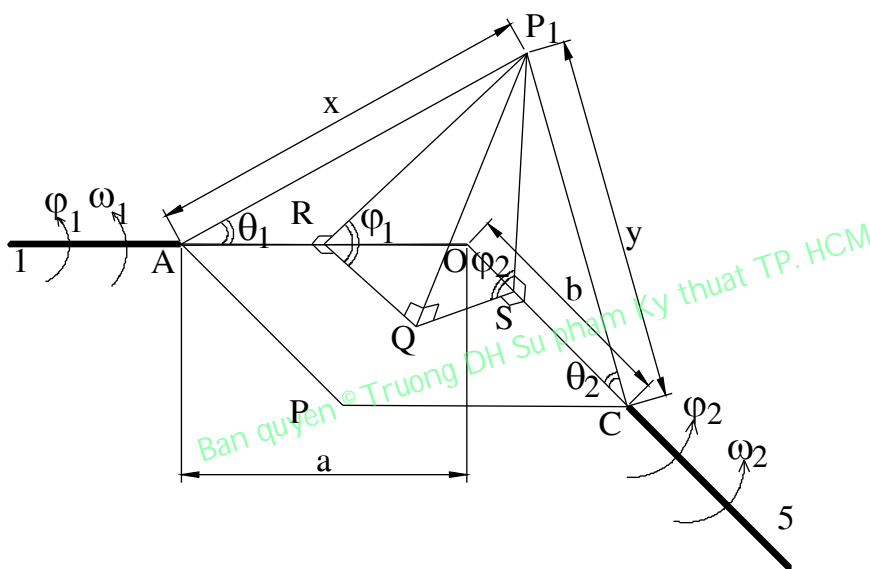
5.4.2.4. Khớp các đăng đồng tốc loại bi :

5.4.2.4.1. Động học khớp các đăng đồng tốc loại bi :

Khớp các đăng nối giữa hai trục và luôn đảm bảo $\omega_1 = \omega_2$ được gọi là khớp các đăng 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 5.42 là sơ đồ động học khớp các đăng loại bi.



Hình 5.42: Sơ đồ động học khớp các đăng loại bi.

Hai trục các đăng 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 đăng. Điểm bắt đầu của trục 5 là C sẽ kết nối với nạng các đăng. Khi tính toán ta đặt: $AP_1 = x$, $CP_1 = y$.

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 5.42:

P_1QR suy ra $P_1Q = P_1R \sin \varphi_1$.

P_1QS suy ra $P_1Q = P_1S \sin \varphi_2$.

AP_1R suy ra $P_1R = x \sin \theta_1$.

CP_1S suy ra $P_1S = y \sin \theta_2$.

Bởi vậy:

$P_1Q = x \sin \varphi_1 \sin \theta_1$.

$P_1Q = y \sin \varphi_2 \sin \theta_2$.

Tức là:

$$\sin\varphi_2 = \sin\varphi_1 \cdot \frac{x \cdot \sin\theta_1}{y \cdot \sin\theta_2} \tag{5.77}$$

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 $y > 0$)

$$x = \pm \sqrt{z^2 - a^2 \sin^2\theta_1} + a \cdot \cos\theta_1 \tag{5.78}$$

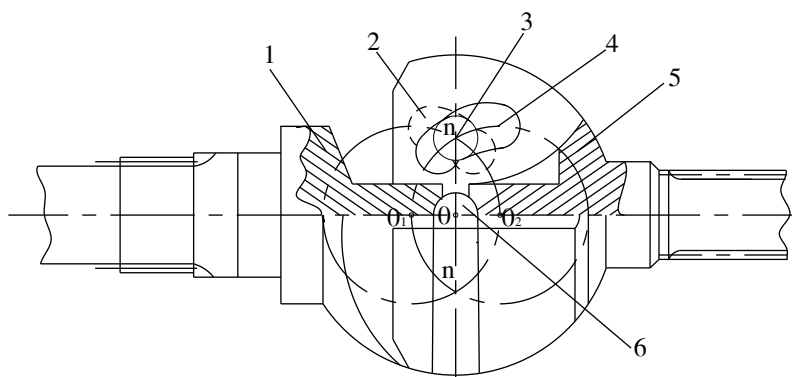
$$y = \pm \sqrt{z^2 - b^2 \sin^2\theta_2} + b \cdot \cos\theta_2 \tag{5.79}$$

Thay (5.78) và (5.79) vào (5.77) 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.

5.4.2.4.2. Khớp các đẳng đồng tốc loại bi Weiss (Vây xơ) :



Hình 5.43: 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 .

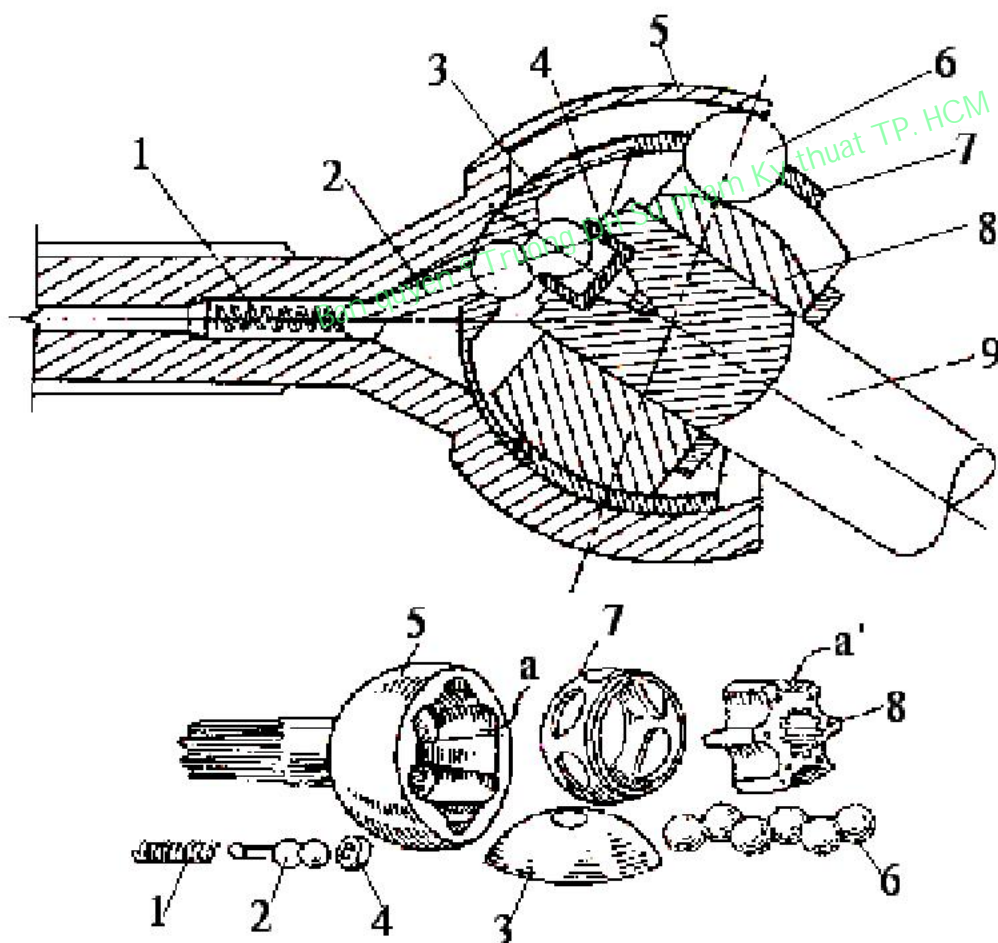
Đồng thời đoạn OO_1 bằng đoạn OO_2 . Khi quay, đường tâm của các rãnh tạo thành hai mặt cầu, có giao tuyến là n n đó là quỹ đạo chuyển động của viên bi 3. Do các rãnh nằm đối xứng trong hai trục, nên khi các trục dịch chuyển đi một góc thì tâm các viên bi luôn nằm trên các mặt phẳng phân giác giữa hai 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.

5.4.2.4.3. Khớp các đặng đồng tốc loại bi Rzepp (Rozippơ) :

Loại khớp các đặng 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 5.44.

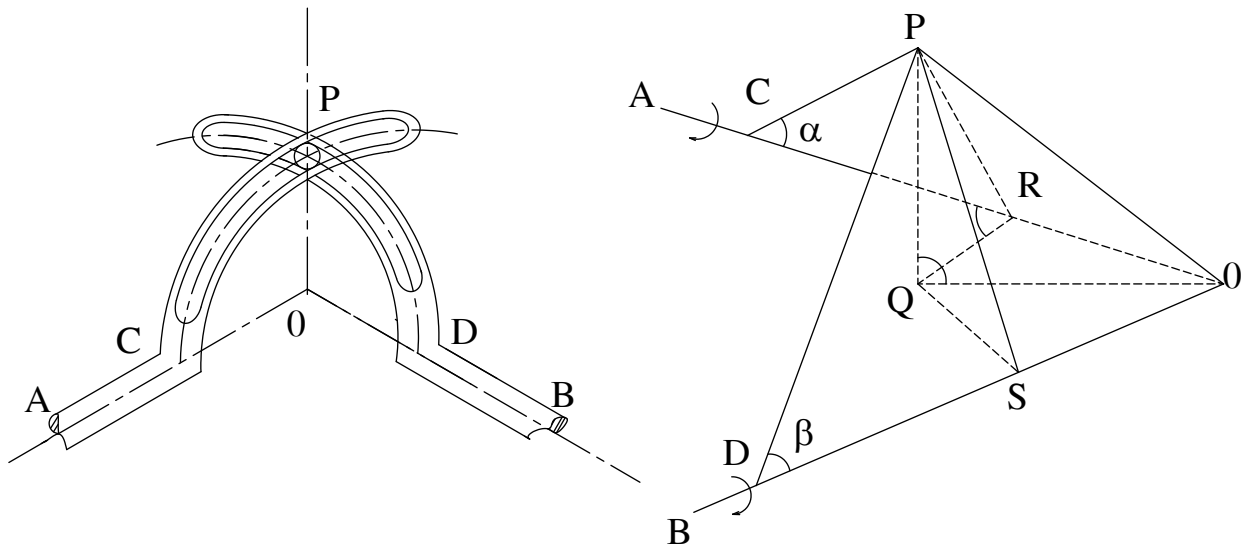
Nặng 5 có rãnh a, mũi khóa 8 có rãnh a', các hòn bi truyền lực 6 được đặt vào giữa hai rãnh a và a' và được giữ bằng ống lồng 7. Lò xo 1, chốt 2, chỏm cầu 3, chụp 4 là cơ cấu chỉnh tâm. Trục 9 lắp với mũi 8 bằng then hoa.



Hình 5.44: Khớp các đặng 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 - Nặng. | |

Trên hình 5.45 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 5.45: Sơ đồ khảo sát động học.

Hai trục A và B cắt nhau tạo O, góc $AOB > 90^\circ$, PC và PD là hai rãnh của hai nạng A và B đối xứng với nhau qua OP.

Do tác dụng của cơ cấu chính tâm nên P luôn luôn nằm trên mặt phẳng phân giác của góc AOB.

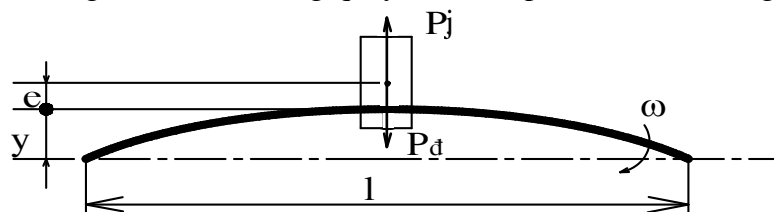
Khi chế tạo, người ta đã tính toán sao cho góc $PCO = PDO$ ($\alpha = \beta$) và $OC = OD$ nên góc $CPO = DPO$.

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.

5.4.3. Số vòng quay nguy hiểm của trục các đẳng :

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 5.46). Trong khi đó trục đang quay nên làm phát sinh dao động ngang của trục.



Hình 5.46: 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:

$$P_j = m(y+e). \omega^2 \tag{5.80}$$

Ở đây:

- m – Khối lượng của trục các đặng.
- 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

$$P_d = cy \frac{E.J}{l^3} \tag{5.81}$$

Trong đó:

- E – Môđun đàn hồi khi kéo.
- l – Chiều dài trục các đặng.
- J – Mômen quán tính độc cực 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:

$$y = \frac{m\omega^2 e}{c \cdot \frac{EJ}{l^3} - m\omega^2} \tag{5.82}$$

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 :

$$\omega = \omega_t = \sqrt{\frac{CEJ}{ml^3}} \tag{5.83}$$

Hoặc là lúc này số vòng quay n được gọi là số vòng quay nguy hiểm n_t :

$$n_t = \frac{30\omega_t}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{CEJ}{ml^3}} \tag{5.84}$$

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 đăng trung gian và các đăng chính, còn trục các đăng được chế tạo rỗng.

Đối với loại trục các đăng hở nằm tự do ở các gối tựa, chiều dài l được thừa nhận là khoảng cách giữa các tâm điểm của khớp các đăng.

Khi chọn kích thước của trục các đăng, cần tính đến hệ số dự trữ theo số vòng quay nguy hiểm.

$$\frac{n_t}{n_{\max}} = 1,2 \div 2 \tag{5.85}$$

Ở đây:

n_{\max} – số vòng quay cực đại của trục các đăng 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 (5.84) ta có:

$$n_t = 12 \cdot 10^4 \frac{D}{l^2} \tag{5.86}$$

Sau đây chúng ta sẽ lập bảng tính n_t [v/ph] cho một số trường hợp thường gặp:

Bảng 5.7: Công thức tính số vòng quay nguy hiểm n_t

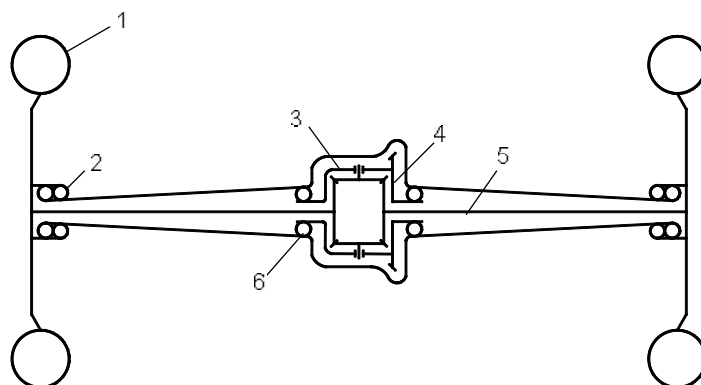
	Loại điểm tựa	Trục đặc ϕD	Trục rỗng ϕD và ϕd
1	Đặt tự do trong các điểm tựa	$12 \cdot 10^4 \frac{D}{l^2}$	$12 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2}$
2	Ngàm ở các điểm tựa	$27,5 \cdot 10^4 \frac{D}{l^2}$	$27,5 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2}$

5.5. CẦU CHỦ ĐỘNG :

5.5.1. Sơ đồ động học của bộ truyền lực trong cầu chủ động :

5.5.1.1. Cầu chủ động không dẫn hướng :

Bộ truyền lực trong cầu chủ động không dẫn hướng bao gồm: truyền lực chính, vi sai và các bán trục. Ở các xe tải loại lớn còn có thêm truyền lực cạnh (truyền lực cuối cùng). Công dụng của từng bộ phận ta sẽ nghiên cứu ở các phần tiếp theo.

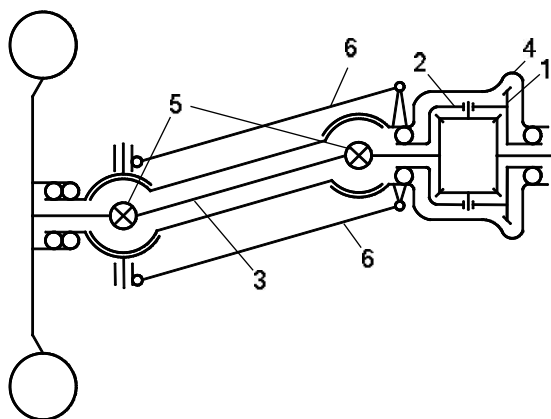


Hình 5.47: Sơ đồ động học cầu chủ động không dẫn hướng.

- | | |
|--------------------|-----------------------|
| 1 - Bánh xe. | 4 - Truyền lực chính. |
| 2 - Bạc đạn ngoài. | 5 - Bán trục. |
| 3 - Vi sai. | 6 - Bạc đạn trong. |

5.5.1.2. Cầu chủ động dẫn hướng :

Bộ truyền lực trong cầu chủ động dẫn hướng bao gồm: truyền lực chính, vi sai và các bán trục. Các bán trục ở đây chia làm nhiều đoạn và kết nối với nhau thông qua các khớp các đăng, để đảm bảo cho bánh xe chủ động dẫn hướng có thể quay quanh trụ đứng khi hệ thống lái làm việc.



Hình 5.48: Sơ đồ động học cầu chủ động dẫn hướng

- | | |
|-----------------------|--------------------|
| 1 - Truyền lực chính. | 4 - Vỏ cầu. |
| 2 - Vi sai. | 5 - Khớp các đăng. |
| 3 - Bán trục. | 6 - Cơ cấu hướng. |

5.5.2. Truyền lực chính :

5.5.2.1. Công dụng, yêu cầu, phân loại :

5.5.2.1.1. Công dụng :

Truyền lực chính để tăng mômen xoắn và để đổi hướng truyền mômen xoắn từ chiều dọc của xe thành chiều ngang của các nửa trục trong trường hợp động cơ đặt dọc.

5.5.2.1.2. 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.

5.5.2.1.3. Phân loại :

* **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.

* **Dựa theo số cặp bánh răng ăn khớp gồm có:**

- + Loại đơn ($i_o = 3 \div 7$)
- + Loại kép ($i_o = 5 \div 12$)

* **Dựa theo số cấp truyền gồm có:**

- + Loại 1 cấp.
- + Loại 2 cấp.

5.5.2.2. Lựa chọn tỷ số truyền của truyền lực chính :

Tỷ số truyền của truyền lực chính được tính theo công thức:

$$i_o = \frac{\pi \cdot r_b \cdot n_{emax}}{30 i_{hn} i_{pc} V_{max}} \quad (5.87)$$

Với :

- i_{hn} – Tỷ số truyền của hộp số ở tay số cao nhất, nếu hộp số có số truyền thẳng thì ta lấy $i_{hn} = 1$, nếu hộp số có số truyền tăng ($i_{hn} < 1$) thì ta lấy theo số truyền tăng.

i_{pc} – Tỷ số truyền của hộp số phụ hay hộp phân phối ở số cao, sơ bộ có thể chọn $i_{pc} = 1 \div 1,5$.

n_{emax} – Số vòng quay lớn nhất của động cơ:

+ Ôtô con, thông thường lấy: $n_{emax} = 5000 \div 5500$ vg/ph .

+ Ôtô vận tải , ô tô khách dùng động cơ xăng : $n_{emax} = 2600 \div 3500$ vg/ph.

+ Ôtô vận tải , ô tô khách dùng động cơ diesel : $n_{emax} = 2000 \div 2600$ vg/ph.

5.5.2.3. Ảnh hưởng của tỷ số truyền i_o đến đặc tính động lực học của ô tô :

Từ công thức xác định đặc tính động lực học D của ô tô, ta có :

$$D = \frac{P_k - P_w}{G} = \frac{\frac{M_e i_t \eta}{r_b} - W_v^2}{G} \tag{5.88}$$

Trong đó :

i_t – Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực với $i_t = i_h \cdot i_p \cdot i_o$

Với :

i_h – Tỷ số truyền của hộp số.

i_p – Tỷ số truyền của hộp số phụ.

i_o – Tỷ số truyền của truyền lực chính.

v – Vận tốc chuyển động của ô tô.

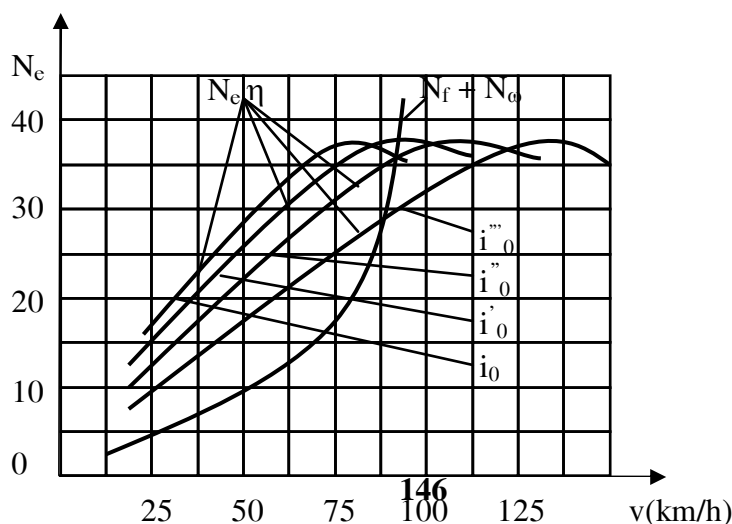
$$v = \frac{2\pi \cdot n_e \cdot r_b}{60 \cdot i_h \cdot i_o \cdot i_p} \quad (\text{m/s}) \tag{5.89}$$

Qua các biểu thức trên, ta thấy rằng tỷ số truyền của truyền lực chính i_o có ảnh hưởng đến chất lượng động lực học của ô tô và vận tốc chuyển động của chúng.

Khi tăng tỷ số truyền của truyền lực chính i_o thì đặc tính động lực học cũng tăng lên, có nghĩa là khả năng khắc phục lực cản chuyển động của ô tô cũng tăng lên, nhưng khi i_o tăng lên đồng thời cũng làm cho vận tốc lớn nhất của ô tô ở mỗi số truyền của hộp số cũng giảm xuống và như vậy làm tăng số vòng quay của trục khuỷu động cơ cho một đơn vị quãng đường chạy. Điều đó sẽ dẫn đến tăng tiêu hao nhiên liệu và giảm tuổi thọ các chi tiết của động cơ.

Phương pháp chọn tỷ số truyền của truyền lực chính i_o được nghiên cứu bằng sự cân bằng công suất của ô tô.

Giả sử ta lập những đường cong công suất của động cơ phát ra tại các bánh xe chủ động của ô tô ứng với các tỷ số truyền khác nhau của truyền lực chính theo thứ tự $i_o' > i_o'' > i_o''' \dots$ khi tỷ số truyền của hộp số là số truyền thẳng và tỷ số truyền của hộp số phụ ở số cao (nếu có).



Hình 5.49: Đồ thị cân bằng công suất ô tô với các tỷ số truyền khác nhau của truyền lực chính i_0 .

Đường cong công suất cản $N_f + N_\omega$ xác định công suất cần thiết để khắc phục lực cản lăn và lực cản không khí không thay đổi khi tỷ số truyền của truyền lực chính i_0 thay đổi vì công suất này chỉ phụ thuộc vào trọng lượng ô tô, dạng khí động học của ô tô cũng như vào chất lượng mặt đường. Qua đồ thị ta thấy rằng :nếu giảm tỷ số truyền của truyền lực chính từ i''_0 xuống i'_0 thì lượng dự trữ công suất của ô tô cũng bị giảm đi, nhưng vận tốc lớn nhất của ô tô được tăng lên. Nếu tiếp tục giảm tỷ số truyền của truyền lực chính từ i''_0 xuống i'''_0 thì ta thấy rằng lượng dự trữ công suất của ô tô cũng như vận tốc lớn nhất của chúng đều bị giảm. Trên cơ sở phân tích sự cân bằng công suất của ô tô với các tỷ số truyền của truyền lực chính khác nhau, ta rút ra kết luận :việc giảm tỷ số truyền của truyền lực chính i_0 nếu quá trị số i''_0 là không có lợi, vì khi đó lượng dự trữ công suất của ô tô và vận tốc lớn nhất của nó đều giảm xuống. Do đó việc chọn tỷ số truyền của truyền lực chính i_0 phải đảm bảo sao cho ô tô đạt được vận tốc lớn nhất có thể có. Tuy nhiên, ta cũng cần biết rằng đa số các ô tô cần phải gia tốc nhanh, tức là yêu cầu lượng dự trữ công suất của ô tô cần phải lớn, còn vận tốc đạt được lớn nhất thì hầu như không sử dụng đến. Mặt khác, ta tăng tỷ số truyền của truyền lực chính i_0 lên i'_0 thì vận tốc lớn nhất của ô tô chỉ giảm đi chút ít so với i''_0 nhưng lượng dự trữ công suất để tăng tốc lại tăng lên đáng kể. Vì vậy, chọn tỷ số truyền của truyền lực chính i'_0 là hợp lý hơn cả.

Cần lưu ý rằng, riêng với các loại ô tô thể thao và ô tô đua thì quan trọng nhất là cần có vận tốc lớn nhất của ô tô v_{\max} thì ta lại chọn tỷ số truyền của truyền lực chính i''_0 là hợp lý hơn cả.

5.5.3. Vi sai :

5.5.3.1. Công dụng, yêu cầu, phân loại :

5.5.3.1.1. 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.

5.5.3.1.2. Yêu cầu :

Phân phối mômen xoắn từ động cơ cho các bánh xe hay các cầu theo tỉ lệ cho trước, phù hợp với mômen bám 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.

5.5.3.1.3. Phân loại :

*** 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.

*** 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.

*** 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.

*** Theo giá trị hệ số hãm chia thành:**

- + Vi sai ma sát trong nhỏ ($k_h = 0 \div 0,2$).
- + Vi sai ma sát trong lớn ($k_h = 0,21 \div 0,7$).
- + Vi sai hãm cứng ($k_h > 0,7$).

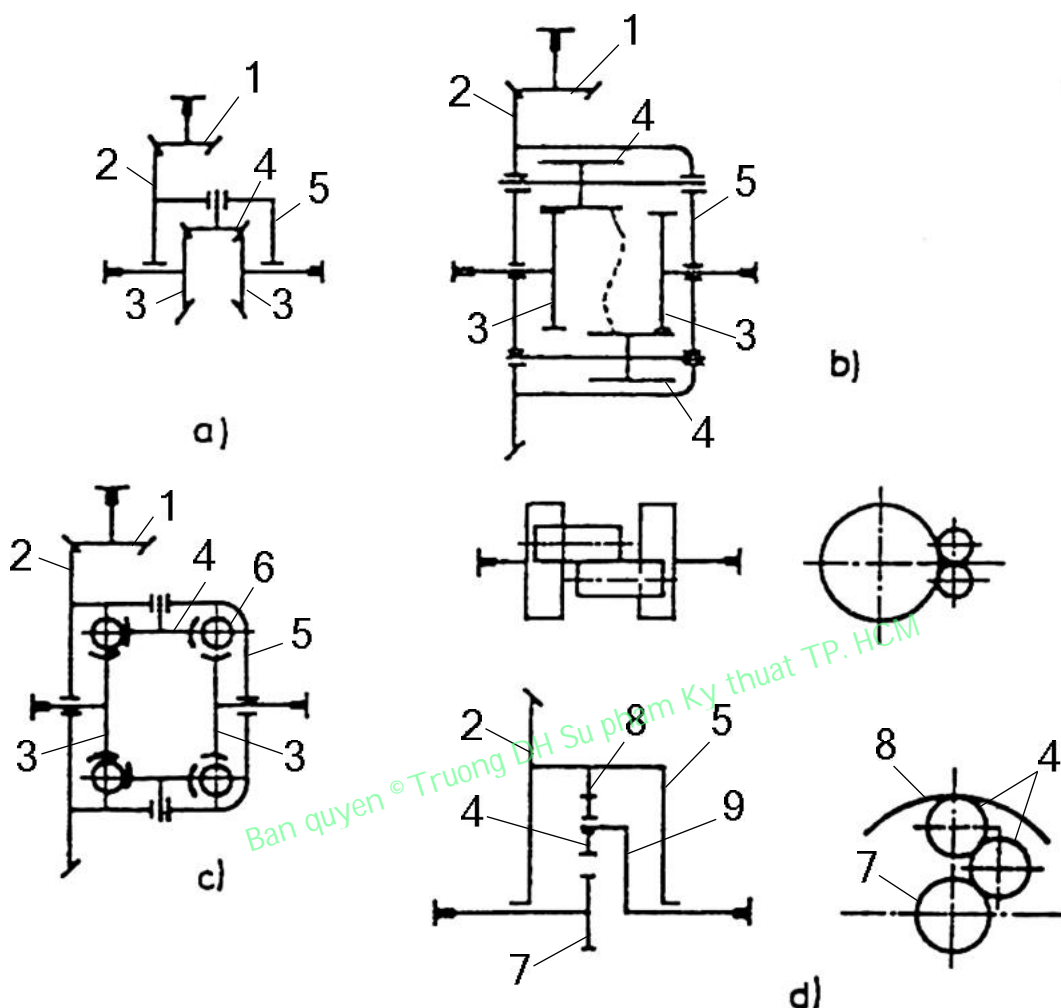
5.5.3.2. Sơ đồ cấu tạo của một số loại vi sai :

Trên ô tô hiện nay thường sử dụng các loại vi sai sau (hình 5.50):

- + Vi sai bánh răng nón (hình 5.50a).
- + Vi sai bánh răng trụ (hình 5.50b).
- + Vi sai trục vít (hình 5.50c).
- + Vi sai hành tinh (hình 5.50d).

Vi sai bánh răng nón, vi sai bánh răng trụ và vi sai trục vít thuộc loại vi sai đối xứng và thường đặt trong cầu chủ động để phân phối mômen xoắn đến các bánh xe chủ động.

Vi sai hành tinh thuộc loại vi sai không đối xứng, nó thường đặt trong hộp phân phối để phân phối mômen xoắn đến các cầu chủ động. Thông thường mômen xoắn phân chia ra các cầu sẽ tỷ lệ với trọng lượng bám của các cầu chủ động.



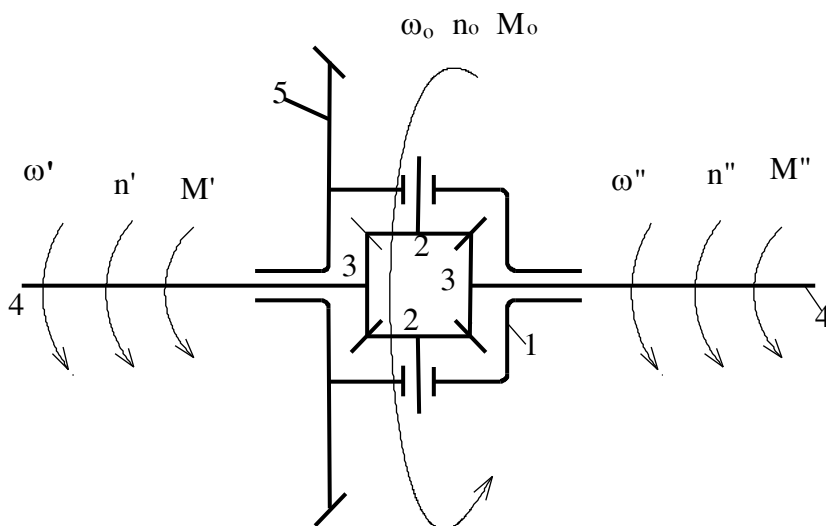
Hình 5.50: Sơ đồ động học các loại vi sai.

- | | |
|--|--------------------------|
| 1 - Bánh răng chủ động của truyền lực chính. | 5 - Vỏ vi sai. |
| 2 - Bánh răng bị động của truyền lực chính. | 6 - Trục vít. |
| 3 - Bánh răng bán trục. | 7 - Bánh răng trung tâm. |
| 4 - Bánh răng hành tinh. | 8 - Vòng răng. |
| | 9 - Cần dẫn. |

5.5.3.3. 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 5.51)

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 5.51: Sơ đồ vi sai bánh răng 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.

5.5.3.3.1. 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:

$$n' = n_0 - n_2 \frac{Z_2}{Z'} \tag{5.90}$$

Lúc đó số vòng quay của nửa trục bên phải sẽ tăng lên là:

$$n'' = n_0 + n_2 \frac{Z_2}{Z''} \tag{5.91}$$

Cho trường hợp vi sai đối xứng thì $Z' = Z''$ và từ (5.90) và (5.91) suy ra:

$$n' + n'' = 2n_0 \tag{5.92}$$

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 (5.92) 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 (5.92): $n' = -n''$ 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 (5.92) chúng ta suy ra:

$$\omega' + \omega'' = 2\omega_0 \tag{5.93}$$

5.5.3.3.2. 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:

$$M_0 = M' + M'' \tag{5.94}$$

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:

$$N_r = M_r \left(\frac{\omega' - \omega''}{2} \right) \tag{5.95}$$

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 :

$$N' + N'' = N_o - N_r$$

Tức là:

$$M' \cdot \omega' + M'' \cdot \omega'' = M_o \cdot \omega_o - N_r \tag{5.96}$$

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 (5.95) đến (5.96) ta có:

$$M' \cdot \omega' + M'' \cdot \omega'' = M_o \cdot \omega_o - M_r \left(\frac{\omega' - \omega''}{2} \right) \tag{5.97}$$

Thay (5.93) và (5.94) vào (5.97) ta có:

$$M' = 0,5(M_o - M_r) \tag{5.98}$$

$$M'' = 0,5(M_o + M_r) \tag{5.99}$$

Lấy (5.99) chia cho (5.98) ta được:

$$\frac{M''}{M'} = \frac{M_o + M_r}{M_o - M_r} \tag{5.100}$$

Biểu thức (5.100) 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 $k > 1$.

5.5.3.4. Ảnh hưởng của vi sai đến tính chất kéo của ô tô :

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.

5.5.3.4.1. Hệ số hãm của vi sai k_h :

$$k_h = \frac{M_r}{M_o} = \frac{M''-M'}{M''+M'} \tag{5.101}$$

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 (5.101) 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 4 x 2, 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:

$$M' = 0,5.Z_2.\varphi_{min}.r_{bx}$$

$$M'' = 0,5.Z_2.\varphi_{max}.r_{bx}$$

Trường hợp xấu nhất là khi $\varphi_{max} = 0,8$ và $\varphi_{min} = 0,1$ thay các giá trị trên vào (5.101) ta có:

$$k_h = \frac{0,5.Z_2.r_{bx}(\varphi_{max} - \varphi_{min})}{0,5.Z_2.r_{bx}(\varphi_{max} + \varphi_{min})} = \frac{0,8 - 0,1}{0,8 + 0,1} \approx 0,78 \tag{5.102}$$

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 bánh răng nón hệ số tự hãm $k_h \approx 0,1$.

5.5.3.4.2. Hệ số gài vi sai k_g :

k_g là tỉ số giữa mômen truyền đến bánh quay chậm và bánh quay nhanh:

$$k_g = \frac{M''}{M'} \tag{5.103}$$

Trong đó:

M' – mômen truyền đến bánh xe quay nhanh.

M'' – mômen truyền đến bánh xe quay chậm.

Từ (5.102) và (5.103) ta có mối quan hệ giữa k_h và k_g :

$$k_g = \frac{1 + k_h}{1 - k_h} \tag{5.104}$$

Như vậy khi k_h thay đổi từ 0 đến 1 thì k_g sẽ thay đổi tương ứng từ 1 đến ∞ .

5.5.3.4.3. Ảnh hưởng của vi sai đến tính chất kéo của xe nhiều cầu chủ động :

* **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:

$$X_{gh} = Z_1' \varphi_1' + Z_1'' \varphi_1'' + \dots + Z_n' \varphi_n' + Z_n'' \varphi_n'' = \sum_{i=1}^n (Z_i' \varphi_i' + Z_i'' \varphi_i'') \tag{5.105}$$

* **Xét trường hợp xe có n cầu chủ động 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:

$$X_{gh} = Z_1\varphi_{1min} + Z_2\varphi_{2min} + \dots + Z_n\varphi_{nmin} = \sum_{i=1}^n Z_i\varphi_{imin} \quad (5.106)$$

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.

*** Xét xe có hai cầu chủ động (4 x 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:

$$X_{gh} = (Z_1 + Z_2) \cdot \varphi_{min} \quad (5.107)$$

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).

*** Quan hệ giữa lực kéo và hệ số hãm vi sai :**

+ Trường hợp 1: Hệ số bám dưới 2 bánh xe trái và phải chênh lệch nhau không nhiều.

– Đối với bánh xe quay nhanh:

$$X' = \frac{M'}{r_{bx}} = \frac{0,5(M_o - M_r)}{r_{bx}} = \frac{M_o}{2r_{bx}}(1 - k_h) \quad (5.108)$$

– Đối với bánh xe quay chậm:

$$X'' = \frac{M''}{r_{bx}} = \frac{0,5(M_o + M_r)}{r_{bx}} = \frac{M_o}{2r_{bx}}(1 + k_h) \quad (5.109)$$

Trong đó:

X', X'' – Lực kéo của bánh xe quay nhanh và quay chậm.

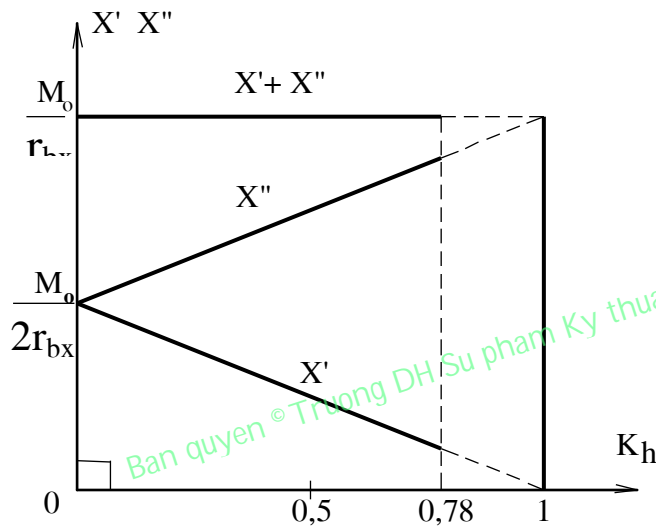
M', M'' – Mômen xoắn truyền đến bánh xe quay nhanh và quay chậm.

Ta thấy X' và X'' là hàm số bậc nhất của k_h . Khi biểu diễn trên đồ thị thì:

$$X' + X'' = \frac{M_0}{r_{xb}} = \text{const.}$$

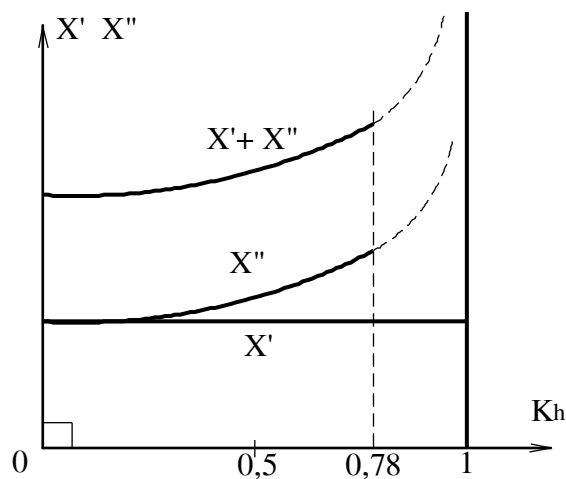
Tại giá trị $k_h = 0$ thì $X' = X'' = \frac{M_0}{2r_{xb}}$ (hình 5.54)

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 $\phi > 0,75$ quá lớn.



Hình 5.52: Đồ thị biểu diễn mối quan hệ của X' , X'' với K_h khi hệ số bám chênh lệch nhau không nhiều.

+ Trường hợp 2: Hệ số bám dưới hai bánh xe trái và phải chênh lệch nhau rất nhiều



Hình 5.53: Mối quan hệ của X' , X'' với K_h khi hệ số bám chênh lệch nhau rất nhiều.

Theo biểu thức (5.95) ta có:

$$k_g = \frac{M''}{M'} = \frac{r_{bx}}{\frac{M'}{r_{bx}}} = \frac{X''}{X'} = \frac{1+k_h}{1-k_h} \quad (5.110)$$

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.

5.5.4. Bán trục :

5.5.4.1. Công dụng, yêu cầu, phân loại :

5.5.4.1.1. Công dụng :

Dùng để truyền mômen xoắn từ truyền lực chính đến các bánh xe chủ động. Nếu cầu chủ động là loại cầu liền (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.

5.5.4.1.2. 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.

5.5.4.1.3. Phân loại :

*** Theo kết cấu của cầu chia ra 2 loại:**

Cầu liền.

Cầu rời (cầu cắt).

*** Theo mức độ chịu lực hướng kính và lực chiều trục chia ra 4 loại:**

Loại nửa trục không giảm tải (hình 5.54-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 chậu.

Loại nửa trục không giảm tải ở các xe hiện đại không dùng.

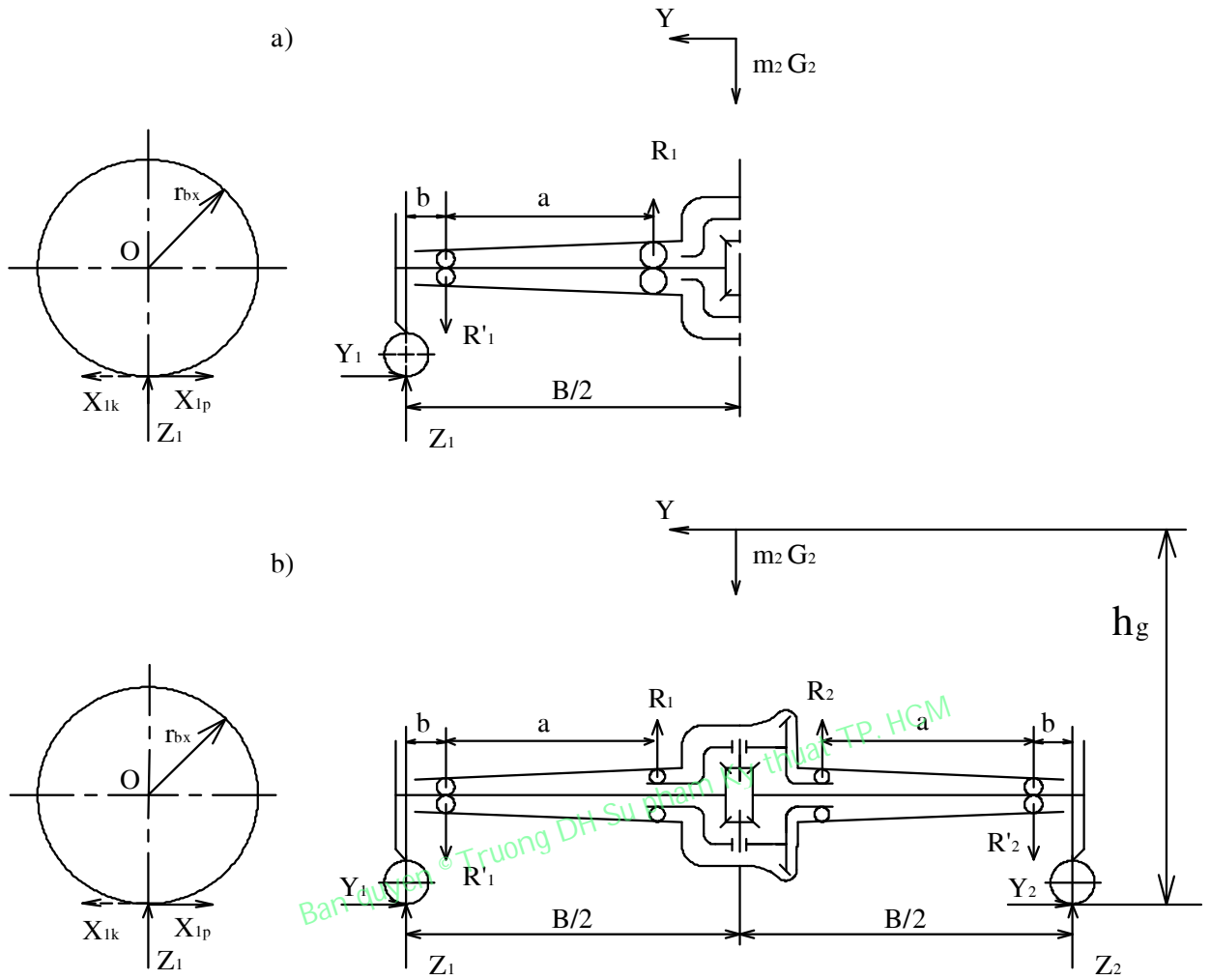
Loại nửa trục giảm tải một nửa (hình 5.54-b). Ở loại này bạc đạn trong đặt trên vỏ vi sai, còn bạc đạn ngoài đặt ngay trên nửa trục.

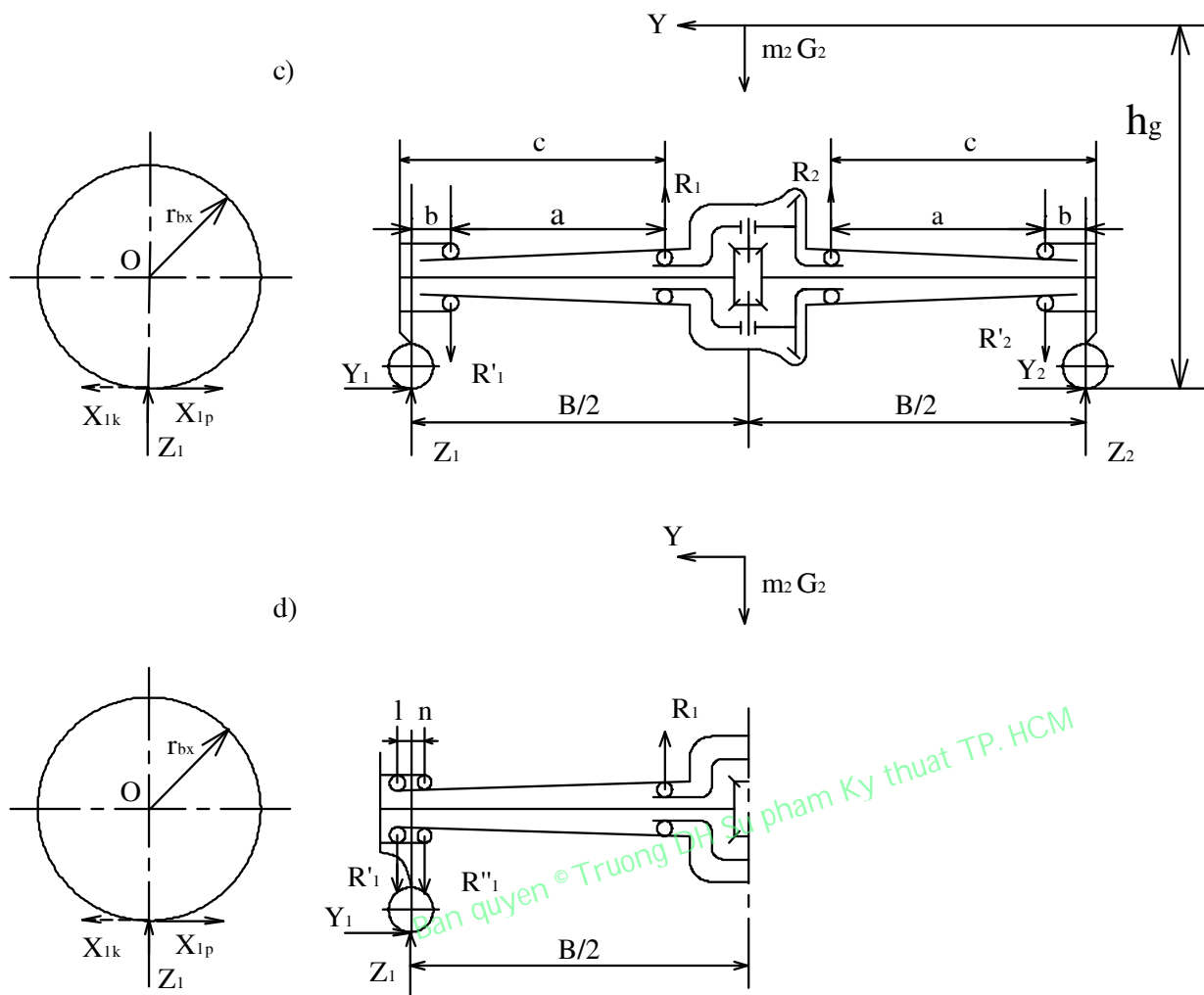
Loại nửa trục giảm tải ba phần tư (hình 5.54-c). Ở loại này bạc đạn trong đặt lên vỏ vi sai, còn bạc đạn ngoài đặt trên vỏ cầu và lồng vào trong moayơ của bánh xe.

Loại nửa trục giảm tải hoàn toàn (Hình 5.54-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 vỏ cầu và lồng vào trong moayơ của bánh xe.

5.5.4.2. Sơ đồ cấu tạo các loại bán trục :

Bản quyền © Trường DH Su phạm Kỹ thuật TP. HCM





Hình 5.54: Sơ đồ các loại nửa trục và các lực tác dụng.

- a - Nửa trục không giảm tải.
- b - Nửa trục giảm tải một nửa.
- c - Nửa trục giảm tải ba phần tư.
- d - Nửa trục giảm tải hoàn toàn.

CHƯƠNG 6

PHANH Ô TÔ VÀ HỆ THỐNG PHANH

Mục tiêu :

Sau khi học xong chương này các sinh viên có khả năng :

1. Nêu được công dụng, yêu cầu và phân loại hệ thống phanh.
2. Xác định được lực phanh và các mômen tác dụng lên bánh xe khi phanh.
3. Xác định được lực phanh ô tô và điều kiện bảo đảm phanh tối ưu.
4. Tính toán được mômen phanh cần thiết tại các cơ cấu phanh.
5. Xác định được các chỉ tiêu đánh giá hiệu quả phanh.
6. Trình bày được phân bố lực phanh và ổn định của ô tô khi phanh.
7. Trình bày được về phanh chống hãm cứng ABS, khả năng nâng cao hiệu quả và ổn định của ô tô khi phanh.
8. Vẽ được sơ đồ cấu tạo hệ thống phanh dầu, phanh khí và phanh thủy khí.
9. Tính toán được cơ cấu phanh guốc.
10. Tính toán được truyền động phanh.

6.1. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU VÀ PHÂN LOẠI HỆ THỐNG PHANH :

6.1.1. 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.

6.1.2. 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.

6.1.3. 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).

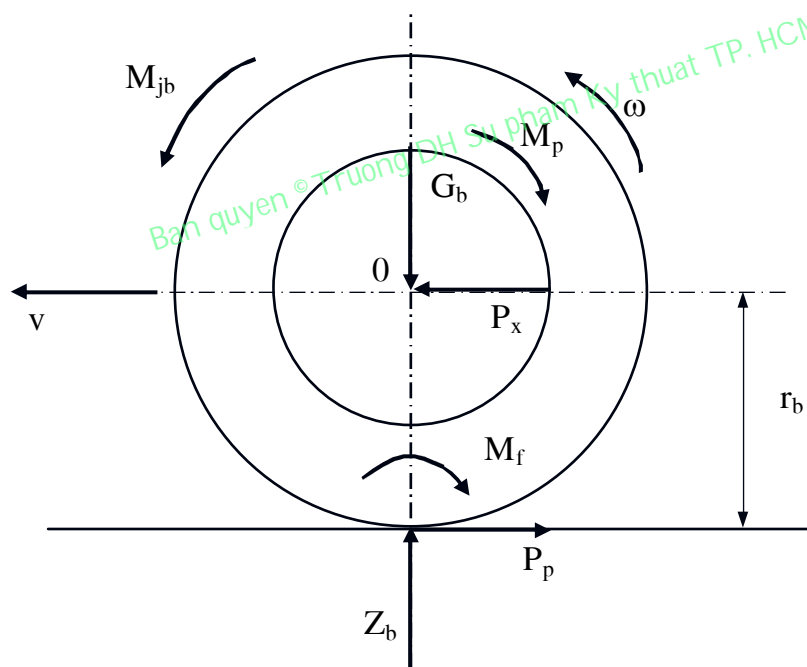
Theo loại bộ phận quay, cơ cấu phanh còn chia ra loại trống và đĩa. Phanh đĩa còn chia ra một hoặc nhiều đĩa tùy theo số lượng đĩa quay.

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 máyơ 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 điêzen 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 loại cơ chỉ dùng ở phanh tay.

6.2. LÝ THUYẾT VỀ QUÁ TRÌNH PHANH :

6.2.1. Lực phanh và các mômen tác dụng lên bánh xe khi phanh :



Hình 6.1: Sơ đồ lực và mômen tác dụng lên bánh xe khi phanh.

Khi đạp phanh thì ở cơ cấu phanh tạo ra mômen ma sát còn gọi là mômen phanh M_p . Tại vùng tiếp xúc giữa bánh xe với đường xuất hiện lực phanh (P_p) ngược với chiều chuyển động của ô tô.

Ta có:

$$P_p = \frac{M_p}{r_b} \tag{6.1}$$

Với :

M_p – Mômen phanh tác dụng lên bánh xe.

P_p – Lực phanh tác dụng tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường.

r_b – Bán kính tính toán của bánh xe.

Khi mômen phanh M_p tăng thì lực phanh P_p tăng, nhưng lực phanh không thể tăng một cách tùy ý. Bởi vì lực phanh lớn nhất bị giới hạn bởi điều kiện bám giữa bánh xe với mặt đường, nghĩa là:

$$P_{pmax} = P_\varphi = Z_b \cdot \varphi \tag{6.2}$$

Trong đó :

P_φ – Lực bám dọc giữa bánh xe với mặt đường.

Z_b – Phản lực pháp tuyến tác dụng lên bánh xe.

φ – Hệ số bám dọc giữa bánh xe với mặt đường.

Khi phanh, ngoài mômen phanh, còn có mômen quán tính M_{jb} và mômen cản lăn tác dụng lên bánh xe. Bởi vậy lực hãm tổng cộng tác dụng lên bánh xe sẽ là :

$$P_h = \frac{M_p + M_f - M_{jb}}{r_b} = P_p + \frac{M_f + M_{jb}}{r_b} \tag{6.3}$$

Trong quá trình phanh, do M_p tăng dần nên P_p cũng tăng dần lên và đến một lúc nào đó $P_p = P_{pmax} = P_\varphi$ thì các bánh xe bị trượt lết. Khi bánh xe bị trượt lết hoàn toàn thì hệ số bám φ giảm xuống giá trị φ_{min} , cho nên lực phanh cũng giảm xuống giá trị nhỏ nhất, dẫn đến hiệu quả phanh thấp nhất. Ngoài ra, nếu các bánh xe trước bị trượt lết sẽ làm mất tính dẫn hướng khi phanh (xe không điều khiển được), còn nếu các bánh xe sau bị trượt lết sẽ làm mất tính ổn định khi phanh (các bánh xe dễ dàng bị trượt ngang khi có lực ngang nhỏ tác dụng lên xe).

Từ biểu thức (6.2) ta thấy rằng để có P_p lớn thì cả hệ số bám φ và Z_b đều phải có giá trị lớn. Cho nên để sử dụng hết toàn bộ trọng lượng bám của xe, chúng ta phải bố trí cơ cấu phanh ở tất cả các bánh xe.

Khi phanh, động năng hoặc thế năng của xe bị tiêu hao cho ma sát giữa má phanh và trống phanh, giữa lốp và mặt đường cũng như để khắc phục các lực cản chuyển động.

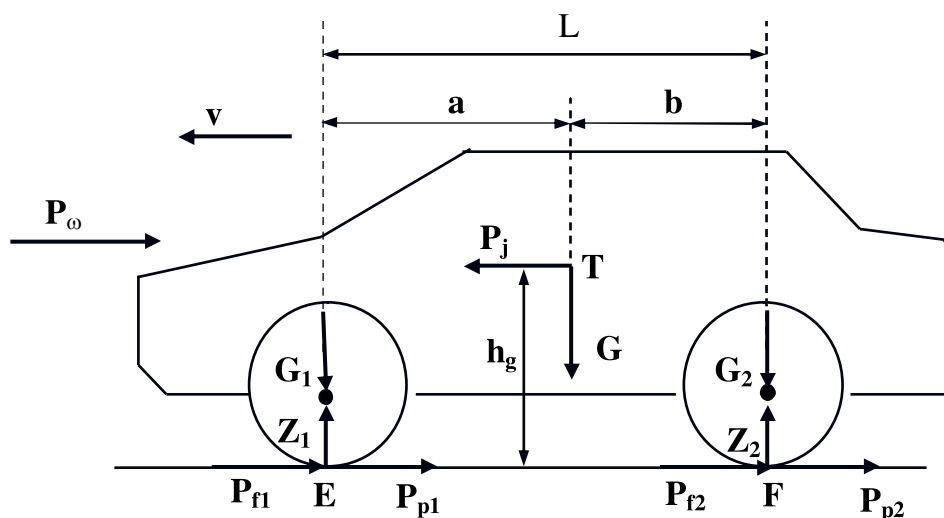
Nếu mômen phanh càng tăng thì cơ năng biến thành nhiệt năng giữa trống phanh và má phanh, giữa lốp và mặt đường càng tăng.

Khi bánh xe bị hãm cứng hoàn toàn thì công ma sát giữa trống phanh và má phanh cũng như sự cản lăn không có nữa, tất cả năng lượng hầu như biến thành nhiệt năng ở vùng tiếp xúc giữa lốp và mặt đường.

Sự trượt lết sẽ làm giảm hiệu quả phanh, tăng độ mòn của lốp, tăng độ trượt dọc và ảnh hưởng xấu đến tính ổn định ngang của xe.

6.2.2. Lực phanh ô tô và điều kiện bảo đảm phanh tối ưu :

6.2.2.1. Lực phanh ô tô :



Hình 6.2: Các lực tác dụng lên ô tô khi phanh.

Các lực tác dụng lên ô tô khi phanh:

- + Trọng lượng toàn bộ của ô tô G đặt tại trọng tâm.
- + Lực cản lăn ở các bánh xe trước và sau P_{f1}, P_{f2} .
- + Phản lực thẳng góc tác dụng lên các bánh xe trước và sau Z_1, Z_2 .
- + Lực phanh ở các bánh xe trước và sau P_{p1}, P_{p2} .
- + Lực cản không khí P_ω .
- + Lực quán tính P_j do khi phanh có gia tốc chậm dần.

Lực quán tính P_j được xác định theo biểu thức sau :

$$P_j = \frac{G}{g} j_p \tag{6.4}$$

Ở đây :

- g – Gia tốc trọng trường ($g = 9,8 \text{ m/s}^2$).
- j_p – Gia tốc chậm dần khi phanh.

Khi phanh thì lực cản không khí P_ω và lực cản lăn P_{f1} và P_{f2} không đáng kể, có thể bỏ qua. Sự bỏ qua này chỉ gây sai số khoảng $1,5 \div 2\%$.

Bằng cách lập các phương trình cân bằng mômen của các lực tác dụng lên ô tô khi phanh đối với các điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường tại E và F, ta có thể xác định các phản lực thẳng góc Z_1 và Z_2 tác dụng lên các bánh xe cầu trước và cầu sau :

$$Z_1 = \frac{Gb + P_j h_g}{L} = G_1 \tag{6.5}$$

$$Z_2 = \frac{Ga - P_j h_g}{L} = G_2 \tag{6.6}$$

Trong đó :

a, b, h_g – Tọa độ trọng tâm của ô tô.

L – Chiều dài cơ sở của ô tô.

G₁, G₂ – Tải trọng tác dụng lên các bánh xe cầu trước và cầu sau khi phanh.

Thay P_j ở công thức (6.4) vào Z₁ và Z₂, ta được :

$$Z_1 = \frac{G}{L} \left(b + \frac{j_p h_g}{g} \right) = \frac{Gb}{L} \left(1 + \frac{j_p h_g}{gb} \right) = Z_{1t} \cdot m_{1p} = G_{1t} \cdot m_{1p} \tag{6.7}$$

$$Z_2 = \frac{G}{L} \left(a - \frac{j_p h_g}{g} \right) = \frac{Ga}{L} \left(1 - \frac{j_p h_g}{ga} \right) = Z_{2t} \cdot m_{2p} = G_{2t} \cdot m_{2p} \tag{6.8}$$

Với :

$$Z_{1t} = \frac{Gb}{L}; Z_{2t} = \frac{Ga}{L}$$

$$m_{1p} = 1 + \frac{j_p h_g}{gb}; m_{2p} = 1 - \frac{j_p h_g}{ga}$$

Ở đây :

Z_{1t}, Z_{2t} – Phản lực thẳng góc tác dụng lên các bánh xe cầu trước và cầu sau khi xe đứng yên trên mặt phẳng nằm ngang (phản lực tĩnh).

m_{1p}, m_{2p} – Hệ số thay đổi tải trọng tác dụng lên các bánh xe cầu trước và cầu sau khi phanh.

G_{1t}, G_{2t} – Tải trọng tĩnh tác dụng lên các bánh xe cầu trước và cầu sau.

Các lực phanh sinh ra ở các bánh xe cầu trước và cầu sau sẽ là :

$$P_{p1} = P_{\varphi 1} = Z_1 \varphi = \frac{G}{L} \left(b + \frac{j_p h_g}{g} \right) \varphi \tag{6.9}$$

$$P_{p2} = P_{\varphi 2} = Z_2 \varphi = \frac{G}{L} \left(a - \frac{j_p h_g}{g} \right) \varphi \tag{6.10}$$

Để sử dụng hết trọng lượng bám của ô tô thì cơ cấu phanh được bố trí ở các bánh xe trước và sau và lực phanh lớn nhất đối với toàn bộ xe là :

$$P_{pmax} = G \varphi \tag{6.11}$$

6.2.2.2. Điều kiện bảo đảm phanh tối ưu :

Phanh tối ưu có nghĩa là quá trình phanh đạt hiệu quả cao nhất. Quá trình phanh có hiệu quả cao nhất thể hiện qua các chỉ tiêu : $S_p = S_{pmin}$, $t_p = t_{pmin}$, $j_p = j_{pmax}$. Với S_p , t_p , j_p là quãng đường phanh, thời gian phanh và gia tốc phanh.

Sự phanh có hiệu quả nhất là khi lực phanh sinh ra ở các bánh xe tỷ lệ thuận với tải trọng tác dụng lên chúng, mà tải trọng tác dụng lên các bánh xe trong quá trình phanh lại thay đổi do lực quán tính P_j tác dụng lên xe.

Trong trường hợp phanh có hiệu quả nhất thì tỷ số giữa các lực phanh ở các bánh xe trước và sau là :

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{\varphi \cdot Z_1}{\varphi \cdot Z_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{Gb + P_j h_g}{Ga - P_j h_g} \tag{6.12}$$

Trong quá trình phanh thì lực cản lăn P_{f1} và P_{f2} không đáng kể, có thể bỏ qua, do đó có thể viết :

$$P_j = P_{p1} + P_{p2}$$

Và $P_{jmax} = P_{pmax} = G \varphi$ (6.13)

Thay P_{jmax} vào biểu thức (6.12), ta có :

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{b + \varphi \cdot h_g}{a - \varphi \cdot h_g} \tag{6.14}$$

Biểu thức (6.14) chính là điều kiện để đảm bảo sự phanh có hiệu quả nhất. Nghĩa là để đảm bảo phanh tối ưu thì khi phanh quan hệ giữa các lực phanh P_{p1} và P_{p2} phải luôn thỏa mãn biểu thức (6.14).

Do trong quá trình phanh tọa độ trọng tâm (a, b, h_g) và hệ số bám dọc φ luôn thay đổi cho nên tỷ số $\frac{P_{p1}}{P_{p2}}$ luôn thay đổi. Muốn vậy phải thay đổi được mômen phanh M_{p1} , M_{p2} sinh

ra ở các cơ cấu phanh đặt ở các bánh xe cầu trước và cầu sau. Để thay đổi M_{pi} thì phải thay đổi áp suất dầu hoặc khí nén dẫn đến các xy lanh ở các bánh xe (phanh dầu) hoặc dẫn đến các bầu phanh (phanh khí). Ở hệ thống phanh thường, sự thay đổi áp suất nói trên là không có, nên khi phanh gấp, sau một thời gian ngắn trong tổng thời gian phanh, thì G_1 (hoặc Z_1) tăng lên, G_2 (hoặc Z_2) giảm xuống, dẫn đến lực bám $P_{\varphi1}$ tăng, $P_{\varphi2}$ giảm, hậu quả là : $P_{p1} < P_{\varphi1}$, $P_{p2} > P_{\varphi2}$, làm cho các bánh xe cầu sau bị hãm cứng và trượt lết hoàn toàn. Lúc này chỉ cần một lực ngang nhỏ tác dụng lên xe là cầu sau sẽ trượt ngang, làm cho độ ổn định của xe giảm nhanh, xe bị quay ngang và có khả năng bị lật đổ.

Vì thế, để tránh xảy ra hiện tượng này, hiện nay trên nhiều xe đã bố trí bộ điều hòa lực phanh hoặc bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh. Các cơ cấu này sẽ tự động điều chỉnh lực phanh ở các bánh xe bằng cách thay đổi quan hệ áp suất dẫn động phanh đến các cơ cấu phanh ở cầu trước và cầu sau.

6.2.3. Mômen phanh cần thiết tại các cơ cấu phanh :

Mômen phanh sinh ra ở các 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:

$$P_{p1} = \frac{G_{1t}}{2} m_{1p} \varphi = \frac{Gb}{2L} m_{1p} \varphi \tag{6.15}$$

Ở cầu sau là:

$$P_{p2} = \frac{G_{2t}}{2} m_{2p} \varphi = \frac{Ga}{2L} m_{2p} \varphi \tag{6.16}$$

Ở đây:

- G – Trọng lượng ô tô khi tải đầy.
- G_{1t}, G_{2t} – Tải trọng tương ứng (phản lực của đất) tác dụng lên cầu 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 trước và cầu sau.
- L – Chiều dài cơ sở của ô tô.
- φ – Hệ số bám dọc giữa lốp và đường ($\varphi = 0,7 \div 0,8$).

Các hệ số m_{1p}, m_{2p} cho trường hợp phanh với cường độ phanh lớn nhất ($j_p = j_{pmax}$) sẽ là :

$$m_{1p} = 1 + \frac{j_{max} h_g}{gb} = 1 + \frac{\varphi' h_g}{b} \tag{6.17}$$

$$m_{2p} = 1 - \frac{j_{max} h_g}{ga} = 1 - \frac{\varphi' h_g}{a} \tag{6.18}$$

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 cho 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:

$$M_{p1} = \frac{G_{1t}}{2} m_{1p} \varphi r_b = \frac{G}{2L} (b + \varphi' h_g) \varphi r_b \tag{6.19}$$

Ở cầu sau (ô tô hai cầu) là:

$$M_{p2} = \frac{G_{2t}}{2} m_{2p} \varphi r_b = \frac{G}{2L} (a - \varphi' h_g) \varphi r_b \tag{6.20}$$

Trong đó:

r_b – Bán kính làm việc trung bình của bánh xe.

Khi tính toán có thể chọn $\varphi' = 0,4 \div 0,5$ và $\varphi = 0,7 \div 0,8$.

Đứng về kết cấu của cơ cấu phanh guốc mà xét thì mômen phanh M_{p1} và M_{p2} phải bằng:

$$M_{p1} = M'_{p1} + M''_{p1} \tag{6.21}$$

$$M_{p2} = M'_{p2} + M''_{p2} \tag{6.22}$$

Ở đây:

M'_{p1}, M''_{p1} – Mômen phanh sinh ra ở má phanh trước và má phanh sau của mỗi cơ cấu phanh ở cầu trước.

M'_{p2}, M''_{p2} – Mômen phanh sinh ra ở má phanh trước và má phanh sau của mỗi cơ cấu phanh ở cầu sau.

6.2.4. Xác định các chỉ tiêu đánh giá hiệu quả phanh :

6.2.4.1. Gia tốc chậm dần khi phanh :

Gia tốc chậm dần khi phanh là một trong những chỉ tiêu quan trọng để đánh giá chất lượng phanh ô tô. Khi phân tích các lực tác dụng lên ô tô có thể viết phương trình cân bằng lực kéo khi phanh ô tô như sau :

$$P_j = P_p + P_f + P_\omega + P_\eta \pm P_i \tag{6.23}$$

Ở đây :

P_j – Lực quán tính sinh ra khi phanh ô tô.

P_p – Lực phanh sinh ra ở các bánh xe.

P_f – Lực cản lăn.

P_ω – Lực cản không khí.

P_η – Lực để thắng tiêu hao cho ma sát cơ khí.

P_i – Lực cản lên dốc. Khi phanh trên đường nằm ngang thì lực cản lên dốc $P_i = 0$.

Khi phanh thì P_ω, P_f và P_η không đáng kể, có thể bỏ qua. Sự bỏ qua này chỉ gây sai số khoảng $1,5 \div 2\%$.

Khi bỏ qua các lực P_ω, P_f, P_η , và khi ô tô phanh trên đường nằm ngang $P_i = 0$, ta có phương trình sau :

$$P_j = P_p \tag{6.24}$$

Lực phanh lớn nhất P_{pmax} được xác định theo điều kiện bám khi các bánh xe bị phanh hoàn toàn và đồng thời theo biểu thức :

$$P_{pmax} = G \varphi$$

Hay
$$\delta_i \frac{G}{g} j_{pmax} = G \varphi \tag{6.25}$$

Với :

δ_i – Hệ số tính đến ảnh hưởng các trọng khối quay của ô tô.

Từ (6.25) ta xác định được gia tốc chậm dần cực đại khi phanh :

$$j_{pmax} = \frac{\varphi \cdot g}{\delta_i} \tag{6.26}$$

Để j_{pmax} tăng thì ta giảm δ_i và tăng φ .

+ Giảm δ_i bằng cách tách ly hợp khi phanh gấp.

+ Tăng φ bằng cách cải thiện tình trạng mặt đường.

6.2.4.2. Thời gian phanh :

Thời gian phanh cũng là một trong những chỉ tiêu để đánh giá chất lượng phanh. Thời gian phanh càng nhỏ thì chất lượng phanh càng tốt. Để xác định thời gian phanh có thể sử dụng biểu thức sau :

$$j_p = \frac{dv}{dt} = \frac{\varphi \cdot g}{\delta_i} \tag{6.27}$$

Suy ra :

$$dt = \frac{\delta_i}{\varphi \cdot g} dv \tag{6.28}$$

Muốn xác định thời gian phanh nhỏ nhất t_{pmin} cần tích phân dt trong giới hạn từ thời điểm ứng với vận tốc khi bắt đầu phanh v_1 , vận tốc khi kết thúc phanh v_2 ($v_1 > v_2$).

$$t_{pmin} = \int_{v_2}^{v_1} \frac{\delta_i}{\varphi \cdot g} dv = \frac{\delta_i}{\varphi \cdot g} (v_1 - v_2) \tag{6.29}$$

Khi phanh ô tô đến lúc dừng hẳn thì $v_2 = 0$, do đó :

$$t_{pmin} = \frac{\delta_i \cdot v_1}{\varphi \cdot g} \tag{6.30}$$

Từ biểu thức trên ta thấy rằng thời gian phanh ô tô nhỏ nhất phụ thuộc vào vận tốc bắt đầu phanh của ô tô, phụ thuộc vào hệ số δ_i và hệ số bám φ giữa các bánh xe với mặt đường. Để cho thời gian phanh nhỏ nhất cần phải giảm δ_i , vì vậy người lái xe nên cắt ly hợp khi phanh. Ngoài ra phải thực hiện các biện pháp để tăng hệ số bám dọc φ .

6.2.4.3. Quãng đường phanh :

Quãng đường phanh là chỉ tiêu quan trọng nhất để đánh giá chất lượng phanh của ô tô. Để xác định quãng đường phanh nhỏ nhất, có thể sử dụng biểu thức 6.27 bằng cách nhân hai vế với dS (dS – Vi phân của quãng đường), ta có :

$$\frac{dv}{dt} dS = \frac{\varphi \cdot g}{\delta_i} dS$$

Hay là :
$$vdv = \frac{\varphi \cdot g}{\delta_i} dS \tag{6.31}$$

Quãng đường phanh nhỏ nhất được xác định bằng cách tích phân dS trong giới hạn từ v₁ đến v₂. Ta có :

$$S_{pmin} = \int_{v_2}^{v_1} \frac{\delta_i}{\varphi \cdot g} vdv = \frac{\delta_i}{\varphi \cdot g} \int_{v_2}^{v_1} vdv \tag{6.32}$$

$$S_{pmin} = \frac{\delta_i}{2 \cdot \varphi \cdot g} (v_1^2 - v_2^2) \tag{6.33}$$

Khi phanh đến lúc ô tô dừng hẳn v₂ = 0 :

$$S_{pmin} = \frac{\delta_i \cdot v_1^2}{2 \cdot \varphi \cdot g} \tag{6.34}$$

Từ biểu thức trên ta thấy rằng quãng đường phanh nhỏ nhất phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của ô tô lúc bắt đầu phanh, phụ thuộc vào hệ số bám φ và hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng quay δ_i . Để giảm quãng đường phanh cần giảm hệ số δ_i cho nên nếu người lái cắt ly hợp trước khi phanh thì quãng đường phanh sẽ ngắn hơn.

Cần lưu ý rằng, theo các công thức trên thì j_{pmax} , t_{pmin} , S_{pmin} phụ thuộc vào hệ số bám φ , nhưng do φ lại phụ thuộc vào tải trọng tác dụng lên các bánh xe, tức là phụ thuộc vào trọng lượng toàn bộ của xe G. Bởi vậy j_p , t_p , S_p có phụ thuộc vào G, mặc dù trong các công thức tính j_p , t_p , S_p không có mặt của G.

6.2.4.4. Lực phanh và lực phanh riêng:

Lực phanh và lực phanh riêng cũng là chỉ tiêu để đánh giá chất lượng phanh. Chỉ tiêu này được dùng thuận lợi nhất là khi thử phanh ô tô trên bệ thử. Lực phanh sinh ra ở các bánh xe của ô tô xác định theo biểu thức :

$$P_p = \frac{M_p}{r_b} \tag{6.35}$$

Ở đây :

P_p – Lực phanh ô tô.

M_p – Mômen phanh ở các cơ cấu phanh.

r_b – Bán kính làm việc trung bình của bánh xe.

Lực phanh riêng là lực phanh tính trên một đơn vị trọng lượng toàn bộ G của ô tô, nghĩa là :

$$P_r = \frac{P_p}{G} \tag{6.36}$$

Lực phanh riêng cực đại ứng với khi lực phanh cực đại :

$$P_{rpmax} = \frac{P_{pmax}}{G} = \frac{\varphi \cdot G}{G} = \varphi \tag{6.37}$$

Từ biểu thức (6.37) ta thấy rằng lực phanh riêng cực đại bằng hệ số bám φ . Như vậy về lý thuyết mà nói, trên mặt đường nhựa khô nằm ngang, lực phanh riêng cực đại có thể đạt được giá trị 75÷80%. Trong thực tế giá trị đạt được thấp hơn nhiều, chỉ khoảng 45÷65%.

*** Nhận xét :**

Trong các chỉ tiêu đánh giá chất lượng phanh thì chỉ tiêu quãng đường phanh là đặc trưng nhất và có ý nghĩa quan trọng nhất, vì quãng đường phanh cho phép người lái hình dung được vị trí xe sẽ dừng trước một chướng ngại vật mà họ phải xử trí để khỏi xảy ra tai nạn khi người lái xe phanh ở tốc độ ban đầu nào đấy .

Cần chú ý rằng bốn chỉ tiêu nêu trên đều có giá trị ngang nhau (giá trị tương đương), nghĩa là khi đánh giá chất lượng phanh chỉ cần dùng một trong bốn chỉ tiêu trên.

6.2.5. Phân bố lực phanh và ổn định của ô tô khi phanh :

Muốn quá trình phanh có hiệu quả nhất thì phân bố các lực phanh sinh ra ở các bánh xe trước P_{p1} và ở các bánh xe sau P_{p2} phải tuân theo biểu thức (6.14). Nếu coi bán kính của bánh xe trước là r_{b1} và bánh xe sau là r_{b2} bằng nhau trong quá trình phanh ta có thể viết quan hệ giữa mômen phanh ở các bánh xe trước M_{p1} và M_{p2} như sau:

$$\frac{M_{p2}}{M_{p1}} = \frac{P_{p2} \cdot r_{b2}}{P_{p1} \cdot r_{b1}} = \frac{P_{p2}}{P_{p1}} \tag{6.38}$$

Kết hợp các biểu thức (6.14) và (6.38) ta có quan hệ sau:

$$\frac{M_{p2}}{M_{p1}} = \frac{a - \varphi \cdot h_g}{b + \varphi \cdot h_g} \tag{6.39}$$

Trong đó:

M_{p1} – Mômen phanh sinh ra ở các bánh xe trước.

M_{p2} – Mômen phanh sinh ra ở các bánh xe sau.

Như vậy muốn đảm bảo hiệu quả phanh tốt nhất thì mômen phanh sinh ra ở các bánh xe trước M_{p1} và mômen phanh sinh ra ở bánh xe sau M_{p2} phải tuân theo biểu thức (6.39).

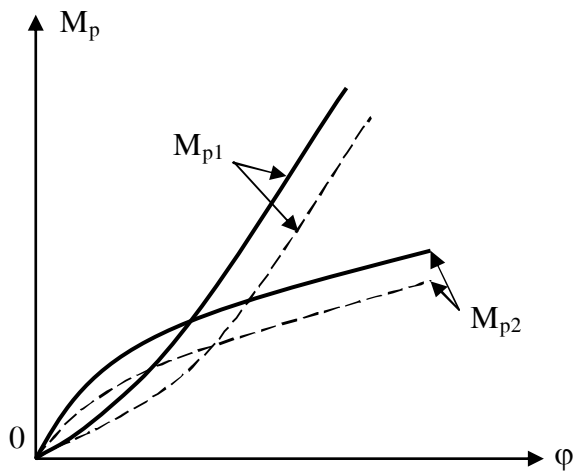
Mômen phanh sinh ra ở các bánh xe trước M_{p1} và mômen phanh sinh ra ở các bánh xe sau M_{p2} có thể xác định từ điều kiện bám theo biểu thức sau :

$$M_{p1} = \varphi Z_1 r_b = \frac{G \cdot r_b \cdot \varphi}{L} (b + \varphi \cdot h_g) \tag{6.40}$$

$$M_{p2} = \varphi Z_2 r_b = \frac{G \cdot r_b \cdot \varphi}{L} (a - \varphi \cdot h_g) \tag{6.41}$$

Đối với ô tô đã chất tải nhất định, ta có a, b, h_g cố định. Bằng cách thay đổi giá trị φ dựa trên biểu thức (6.40) và (6.41) ta có thể vẽ đồ thị $M_{p1}=f_1(\varphi), M_{p2}=f_2(\varphi)$ như sau:

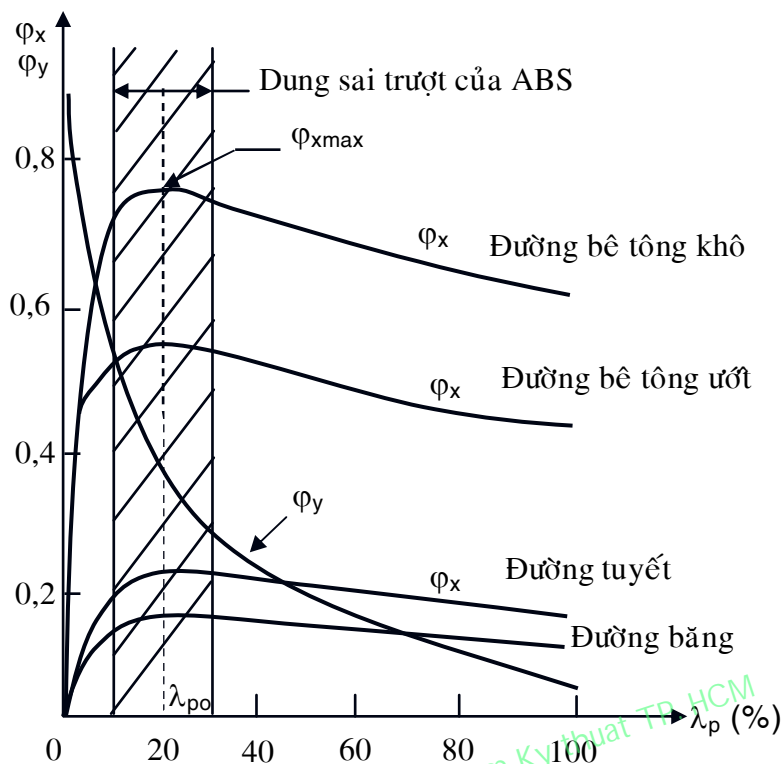
Trên hình 6.3 là đồ thị biểu diễn quan hệ giữa M_{p1} và M_{p2} với hệ số bám φ . Đường nét liền ứng với ô tô đầy tải, đường nét đứt ứng với ô tô không tải.



Hình 6.3: Đồ thị biểu diễn mối quan hệ giữa mômen phanh M_{p1} và M_{p2} với hệ số bám φ .

Từ đồ thị 6.3 có thể vẽ đồ thị quan hệ giữa mômen phanh ở các bánh xe trước M_{p1} và ở các bánh xe sau M_{p2} (hình 6.4).

Đồ thị trình bày ở hình 6.4 được gọi là đặc tính phanh lý tưởng của ô tô. Bởi vì nếu quan hệ giữa M_{p1} và M_{p2} theo đúng đường cong 1 (khi đầy tải) hoặc theo đúng đường cong 2 (khi không tải) thì ở các bánh xe trước $M_{p1} \approx M_{\varphi 1}$ và ở cầu sau $M_{p2} \approx M_{\varphi 2}$ (với $M_{\varphi 1}, M_{\varphi 2}$ là mômen bám của các bánh xe cầu trước và cầu sau). Tức là mômen phanh ở các bánh xe đã lớn xấp xỉ bằng mômen bám tại mọi thời điểm trong suốt quá trình phanh. Cho nên quãng đường phanh sẽ ngắn nhất, các bánh xe không bị hãm cứng trong khi phanh và đảm bảo được ổn định của ô tô khi phanh.



Hình 6.6: Đồ thị biểu diễn sự thay đổi hệ số bám dọc φ_x và hệ số bám ngang φ_y theo độ trượt tương đối λ_p .

Từ đồ thị trên hình 6.6 ta thấy hệ số bám một mặt phụ thuộc vào loại đường và tình trạng mặt đường, mặt khác còn phụ thuộc vào độ trượt của bánh xe với mặt đường khi phanh.

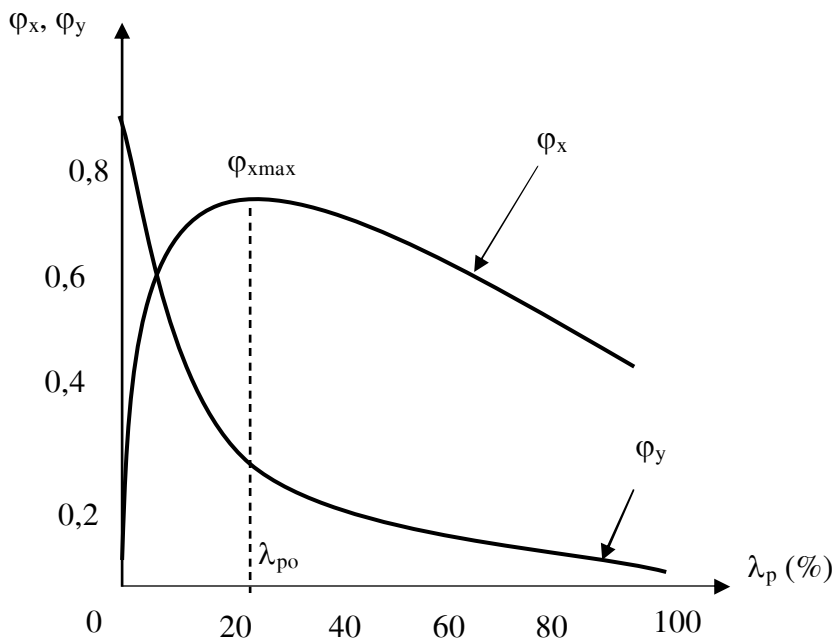
Hệ số bám dọc khi phanh được định nghĩa :

$$\varphi_x = \frac{P_p}{G_b} \tag{6.45}$$

Với định nghĩa trên thì $\varphi_x = 0$ khi lực phanh $P_p = 0$, tức là lúc chưa phanh. Khi bắt đầu phanh, φ_x tăng nhanh và độ trượt λ_p cũng tăng lên. Khi độ trượt nằm trong khoảng $15 \div 25\%$ thì $\varphi_x \approx \varphi_{xmax}$, đặc biệt khi $\lambda_p = \lambda_{po} = 20\%$ thì $\varphi_x = \varphi_{xmax}$ và φ_y có giá trị khá lớn. Bởi vậy giá trị λ_{po} được gọi là độ trượt tối ưu. Thực nghiệm chứng minh rằng, tùy từng loại xe mà λ_{po} có thể thay đổi trong giới hạn $15 \div 25\%$.

Ở hệ thống phanh thường, khi gặp nguy hiểm, người lái đạp mạnh lên bàn đạp phanh làm cho áp suất trong dẫn động phanh tăng cao, dẫn đến $P_{pi} > P_{\phi}$ ở các bánh xe, lập tức các bánh xe bị hãm cứng và trượt lết hoàn toàn $\lambda_p = 100\%$, do đó φ_x giảm đi gần một nửa, nên lực phanh P_{pi} cũng giảm đi gần một nửa, đồng thời khi $\lambda_p = 100\%$ thì $\varphi_y \approx 0$, dẫn đến $P_{\phi y} = \varphi_y \cdot G_b \approx 0$, cho nên khả năng bám ngang của các bánh xe không còn nữa, lúc này chỉ cần một lực ngang nhỏ tác dụng lên xe là xe sẽ bị trượt ngang (hình 6.7).

Ưu điểm vượt trội của hệ thống phanh ABS so với phanh thường là : do ABS hiệu chỉnh liên tục áp suất trong dẫn động phanh, nên độ trượt λ_p chỉ dao động trong giới hạn $10 \div 30\%$ (hình 6.6). Ở trong giới hạn này $\varphi_x \approx \varphi_{xmax}$ nên $P_{pmax} \approx \varphi_{xmax} \cdot G_b = P_{\phi}$, bởi vậy hiệu quả phanh sẽ cao nhất. Mặt khác φ_y ở trong giới hạn này cũng có giá trị khá lớn, nên $P_{\phi y} = \varphi_y \cdot G_b$ cũng có giá trị lớn, các bánh xe sẽ không bị trượt ngang, do đó đảm bảo được tính dẫn hướng và độ ổn định của xe khi phanh.



Hình 6.7: Sự thay đổi hệ số bám dọc φ_x và hệ số bám ngang φ_y theo độ trượt tương đối λ_p của bánh xe khi phanh.

Để giữ cho các bánh xe không bị hãm cứng và đảm bảo hiệu quả phanh cao cần phải điều chỉnh áp suất trong dẫn động phanh sao cho độ trượt của bánh xe với mặt đường thay đổi quanh giá trị λ_{po} trong giới hạn hẹp. Các hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh có thể sử dụng các nguyên lý điều chỉnh sau đây:

- + Theo gia tốc góc chậm dần của bánh xe được phanh (ε).
- + Theo giá trị độ trượt cho trước (λ_p).
- + Theo giá trị của tỷ số vận tốc góc của bánh xe với gia tốc góc chậm dần của nó.

Hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh gồm các phần tử sau :

- + Cảm biến để phát tín hiệu về tình trạng của đối tượng cần được thông tin, cụ thể là tình trạng của bánh xe đang được phanh (cảm biến vận tốc góc, cảm biến áp suất, cảm biến gia tốc của xe).
- + Bộ điều khiển để xử lý các thông tin và phát các lệnh nhả phanh hoặc phanh bánh xe (các bộ điều khiển này thường là loại điện tử).
- + Bộ thực hiện để thực hiện các lệnh do bộ điều khiển phát ra (bộ thực hiện có thể là loại thủy lực, loại khí hay loại hỗn hợp thủy khí).

Các hệ thống chống hãm cứng bánh xe hiện nay thường sử dụng nguyên lý điều chỉnh áp suất trong dẫn động phanh theo gia tốc góc chậm dần của bánh xe và ở bánh xe có bố trí cảm biến vận tốc góc. Biến thiên của vận tốc góc theo thời gian sẽ cho ra giá trị gia tốc góc.

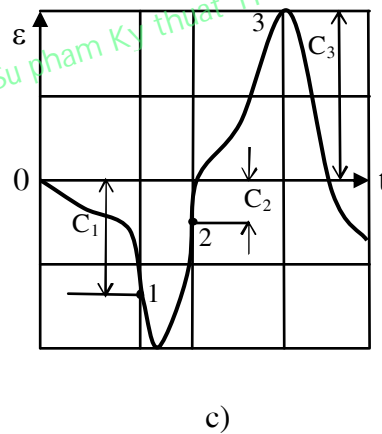
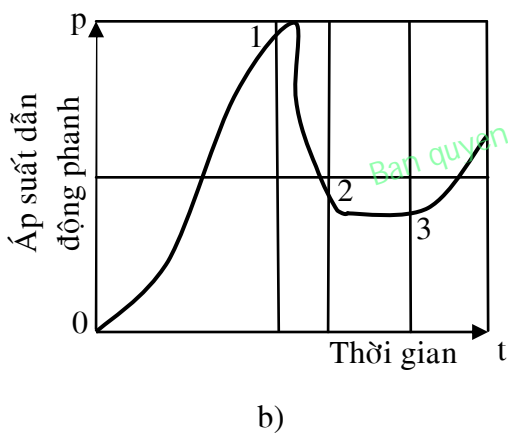
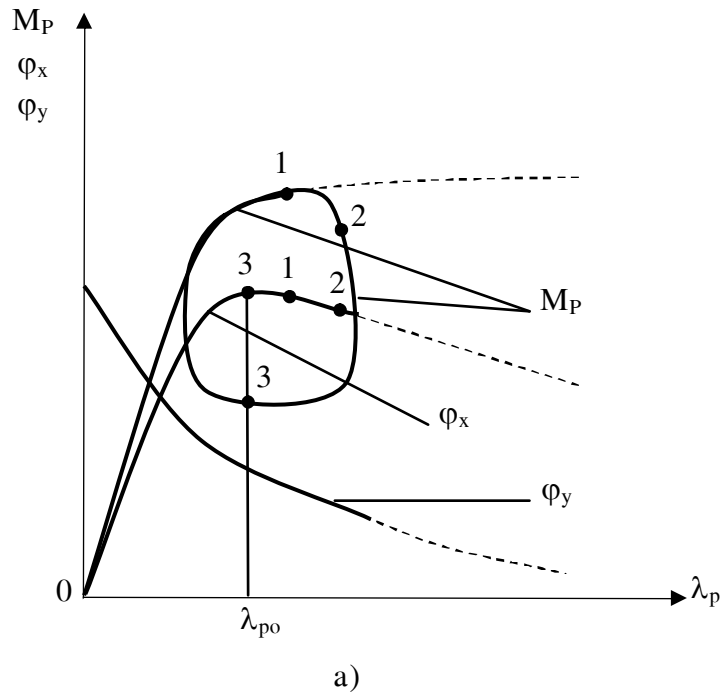
Chúng ta sẽ xem xét sự làm việc của hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh bằng nguyên lý điều chỉnh theo gia tốc góc chậm dần.

Trên hình 6.8 trình bày đồ thị chỉ sự thay đổi một số thông số của hệ thống phanh và của chuyển động của bánh xe khi có trang bị hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh.

Khi tác động lên bàn đạp phanh thì áp suất trong dẫn động tăng lên, nghĩa là mômen phanh M_p tăng lên làm tăng giá trị của gia tốc góc chậm dần của bánh xe và làm tăng độ trượt của nó. Sau khi vượt qua điểm cực đại trên đường cong $\varphi_x = f(\lambda_p)$ thì gia tốc góc chậm dần của bánh xe bắt đầu tăng đột ngột. Điều này báo hiệu bánh xe có xu hướng bị hãm cứng. Giai đoạn này của quá trình phanh có bộ chống hãm cứng bánh xe sẽ ứng với các đường cong 0-1 trên hình 6.8 a, b và c. Giai đoạn này được gọi là pha I (pha bắt đầu phanh hay là pha tăng áp suất trong dẫn động phanh).

Bộ điều khiển của hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh lúc này ghi gia tốc góc tại điểm 1 đạt giá trị tối hạn (đoạn c_1 trên hình 6.8 c) và ra lệnh cho bộ thực hiện phải giảm áp suất trong dẫn động. Sự giảm áp suất được bắt đầu với độ chậm trễ nhất định do đặc tính của bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh. Quá trình diễn biến từ điểm 1-2 được gọi là pha II (pha giảm sự phanh hay là pha giảm áp suất trong dẫn động phanh). Gia tốc góc của bánh xe lúc này giảm dần và tại điểm 2 gia tốc tiến gần giá trị 0. Giá trị gia tốc góc lúc này tương ứng với đoạn c_2 trên hình 6.8 c. Sau khi ghi lại giá trị này, bộ điều khiển ra lệnh cho bộ thực hiện ổn định áp suất trong dẫn động. Lúc này bánh xe sẽ tăng tốc trong chuyển động tương đối và vận tốc của bánh xe tiến gần tới vận tốc của ô tô, nghĩa là độ trượt sẽ giảm và như vậy hệ số bám dọc φ_x tăng lên (đoạn 2-3). Giai đoạn này được gọi là pha III (pha giữ áp suất ổn định).

Bởi vì mômen phanh trong thời gian này được giữ cố định cho nên gia tốc góc chậm dần cực đại của bánh xe trong chuyển động tương đối sẽ phát sinh tương ứng với lúc hệ số bám dọc φ_x đạt giá trị cực đại. Gia tốc góc chậm dần cực đại này được chọn làm thời điểm phát lệnh và nó tương ứng với đoạn c_3 trên hình 6.8 c. Lúc này bộ điều khiển ghi lại giá trị gia tốc góc này và ra lệnh cho bộ thực hiện tăng áp suất trong dẫn động phanh. Như vậy sau điểm 3 lại bắt đầu pha I của chu kỳ làm việc mới của hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh. Từ lập luận trên thấy rằng hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh điều khiển cho mômen phanh thay đổi theo chu kỳ khép kín 1-2-3-1 (hình 6.8 a), lúc ấy bánh xe làm việc ở gần hệ số bám dọc cực đại $\varphi_{x_{max}}$ và hệ số bám ngang φ_y cũng có giá trị cao. Trong trường hợp bánh xe bị hãm cứng thì các thông số sẽ diễn biến theo đường đứt nét trên hình 6.8 a.



Hình 6.8: Sự thay đổi các thông số M_p , p và ϵ khi phanh có hệ thống chống hãm cứng bánh xe.

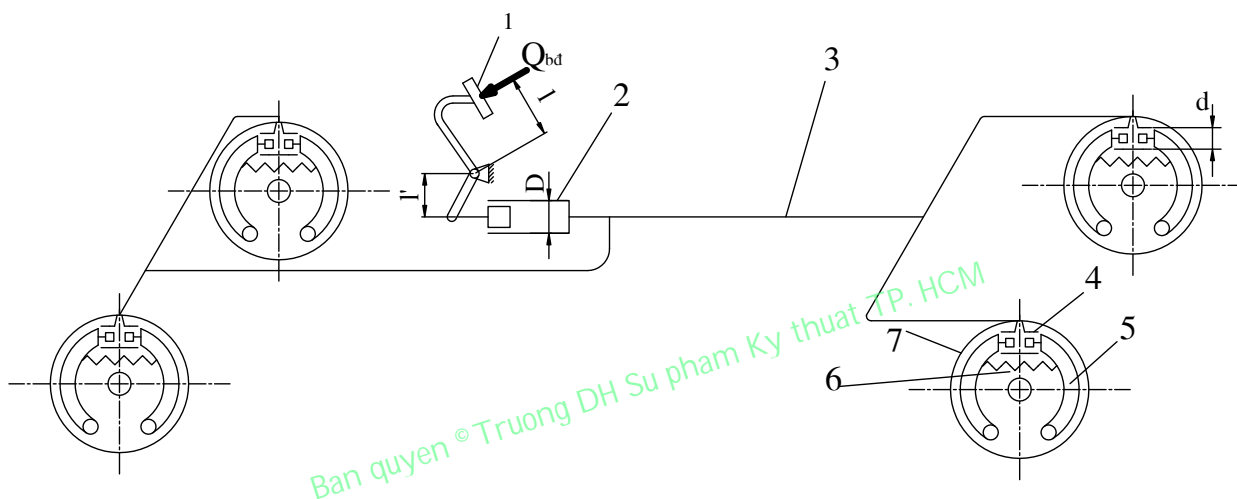
6.4. SƠ ĐỒ CẤU TẠO HỆ THỐNG PHANH DẦU, PHANH KHÍ VÀ PHANH THỦY KHÍ :

6.4.1. Sơ đồ cấu tạo hệ thống 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.

Sơ đồ hệ thống phanh dầu (hình 6.9) 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.



Hình 6.9: Sơ đồ hệ thống phanh dầu ô tô.

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.

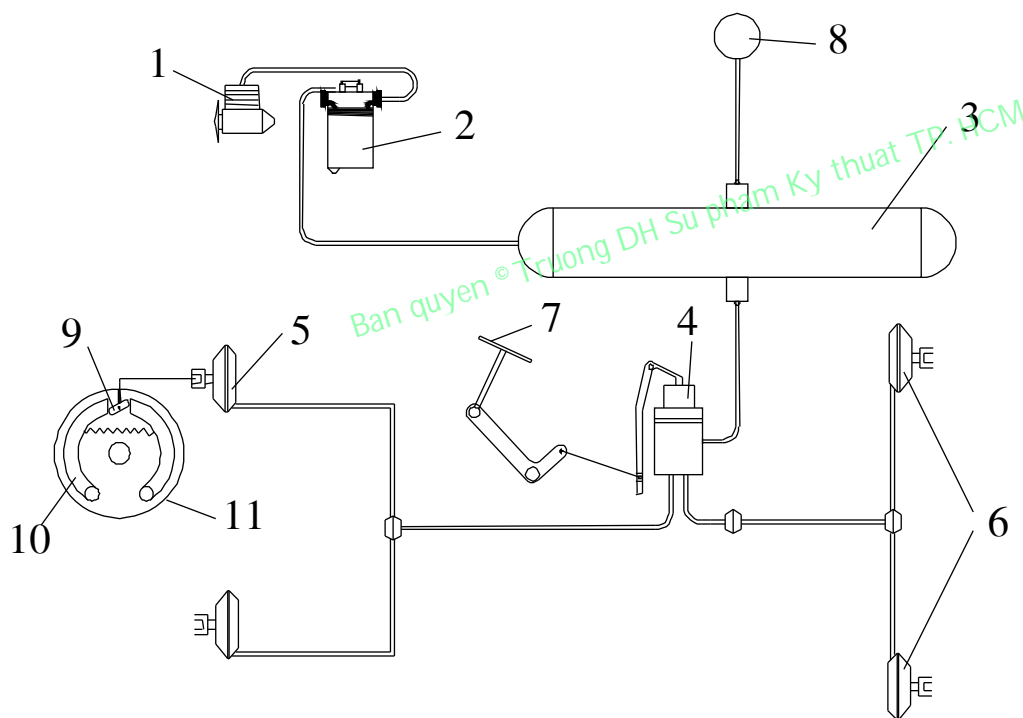
Hệ thống phanh dầu có các ưu điểm sau:

- 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.

6.4.2. Sơ đồ cấu tạo hệ thống phanh khí :



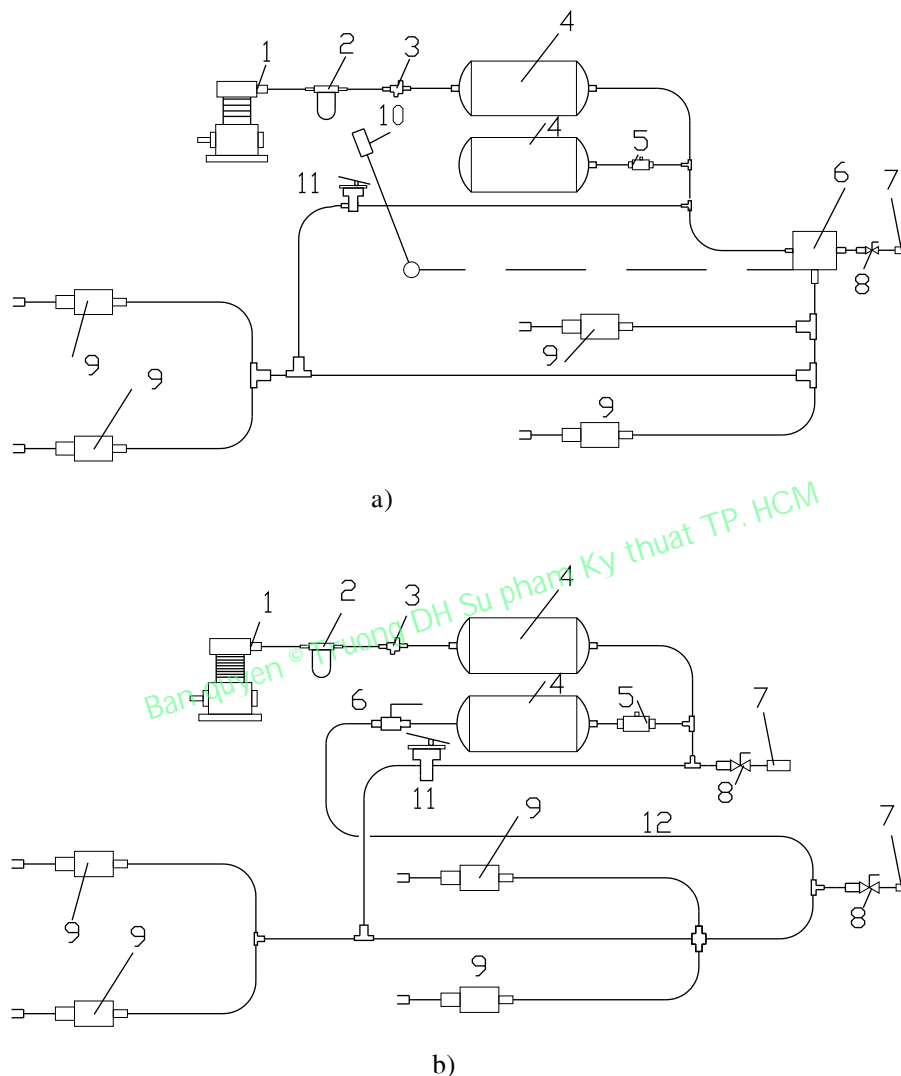
Hình 6.10: Sơ đồ làm việc của hệ thống phanh khí ô tô.

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 (hình 6.10) 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.

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 6.11.



Hình 6.11: Sơ đồ làm việc của hệ thống phanh khí có phanh rơmoóc.

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 6.11a, 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.

Khi có không khí nén có thể phanh rơmoóc bằng tay đòn 10, tay đòn này sẽ tác dụng lên van phân phối 6 của hệ thống phanh rơmoóc. Khi ô tô làm việc không kéo rơmoóc thì đường ống dẫn của hệ thống phanh rơmoóc được tách ra khỏi đường ống của hệ thống ô tô bởi van bịt kín 8.

Ở hệ thống phanh khí hai dòng (hình 6.11 b) 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.

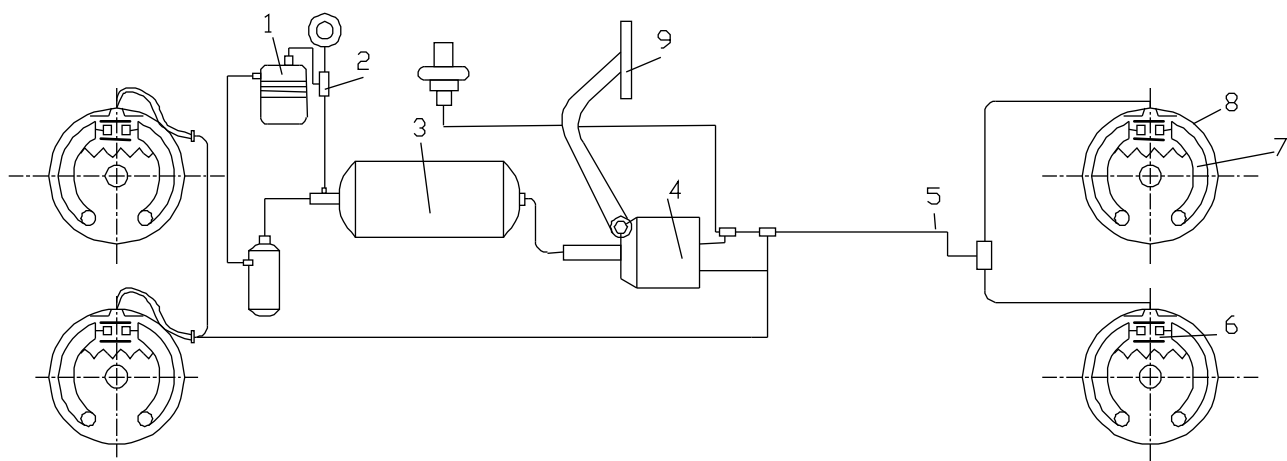
6.4.3. Sơ đồ cấu tạo hệ thống phanh thủy khí :

Trên hình 6.12 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...



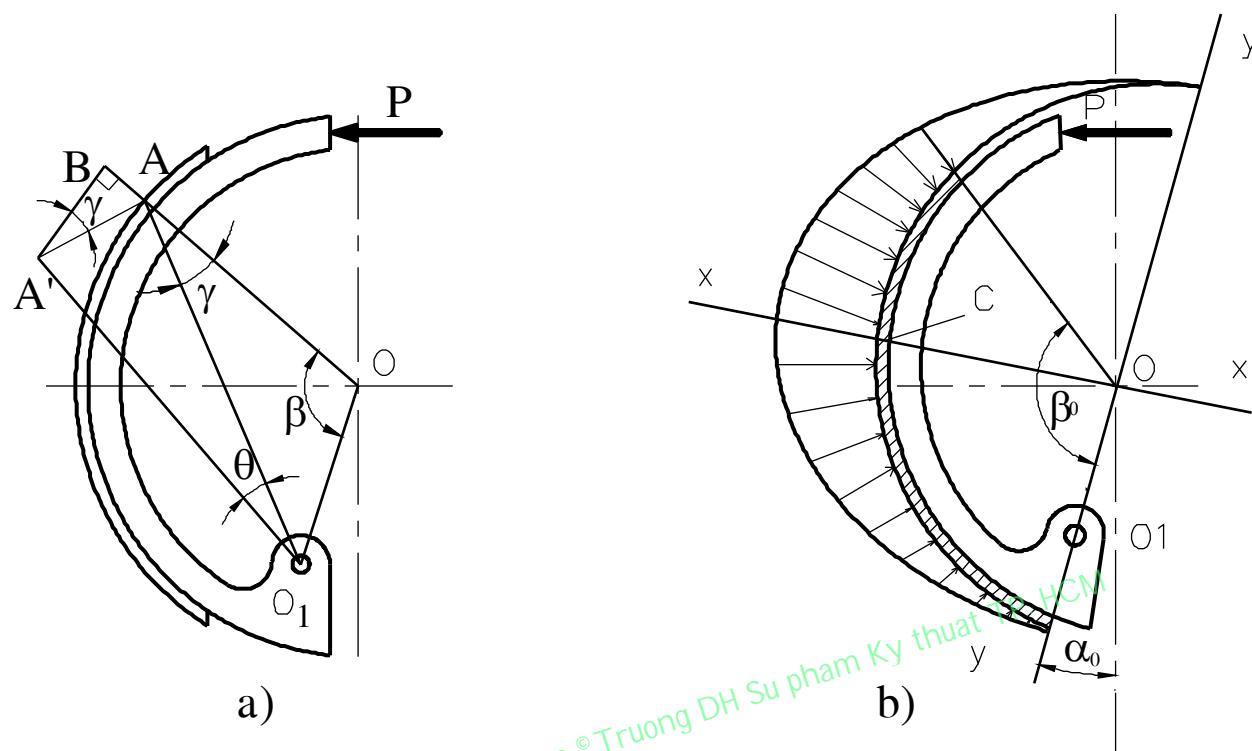
Hình 6.12: Sơ đồ hệ thống phanh thủy khí một dòng.

6.5. TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH GUỐC :

6.5.1. Quy luật phân bố áp suất trên má phanh :

Muốn tính toán cơ cấu phanh guốc 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 guốc 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 6.13: Sơ đồ dịch chuyển má phanh trong trống phanh.

Để tìm quy luật phân bố áp suất trên má phanh chúng ta thừa nhận các giả thiết sau:

- + Áp suất tại một 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 6.13a 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) gốc 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 thêm 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 ABA' ta có :

$$\overline{AB} = \overline{AA'} \sin \gamma$$

Nhưng $AA' = O_1A \cdot \theta$ (θ tính theo rad) cho nên :

$$\overline{AB} = \overline{O_1A} \cdot \theta \cdot \sin \gamma \tag{6.46}$$

Tam giác OO_1A cho ta biểu thức sau :

$$\frac{\overline{OO_1}}{\sin \gamma} = \frac{\overline{O_1A}}{\sin \beta}$$

Hay là:

$$\overline{O_1A} = \overline{OO_1} \frac{\sin \beta}{\sin \gamma} \tag{6.47}$$

Thay trị số $\overline{O_1A}$ từ biểu thức 6.46 vào 6.45 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 :

$$q = k \overline{AB} = k \overline{OO_1} \cdot \theta \sin \beta \tag{6.48}$$

Ở đây :

k – Độ cứng của má phanh.

Trong công thức 6.47, 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:

$$q = K \sin \beta \tag{6.49}$$

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 (6.48) cho chúng ta thấy rằng áp suất phân bố trên má phanh theo quy luật đường sin. Áp suất cực đại ứng với lúc $\beta = 90^0$ nghĩa là tại điểm C (hình 6.13b) (điểm C của má phanh nằm trên trục X – X thẳng góc với trục Y – Y đi qua các tâm O và O₁). Áp suất cực tiểu ứng với lúc $\beta = 0^0$ và $\beta=180^0$, tại các điểm ấy áp suất bằng không. Biểu đồ phân bố áp suất trên má phanh được chỉ rõ ở hình 6.13b. Áp suất cực đại ở điểm C sẽ là:

$$q_{max} = K$$

Do đó công thức (6.48) còn có thể viết:

$$q = q_{max} \sin\beta \tag{6.50}$$

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.

Trong thực tế, 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 120^0 , đối với ô tô hiện nay góc β_0 thường nằm trong giới hạn $90^0 \div 110^0$.

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.

6.5.2. 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 với hiệu quả cao nhất. 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 6.19 và 6.20.

$$M_{p1} = \frac{G_{11}}{2} m_{1p} \varphi r_b = \frac{G}{2L} (b + \varphi' h_g) \varphi r_b$$

$$M_{p2} = \frac{G_{21}}{2} m_{2p} \varphi r_b = \frac{G}{2L} (a - \varphi' h_g) \varphi r_b$$

Các mômen trên được coi là mômen phanh để tính toán cơ cấu phanh.

6.5.2.1. Xác định góc δ và bán kính ρ của lực tổng hợp tác dụng vuông góc lên má phanh :

6.5.2.1.1. Trường hợp thừa nhận áp suất phân bố đều trên má phanh $q = q_1 = const$:

Mômen phanh sinh ra trên trống phanh phụ thuộc vào kết cấu của cơ cấu phanh. Trên hình 6.14a 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 phanh loại cơ khí hoặc loại khí) thì lực ép P₁ và P₂ lên các guốc phanh sẽ khác nhau, trong khi đó dịch chuyển của các má phanh sẽ giống nhau. Sở dĩ P₁ khác P₂ là vì chiều lực ma sát T₁ và T₂ trên các má phanh khác nhau, trong khi đó trị số của chúng bằng nhau (T₁ = T₂) 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 N₁ = N₂, do đó T₁ = T₂).

Chúng ta sẽ xét trường hợp khi hai guốc phanh được ép một lực P như nhau.

Trên hình 6.14a trục Y₁ – Y₁ đi qua hai tâm O và O₁ và thẳng góc với trục X₁ – X₁ 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 dN₁ và lực ma sát dT₁. Lực ma sát được tính:

$$dT_1 = \mu dN_1$$

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 Y₁ – Y₁ một góc β. Phần tử này choán góc dβ.

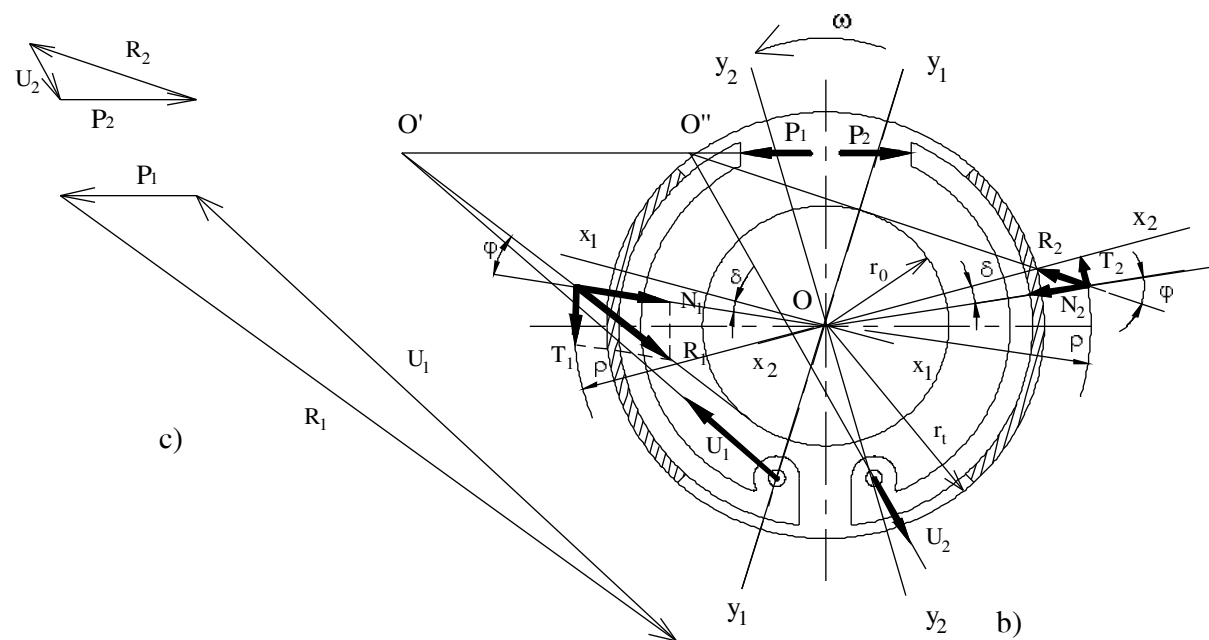
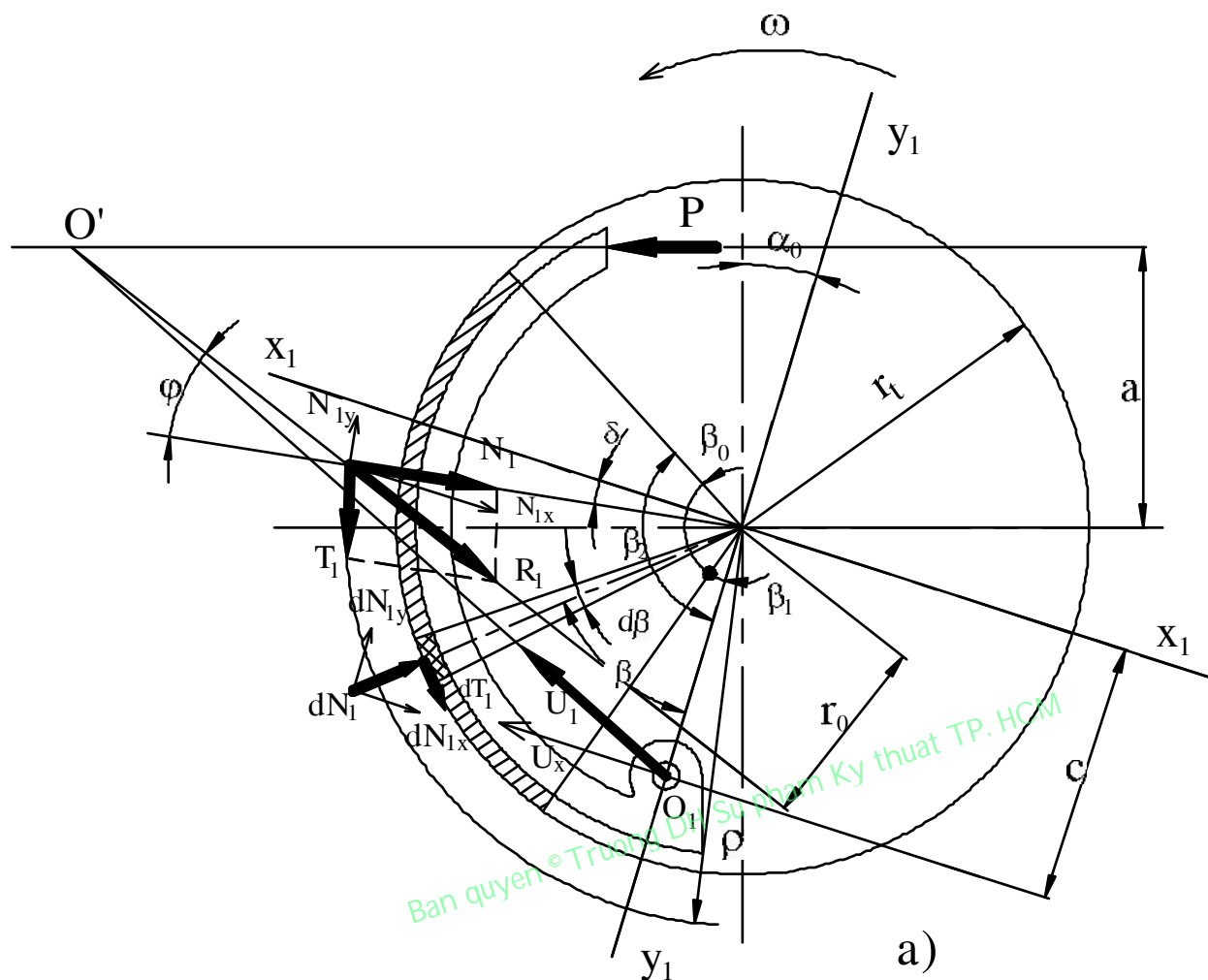
Lực thẳng góc dN₁ trên phần tử sẽ là:

$$dN_1 = q_1 b r_1 d\beta \tag{6.51}$$

$$dT_1 = \mu dN_1 = \mu q_1 b r_1 d\beta \tag{6.52}$$

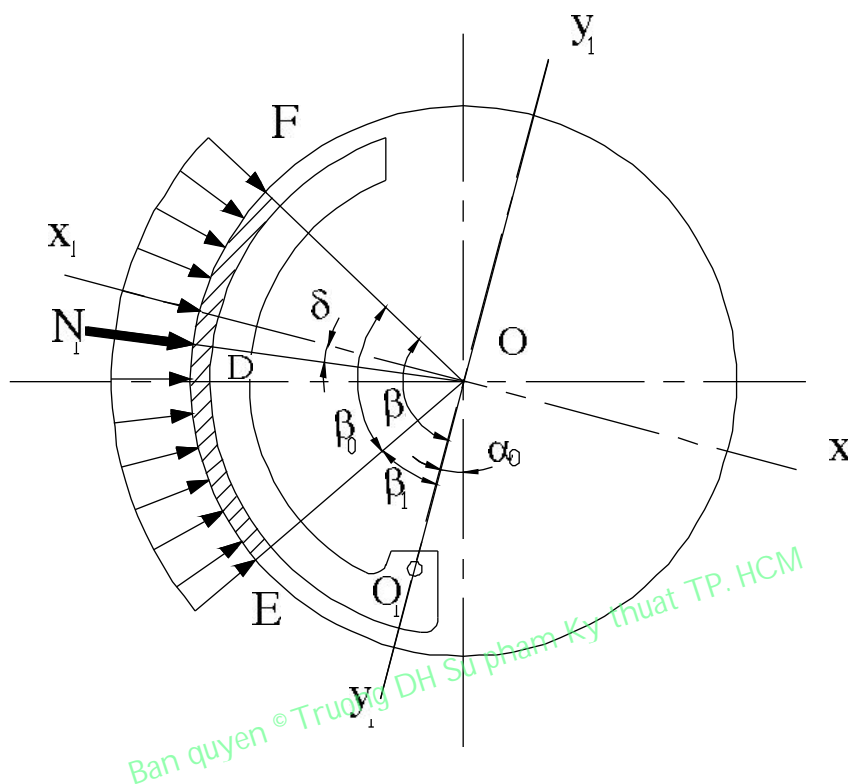
Ở đây:

- q₁ – Áp suất phân bố trên má phanh trước (q₁ = const theo giả thiết).
- b – Chiều rộng má phanh.
- r₁ – Bán kính trong của trống phanh.
- dβ – Góc ôm của phần tử má phanh đang xét.



Hình 6.14: 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.

Khi áp suất phân bố đều trên má phanh (hình 6.15) 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 6.15: 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:

$$\begin{aligned}
 \delta &= 90^\circ - \widehat{DOO_1} \\
 &= 90^\circ - (\widehat{DOE} + \widehat{EOO_1}) \\
 &= 90^\circ - \left(\frac{\beta_2 - \beta_1}{2} + \beta_1 \right) \\
 &= 90^\circ - \frac{\beta_2 + \beta_1}{2}
 \end{aligned} \tag{6.53}$$

Ở đây:

β_1, β_2 – Góc đầu và góc cuối của má phanh (hình 6.15)

Chiếu lực dN_1 lên trục $X_1 - X_1$ và $Y_1 - Y_1$ ta có:

$$dN_{1X} = q_1 b r_i \sin \beta d\beta$$

$$dX_{1Y} = q_1 b r_i \cos \beta d\beta$$

Tích phân trong giới hạn từ góc β_1 đến β_2 ta có:

$$N_{IX} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{IX} = q_1 br_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin \beta d\beta = -q_1 br_t (\cos \beta_2 - \cos \beta_1) \quad (6.54)$$

$$N_{IY} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{IY} = q_1 br_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \cos \beta d\beta = q_1 br_t (\sin \beta_2 - \sin \beta_1) \quad (6.55)$$

Lực tổng hợp thẳng góc N_1 tác dụng lên má phanh là:

$$N_1 = \sqrt{N_{IX}^2 + N_{IY}^2} = q_1 br_t \sqrt{(\cos \beta_2 - \cos \beta_1)^2 + (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)^2} \quad (6.56)$$

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:

$$M'_{pl} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dM'_{pl} = \mu q_1 br_t^2 \int_{\beta_1}^{\beta_2} d\beta = \mu q_1 br_t^2 (\beta_2 - \beta_1) = \mu q_1 br_t^2 \beta_0 \quad (6.57)$$

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 là ρ .

Mômen phanh ở má phanh tính theo công thức (6.57) còn có thể tính theo công thức sau:

$$M'_{pl} = T_1 \rho = \mu N_1 \rho \quad (6.58)$$

Từ đó:
$$\rho = \frac{M'_{pl}}{\mu N_1} \quad (6.59)$$

Thay công thức (6.57) và (6.58) vào (6.60) ta có:

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{\mu q_1 br_t^2 \beta_0}{\mu q_1 br_t \sqrt{(\cos \beta_2 - \cos \beta_1)^2 + (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)^2}} = \\ &= \frac{\beta_0 r_t}{\sqrt{(-2 \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \sin \frac{\beta_2 - \beta_1}{2})^2 + (2 \cos \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \sin \frac{\beta_2 - \beta_1}{2})^2}} = \\ &= \frac{\beta_0 r_t}{\sqrt{4 \sin^2 \frac{\beta_2 - \beta_1}{2} (\cos^2 \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} + \sin^2 \frac{\beta_2 + \beta_1}{2})}} = \frac{\beta_0 r_t}{2 \sin \frac{\beta_2 - \beta_1}{2}} \quad (6.60) \end{aligned}$$

Đơn giản nữa ta có công thức:

$$\rho = \frac{\beta_o r_t}{2 \sin \frac{\beta_o}{2}} \tag{6.61}$$

Nếu thay $\beta'_o = \frac{\beta_o}{2}$, công thức (6.61) sẽ có dạng sau :

$$\rho = \frac{\beta'_o r_t}{\sin \beta'_o} \tag{6.62}$$

Ở đây:

β'_o – Nửa góc ôm của má phanh.

Cần chú ý rằng góc β_o và β'_o trong công thức (6.61) và (6.62) tính theo rad.

Nếu $\beta_o = 90^\circ = \frac{\pi}{2}$ thì $\rho = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} r_t$; Nếu $\beta_o = 120^\circ = \frac{2\pi}{3}$ thì $\rho = \frac{2\pi}{3\sqrt{3}} r_t$

6.5.2.1.2. Trường hợp áp suất trên má phanh phân bố theo quy luật đường sin $q=q_{max}\sin\beta$:

Khi áp suất phân bố theo đường sin thì các phần tử lực dN_1 và dT_1 tác dụng lên má phanh là:

$$dN_1 = q_{max} b r_t \sin\beta d\beta \tag{6.63}$$

$$dT_1 = \mu q_{max} b r_t \sin\beta d\beta \tag{6.64}$$

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:

$$\begin{aligned} N_{1x} &= \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1x} = q_{max} b r_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin^2 \beta d\beta = q_{max} b r_t \left(\frac{\beta}{2} - \frac{\sin 2\beta}{4} \right) \Big|_{\beta_1}^{\beta_2} = \\ &= \frac{1}{2} q_{max} b r_t \left(\beta_2 - \beta_1 - \frac{\sin 2\beta_2}{2} + \frac{\sin 2\beta_1}{2} \right) = \\ &= \frac{1}{4} q_{max} b r_t (2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2) \end{aligned} \tag{6.65a}$$

Chiếu lực dN_1 lên trục $Y_1 - Y_1$ ta có :

$$dN_{1Y} = q_{\max} br_t \sin\beta \cos\beta \cdot d\beta = \frac{1}{2} q_{\max} br_t \sin 2\beta \cdot d\beta$$

$$N_{1Y} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1Y} = \frac{1}{2} q_{\max} br_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin 2\beta \cdot d\beta = \frac{1}{4} q_{\max} br_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin 2\beta \cdot d2\beta =$$

$$= \frac{1}{4} q_{\max} br_t (-\cos 2\beta) \Big|_{\beta_1}^{\beta_2} = \frac{1}{4} q_{\max} br_t (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2) \quad (6.65b)$$

Góc δ tạo bởi lực N_1 với trục X_1-X_1 là :

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{N_{1Y}}{N_{1X}} = \frac{\frac{1}{4} q_{\max} br_t (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)}{\frac{1}{4} q_{\max} br_t (2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)}$$

Đơn giản đi ta được:

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2}{2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2} \quad (6.66)$$

Mômen phanh sinh ra trên phần tử của má phanh là :

$$dM'_{pl} = r_t dT_1 = \mu q_{\max} br_t^2 \sin\beta \cdot d\beta$$

Mômen phanh sinh ra trên cả má phanh trước là :

$$M'_{pl} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dM'_{pl} = \mu \cdot q_{\max} br_t^2 \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin\beta \cdot d\beta = \mu q_{\max} br_t^2 (\cos\beta_1 - \cos\beta_2) \quad (6.67)$$

Lực tổng hợp N_1 là:

$$N_1 = \sqrt{N_{1X}^2 + N_{1Y}^2} =$$

$$= \frac{1}{4} q_{\max} br_t \sqrt{(2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)^2 + (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)^2} \quad (6.68)$$

Bán kính ρ xác định theo công thức:

$$\rho = \frac{M'_{pl}}{T_1} = \frac{M'_{pl}}{\mu N_1}$$

Thay các trị số M'_{pl} và N_1 từ các công thức (9.29), (9.30) vào và đơn giản đi ta có:

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{4r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{(2\beta_o + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)^2 + (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)^2}} = \\ &= \frac{4r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{[2\beta_o - 2\cos(\beta_2 + \beta_1)\sin(\beta_2 - \beta_1)]^2 + [2\sin(\beta_2 + \beta_1)\sin(\beta_2 - \beta_1)]^2}} = \\ &= \frac{4r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{4\beta_o^2 + 4\cos^2(\beta_2 + \beta_1)\sin^2\beta_o - 8\beta_o\cos(\beta_2 + \beta_1)\sin\beta_o + 4\sin^2(\beta_2 + \beta_1)\sin^2\beta_o}} \end{aligned}$$

Cuối cùng ta có:

$$\rho = \frac{2r_t(\cos\beta_1 - \cos\beta_2)}{\sqrt{\beta_o^2 + \sin^2\beta_o - 2\beta_o\cos(\beta_2 + \beta_1)\sin\beta_o}} \tag{6.69}$$

Các công thức (6.54), (6.61) 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 (6.66) và (6.69) để tính. Từ các công thức trên ta 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 nhau qua 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 dù áp suất trên hai má phanh (khi phân bố theo cùng quy luật phân bố đều hoặc theo đường sin) có trị số khác nhau.

Khi bố trí má phanh như trên hình 9.6b 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 (hình 6.14b), nhưng góc δ và bán kính ρ ở hai má phanh có trị số như nhau.

6.5.2.2. 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 (hình 6.14b) 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 (6.19) hoặc (6.20). 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 và 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:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{T_1}{N_1} = \mu \tag{6.70}$$

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:

$$M_{p1} = M'_{p1} + M''_{p1} = R_1 r_0 + R_2 r_0 = (R_1 + R_2) r_0 \tag{6.71}$$

Ở đây:

R_1, R_2 – Lực tổng hợp ở má phanh trước và sau.

r_0 – Bán kính, xem hình 6.14b.

Bán kính r_0 xác định theo công thức:

$$r_0 = \rho \sin \varphi = \rho \frac{\operatorname{tg}\varphi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} = \rho \frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}} \tag{6.72}$$

Trị số M_{p1} tính theo công thức (6.50), r_0 xác định theo công thức (6.72) từ đó chúng ta xác định được tổng số lực $R_1 + R_2$ theo công thức sau:

$$R_1 + R_2 = \frac{M_{p1}}{r_0} \tag{6.73}$$

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'' (hình 6.14b). 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 . Biết được tỷ số $\frac{R_1}{R_2}$ và biết được tổng số $R_1 + R_2$ theo công thức (6.73) 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 .

$$R_1 = R_2 = \frac{M_{p1}}{2r_0} \tag{6.74}$$

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 (hình 6.14a):

$$U_x c - Pa = R_1 r_0 = M'_{p1} \tag{6.75}$$

Ở đây:

- U_x – Hình chiếu của lực U_1 trên trục $X_1 - X_1$ (hình 6.14a).
- c, a – Các kích thước, xem trên hình 9.6a.

Từ biểu thức (6.75) rút ra:

$$U_x = \frac{M'_{p1} + Pa}{c} \tag{6.76}$$

Chiếu các lực tác dụng lên guốc phanh trước trên trục $X_1 - X_1$ ta có:

$$P \cos \alpha_0 + U_x - N_1 \cos \delta - T_1 \sin \delta = 0 \tag{6.77}$$

Thay trị số của U_x từ công thức (6.76) và thay $N_1 = \frac{M'_{p1}}{\mu \rho}, T_1 = \frac{M'_{p1}}{\rho}$ vào biểu thức (6.77) chúng ta được biểu thức sau:

$$P \cos \alpha_0 + \frac{M'_{p1}}{c} + \frac{Pa}{c} - \frac{M'_{p1}}{\mu \rho} \cos \delta - \frac{M'_{p1}}{\rho} \sin \delta = 0 \tag{6.78}$$

Giải phương trình (6.78) đối với P ta được biểu thức sau:

$$M'_{p1} = \frac{\mu P \rho (c \cos \alpha_0 + a)}{c(\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho} \tag{6.79}$$

Tương tự như vậy, nếu xét cân bằng guốc phanh sau ta có:

$$M''_{p1} = \frac{\mu P \rho (c \cos \alpha_0 + a)}{c(\cos \delta - \mu \sin \delta) + \mu \rho} \tag{6.80}$$

Công thức (6.79) và (6.80) 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 $M'_{p1} = M''_{p1}$. Từ đó có thể rút ra biểu thức sau:

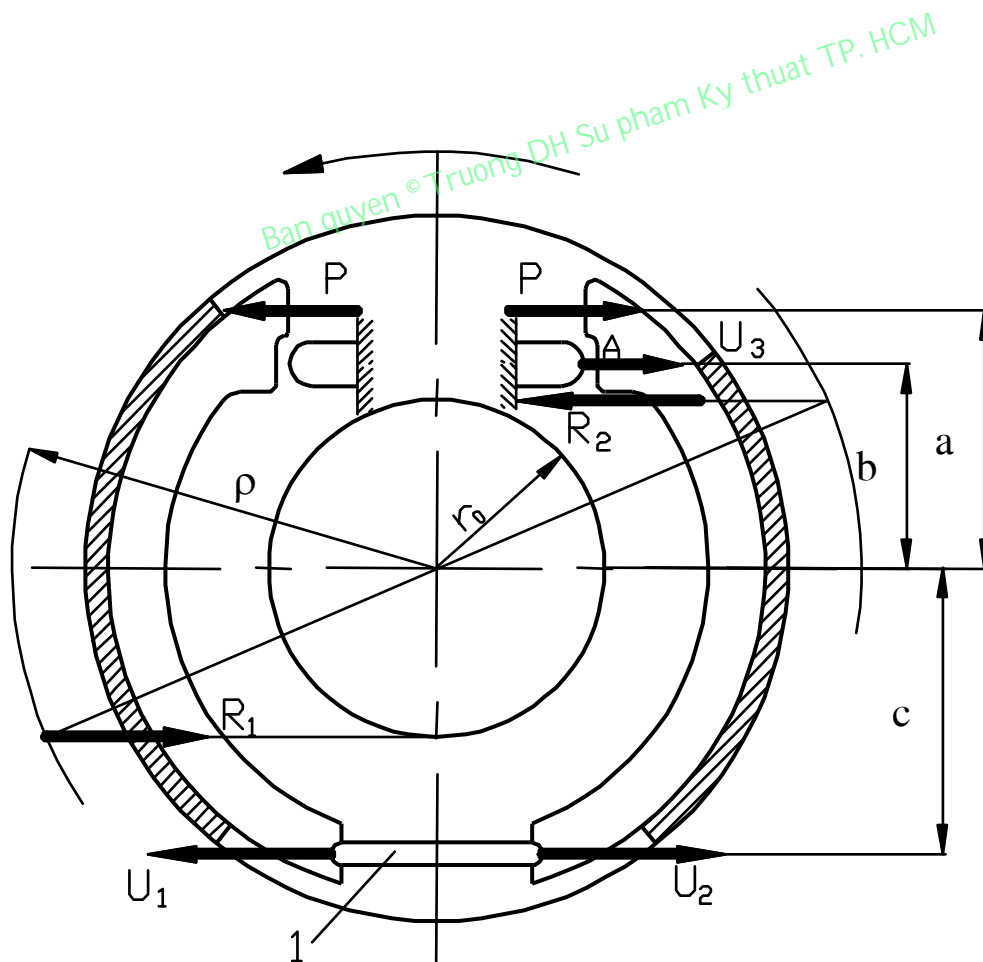
$$M_{p1} = 2M'_{p1} = 2M''_{p1} = 2 \frac{\mu P_1 \rho (c \cos \alpha_o + a)}{c(\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho} = 2 \frac{\mu P_2 \rho (c \cos \alpha_o + a)}{c(\cos \delta - \mu \sin \delta) + \mu \rho} \quad (6.81)$$

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:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{c(\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho}{c(\cos \delta - \mu \sin \delta) + \mu \rho} \quad (6.82)$$



Hình 6.16: Sơ đồ cơ cấu phanh tự cường hóa.

Trên hình 6.16 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 (6.69) và (6.72). 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:

$$R_1 = P + U_1; M'_{p1} = R_1 r_0 \tag{6.83}$$

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:

$$M''_{p1} = R_2 \cdot r_0 \Rightarrow M''_{p1} = (R_1 + U_3)r_0 \tag{6.84}$$

So sánh công thức (6.83) với (6.84) 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 đấy

$$M'_{p1} = P \frac{a + c}{c - r_0} r_0 \tag{6.85}$$

Điều kiện cân bằng mômen của tất cả các lực tác dụng lên guốc phanh sau đối với điểm tựa A (hình 6.16) 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:

$$M''_{p1} = P \frac{(a + c)(b + r_0)}{(c - r_0)(b - r_0)} r_0 \tag{6.86}$$

Công thức (6.85) và (6.86) 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 6.16 hiệu quả phanh (mômen phanh) khi ô tô tiến và lùi đều như nhau.

6.5.3. 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 hãm 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 phanh 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 (hình 6.14a) hiện tượng tự siết sẽ xảy ra khi có điều kiện sau theo công thức (6.79):

$$c(\cos\delta + \mu\sin\delta) - \mu\rho = 0$$

Nghĩa là khi:

$$\mu = \frac{c \cos \delta}{\rho - c \sin \delta} \tag{6.87}$$

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 (6.80) 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 (hình 6.14b). 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 6.85 và 6.86) 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 (hình 6.16). Hiện tượng tự siết sẽ xảy ra khi:

$$\mu = \frac{b}{\sqrt{\rho^2 - b^2}} \text{ và } \mu = \frac{c}{\sqrt{\rho^2 - c^2}} \tag{6.88}$$

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 đó để tránh xảy ra hiện tượng tự siết, có như thế phanh mới có thể êm dịu và ổn định được.

6.6. TÍNH TOÁN 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 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 (6.50) và (6.51).

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.

6.6.1. Truyền động phanh bằng cơ khí:

Trên hình 6.17 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 6.17b) mômen M_t xác định như sau:

$$M_t = (P_1 + P_2) \frac{d}{2} \tag{6.89}$$

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 (hình 6.17b).

Đối với cam cân bằng (hình 6.17c):

$$M_t = Pd \tag{6.90}$$

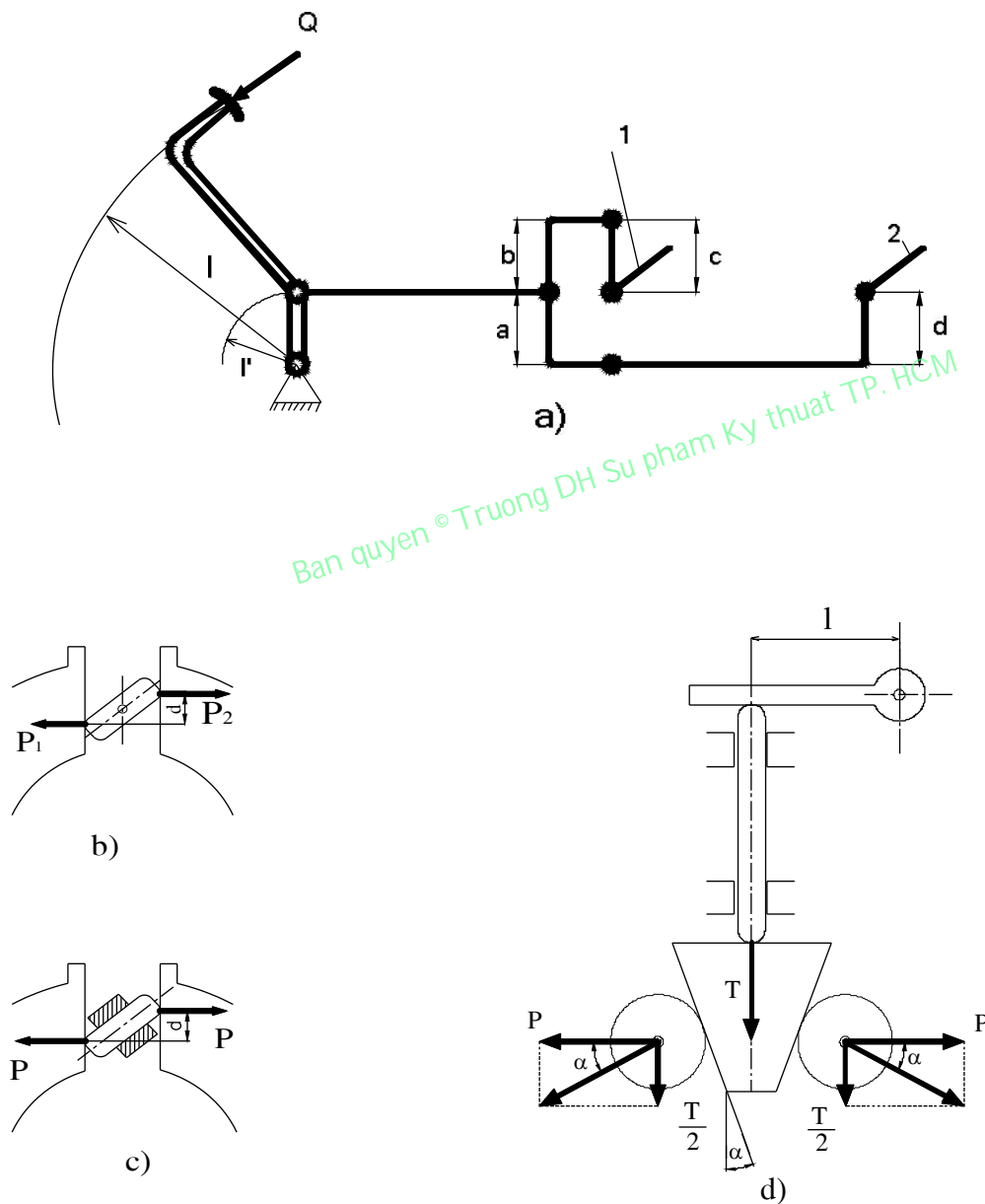
Đối với cơ cấu loại chêm (hình 6.17d):

$$M_t = 2Pltg\alpha \tag{6.91}$$

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 6.17c, d.



Hình 6.17: Sơ đồ xác định lực tác dụng lên bàn đạp phanh với truyền động bằng cơ khí.

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:

$$M_1 = 2 M_t' i' ; M_2 = 2 M_t'' i'' \quad (6.92)$$

Ở đây:

M_t' và M_t'' – Mômen trên 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 (hình 6.17a).

Lực Q cần thiết tác dụng lên bàn đạp phanh sẽ là:

$$Q = \left(\frac{M_1}{c} + \frac{M_2}{d} \right) \frac{l'}{l} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (6.93)$$

Ở đây:

M_1 và M_2 – Các mômen xác định theo công thức (6.92) (Nm).

c, d, l', l – Các thông số kích thước của truyền động phanh (hình 6.17a).

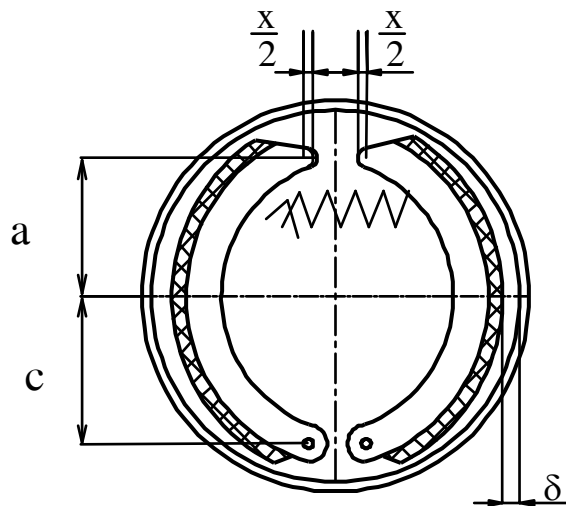
η – Hiệu suất của truyền động cơ khí, khi tính toán có thể chọn $\eta = 0,8 \div 0,85$.

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. Số 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 350 N.

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 6.18: Sơ đồ tính hành trình dịch chuyển của guốc phanh.

Hành trình dịch chuyển x hai đầu trên của các guốc phanh (hình 6.18) có thể tính theo công thức sau:

$$x = \frac{2(\sigma + \lambda)(a + c)}{c} \tag{6.94}$$

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 (hình 6.18).

Xác định được trị số x theo công thức (6.94) 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 220 mm đối với ô tô vận tải và 160 mm đối với ô tô du lịch.

6.6.2. Truyền động phanh bằng chất lỏng (dầu):

6.6.2.1. 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.

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 đã 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 (hình 6.9):

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi p_i}} \quad (\text{m}) \quad (6.95)$$

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 càng 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 (6.95) 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 (hình 6.9):

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} p_i \frac{l'}{l} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (\text{kN}) \quad (6.96)$$

Ở đây:

- D – Đường kính của xilanh phanh chính (m) (hình 6.9).
- p_i – Áp suất đã chọn của hệ thống (kN/m^2).
- l', l – Kích thước của bàn đạp (m) (hình 6.9).
- 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:

$$h = \left(\frac{2d_1^2 x_1 + 2d_2^2 x_2}{D^2} \eta_{ng} + \delta_0 \right) \frac{1}{l'} \quad (6.97)$$

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 (hình 6.9). 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 (hình 6.9).
- η_{ng} – Hệ số bổ sung, tính đến trường hợp phanh ngắt thể tích của truyền động thủy lực tăng lên, $\eta_{ng} = 1,05 \div 1,10$.

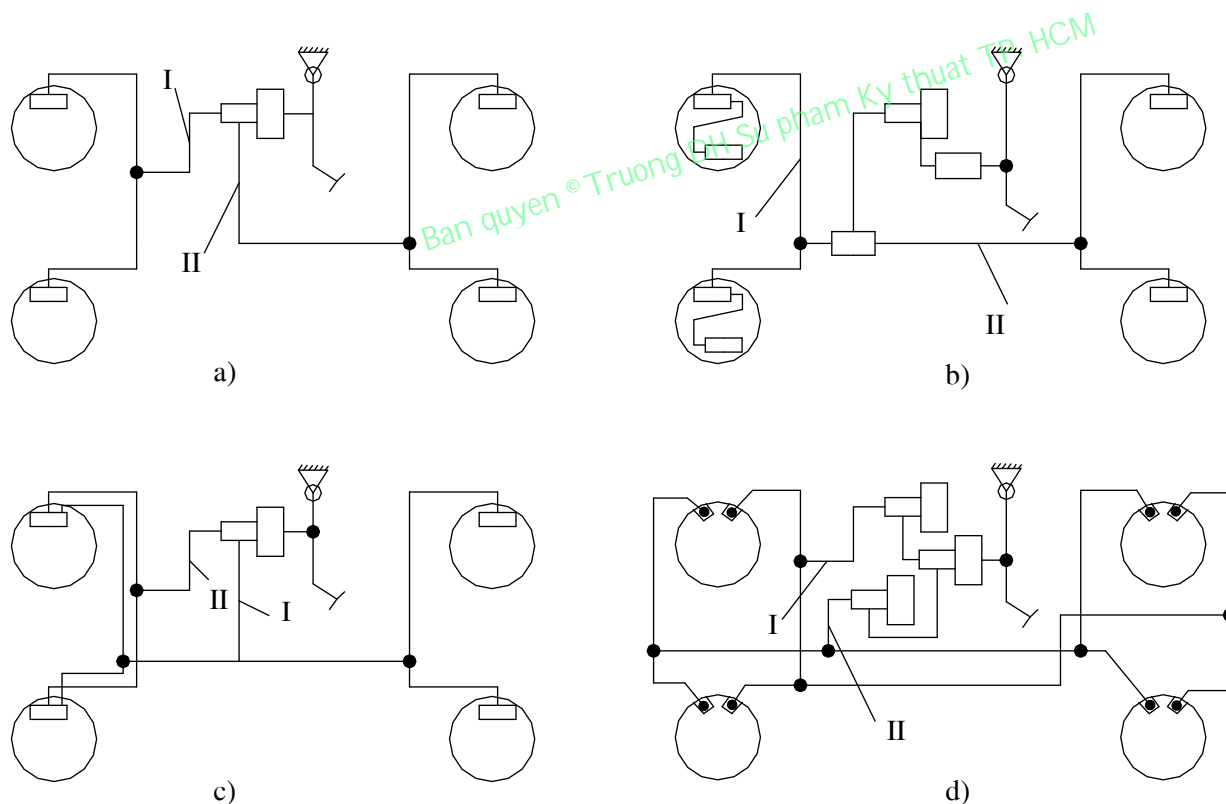
Hành trình bàn đạp cho phép chọn giống như trị số đã cho đối với truyền động cơ khí.

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.

6.6.2.2. Truyền động phanh hai dòng:

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 6.19).

Truyền động phanh hai dòng có thể làm theo nhiều sơ đồ khác nhau với mục đích đảm bảo tính ổn định và tính dẫn hướng của ô tô. Đối với sơ đồ hình 6.19a,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.



Hình 6.19: Sơ đồ truyền động phanh 2 dòng riêng rẽ.

Đối với sơ đồ ở hình 6.19c, 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 hình 6.19d 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.

6.6.3. Truyền động phanh bằng khí nén:

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 nén khí, van điều chỉnh áp suất, bình chứa khí nén, van phân phối, các ống dẫn, bầu phanh.

6.6.3.1. 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 $500 \div 800 \text{ kN/m}^2$. 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:

$$Q = \frac{i\pi d^2 S n \eta_v}{4000} \quad (\text{l/ph}) \quad (6.98)$$

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 $60 \div 250 \text{ l/ph}$ và năng suất thường chỉ ở số vòng quay của máy nén khí là 1250 vg/ph .

Năng suất của máy nén khí thường chọn trên cơ sở nạp nhanh và đầy bình chứa sau khi khởi động động cơ và giữ cho áp suất 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 $10 \div 20 \%$ 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 $0,50 \div 2,2 \text{ kW}$ tùy theo năng suất của máy nén.

6.6.3.2. Van điều chỉnh áp suất:

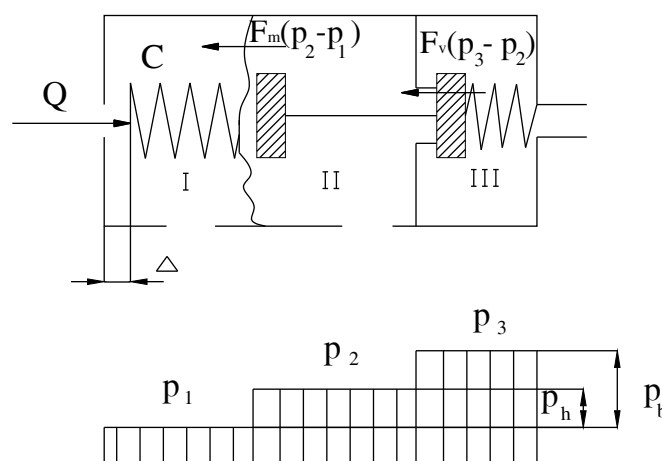
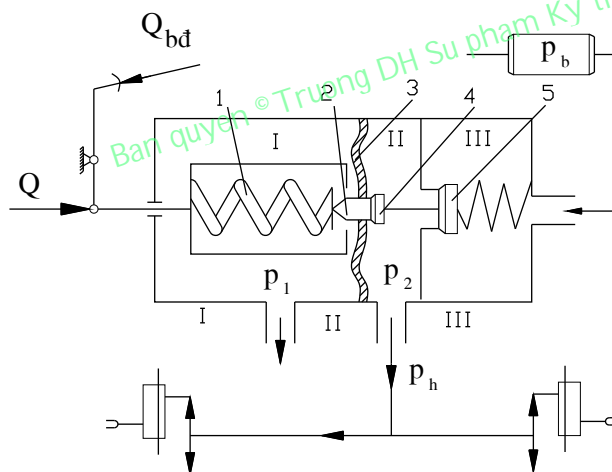
Van điều chỉnh áp suất có nhiệm vụ giữ cho áp suất trong hệ thống ở mức quy định.

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 chắn hạn.

6.6.3.3. 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 MN/m². 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.

6.6.3.4. Van phân phối:



Hình 6.20: 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 rômoóc là $0,45\text{MN/m}^2$.

Trên hình 6.20 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).

$$Q = \Delta C = F_m (p_2 - p_1) + F_v (p_3 - p_2) \tag{6.99}$$

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.

Bởi vì :

$$Q = Q_{bd} i_{bd} = \Delta C \Rightarrow Q_{bd} = \frac{\Delta C}{i_{bd}} \tag{6.100}$$

Do $\Delta = \frac{S_{bd}}{i_{bd}}$ cho nên :

$$Q_{bd} = S_{bd} \frac{C}{i_{bd}^2} \tag{6.101}$$

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 đấy :

$$Q_{bd} i_{bd} = F_m p_h + F_v (p_3 - p_2) \tag{6.102}$$

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.

$$p_h = \frac{1}{F_m} [Q_{bd} i_{bd} - F_v (p_3 - p_2)] \tag{6.103}$$

Có thể coi gần đúng:

$$p_{hmax} = Q_{bd} \frac{i_{bd}}{F_m} = p_b \tag{6.104}$$

$$p_h = K_t Q_{bd} \tag{6.105}$$

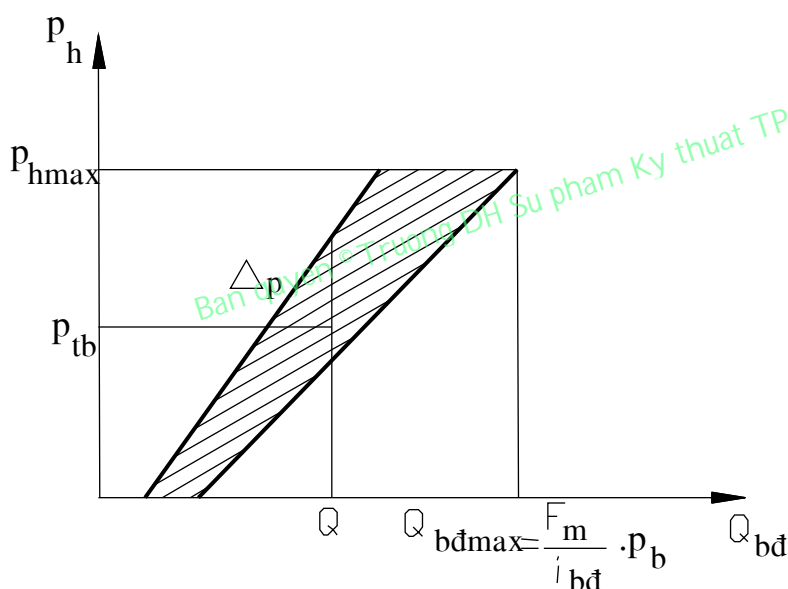
Ở đây :

K_t – Hệ số tùy động tương ứng với hệ số trợ lực K.

$$K_t \approx \frac{i_{bd}}{F_m}$$

Đường đặc tính của van phân phối được trình bày trên hình 6.21.

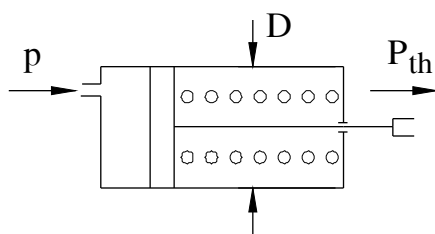
Độ nhạy của các van hiện nay vào khoảng $\Delta p = 0,05 \text{ MN/m}^2$ và được kiểm tra ở áp suất $p_{tb} = 0,3 \text{ MN/m}^2$.



Hình 6.21: Đường đặc tính của van phân phối.

6.6.3.5. Bầu phanh:

Bầu phanh có nhiệm vụ tạo thành lực ép lên thanh đẩy để dịch chuyển cam quay của cơ cấu phanh.



Hình 6.22: Kết cấu bầu phanh loại pittông.

Lực tác dụng lên thanh đẩy của bầu phanh tính theo công thức:

$$P_{th} = p \frac{\pi D^2}{4} \eta_1 \eta_2 \quad (N) \quad (6.106)$$

Ở đây:

p – Áp suất trong bầu phanh (N/m^2) thông thường $p = 0,4 \div 0,55 MN/m^2$.

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 $1500 \div 3500 N/m$. Lực ép của lò xo thường vào khoảng $80 \div 150N$. 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 phanh và sinh ra mômen phanh cần thiết.

Ban quyền © Truong DH Su pham Ky tu TP. HCM

CHƯƠNG 7

DAO ĐỘNG Ô TÔ VÀ HỆ THỐNG TREO**Mục tiêu:**

Sau khi học xong chương này các sinh viên có khả năng:

1. Trình bày được các chỉ tiêu về độ êm dịu chuyển động của ô tô.
2. Vẽ được sơ đồ dao động tương đương của ô tô.
3. Trình bày được dao động tự do không có lực cản của ô tô.
4. Nêu được công dụng, phân loại, yêu cầu của hệ thống treo.
5. Trình bày được cấu tạo của các bộ phận đàn hồi.
6. Vẽ được đường đặc tính đàn hồi của hệ thống treo.
7. Nêu được công dụng phân loại, yêu cầu của bộ phận giảm chấn.
8. Trình bày được cấu tạo và nguyên lý làm việc của giảm chấn.
9. Vẽ được đường đặc tính của bộ phận giảm chấn thủy lực.
10. Nêu được công dụng, phân loại, yêu cầu của bộ phận dẫn hướng.
11. Trình bày được cấu tạo và động học của bộ phận dẫn hướng.

7.1. CÁC CHỈ TIÊU VỀ ĐỘ ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG CỦA ÔTÔ:

Khi ô tô chuyển động trên đường không bằng phẳng thường chịu những dao động do bề mặt đường mấp mô sinh ra. Những dao động này ảnh hưởng xấu đến hàng hoá, tuổi thọ của xe và nhất là ảnh hưởng tới hành khách.

Như vậy độ êm dịu chuyển động của ô tô là khả năng xe chuyển động trên đường ở những tốc độ xác định mà không xảy ra va đập cứng, có thể ảnh hưởng tới sức khỏe của người, của lái xe, hàng hoá và các chi tiết của xe.

Do hệ thống treo đàn hồi nên thùng xe dao động trong quá trình xe chuyển động. Dao động luôn thay đổi sẽ ảnh hưởng đến sức khỏe của con người và ở những điều kiện cụ thể có thể gây nên các căn bệnh thần kinh và não cho con người. Ngoài ra bản thân các thông số đặc trưng cho dao động cũng có thể vượt qua giới hạn cho phép.

Mặt khác do độ đàn hồi, hệ thống treo có thể không đủ để tiếp nhận các xung va đập tác động lên các bánh xe khi ô tô chuyển động trên đường không bằng phẳng hoặc tác dụng lên thùng xe khi ô tô chuyển động không đều. Khi đó sẽ xảy ra va đập cứng giữa các chi tiết của phần không được treo với các chi tiết của phần được treo.

Va đập cứng xảy ra do tốc độ chuyển động của xe tăng. Để tránh xảy ra va đập cứng phải giảm tốc độ chuyển động của xe, nếu lựa chọn các thông số của hệ thống treo không đúng có thể gây nên hiện tượng cộng hưởng ở một số vùng tốc độ, điều đó sẽ làm tăng dao động của thùng xe.

Để tránh va đập buộc lái xe phải giảm tốc độ khi đi trên đường xấu. Điều đó làm giảm tốc độ trung bình của xe, giảm cả khả năng chất tải và sẽ làm tăng lượng nhiên liệu tiêu thụ. Ngoài ra nhiên liệu cũng bị tiêu tốn cho việc hấp thụ các tải trọng động và dập tắt các dao động. Tải trọng tác dụng lên bánh xe dẫn hướng luôn bị thay đổi khi có dao động sẽ có ảnh hưởng xấu đến điều kiện chuyển động ổn định và tính dẫn hướng của xe.

Vì vậy, độ êm dịu chuyển động của ô tô là một chỉ tiêu rất quan trọng của xe.

Tính êm dịu chuyển động phụ thuộc vào kết cấu của xe và hệ thống treo, phụ thuộc vào đặc điểm và cường độ lực kích động từ mặt đường và cuối cùng là phụ thuộc vào kỹ thuật lái xe. Dao động của ô tô thường được đặc trưng bằng các thông số như: chu kỳ hay tần số dao động, biên độ dao động, gia tốc và tốc độ tăng trưởng gia tốc. Vì vậy các thông số kể trên được sử dụng làm chỉ tiêu đánh giá độ êm dịu chuyển động của ô tô.

Tác động của từng thông số (chỉ tiêu) riêng biệt đến cảm giác con người rất khác nhau, vì vậy cho đến nay vẫn chưa xác định chỉ tiêu duy nhất nào để đánh giá chính xác độ êm dịu chuyển động mà thường phải dùng vài chỉ tiêu trong các chỉ tiêu nói trên để đánh giá chính xác độ êm dịu chuyển động của ô tô. Sau đây là một số thông số thường được dùng để đánh giá tính êm dịu chuyển động của ô tô.

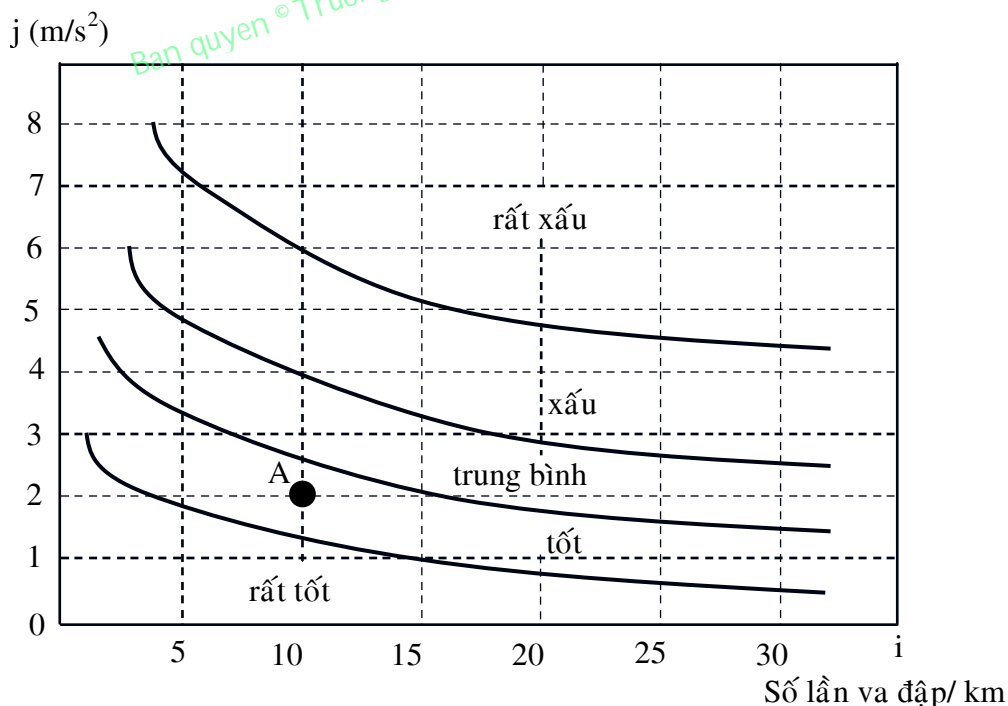
7.1.1. Tần số dao động thích hợp:

Con người ngay từ nhỏ đã quen với nhịp điệu của bước đi. Ở mỗi người do thói quen và vóc dáng thì việc thực hiện bước đi có khác nhau: có người có bước đi dài nhưng chậm, có người có bước đi vừa phải, khoan thai. Vì vậy trong một đơn vị thời gian số bước chân

của mỗi người có sự khác nhau, trung bình cứ một phút con người thực hiện được $60 \div 85$ bước đi. Người ta quan niệm rằng khi thực hiện một bước đi là con người thực hiện một dao động, như vậy có thể nói rằng con người có thói quen với tần số dao động $60 \div 85$ lần/ phút. Ôtô có chuyển động êm dịu là khi xe chạy trên mọi địa hình thì dao động phát sinh có tần số nằm trong khoảng $60 \div 85$ lần/phút. Trong thực tế khi tiến hành thiết kế hệ thống treo người ta thường lấy giá trị tần số dao động thích hợp là $60 \div 85$ lần/phút đối với xe du lịch và $85 \div 120$ dao động/phút đối với xe tải.

7.1.2. Gia tốc thích hợp:

Chỉ tiêu đánh giá tính êm dịu chuyển động dựa vào giá trị gia tốc thẳng đứng và số lần va đập do độ không bằng phẳng của bề mặt đường gây ra trên một km đường chạy. Muốn xác định được xe có tính êm dịu chuyển động hay không người ta cho ô tô chạy trên một đoạn đường nhất định rồi dùng dụng cụ đo ghi lại số lần va đập i tính trung bình trên một km đường và gia tốc thẳng đứng của xe. Dựa vào hai thông số này, người ta so sánh với đồ thị chuẩn xem xe thí nghiệm đạt được độ êm dịu chuyển động ở thang bậc nào. Ví dụ cho xe chạy trên một loại đường nào đó ta đo được $i = 10$ lần va đập/ km và $j = 2 \text{ m/s}^2$, ở đồ thị ta xác định được điểm A. Từ đó ta có kết luận xe thử nghiệm có độ êm dịu tốt trên loại đường đó.



Hình 7.1: Đồ thị đặc trưng mức êm dịu chuyển động của ô tô.

7.1.3. Chỉ tiêu tính êm dịu chuyển động dựa vào gia tốc dao động và thời gian tác động của chúng:

Khi ngồi lâu trên ô tô, dao động làm cho người mệt mỏi dẫn đến giảm năng suất làm việc hoặc ảnh hưởng lâu dài đến sức khỏe. Các thí nghiệm cho thấy khi thí nghiệm trong 8

giờ liền thì nhạy cảm hơn cả đối với người là dải tần số từ 4 ÷ 8Hz. Trong dải tần số này các giá trị cho phép của toàn phương gia tốc như sau:

Đễ chịu : 0,1 m/s²

Gây mệt mỏi: 0,315 m/s²

Gây ảnh hưởng đến sức khỏe: 0,63 m/s²

7.2. SƠ ĐỒ DAO ĐỘNG TƯƠNG ĐƯƠNG CỦA Ô TÔ:

7.2.1. Dao động của ô tô trong các mặt phẳng tọa độ:

Khi chuyển động trên đường không bằng phẳng, dao động của ô tô là hệ dao động nhiều bậc tự do rất phức tạp. Nếu ta gắn lên nó một hệ trục Oxyz thì dao động của thùng xe có thể tách thành sáu dao động thành phần theo hệ trục Oxyz như sau:

Dao động tịnh tiến theo phương thẳng đứng theo trục Oz.

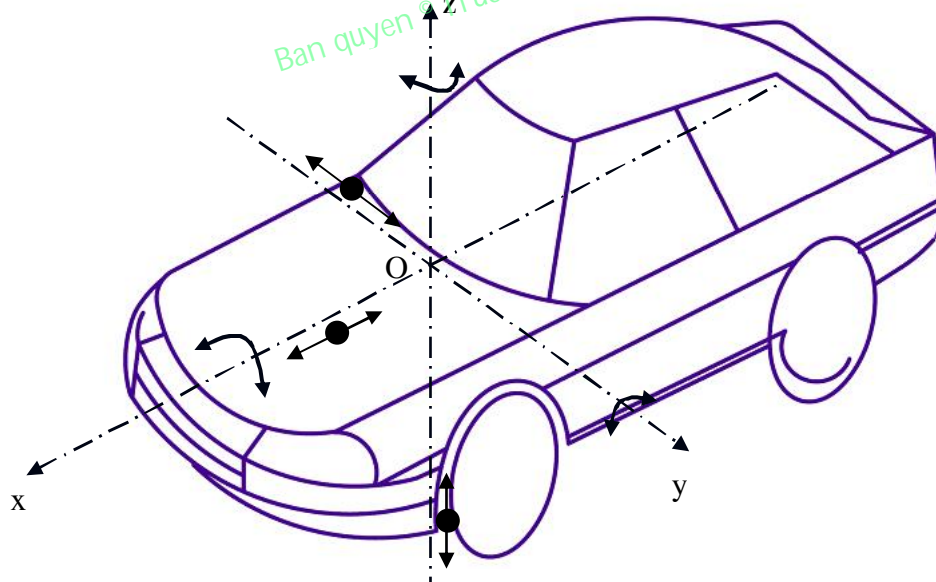
Dao động tịnh tiến theo phương dọc theo trục Ox.

Dao động tịnh tiến theo phương ngang theo trục Oy.

Dao động góc xoay quanh trục nằm dọc Ox.

Dao động góc xoay quanh trục nằm ngang Oy.

Dao động góc xoay quanh trục thẳng đứng Oz.



Hình 7.2: Sơ đồ dao động tương đương của ô tô 2 cầu.

Tuy nhiên khi phân tích kết cấu của hệ thống treo và điều kiện chuyển động của ô tô đã rút ra kết luận là: dao động tịnh tiến theo phương thẳng đứng và dao động góc xoay quanh trục Oy là hai dao động gây ảnh hưởng chính đến độ êm dịu chuyển động của ô tô. Hai dao động này cũng có những đặc điểm khác biệt nhau: với dao động theo phương thẳng đứng thì chuyển vị của thùng xe, vận tốc và tốc độ biến thiên của nó là như nhau với mọi điểm của thùng xe. Ở dao động góc khi với cùng một tần số dao động và góc quay thì các điểm trên thùng xe sẽ có chuyển vị dài, vận tốc và tốc độ biến thiên của

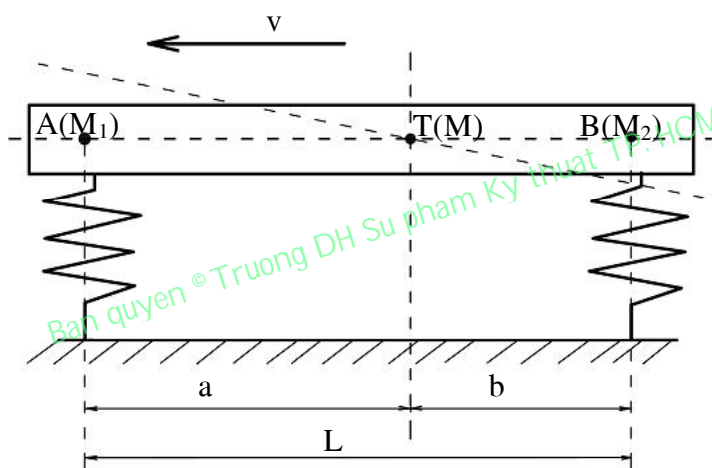
dao động khác nhau. Những điểm càng xa tâm đàn hồi (trùng với toạ độ trọng tâm của xe) càng có dao động lớn hơn.

7.2.2. Khái niệm về khối lượng được treo và khối lượng không được treo:

7.2.2.1. Khối lượng được treo:

Khối lượng được treo M gồm những cụm, những chi tiết mà trọng lượng của chúng tác động lên hệ thống treo như: khung, cabin, động cơ và một số chi tiết gắn liền với chúng.

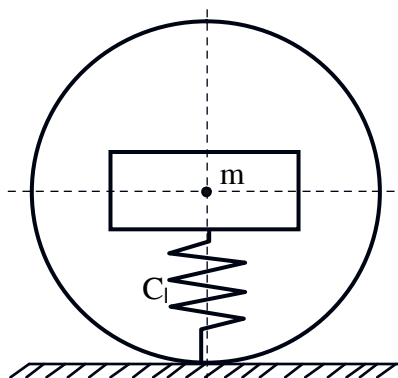
Trong hệ dao động tương đương, khối kượng được treo được xem như là một vật thể đồng chất, cứng hoàn toàn, được biểu diễn như một thanh AB có khối lượng M tập trung vào trọng tâm T . Các điểm A, B ứng với vị trí cầu trước và cầu sau của xe. Khối lượng phân bố lên cầu trước là M_1 , lên cầu sau là M_2 .



Hình 7.3: Mô hình hóa khối lượng được treo.

7.2.2.2. Khối lượng không được treo:

Khối lượng không được treo m gồm những cụm và chi tiết mà trọng lượng của chúng không tác dụng lên hệ thống treo. Chúng ta coi phần không được treo là một vật thể đồng nhất cứng hoàn toàn và có khối lượng m tập trung vào tâm bánh xe.



Hình 7.4: Mô hình hóa khối lượng không được treo.

7.2.2.3. Hệ số khối lượng:

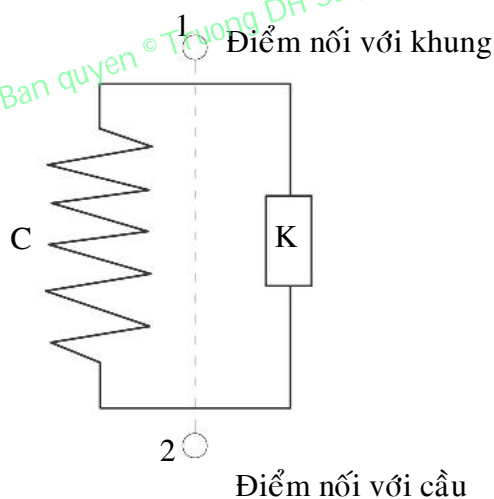
Tỉ số giữa khối lượng được treo M và khối lượng không được treo m gọi là hệ số khối lượng δ .

$$\delta = \frac{M}{m}$$

Hệ số δ ảnh hưởng lớn tới tính êm dịu chuyển động, giảm khối lượng không được treo sẽ làm giảm được lực va đập lên khung vỏ. Tăng khối lượng được treo sẽ giảm được giao động của khung (hoặc thân) xe. Bởi vậy, khi thiết kế xe thường tăng hệ số này, mà trước hết là giảm m. Thông thường $\delta = 6,5 \div 7,5$ đối với xe du lịch và $4 \div 5$ đối với xe tải.

7.2.3. Sơ đồ hóa hệ thống treo:

Trong sơ đồ dao động tương đương của xe thì bộ phận đàn hồi của hệ thống treo được biểu diễn như là một lò xo có hệ số cứng là C và bộ phận giảm chấn với đại lượng đặc trưng là hệ số cản K. Hệ thống treo được biểu diễn như ở hình 7.5.



Hình 7.5: Sơ đồ dao động tương đương của hệ thống treo.

7.2.4. Sơ đồ dao động tương đương:

7.2.4.1. Ô tô hai cầu:

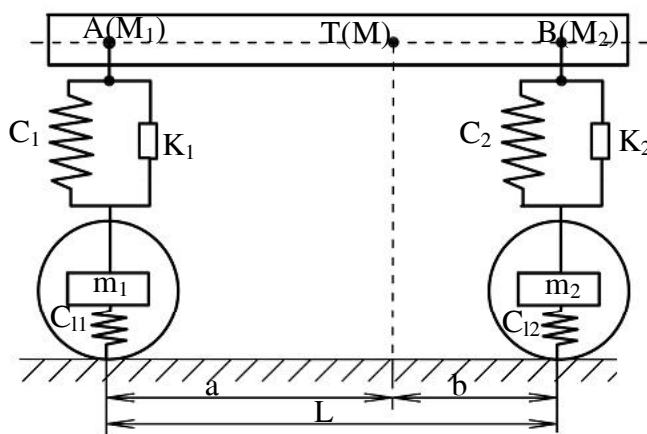
Với những khái niệm vừa nêu trên, hệ dao động của ô tô hai cầu được biểu diễn trên hình (7.6).

Trong đó:

M - Khối lượng được treo toàn bộ của ô tô.

M_1, M_2 - Khối lượng được treo được phân ra cầu trước và cầu sau.

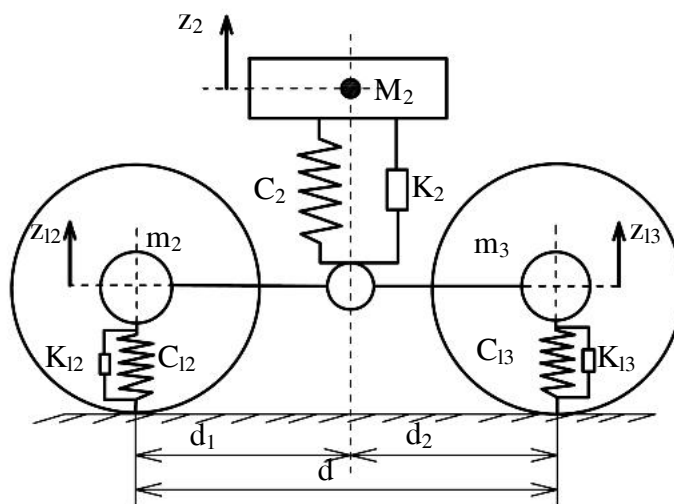
- m_1, m_2 - Khối lượng không được treo của cầu trước và cầu sau.
- C_1, C_2 - Hệ số cứng của thành phần đàn hồi của hệ thống treo trước và sau.
- C_{11}, C_{12} - Hệ số cứng của lớp trước và lớp sau.
- K_1, K_2 - Hệ số cản của thành phần cản của hệ thống treo trước và sau.



Hình 7.6: Sơ đồ dao động tương đương của ô tô.

7.2.4.2. Ô tô ba cầu với cụm hai cầu sau dùng hệ thống treo cân bằng:

Sơ đồ dao động tương đương của xe ba cầu với hệ thống treo cho hai cầu sau là hệ thống treo cân bằng được biểu diễn trên hình 7.7.



Hình 7.7: Sơ đồ dao động tương đương của cụm hai cầu sau dùng hệ thống treo cân bằng.

Trong đó:

- M_2 - Khối lượng được treo phân ra hai cầu sau.
- m_2, m_3 - Khối lượng không được treo tại vị trí cầu giữa và cầu sau.
- C_2 - Hệ số cứng của hệ thống treo sau.
- K_2 - Hệ số cản của hệ thống treo sau.

- C_{12}, C_{13} - Hệ số cứng của lớp cầu giữa và cầu sau.
- K_{12}, K_{13} - Hệ số cản của lớp cầu giữa và cầu sau.

7.3. DAO ĐỘNG KHÔNG CÓ LỰC CẢN CỦA ÔTÔ:

Để xác định được quy luật dao động của ô tô, ta xét sơ đồ dao động ở hình 7.8 với các giả thiết đơn giản như sau:

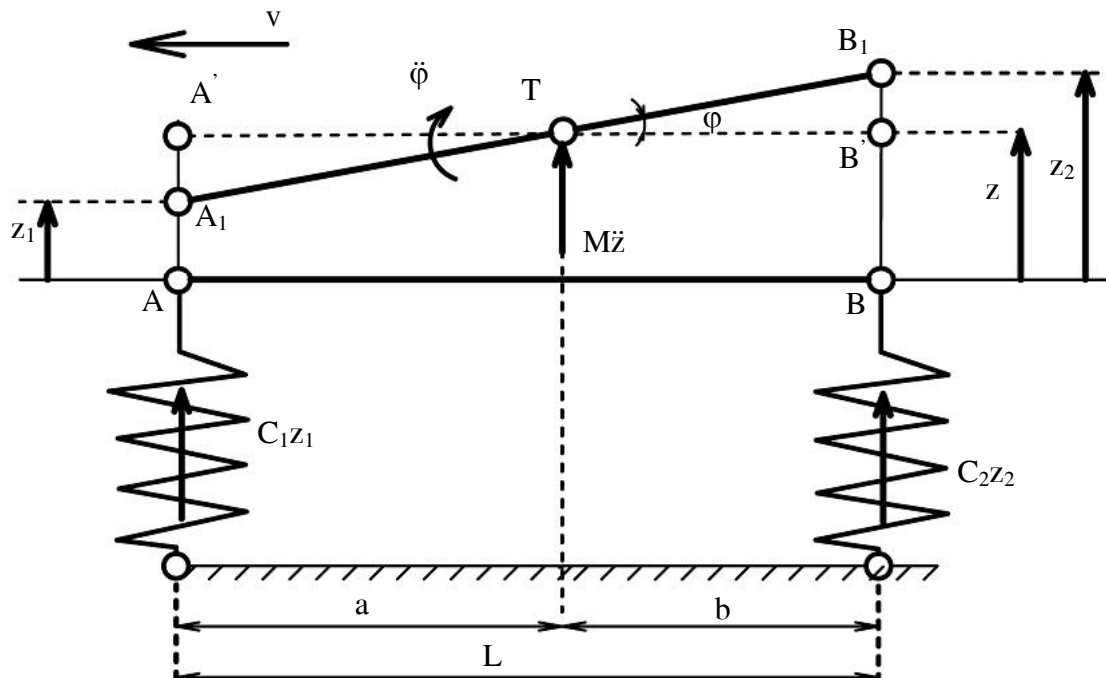
- Chưa để ý tới lực kích động do độ mấp mô của mặt đường gây ra khi xe chuyển động.
- Không xét tới khối lượng không được treo.
- Chưa tính tới lực cản của bộ phận cản.

Với những giả thiết đơn giản trên, dao động của ô tô được xem như là dao động của thanh AB đặt trên hai gối tựa đàn hồi tương ứng với tâm cầu trước và cầu sau. Hệ số cứng của hệ thống treo và lớp được thu gọn và ký hiệu là C_1 và C_2 .

Khối lượng được treo M được tập trung tại trọng tâm T cách cầu trước và cầu sau các khoảng cách tương ứng là a và b .

Khi có lực kích thích, đoạn AB chuyển động tới vị trí mới là A_1B_1 , gồm hai chuyển động thành phần:

- Chuyển động tịnh tiến từ AB đến A_1B_1 với một đoạn dịch chuyển Z dưới tác động của lực quán tính $M\ddot{z}$.
- Chuyển động quay một góc ϕ quanh trục Y đi qua trọng tâm T làm thanh AB chuyển từ $A'B'$ đến A_1B_1 .



Hình 7.8: Sơ đồ dao động đơn giản của xe theo phương thẳng đứng.

Theo sơ đồ tính toán trên ta có:

Dịch chuyển thẳng đứng z_1, z_2 của vị trí A và B được xác định như sau:

$$\begin{aligned} z_1 &= z - a \operatorname{tg} \varphi \approx z - a \varphi \\ z_2 &= z + b \operatorname{tg} \varphi \approx z + b \varphi \end{aligned} \quad (7.1)$$

Góc φ quá nhỏ nên $\operatorname{tg} \varphi \approx \varphi$

Chuyển động thẳng đứng và chuyển động quay của khối lượng được treo M được biểu thị bằng hệ phương trình sau:

$$\begin{aligned} M\ddot{z} + C_1 z_1 + C_2 z_2 &= 0 \\ M\rho^2 \ddot{\varphi} &= C_1 z_1 a - C_2 z_2 b \end{aligned} \quad (7.2)$$

Trong đó: $M\rho^2 = J$ là mômen quán tính khối lượng.

$$\begin{aligned} \frac{dz^2}{dt^2} &= \ddot{z} \\ \frac{d\varphi^2}{dt^2} &= \ddot{\varphi} \end{aligned} \quad (7.3)$$

ρ - Bán kính quán tính của khối lượng được treo đối với trục Y đi qua trọng tâm T.

Đạo hàm hai lần phương trình (7.1) theo thời gian ta được:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 &= \ddot{z} - a \ddot{\varphi} \\ \ddot{z}_2 &= \ddot{z} + b \ddot{\varphi} \end{aligned} \quad (7.4)$$

Từ hệ phương trình (7.2) ta có các giá trị sau:

$$\begin{aligned} \ddot{z} &= -\frac{1}{M}(C_1 z_1 + C_2 z_2) \\ \ddot{\varphi} &= \frac{1}{M\rho^2}(C_1 z_1 a - C_2 z_2 b) \end{aligned} \quad (7.5)$$

Thay các giá trị của \ddot{z} và $\ddot{\varphi}$ tại biểu thức (7.5) vào hệ phương trình (7.4) ta có:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 &= -\frac{1}{M}(C_1 z_1 + C_2 z_2) - \frac{a}{M\rho^2}(C_1 z_1 a - C_2 z_2 b) \\ \ddot{z}_2 &= -\frac{1}{M}(C_1 z_1 + C_2 z_2) + \frac{b}{M\rho^2}(C_1 z_1 a - C_2 z_2 b) \end{aligned} \quad (7.6)$$

Sau khi khai triển và rút gọn ta được hệ phương trình:

$$\begin{aligned} M\ddot{z}_1 + C_1 z_1 \left(1 + \frac{a^2}{\rho^2}\right) + C_2 z_2 \left(1 - \frac{ab}{\rho^2}\right) &= 0 \\ M\ddot{z}_2 + C_2 z_2 \left(1 + \frac{b^2}{\rho^2}\right) + C_1 z_1 \left(1 - \frac{ab}{\rho^2}\right) &= 0 \end{aligned} \quad (7.7)$$

Thay giá trị z_2 từ phương trình thứ hai vào phương trình thứ nhất trong hệ phương trình (7.7) và giá trị z_1 từ phương trình thứ nhất vào phương trình thứ hai của hệ phương trình (7.7), rút gọn ta được:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 + \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + b^2} \ddot{z}_2 + \frac{C_1 L^2}{M(\rho^2 + b^2)} z_1 &= 0 \\ \ddot{z}_2 + \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + a^2} \ddot{z}_1 + \frac{C_2 L^2}{M(\rho^2 + a^2)} z_2 &= 0 \end{aligned} \quad (7.8)$$

Từ hệ phương trình (7.8) ta thấy rằng dao động của hai vị trí AB tương ứng với dao động của các khối lượng được treo phân ra cầu trước, cầu sau có ảnh hưởng lẫn nhau, nghĩa là trong quá trình chuyển động khi cầu trước gặp độ nhấp nhô của bề mặt đường, dao động xuất hiện ở cầu trước cũng sẽ gây ra dao động ở cầu sau và ngược lại. Ảnh hưởng dao động qua lại của hai cầu được đặc trưng bằng hệ số liên kết μ :

$$\begin{aligned} \mu_1 &= \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + b^2} \\ \mu_2 &= \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + a^2} \end{aligned} \quad (7.9)$$

Trong trường hợp $\mu_1 = \mu_2 = 0$ tức là $\rho^2 = ab$ thì xảy ra trường hợp dao động ở các cầu xe độc lập lẫn nhau. Trong thực tế trường hợp này không xảy ra mà dao động ở các cầu xe đều có ảnh hưởng qua lại với nhau, nghĩa là $\mu_1 \neq \mu_2 \neq 0$ vì vậy $\rho^2 \neq ab$. Bán kính quán tính trong trường hợp này được tính theo biểu thức:

$$\rho^2 = ab\varepsilon \quad (7.10)$$

Ở đây: ε - Hệ số phân bố khối lượng.

Ở các ô tô hiện nay $\varepsilon = 0,8 \div 1,2$. Hệ số ε ảnh hưởng lớn đến dao động của ô tô. Khi $\varepsilon = 1$ thì dao động ở các cầu xe độc lập với nhau.

Tần số dao động riêng của các phần khối lượng được treo phân ra cầu trước, cầu sau được tính theo biểu thức:

$$\begin{aligned} \omega_1^2 &= \frac{C_1 L^2}{M(\rho^2 + b^2)} \\ \omega_2^2 &= \frac{C_2 L^2}{M(\rho^2 + a^2)} \end{aligned} \quad (7.11)$$

Trong đó:

ω_1 - Tần số dao động đặc trưng cho dao động của khối lượng được treo tại điểm A khi điểm B cố định.

ω_2 - Tần số dao động đặc trưng cho dao động của khối lượng được treo tại điểm B khi điểm A cố định.

Thay (7.9) và (7.11) vào (7.8) ta được:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 + \mu_1 \ddot{z}_2 + \omega_1^2 z_1 &= 0 \\ \ddot{z}_2 + \mu_2 \ddot{z}_1 + \omega_2^2 z_2 &= 0 \end{aligned} \quad (7.12)$$

Nghiệm tổng quát của hệ phương trình trên có dạng:

$$z_1 = A \sin \Omega_1 t + B \sin \Omega_2 t$$

$$z_2 = C \sin \Omega_1 t + D \sin \Omega_2 t$$

Trong đó:

Ω_1, Ω_2 là các tần số dao động liên kết.

A, B, C, D là những hằng số.

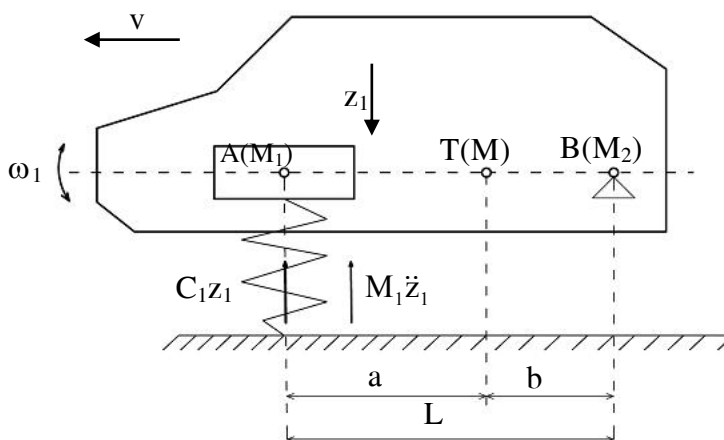
Phương trình đặc tính của hệ phương trình (7.12) là phương trình trùng phương có dạng:

$$\Omega^4 - \frac{\omega_1^2 + \omega_2^2}{1 - \mu_1 \mu_2} \Omega^2 + \frac{\omega_1^2 \omega_2^2}{1 - \mu_1 \mu_2} = 0 \quad (7.13)$$

Giải phương trình (7.13) ta được biểu thức để tính các tần số dao động liên kết nhau như sau:

$$\Omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2(1 - \mu_1 \mu_2)} \left[(\omega_1^2 + \omega_2^2) \pm \sqrt{(\omega_1^2 - \omega_2^2)^2 + 4\mu_1 \mu_2 \omega_1^2 \omega_2^2} \right] \quad (7.14)$$

Biểu thức trên cho thấy dao động của ô tô là rất phức tạp gồm hai dao động điều hoà có tần số dao động liên kết Ω_1 và Ω_2 . Tần số dao động liên kết của ô tô phụ thuộc vào nhiều yếu tố mà trước hết phụ thuộc vào các thông số cấu tạo của ô tô như khối lượng được treo, tọa độ trọng tâm của phần được treo, bán kính quán tính của phần được treo, độ cứng của hệ thống treo... Trường hợp $\mu_1 = \mu_2 = 0$ thì dao động xảy ra ở các cầu xe độc lập lẫn nhau, khi đó phương trình dao động ô tô đơn giản hơn nhiều (hình 7.9).



Hình 7.9: Sơ đồ dao động độc lập của ô tô tại cầu trước.

Phương trình dao động của xe ở cầu trước có dạng:

$$M_1 \ddot{z}_1 + C_1 z_1 = 0 \quad (7.15)$$

Tần số dao động riêng được tính bằng biểu thức:

$$\omega_1^2 = \frac{C_1}{M_1} \quad (7.16)$$

Khi đó phương trình (7.15) có dạng:

$$\ddot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 = 0 \tag{7.17}$$

Nghiệm của phương trình trên có dạng:

$$z_1 = A \sin \omega_1 t$$

Như vậy dao động có quy luật theo hàm số sin điều hoà với chu kỳ dao động:

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega_1} = 2\pi \sqrt{\frac{M_1}{C_1}} \tag{7.18}$$

Số lần dao động trong một phút được tính theo biểu thức:

$$n_1 = \frac{300}{\sqrt{f_{t1}}} \tag{7.19}$$

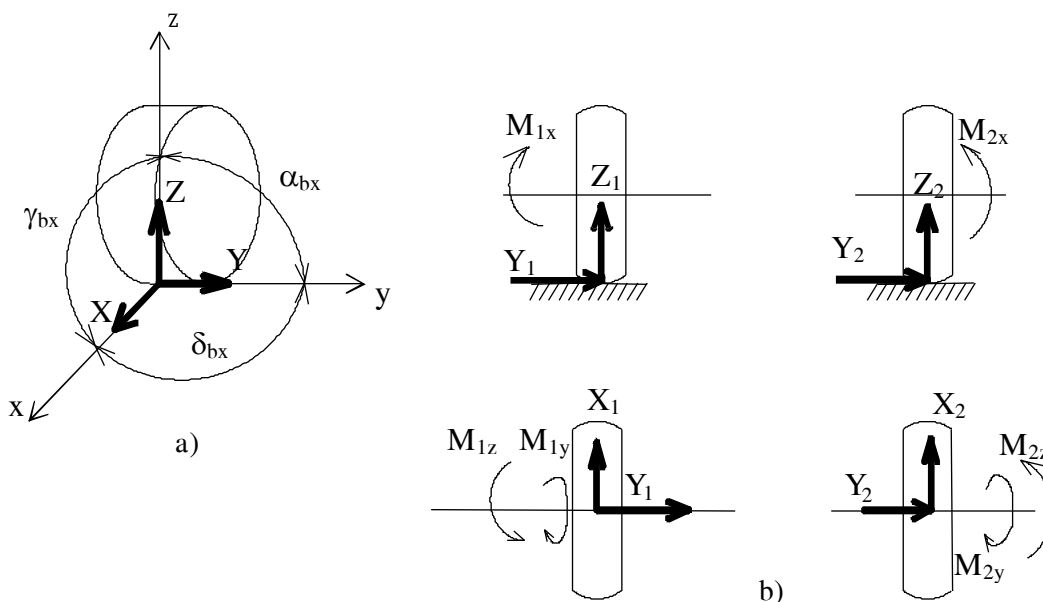
Trong đó:

f_{t1} - Độ võng tĩnh của hệ thống treo ở cầu trước.

Đối với ô tô du lịch độ võng tĩnh khi đầy tải có giá trị trong khoảng 20 ÷ 25 cm, đối với xe tải từ 8 ÷ 12 cm đối với xe khách từ 11 đến 15 cm. Dao động cầu sau ta cũng xét tương tự.

7.4. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU VÀ PHÂN LOẠI HỆ THỐNG TREO:

7.4.1. Công dụng:



Hình 7.10: 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 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.

Các lực phát sinh giữa bánh xe và đường có thể gộp lại thành ba phần lực chính: lực thẳng đứng Z, lực dọc X và lực ngang Y (hình 7.10).

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 phần 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.

7.4.2. Yêu cầu:

- 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.
- 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).
 - Dập tắt nhanh các dao động của thân xe và các bánh xe.
 - Giảm tải trọng động khi ô tô qua những đường gồ ghề.

7.4.3. Phân loại:

* 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).

* Theo sơ đồ bộ phận dẫn hướng chia ra:

- Loại phụ thuộc với cầu liền (gồm có loại riêng, loại thẳng 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).

*** 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).

7.5. BỘ PHẬN ĐÀN HỒI:

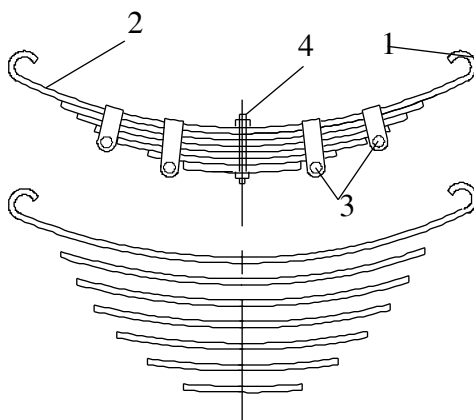
Bộ phận đàn hồi có thể có gồm một hay nhiều phần tử đàn hồi và chia ra phần tử đàn hồi bằng kim loại và phần tử đàn hồi phi kim loại. Phần tử đàn hồi là kim loại thường là nhíp, lò xo xoắn ốc và thanh xoắn (hệ thống treo độc lập). Phần tử đàn hồi phi kim loại bao gồm: loại đàn hồi bằng cao su, loại đàn hồi bằng khí, loại thủy khí. Lợi dụng ưu điểm của từng loại người ta có thể sử dụng bộ phận đàn hồi liên hợp gồm hai hay nhiều loại phần tử đàn hồi.

7.5.1. Cấu tạo của các phần tử đàn hồi:

7.5.1.1. Cấu tạo của nhíp:

Nhíp là một dầm ghép các tấm thép lá mỏng để có độ đàn hồi cao. Hình 7.11 trình bày nhíp trong dạng rời và dạng ghép.

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.

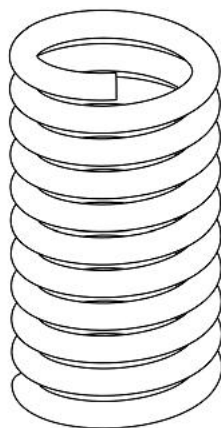


Hình 7.11: Dạng tổng quát của nhíp.

7.5.1.2. Cấu tạo của lò xo:

Lò xo trụ chủ yếu được sử dụng trong hệ thống treo độc lập, trong ô tô du lịch dùng làm bộ phận đàn hồi. Lò xo trụ có thể được chế tạo từ các thanh thép có tiết diện tròn hay vuông. Lò xo trụ có đường đặc tính tuyến tính. Lò xo hình nón có đường đặc tính phi tuyến lõm (đường cong lõm).

Nếu có cùng độ cứng và độ bền thì lò xo trụ có trọng lượng nhẹ hơn nhíp.



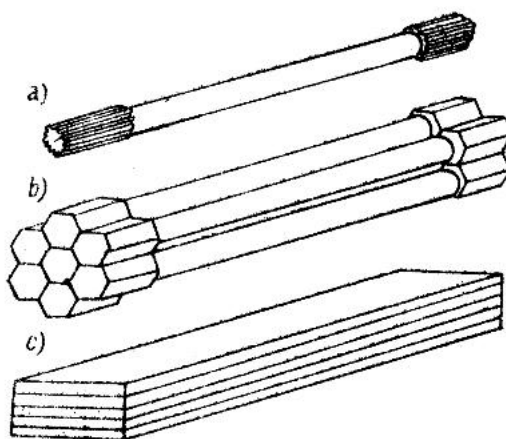
Hình 7.12: Lò xo trụ.

Lò xo trụ cũng có tuổi thọ cao hơn nhíp và khi làm việc giữa các vành của lò xo không có ma sát như giữa các lá nhíp, không phải bảo dưỡng và chăm sóc như chăm sóc nhíp.

Nhược điểm cơ bản của lò xo trụ là nó chỉ làm nhiệm vụ đàn hồi còn các nhiệm vụ dẫn hướng và giảm chấn là do các bộ phận khác đảm nhiệm. Vì vậy nếu kể chung cả hai bộ phận sau thì hệ thống treo với lò xo trụ lại phức tạp về kết cấu và sử dụng so với hệ thống treo loại nhíp.

7.5.1.3. Cấu tạo của thanh xoắn:

Thanh xoắn thường được sử dụng trong hệ thống treo độc lập. Thanh xoắn có ba loại chính là loại đơn, loại ghép và loại lá (hình 7.13). Lượng kim loại dùng để chế tạo thanh xoắn loại đơn cũng chỉ bằng lượng kim loại chế tạo lò xo trụ nhưng tuổi thọ lại cao hơn.



Hình 7.13: Các loại thanh xoắn.

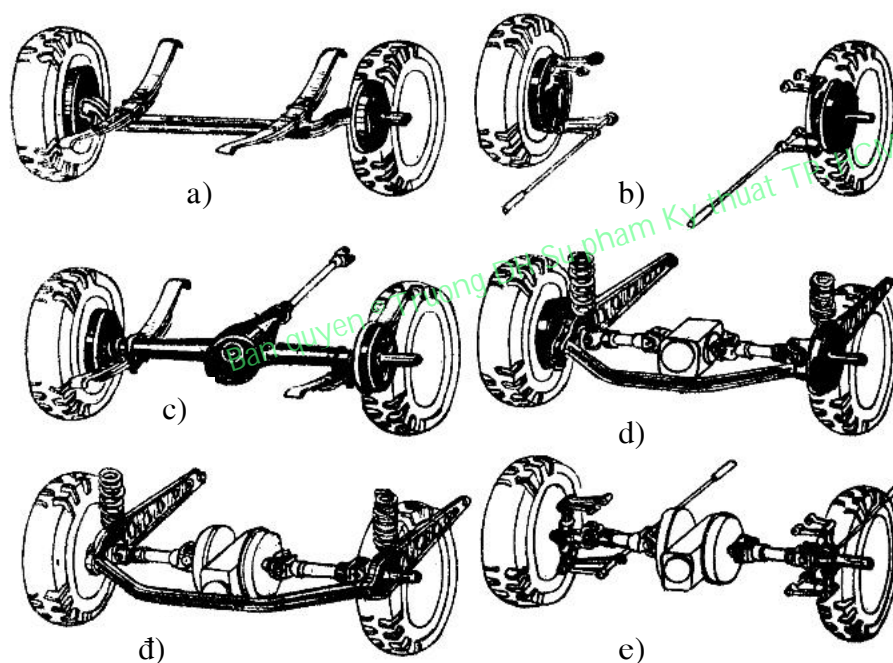
- a. Thanh xoắn loại đơn.
- b. Thanh xoắn loại ghép.
- c. Thanh xoắn loại lá.

Đường đặc tính đàn hồi của thanh xoắn loại đơn phụ thuộc bậc nhất đối với góc xoắn nên cơ cấu dẫn hướng sẽ xác định đường đặc tính của hệ thống treo có bố trí chung khi cần rút ngắn kích thước thiết kế người ta thay thanh xoắn loại đơn bằng thanh xoắn loại ghép hoặc loại lá. Nhưng làm như thế trọng lượng tăng lên từ 1,5 đến 1,8 lần so với thanh xoắn loại đơn tuy độ cứng vững và độ bền tăng.

Thanh xoắn loại ghép thường gồm một thanh ở giữa và sáu thanh nằm chung quanh (hình 7.13b).

Thanh xoắn loại lá thường gồm nhiều lá thép có tiết diện chữ nhật ghép lại với nhau (hình 7.13c).

Nếu cùng một độ dài như thanh xoắn loại đơn thì thanh xoắn loại lá sẽ biến dạng nhiều hơn.



Hình 7.14: Sơ đồ hệ thống treo có phần không được treo khác nhau.

Ảnh hưởng của kết cấu bộ phận hướng đối với trọng lượng phần không được treo được chỉ rõ trên hình 7.14. Muốn giảm nhiều trọng lượng phần không được treo, khi thiết kế phải chuyển từ hệ thống treo phụ thuộc sang hệ thống treo độc lập.

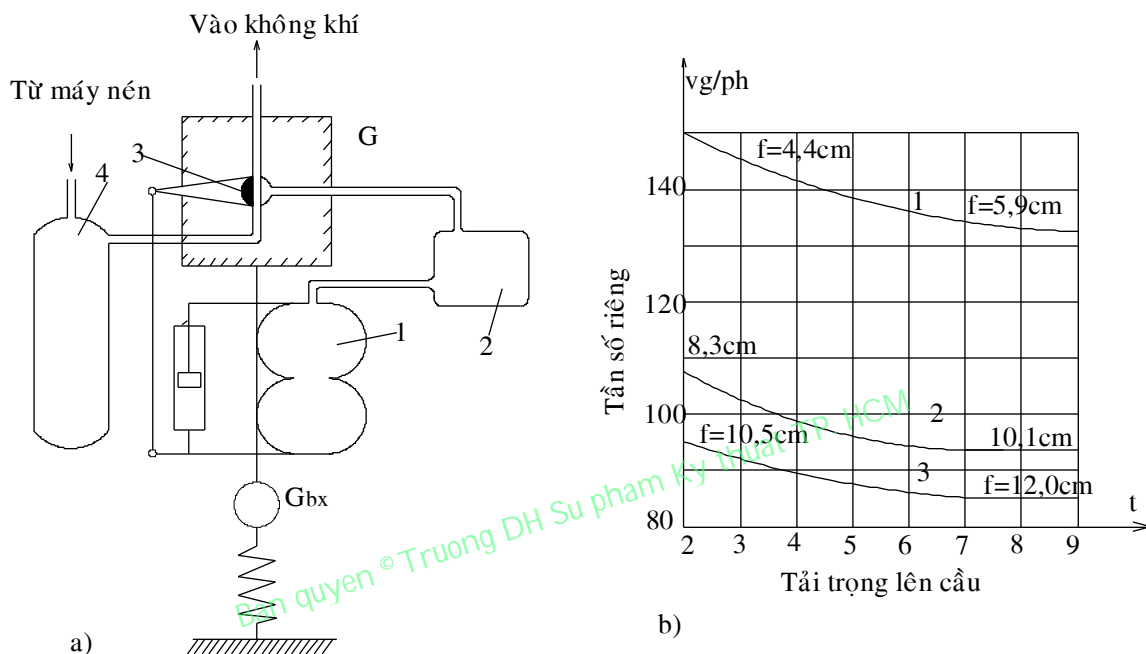
Hình 7.14a trình bày sơ đồ kiểu mẫu loại hệ thống treo phụ thuộc của bánh dẫn hướng. Còn ở hình 7.14b là sơ đồ hệ thống treo độc lập với bộ phận hướng thông dụng nhất. Đó là hệ thống treo có cánh tay đòn hình thang với phần tử đàn hồi là thanh xoắn. Với sơ đồ này trọng lượng phần không được treo giảm được khoảng 20%.

Hình 7.14c trình bày hệ thống treo phụ thuộc của các bánh chủ động thường dùng nhất. Trong đó phần không được treo gồm truyền lực chính, vi sai, các bán trục, vỏ cầu, cơ cấu phanh và phần tử nối nhíp với khung.

Có thể vẫn giảm được khối lượng phần không được treo, mà vẫn giữ nguyên loại hệ thống treo phụ thuộc nếu ta gắn truyền lực chính và vi sai lên khung và thay nhíp bằng lò xo

(hình 7.14d). Và cũng có thể giảm tiếp phần không được treo hơn nữa nếu ta đưa cơ cấu phanh về cạnh truyền lực chính (hình 7.14đ). Và để có trọng lượng phần không được treo là nhỏ nhất nếu ta bỏ dầm cầu nối các bánh xe, tức là chuyển từ hệ thống treo phụ thuộc sang hệ thống treo độc lập, thay lò xo trụ bằng thanh xoắn (hình 7.14e).

7.5.1.4. Phần tử đàn hồi loại khí:



Hình 7.15: Hệ thống treo khí với phần tử đàn hồi loại bình chứa.

- a) Sơ đồ hệ thống treo;
- b) Sự thay đổi tần số riêng ứng với sự thay đổi tải trọng của ô tô.

Trên hình 7.15a 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.

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 7.15b 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÷142 lần/ph (2,05÷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 ÷104 lần/ph.

7.5.1.5. Phân tử đàn hồi loại thủy khí:

Sơ đồ nguyên lý làm việc và đường đặc tính của hệ thống treo loại thủy khí được trình bày trên hình 7.16.

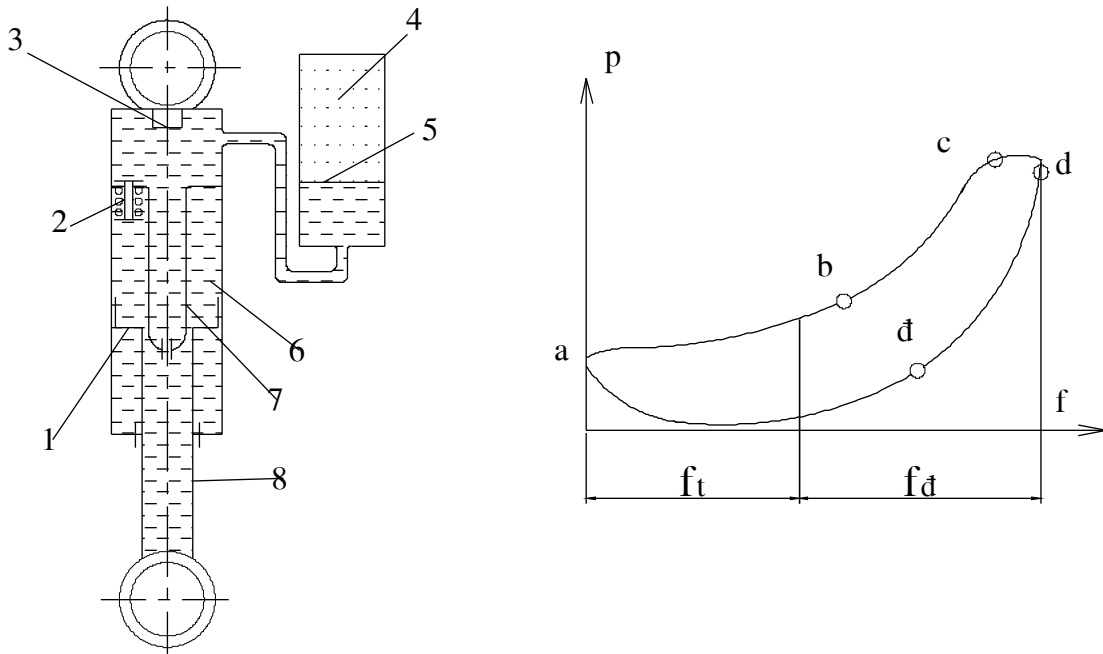
Trong hành trình nén, pittông 1 bị đẩy lên phía trên. Chất lỏng sẽ đi qua van 2 (luôn luôn mở ở áp suất thấp) đẩy pittông 5 trong buồng khí 4 làm nén khí lại. Phần này ứng với đoạn a-b trên giản đồ tức là ứng với lúc áp suất không khí trong buồng 4 tăng lên đến giá trị tính toán 30 MN/m². Pittông phân 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÷300 MN/m² 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 thủy khí. Đường đặc tính trên hình vẽ ứng với một vận tốc nén nhất định.

Hai nhược điểm của hệ thống treo thủy khí loại ống là khó làm kín và ma sát lớn.



Hình 7.16: Sơ đồ và đường đặc tính của hệ thống treo loại thủy khí.

7.5.2. Đường đặc tính đàn hồi của hệ thống treo:

Nhờ đường đặc tính đàn hồi ta đánh giá được bộ phận 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 7.17 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.

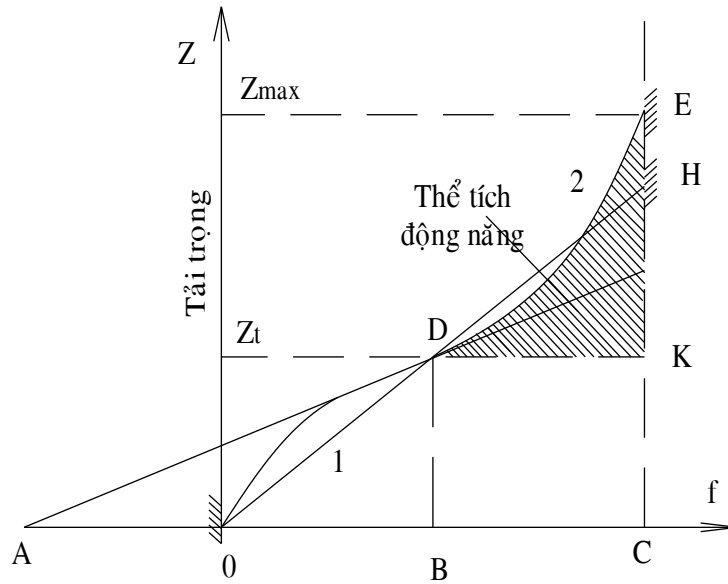
Hoàn độ AB là độ võng tĩnh f_t của hệ thống treo có độ cứng thay đổi (đường cong 2) và hoàn độ OB sẽ là độ võng tĩnh của hệ thống treo có độ cứng không đổi (đường thẳng 1).

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 $Z_t = G_t$. 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).

Thế tích động năng gọi tắt là thế động, nghĩa là thế năng lớn nhất của hệ thống treo khi ô tô đi 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 thế động cần thiết của hệ thống treo có

đường đặc tính phi tuyến có thể thể hiện bằng hệ số động $K_d = \frac{Z_{max}}{G_t}$ mà ta sẽ khảo sát kỹ

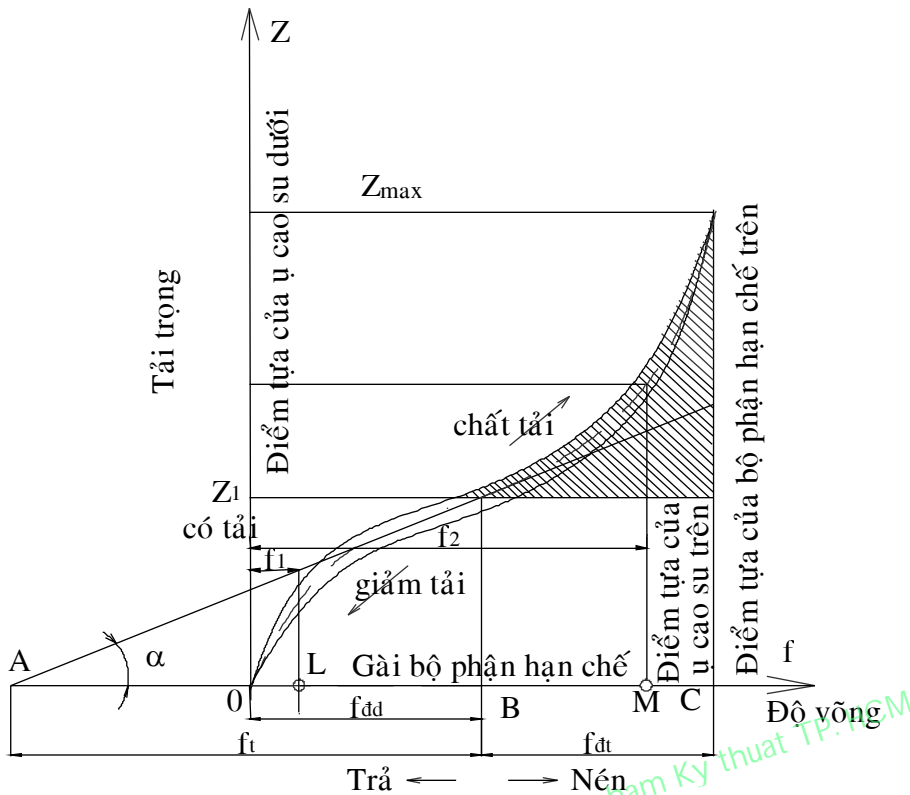
hơn sau đây.



Hình 7.17: Các dạng đường đặc tính của hệ thống treo.

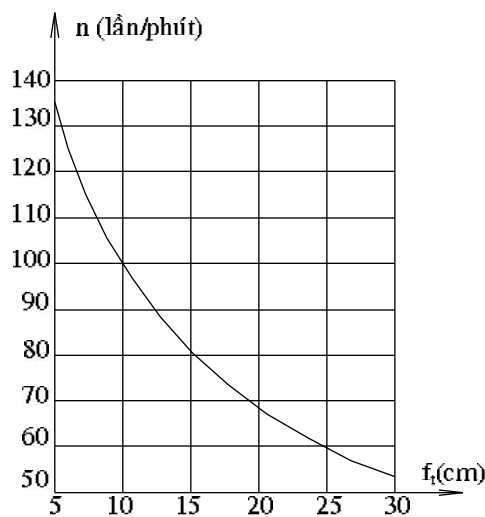
Trên hình 7.18 là dạng đường đặc tính đàn hồi của hệ thống treo khi chất tải và khi giảm tải. Trên trục hoành ta có điểm O là điểm tựa của bộ phận hạn chế dưới, điểm C là điểm tựa của bộ phận hạn chế trên, nên ta gọi BO là giá trị của độ võng động dưới f_{dd} , BC là giá trị của độ võng động trên f_{dt} . Ngoài ra ta còn có điểm L là điểm tựa của ụ cao su phía dưới, điểm M là điểm tựa của ụ 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 $2F$).

Điểm tựa của bộ phận hạn chế dưới



Hình 7.18: 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 do độ võng tĩnh f_t quyết định. Quan hệ giữa f_t và n theo công thức tần số dao động riêng của hệ thống treo $n \approx \frac{300}{f_t}$ thể hiện trên giản đồ (hình 7.19).



Hình 7.19: Quan hệ của tần số dao động riêng của phần được treo n với độ võng tĩnh f_t .

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 dưới f_{dd} .

Nói chung f_t không nên ít hơn 150÷300mm đối với ô tô du lịch và f_t không nhỏ 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 nhỏ 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) $C_t = tg\alpha$. 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:

$$C_t = \frac{G_t}{f_t} = \frac{Z_t}{f_t}$$

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 $Z_t = G_t$ 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.

$$K_d = \frac{Z_{max}}{G_t} = \frac{Z_{max}}{Z_t}$$

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 ụ cao su) phụ thuộc vào đường đặc tính của hệ thống treo và vào độ võng tĩnh f_t .

- Trong ô tô du lịch: $f_d = (0,5 \div 0,6).f_t$
- Trong ô tô buýt: $f_d = (0,7 \div 0,8).f_t$
- Trong ô tô tải: $f_d = 1,0.f_t$

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.

Đường càng mấp 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 $f_{dt} = 120 \div 160 \text{mm}$.

7.6 BỘ PHẬN GIẢM CHẤN:

7.6.1. Công dụng, yêu cầu, phân loại:

7.6.1.1. Công dụng:

Giảm chấn để dập tắt các dao động của thân xe và bánh xe bằng cách chuyển cơ năng của các dao động thành nhiệt năng. Giảm chấn hiện nay chủ yếu là giảm chấn thủy lực (hình 7.19) nên ma sát giữa chất lỏng và các lỗ tiết lưu là ma sát chủ yếu để dập tắt chấn động.

7.6.1.2. 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 nhỏ 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 xá khác nhau và nhiệt độ không khí khác nhau.
 - + Có tuổi thọ cao.
 - + Trọng lượng và kích thước nhỏ, giá thành hạ.

7.6.1.3. Phân loại:

Người ta phân biệt giảm chấn theo các đặc điểm sau:

*** Theo quan hệ giữa hệ số cản K_n trong hành trình nén (lúc bánh xe tiến đến gần khung) và hệ số cản K_t trong hành trình trả (lúc bánh xe đi xa khung):**

Theo đặc điểm này giảm chấn thủy lực được chia thành loại tác dụng hai chiều có đường đặt tính đối xứng ($K_n = K_t$) và đường đặc tính không đối xứng ($K_n < K_t$) và loại tác dụng một chiều $K_n \approx 0$.

*** Theo kết cấu chia thành:** giảm chấn đòn và giảm chấn ống.

*** Theo đặc điểm bên trong của giảm chấn chia thành:**

Loại có van giảm tải và loại không có van giảm tải.

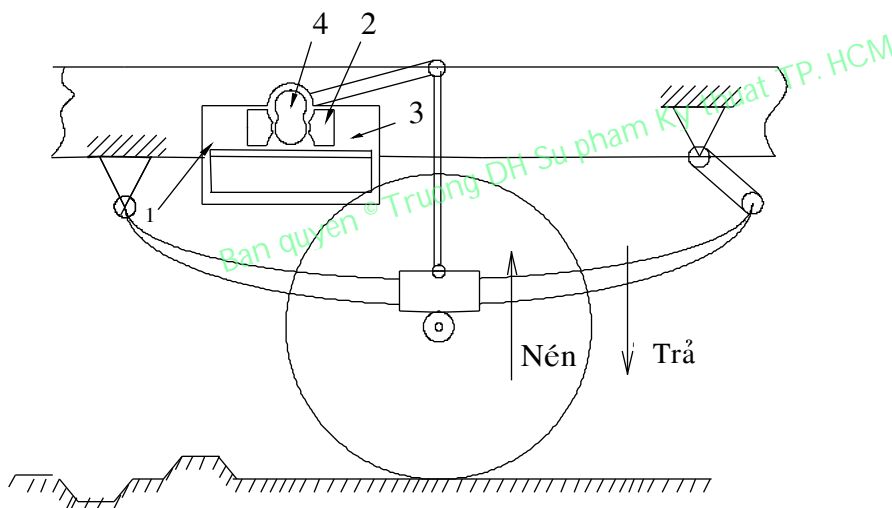
Phổ biến nhất hiện nay là loại giảm chấn tác dụng hai chiều có đường đặc tính không đối xứng và có van giảm tải. Trường hợp này lực cản giảm chấn trong hành trình nén tăng chậm hơn trong hành trình trả.

Trong các giảm chấn hiện nay $K_t = (2 \div 5)K_n$. Độ lồi lõm của đường càng nhỏ 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 (hình 7.20) 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 thì va đập truyền lên bánh xe ít hơn đi qua chỗ lồi.

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.



Hình 7.20: Giảm chấn đòn tác dụng hai chiều.

7.6.2. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của giảm chấn thủy lực:

Theo kết cấu người ta chia giảm chấn thủy lực ra làm hai loại là giảm chấn đòn và giảm chấn ống, dựa vào mối quan hệ giữa K_n và K_t chia ra giảm chấn tác dụng hai chiều và giảm chấn tác dụng một chiều. Ở đây ta chỉ xét giảm chấn tác dụng hai chiều.

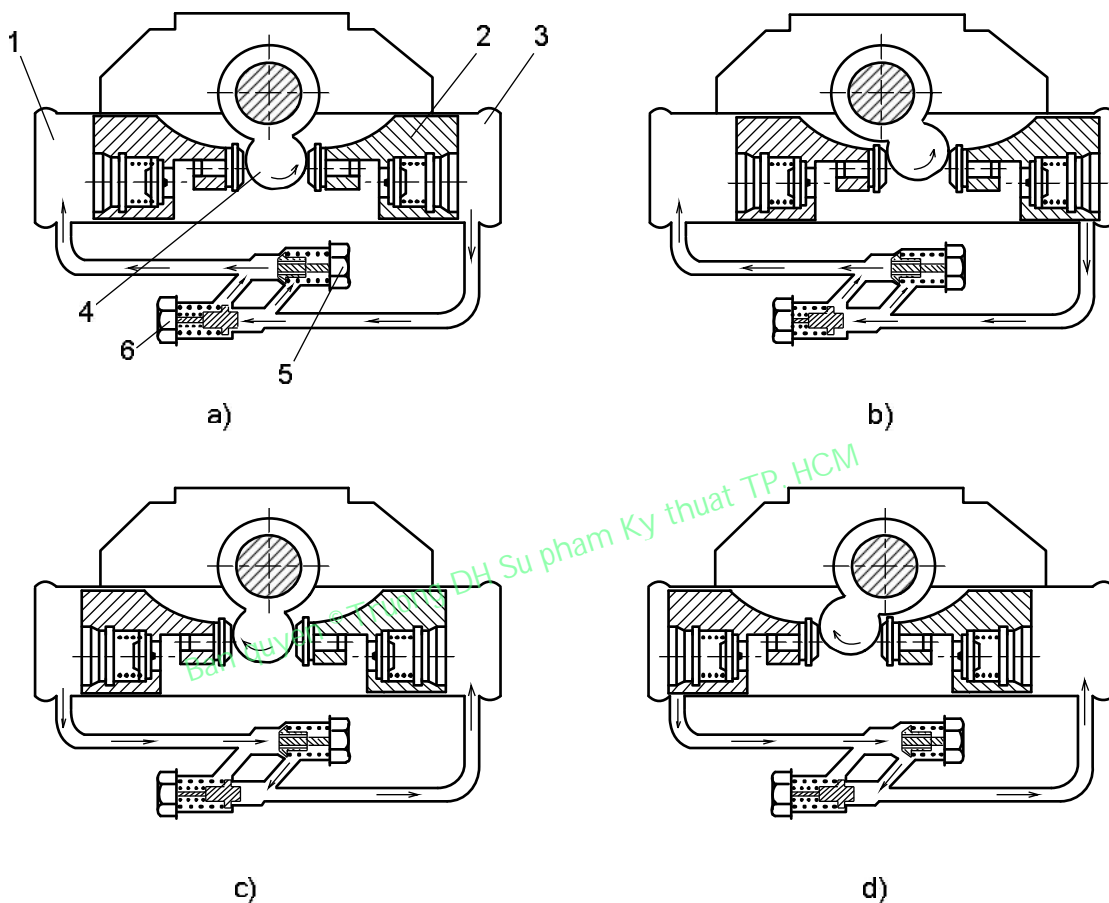
7.6.2.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của giảm chấn đòn:

*** Cấu tạo:**

Trong giảm chấn đòn hai chiều (hình 7.21) có pittông kép 2. Trong đó có đặt các van ngược. Van ngược làm cho dầu ở bầu giảm chấn luôn luôn chảy vào làm đầy buồng chứa 1 và 3. Pittông kép ngăn xylanh ra làm hai buồng chứa 1 và 3. Thể tích của buồng chứa 1 và 3 thay đổi khi pittông kép dịch chuyển về phía trái hay phải. Pittông kép dịch chuyển được nhờ cam quay 4 đặt vào giữa pittông kép. Xylanh chứa đầy chất lỏng.

*** Nguyên lý làm việc:**

Nguyên lý làm việc của tất cả các loại giảm chấn thủy lực là: chất lỏng bị dồn từ buồng chứa này sang buồng chứa khác qua những van tiết lưu rất nhỏ nên chất lỏng chịu sức cản chuyển động rất lớn. Sức cản làm dập tắt nhanh các chấn động và năng lượng của dao động bị biến thành nhiệt năng nung nóng chất lỏng chứa trong giảm chấn.



Hình 7.21: Sơ đồ làm việc của giảm chấn đòn tác dụng hai chiều.

Trong hành trình nén nhẹ (hình 7.21a) pittông kép đi về phía phải, chất lỏng bị dồn từ buồng 3 đến buồng 1 qua lỗ rất bé ở thanh van 5 và khe hở ở van 6 nhờ thắng được sức cản của lò xo mềm phía trong. Nếu bị nén mạnh (hình 7.21b) áp suất của chất lỏng tăng lên đủ sức thắng cả lực cản của lò xo cứng phía ngoài của van 6. Cửa van 6 bị mở đột ngột và chất lỏng đi qua van 6 dễ dàng.

Trong hành trình trả nhẹ (hình 7.21c) chất lỏng từ buồng 1 chảy qua buồng 3 qua lỗ rất bé ở thanh van 5, còn van 6 lúc đó vẫn đóng.

Nếu bị trả mạnh áp suất chất lỏng tăng lên (hình 7.21d) thắng được lực lò xo của van 5, van 5 mở rộng ra chất lỏng đi qua dễ dàng hơn.

7.6.2.2. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của giảm chấn ống

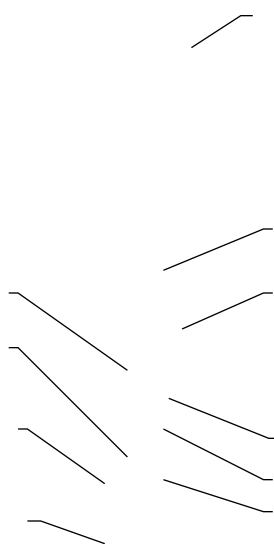
*** Cấu tạo:**

Giảm chấn ống (hình 7.22) bao gồm một xylanh hai lớp, bên trong có hai buồng chứa A và B có chứa dầu thủy lực và được thông nhau nhờ các van giảm tải 4 và 5. Xylanh có hai

lớp áo, với lớp bên trong 2 và bên ngoài 9. Bên trong của lớp áo ngoài và lớp áo trong có một buồng chứa khí nén 3. Ngoài ra còn có đệm làm kín 11 để chắn không cho bụi từ môi trường đi vào trong buồng chứa dầu thủy lực A và B. Bên ngoài có các tai 6 và 12 để nối với dầm cầu và thân xe.

*** Nguyên lý làm việc:**

Ở hành trình nén, dầm cầu và tai 6 dao động lên phía trên nên pittông bị đẩy sâu vào lòng của xi lanh, lập tức áp suất dầu ở buồng A tăng lên lớn hơn áp suất dầu ở các buồng B. Dầu sẽ chuyển động từ buồng A sang các buồng B qua các lỗ tiết lưu rất nhỏ. Do ma sát giữa các phần tử dầu với các lỗ tiết lưu rất lớn cho nên năng lượng của dao động từ mặt đường truyền lên đã bị mất đi một phần chuyển thành nhiệt năng nung nóng dầu ở trong giảm chấn. Khi bị nén mạnh, áp suất dầu ở buồng A tăng cao, các van giảm tải 4 sẽ mở ra, lúc này tiết diện cho dầu đi qua tăng lên, nên sức cản dao động của giảm chấn có giảm xuống.



- 1 – Cần của pittông.
- 2 – Lớp áo trong của xy lanh hai lớp.
- 3 – Buồng điền đầy (chứa khí nén).
- 4; 5 – Van giảm tải (có các lỗ tiết lưu).
- 6 – Tai nối với dầm cầu.
- 7 – Đế của pittông.
- 8 – Dầu thủy lực.
- 9 – Lớp áo ngoài của xylanh.
- 10 – Lỗ để bôi trơn cần pittông.
- 11 – Đệm làm kín.
- 12 – Tai nối với thân xe.
- A; B – Các buồng chứa dầu.

Hình 7.22: Kết cấu của giảm chấn ống.

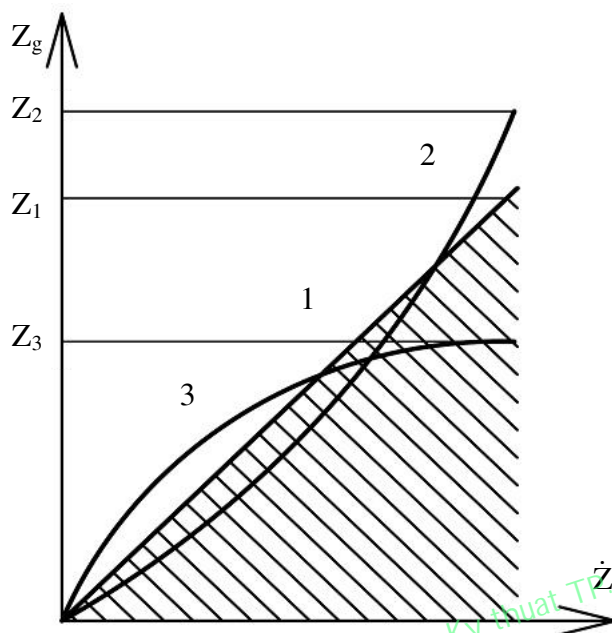
Ở hành trình trả, dầm cầu cùng với tai 6 dao động xuống phía dưới nên pittông chuyển động đi lên so với đáy của xi lanh. Bởi vậy thể tích buồng A tăng lên làm cho áp suất dầu ở buồng A giảm xuống nhỏ hơn áp suất dầu ở các buồng B. Lập tức dầu ở các buồng B chuyển động qua buồng A thông qua các lỗ tiết lưu. Khi áp suất dầu ở buồng A giảm đột ngột (do cầu xe dao động mạnh về phía dưới) các van giảm tải 5 sẽ mở ra, nên sức cản dao động của giảm chấn sẽ giảm xuống, cho phép cầu xe dao động nhanh hơn về phía dưới, đẩy bánh xe tiếp xúc nhanh trở lại với mặt đường, hạn chế được thời gian bánh xe tách khỏi mặt đường, bởi vậy tăng được độ ổn định chuyển động của ô tô.

7.6.3. 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 z của các dao động thùng xe đối với bánh xe.

$$Z_g = Kz^n \tag{7.20}$$

Ở đây: K – Hệ số cản của giảm chấn.

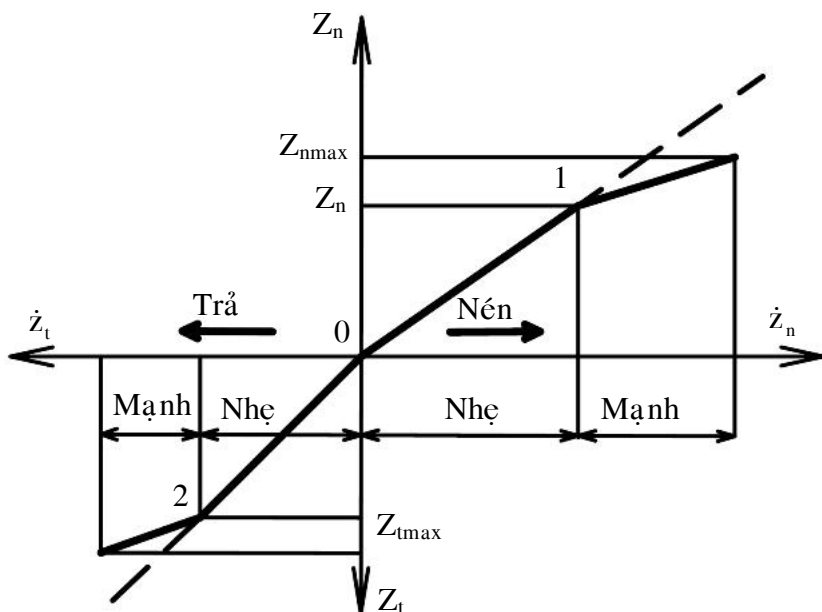


Hình 7.23: Đường đặc tính của giảm chấn thủy lực.

Hàm số: $Z_g = f(z)$ 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.
- n > 1 : Đường đặc tính là đường cong lõm 2.
- n < 1 : Đường đặc tính là đường cong lồi 3.

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 7.23 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÷2,5.



Hình 7.24: Đường đặc tính không đối xứng của giảm chấn tác dụng hai chiều với van giảm tải.

Trên hình 7.24 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 z_n và 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.

7.7. BỘ PHẬN DẪN HƯỚNG:

7.7.1. Công dụng, phân loại, yêu cầu:

7.7.1.1. 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.

7.7.1.2. 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 lớp 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 lớp bị “vẩy” (lắc qua lắc lại nhanh). Ngoài ra khi bánh xe lăn với góc nghiêng lớn sẽ làm mòn lớp, 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.

7.7.1.3. *Phân loại:*

Bao gồm có hai loại sau:

*** 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.

*** 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.

7.7.2. *Cấu tạo và động học cơ cấu dẫn hướng:*

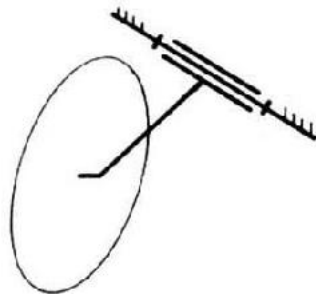
Bộ phận dẫn hướng (cơ cấu hướng) của hệ thống treo nhằm xác định tính chất dịch chuyển tương đối của bánh xe đối với thân xe và góp phần vào việc truyền lực và mômen giữa bánh xe và thân xe. Cơ cấu hướng tạo ra phương pháp treo bánh xe hoặc cầu xe vào thân (hoặc khung) xe.

Cấu tạo các cơ cấu hướng sẽ quyết định hướng dịch chuyển, độ nghiêng mặt phẳng bánh xe và tâm dao động của bánh xe khi xe chuyển động trên mặt đường không bằng phẳng. Lựa chọn hợp lý cơ cấu hướng cho một hệ thống treo sẽ làm tăng khả năng bám ngang của các bánh xe, giảm được độ nghiêng các mặt phẳng bánh xe và giảm được dao động góc (hiện tượng “vẩy”) của các bánh xe dẫn hướng xung quanh trục đứng. Tức là lựa chọn cơ cấu hướng hợp lý sẽ làm tăng độ ổn định của ô tô khi chuyển động trên đường không bằng phẳng.

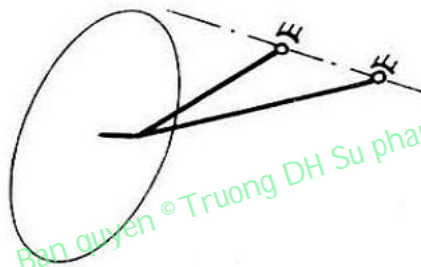
7.7.2.1. *Cấu tạo các cơ cấu hướng ở hệ thống treo độc lập:*

Ở hệ thống treo độc lập, để đảm bảo cho các bánh xe dao động độc lập với nhau, các đòn của cơ hướng một đầu sẽ liên kết với bánh xe, đầu còn lại sẽ liên kết với thân xe (hoặc khung xe).

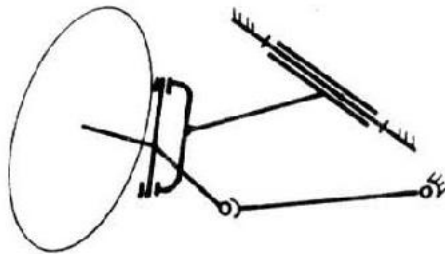
Các phương án bố trí cơ cấu hướng được thể hiện ở các hình sau:



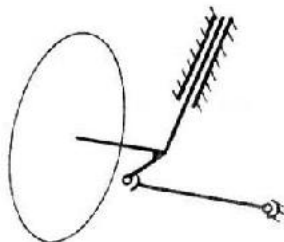
Hình 7.25: Cơ cấu hướng một đòn với một khớp trụ cho bánh xe không dẫn hướng.



Hình 7.26: Cơ cấu hướng hai đòn với hai khớp cầu cho bánh xe không cần dẫn hướng.

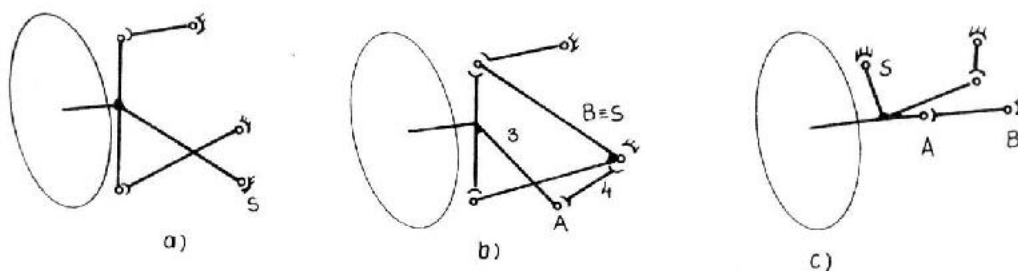


Hình 7.27: Cơ cấu hướng một đòn với một khớp trụ cho bánh xe dẫn hướng.



Hình 7.28: Cơ cấu hướng một đòn với một khớp trụ trượt cho bánh xe dẫn hướng.

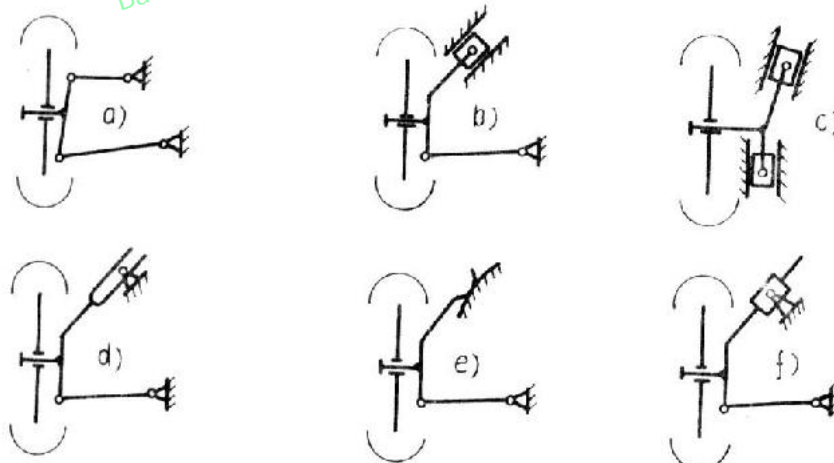
Dạng tổng quát là cơ cấu hướng không gian tạo ra phương pháp treo bánh xe mà ở đó bánh xe có thể thực hiện việc dịch chuyển trong không gian (hình 7.29). Điểm S là tâm của chuyển động không gian.



Hình 7.29. Cơ cấu hướng không gian.

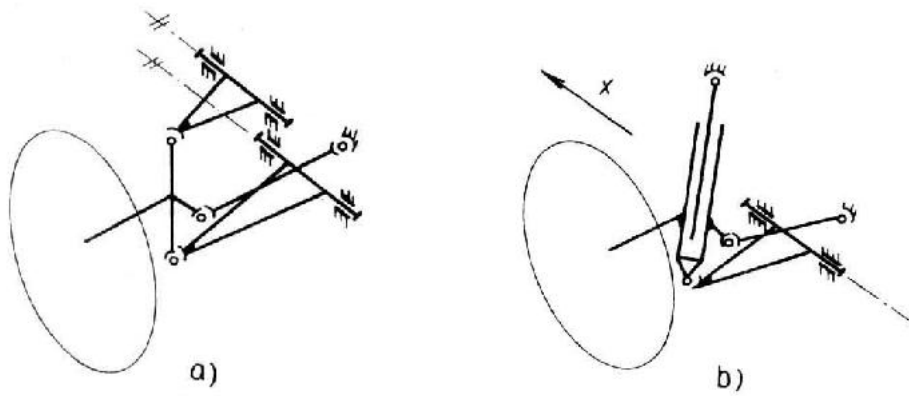
- a – Phương án cơ sở.
 - b – Phương án cho bánh xe dẫn hướng.
 - c – Phương án cho cầu sau chủ động.
- (A, B là khớp các đăng)

Dạng đơn giản hơn là cơ cấu hướng phẳng tạo ra phương pháp treo bánh xe mà ở đó bánh xe chỉ có thể thực hiện việc chuyển dịch trong mặt phẳng (hình 7.30). Trong 6 phương án đưa ra thì phương án a và d được sử dụng phổ biến nhất ở trên ô tô. Trường hợp a được gọi là cơ cấu hướng hình thang, trường hợp d là cơ cấu hướng McPherson.



Hình 7.30: Cơ cấu hướng phẳng.

Trong thực tế, nếu ở phương án a và d chỉ bố trí trên một đòn và dưới một đòn thì khả năng chịu lực và mômen tương đối kém. Để tăng khả năng chịu lực và mômen, người ta sẽ bố trí trên và dưới hai đòn như hình 7.31.



Hình 7.31: Cơ cấu hướng phẳng trong thực tế.

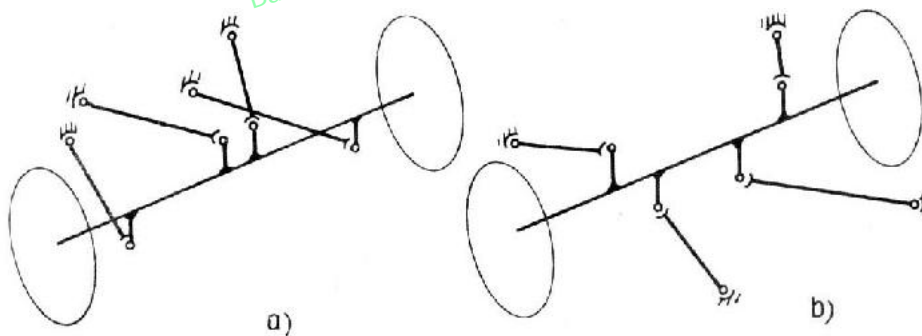
a – Cơ cấu hướng hình thang cho bánh xe dẫn hướng.

b – Cơ cấu hướng McPherson cho bánh xe dẫn hướng.

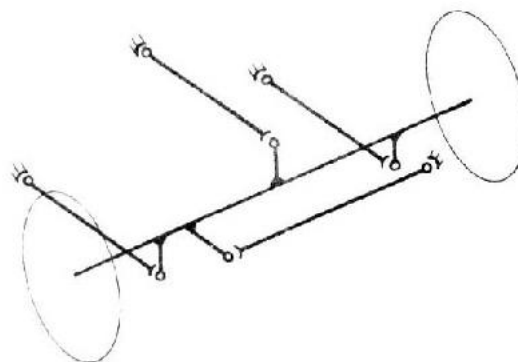
7.7.2. 2. Cấu tạo các cơ cấu hướng ở hệ thống treo phụ thuộc:

Ở hệ thống treo phụ thuộc, các đòn của cơ cấu hướng một đầu sẽ liên kết với cầu xe, đầu còn lại sẽ liên kết với thân xe hoặc khung xe. Cầu trong trường hợp này là cầu liền.

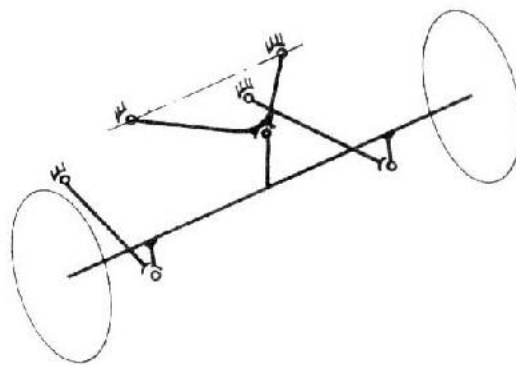
Các phương án bố trí cơ cấu hướng được thể hiện ở các hình sau:



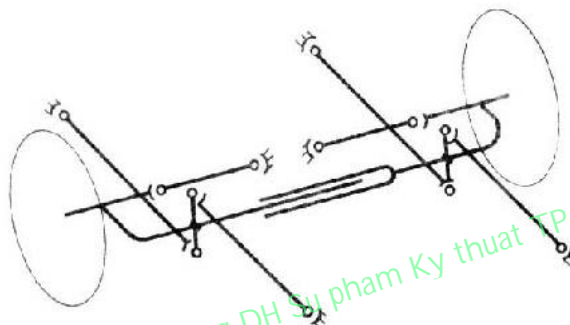
Hình 7.32: Các trường hợp cơ sở của cơ cấu hướng bốn đòn với tám khớp cầu (được gọi là: treo bốn điểm).



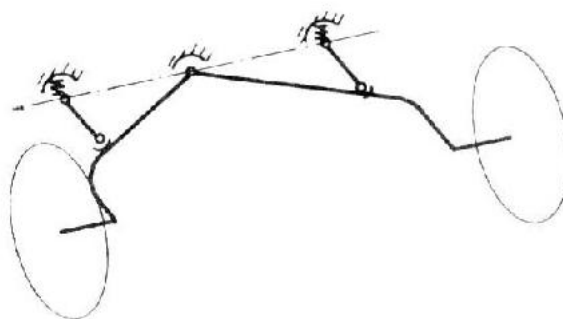
Hình 7.33: Cơ cấu hướng bốn đòn với đòn thứ tư đặt ngang (gọi là đòn Panhard).



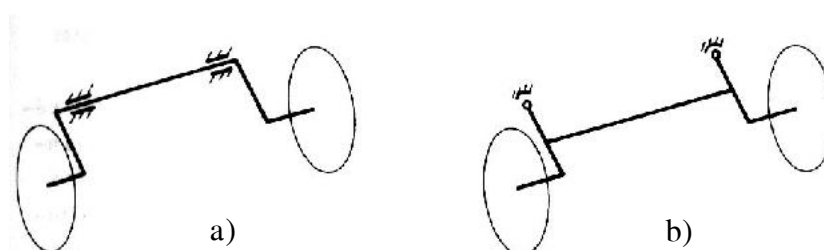
Hình 7.34: Cơ cấu hướng ba đòn với đòn thứ ba hình tam giác.



Hình 7.35 : Cơ cấu hướng bốn đòn với cầu dạng ống lồng vào nhau.



Hình 7.36: Cơ cấu hướng hai đòn với cầu hình tam giác.



Hình 7.37: Cơ cấu hướng với đòn dẫn hướng là cầu xe.

a – Cầu xe kết nối với thân xe bằng hai khớp trụ.

b – Cầu xe kết nối với thân xe bằng hai khớp cầu.

CHƯƠNG 8

QUAY VÒNG Ô TÔ VÀ HỆ THỐNG LÁI

Mục tiêu :

Sau khi học xong chương này các sinh viên có khả năng :

1. Trình bày được động học và động lực học quay vòng của ô tô.
2. Nêu được ảnh hưởng độ đàn hồi của lốp tới quay vòng của ô tô.
3. Trình bày được quay vòng của ô tô khi lốp bị biến dạng ngang.
4. Trình bày được ảnh hưởng của quay vòng trung tính, thiếu hoặc thừa tới ổn định của ô tô.
5. Vẽ được sơ đồ cấu tạo hệ thống lái.
6. Trình bày được cơ cấu lái.
7. Nêu được động học của hình thang lái.
8. Trình bày được phương pháp kiểm tra hình thang lái.
9. Xác định được kích thước hình thang lái.
10. Xác định được lực của người lái tác dụng lên vô lăng.

8.1. ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC QUAY VÒNG CỦA Ô TÔ :

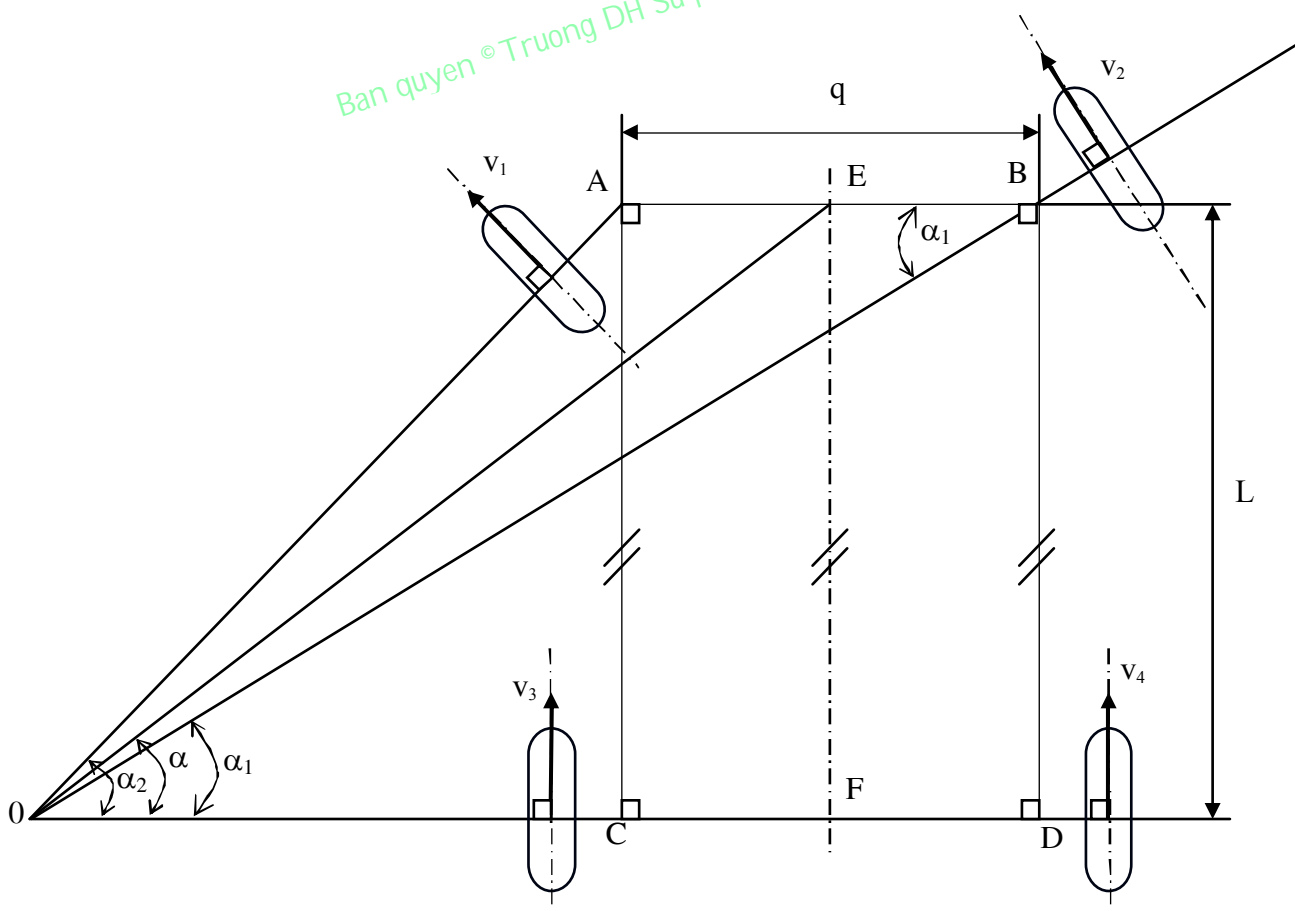
8.1.1. Động học quay vòng của ô tô :

Nhằm quay vòng ô tô, chúng ta có thể sử dụng các biện pháp sau :

- Quay vòng các bánh xe dẫn hướng phía trước hoặc quay vòng tất cả các bánh xe dẫn hướng.
- Truyền những mômen quay có giá trị khác nhau đến các bánh xe dẫn hướng chủ động bên phải và trái, đồng thời sử dụng thêm phanh để hãm các bánh xe phía trong so với tâm quay vòng.

Trước hết, chúng ta xét động học quay vòng của xe khi bỏ qua biến dạng ngang của các bánh xe do độ đàn hồi của lốp. Nếu không tính đến độ biến dạng ngang của lốp, thì khi quay vòng véc tơ vận tốc chuyển động của các bánh xe sẽ trùng với mặt phẳng quay (mặt phẳng đối xứng) của bánh xe.

Trên hình 8.1 mô tả động học quay vòng của ô tô có hai bánh dẫn hướng ở cầu trước khi bỏ qua biến dạng ngang của lốp. Ở trên sơ đồ : A, B là vị trí của hai trụ đứng. E là điểm giữa của AB. α_1 ; α_2 là góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong so với tâm quay vòng O. Bởi vậy góc α sẽ là đại diện cho góc quay vòng của các bánh xe dẫn hướng ở cầu trước. Mặt khác AC và BD song song với trục dọc của ô tô.



Hình 8.1: Sơ đồ động học quay vòng của ô tô khi bỏ qua biến dạng ngang.

Khi xe quay vòng, để các bánh xe không bị trượt lết hoặc trượt quay thì đường vuông góc với các vectơ vận tốc chuyển động của các bánh xe phải gặp nhau tại một điểm, đó là tâm quay vòng tức thời của xe (điểm O).

Theo sơ đồ trên, ta chứng minh được biểu thức về mối quan hệ giữa các góc quay vòng của hai bánh xe dẫn hướng để đảm bảo cho chúng không bị trượt khi xe quay vòng :

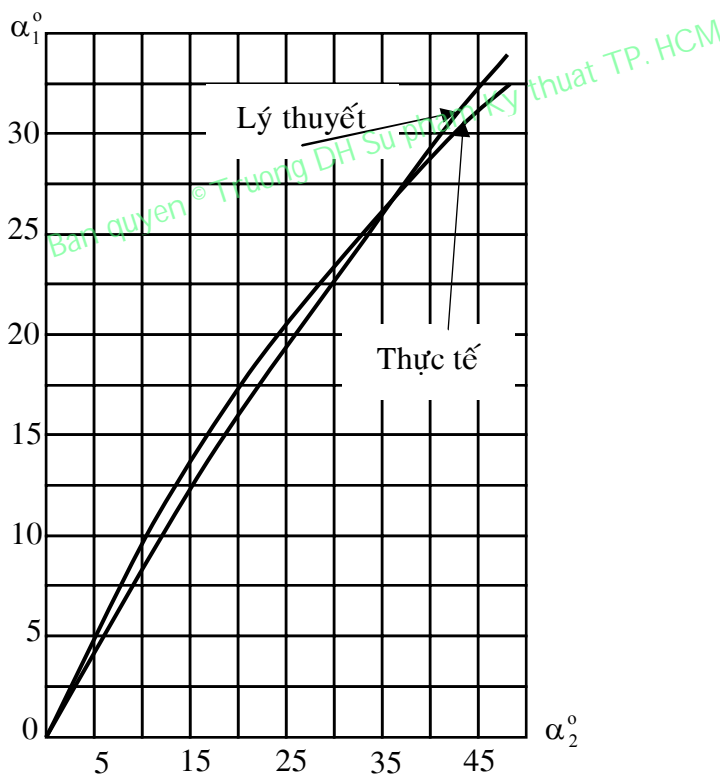
$$\cotg \alpha_1 - \cotg \alpha_2 = \frac{q}{L} \tag{8.1}$$

Ở đây :

q – Khoảng cách giữa hai đường tâm trụ đứng tại vị trí đặt các cam quay của các bánh xe dẫn hướng.

L – Chiều dài cơ sở của xe.

Từ biểu thức (8.1) ta có thể vẽ được đường cong biểu thị mối quan hệ lý thuyết giữa các góc α_1 và α_2 : $\alpha_1 = f(\alpha_2)$ khi xe quay vòng không có trượt ở các bánh xe (hình 8.2).



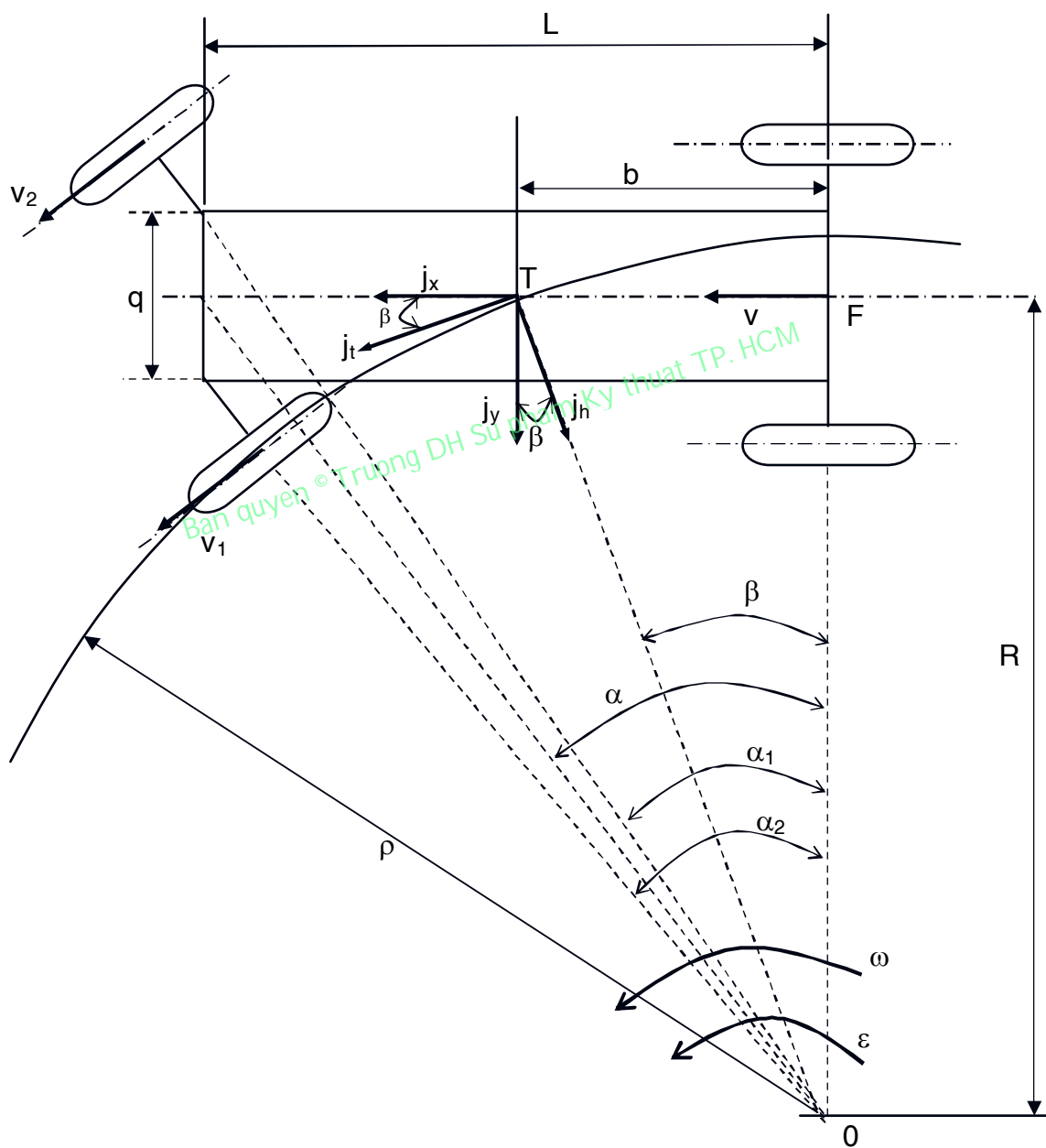
Hình 8.2: Đồ thị lý thuyết và thực tế về mối quan hệ giữa các góc quay vòng của hai bánh xe dẫn hướng.

Như vậy, theo lý thuyết để đảm bảo cho các bánh xe dẫn hướng lăn không trượt khi quay vòng thì mối quan hệ giữa các góc quay vòng α_1 và α_2 phải luôn luôn thỏa mãn biểu thức (8.1).

Trong thực tế, để duy trì được mối quan hệ nói trên người ta thường phải sử dụng hình thang lái. Hình thang lái là một cơ cấu gồm nhiều đòn và nối với nhau bởi các khớp.

Hình thang lái đơn giản về mặt kết cấu nhưng không đảm bảo được mối quan hệ chính xác giữa các góc quay vòng α_1 và α_2 như đã nêu ở biểu thức (8.1).

Để tiện so sánh sự sai khác của mối quan hệ lý thuyết và thực tế giữa các góc α_1 và α_2 , trên hình 8.2 ta dựng thêm đường cong biểu thị mối quan hệ thực tế giữa các góc α_1 và α_2 : $\alpha_1 = f_1(\alpha_2)$. Độ sai lệch giữa các góc quay vòng thực tế và lý thuyết cho phép lớn nhất không được vượt quá $1,5^\circ$.



Hình 8.3: Sơ đồ động học quay vòng của ô tô có hai bánh dẫn hướng phía trước.

Ở phần này chúng ta sẽ đi xác định các thông số động học của ô tô khi quay vòng theo sơ đồ ở hình 8.3. Ở sơ đồ này, ý nghĩa của các ký hiệu như sau :

- R – Bán kính quay vòng của xe.
- α – Góc quay vòng của các bánh xe dẫn hướng.
- T – Trọng tâm của xe.
- v – Vận tốc chuyển động của tâm cầu sau.
- ρ – Bán kính quay vòng của trọng tâm T.
- ω – Vận tốc góc bánh xe khi quay vòng quanh điểm O.
- ε – Gia tốc góc bánh xe khi quay vòng quanh điểm O.
- β – Góc tạo bởi OT và OF (F là tâm cầu sau).
- j_h – Gia tốc hướng tâm của trọng tâm T.
- j_t – Gia tốc tiếp tuyến của trọng tâm T.
- j_x – Gia tốc hướng theo trục dọc xe của trọng tâm T.
- j_y – Gia tốc hướng theo trục ngang xe của trọng tâm T.

Từ hình 8.3 ta tính được bán kính quay vòng R của xe. Bán kính quay vòng là khoảng cách từ tâm quay vòng đến trục dọc của xe :

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\alpha} \tag{8.2}$$

Vận tốc góc của xe khi quay vòng ω được tính :

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{v}{L} \operatorname{tg}\alpha \tag{8.3}$$

Gia tốc góc của xe khi quay vòng ε được xác định :

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{L} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L \cos^2\alpha} \frac{d\alpha}{dt} \tag{8.4}$$

Từ sơ đồ ở hình 8.3 ta có :

$$\cos\alpha = \frac{R}{\sqrt{L^2 + R^2}} \tag{8.5}$$

Thay các giá trị từ (8.5) và (8.2) vào (8.4) ta có :

$$\varepsilon = \frac{1}{R} \left[\frac{dv}{dt} + \frac{v(L^2 + R^2)}{LR} \frac{d\alpha}{dt} \right] \tag{8.6}$$

Hai thành phần gia tốc của trọng tâm T khi xe quay vòng j_x và j_y được xác định như sau: Như ta đã biết :

$$j_h = \omega^2 \rho \quad ; \quad j_t = \varepsilon \rho \tag{8.7}$$

Chiều j_h và j_t lên trục dọc và trục ngang của xe, sau đó tổng hợp các vectơ gia tốc thành phần lại, ta có :

$$j_x = j_t \cdot \cos\beta - j_h \cdot \sin\beta = \epsilon\rho \cdot \cos\beta - \omega^2\rho \cdot \sin\beta \quad (8.8)$$

$$j_y = j_t \cdot \sin\beta + j_h \cdot \cos\beta = \epsilon\rho \cdot \sin\beta + \omega^2\rho \cdot \cos\beta \quad (8.9)$$

Mặt khác theo hình 8.3 ta lại có :

$$\rho \cdot \cos\beta = R \quad ; \quad \rho \cdot \sin\beta = b \quad (8.10)$$

Thay (8.3), (8.6) và (8.10) vào (8.8) và (8.9) ta nhận được :

$$j_x = \frac{dv}{dt} + \frac{v(R^2 + L^2)}{LR} \frac{d\alpha}{dt} - \frac{v^2 b}{R^2} \quad (8.11)$$

$$j_y = \left[\frac{dv}{dt} + \frac{v(R^2 + L^2)}{LR} \frac{d\alpha}{dt} \right] \frac{b}{R} + \frac{v^2}{R} \quad (8.12)$$

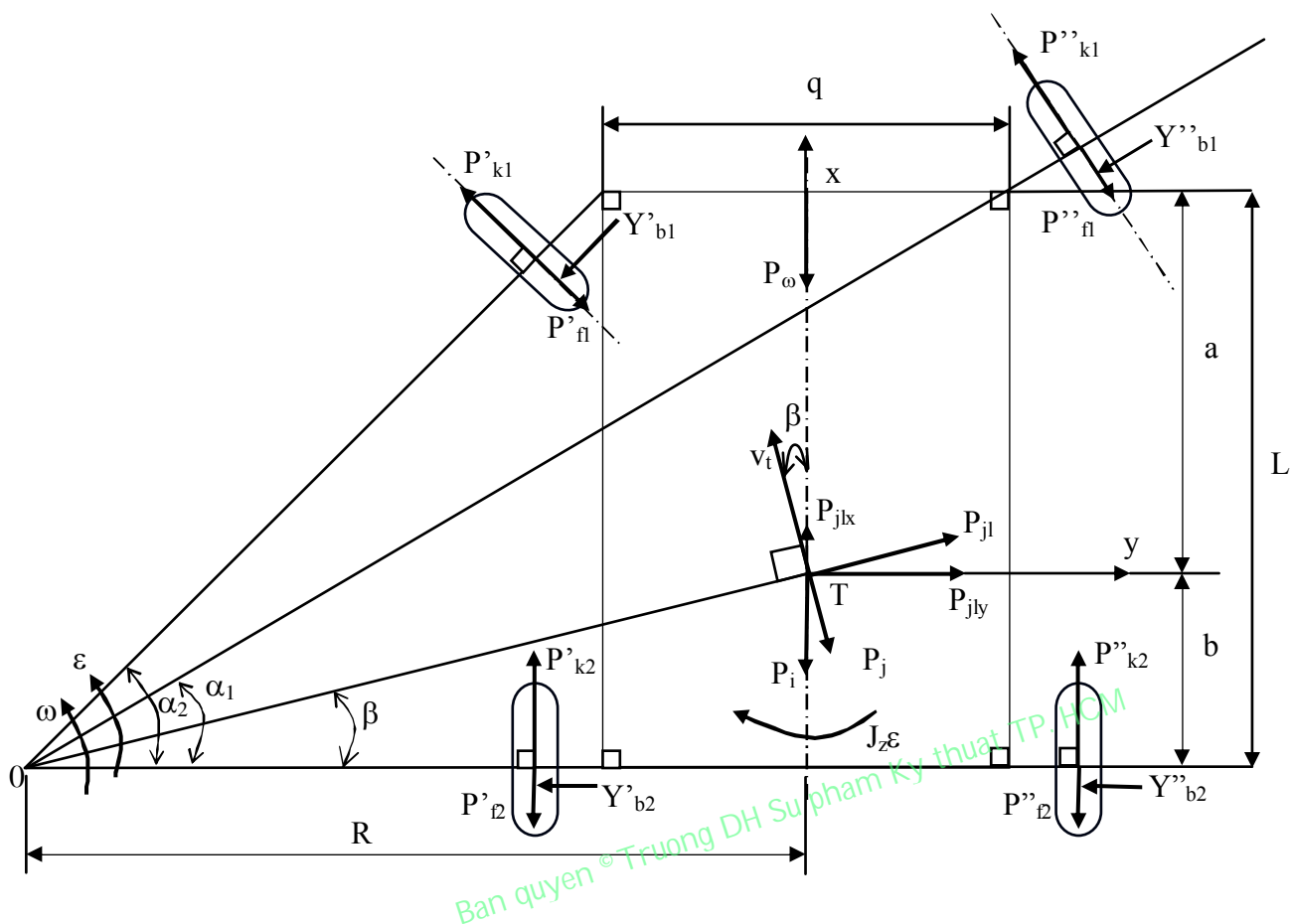
8.1.2. Động lực học quay vòng của ô tô :

Chúng ta sẽ xét động lực học quay vòng của ô tô khi bỏ qua biến dạng ngang của các bánh xe theo sơ đồ ở hình 8.4.

Trước hết xét trường hợp tổng quát : Xe có hai cầu chủ động, quay vòng trên đường có độ dốc ($\alpha \neq 0$) và vận tốc không phải hằng số ($j \neq 0$).

Ý nghĩa của các ký hiệu trên hình 8.4 như sau :

- P_{jl} – Lực quán tính ly tâm tác dụng tại trọng tâm T của xe.
- $P_{jlx}; P_{jly}$ – Hai thành phần của lực P_{jl} theo trục dọc và trục ngang của xe.
- Y_{bi} – Các phản lực ngang tác dụng dưới các bánh xe.
- P_{ki} – Các lực kéo ở các bánh xe.
- P_{fi} – Các lực cản lăn.
- P_i – Lực cản lên dốc.
- P_ω – Lực cản của không khí.
- P_j – Lực cản quán tính.
- $J_z \epsilon$ – Mômen quán tính tác dụng lên xe xung quanh trục đứng T_z .



Hình 8.4: Sơ đồ động lực học quay vòng của ô tô có hai bánh xe dẫn hướng phía trước.

Để xe quay vòng ổn định và xe không bị trượt khỏi quỹ đạo cong của đường thì điều kiện cần và đủ là : Tổng tất cả các lực tác dụng lên xe theo chiều trục T_x và chiều trục T_y phải bằng không , đồng thời tổng các mômen tác dụng lên xe xung quanh trục đứng T_z đi qua trọng tâm của xe phải bằng không. Tức là :

Phương trình cân bằng lực theo chiều trục T_x :

$$\sum X_i = 0 \tag{8.12}$$

Phương trình cân bằng lực theo chiều trục T_y :

$$\sum Y_i = 0 \tag{8.13}$$

Phương trình cân bằng mômen xung quanh trục thẳng đứng T_z :

$$\sum M_{iz} = 0 \tag{8.14}$$

Dựa vào các lực và mômen tác dụng lên xe ở hình 8.4, chúng ta sẽ viết được dạng khai triển các phương trình (8.12); (8.13); và (8.14).

Khi xe quay vòng, lực quán tính ly tâm là lực chủ yếu làm cho xe chuyển động không ổn định và là nguyên nhân chính gây nên sự nghiêng ngang của thùng xe và làm lật đổ xe. Bởi vậy, chúng ta sẽ tính cụ thể độ lớn của nó :

$$P_{jl} = \sqrt{P_{jlx}^2 + P_{jly}^2} \tag{8.15}$$

$$P_{jlx} = mj_x = \frac{G}{g} \left[\frac{dv}{dt} + \frac{v(R^2 + L^2)}{LR} \frac{d\alpha}{dt} - \frac{v^2 b}{R^2} \right] \tag{8.16}$$

$$P_{jly} = mj_y = \frac{G}{gR} \left\{ \left[\frac{dv}{dt} + \frac{v(R^2 + L^2)}{LR} \frac{d\alpha}{dt} \right] b + v^2 \right\} \tag{8.17}$$

Trong trường hợp ô tô chuyển động đều ($\frac{dv}{dt} = 0$) theo một quỹ đạo đường tròn thì góc quay vòng của các bánh xe dẫn hướng sẽ không đổi $\alpha = \text{const}$ ($\frac{d\alpha}{dt} = 0$) nên ta có :

$$P_{jlx} = - \frac{Gbv^2}{gR^2} \tag{8.18}$$

$$P_{jly} = \frac{Gv^2}{gR} \tag{8.19}$$

Như vậy, khi xe quay vòng, lực P_{jl} phụ thuộc vào : khối lượng của xe, bán kính quay vòng và nhất là vận tốc chuyển động của ô tô. Để giảm P_{jl} chúng ta phải giảm vận tốc của xe và giảm khối lượng (không được chở quá tải), đồng thời phải tăng bán kính quay vòng của xe.

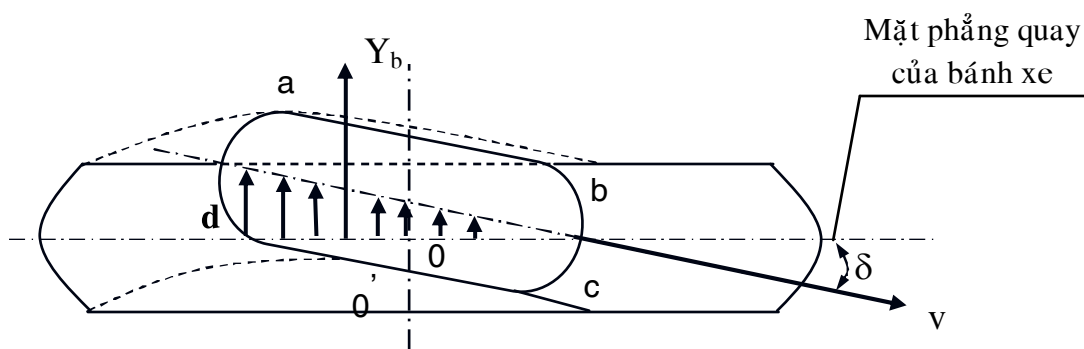
Trong hai thành phần của P_{jl} thì thành phần lực ngang P_{jly} là lực chủ yếu làm cho xe chuyển động không ổn định, là nguyên nhân chính gây nên sự nghiêng ngang của thùng xe và làm cho xe lật đổ. Bởi vậy chúng ta phải giảm tối đa giá trị P_{jly} khi ô tô quay vòng.

8.2. TÍNH CHẤT QUAY VÒNG THIỂU, THỪA VÀ TRUNG TÍNH :

8.2.1. Khái niệm về ảnh hưởng độ đàn hồi của lớp tới quay vòng ô tô :

Ở phần này, chúng ta sẽ khảo sát trạng thái quay vòng của xe khi có tính đến biến dạng ngang của các bánh xe do độ đàn hồi của lớp. Khi xe quay vòng sẽ có các lực ngang tác dụng lên xe : lực P_{jly} , lực tạt ngang của gió hoặc thành phần $G\sin\beta$ của trọng lượng xe G (với β là góc nghiêng ngang của mặt đường). Đồng thời dưới các bánh xe sẽ xuất hiện các phản lực ngang Y_{bi} có xu hướng chống lại các lực nêu trên và để giữ cho xe chuyển động ổn định (không bị trượt ngang).

Khi có phản lực ngang Y_b tác dụng giữa bánh xe và mặt đường thì lớp sẽ bị biến dạng ngang (hình 8.5).



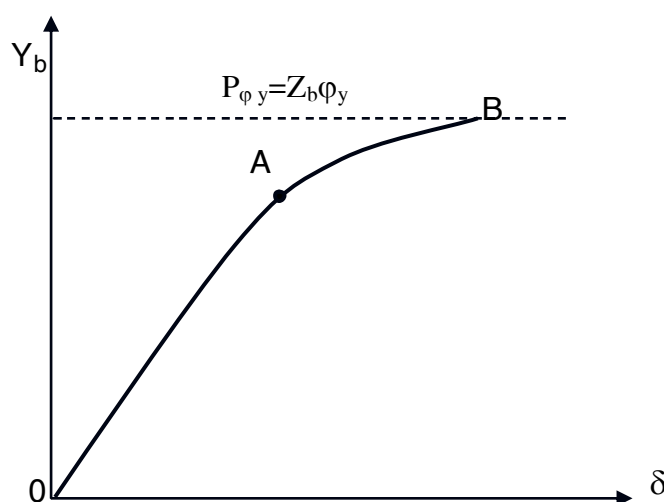
Hình 8.5: Sơ đồ bánh xe lăn khi lốp bị biến dạng dưới tác dụng của lực ngang.

Ở hình 8.5 diện tích abcd biểu thị vết tiếp xúc giữa lốp với mặt đường. Khi phản lực ngang Y_b chưa vượt quá lực bám ngang $P_{\phi y}$ giữa bánh xe với mặt đường thì sẽ xuất hiện hiện tượng lệch bên của lốp, tức là vùng tiếp xúc giữa lốp với mặt đường sẽ bị lệch đi một góc δ so với mặt phẳng quay của bánh xe. Góc δ được gọi là góc lệch hướng (góc lệch bên). Kết quả là vectơ vận tốc chuyển động của bánh xe sẽ lệch đi một góc δ so với mặt phẳng quay của bánh xe. Như vậy, khi có phản lực ngang Y_b tác dụng thì bánh xe sẽ chuyển động lệch hướng so với hướng chuyển động ban đầu một góc đúng bằng góc δ .

Mối quan hệ giữa phản lực ngang Y_b và góc lệch hướng δ của lốp được trình bày bằng đồ thị ở hình 8.6. Trên đồ thị đoạn thẳng OA tương ứng với giai đoạn lăn lệch của bánh xe không có sự trượt ngang, đoạn AB đặc trưng cho sự trượt cục bộ từ lúc bắt đầu (điểm A) tới khi trượt hoàn toàn (điểm B). Tại thời điểm này (điểm B) phản lực ngang Y_b đạt tới giá trị của lực bám ngang của lốp với mặt đường :

$$Y_b = P_{\phi y} = Z_b \phi_y \tag{8.20}$$

Khả năng của lốp chống lại sự lệch bên (đoạn OA) được đánh giá bằng hệ số chống lệch bên k_c :



Hình 8.6: Đồ thị quan hệ giữa phản lực ngang Y_b và góc lệch hướng δ của lốp.

Ý nghĩa của các ký hiệu như sau :

- R_1 – Bán kính quay vòng của xe khi lốp bị biến dạng ngang.
- v_1 – Vận tốc chuyển động tịnh tiến của tâm cầu trước.
- v_2 – Vận tốc chuyển động tịnh tiến của tâm cầu sau.
- α – Góc quay vòng của các bánh xe ở cầu trước.
- δ_1 – Góc lệch hướng của các bánh xe dẫn hướng ở cầu trước.
- δ_2 – Góc lệch hướng của các bánh xe dẫn hướng ở cầu sau.

Khi quay vòng, tại trọng tâm T xuất hiện lực quán tính ly tâm P_{jl} . Dưới tác dụng của P_{jl} là thành phần ngang của P_{jl} , tại bề mặt tiếp xúc giữa các bánh xe với mặt đường xuất hiện các phản lực ngang Y_{bi} . Dưới tác dụng của các Y_{bi} , ở các bánh xe xuất hiện các góc lệch hướng δ_1, δ_2 . Bởi vậy, vectơ chuyển động v_2 của tâm cầu sau sẽ lệch đi so với trục dọc của xe một góc đúng bằng δ_2 . Ở cầu trước, nếu các bánh xe không biến dạng ngang thì vectơ chuyển động của tâm cầu trước v_1 sẽ tạo với trục dọc của xe một góc là α , nhưng do các bánh xe có biến dạng ngang, cho nên vectơ v_1 lúc này sẽ tạo với trục dọc của xe một góc đúng bằng $(\alpha - \delta_1)$.

Để xác định tâm quay vòng O_1 , ta làm như sau :

Kẻ đường thẳng vuông góc với vectơ v_1 , kẻ đường thẳng vuông góc với vectơ v_2 , hai đường thẳng này cắt nhau tại O_1 , đó chính là tâm quay vòng tức thời của xe.

Để tìm bán kính quay vòng của xe, ta làm như sau : từ O_1 kẻ đường vuông góc đến trục dọc của xe, cắt trục dọc tại H, tức là $HO_1 \perp EF$ và HO_1 chính là bán kính quay vòng R_1 cần tìm.

Theo hình 8.7 ta có :

$$EH = R_1 \operatorname{tg}(\alpha - \delta_1)$$

$$FH = R_1 \operatorname{tg}\delta_2$$

Suy ra :

$$L = EH + FH = R_1[\operatorname{tg}(\alpha - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2]$$

$$\Rightarrow R_1 = \frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2} \tag{8.21}$$

Theo (8.2) bán kính quay vòng của xe khi bỏ qua biến dạng ngang là :

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\alpha}$$

Nếu các góc δ_1, δ_2 và α có giá trị nhỏ thì ta có thể coi :

$$R_1 \approx \frac{L}{\alpha + \delta_2 - \delta_1} \tag{8.22}$$

$$R \approx \frac{L}{\alpha} \tag{8.23}$$

Phương trình (8.22) đặc trưng cho tính chất quay vòng của ô tô khi có tính đến độ biến dạng ngang ở các bánh xe. Có ba trường hợp có thể xảy ra :

*** Trường hợp 1 :**

Nếu $\delta_1 = \delta_2 \Rightarrow R_1 = R$: Xe có tính chất quay vòng trung tính (quay vòng định mức). Lúc này bán kính quay vòng thực tế của ô tô R_1 bằng bán kính quay vòng lý thuyết R và xe quay vòng đúng với quỹ đạo cong của đường.

*** Trường hợp 2 :**

Nếu $\delta_1 > \delta_2 \Rightarrow R_1 > R$: Xe có tính chất quay vòng thiếu. Lúc này bán kính quay vòng thực tế của ô tô R_1 lớn hơn bán kính quay vòng lý thuyết R . Đối với loại xe này, khi quay vòng, người lái phải quay thêm vô lăng để giảm R_1 xuống bằng giá trị của R , nhằm đảm bảo cho xe quay vòng đúng với quỹ đạo cong của đường.

*** Trường hợp 3 :**

Nếu $\delta_1 < \delta_2 \Rightarrow R_1 < R$: Xe có tính chất quay vòng thừa. Lúc này bán kính quay vòng thực tế của ô tô R_1 nhỏ hơn bán kính quay vòng lý thuyết R . Đối với loại xe này, khi quay vòng, người lái phải giảm bớt góc quay của vô lăng để tăng R_1 lên bằng giá trị của R , nhằm đảm bảo cho xe quay vòng đúng với quỹ đạo cong của đường.

8.2.3. Ảnh hưởng của tính chất quay vòng trung tính, thiếu hoặc thừa tới tính ổn định chuyển động của ô tô :

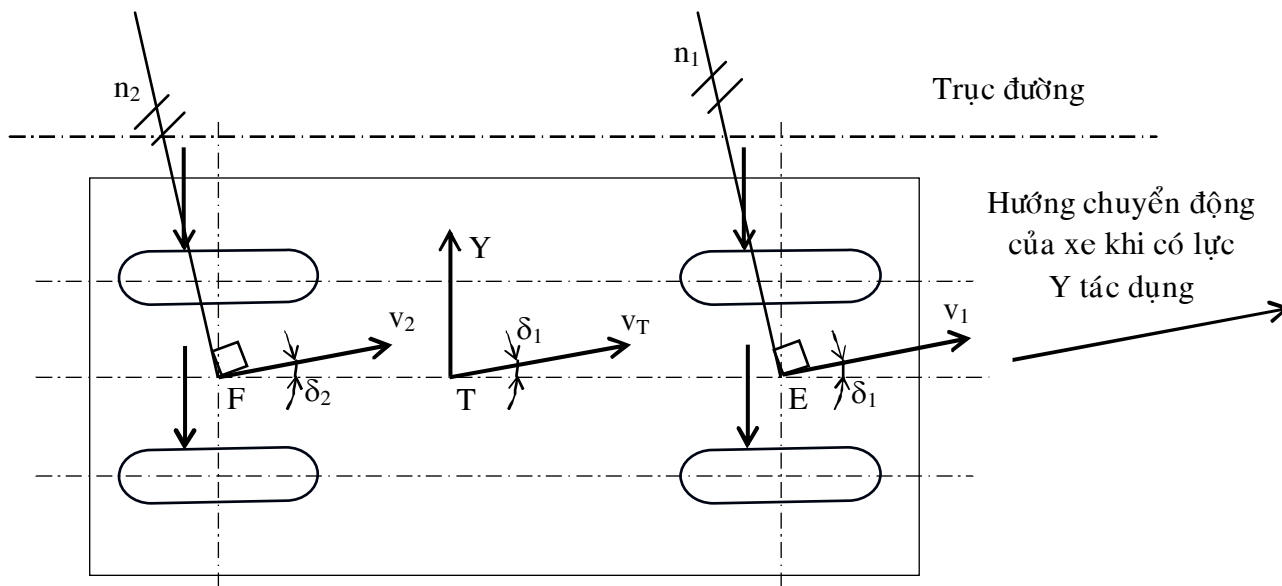
Trong phần này chúng ta sẽ khảo sát trường hợp : xe đang chuyển động thẳng, người lái giữ vô lăng ở vị trí trung gian. Nhưng sau đó có lực ngang tác dụng lên thân xe (chẳng hạn gió thổi tạt ngang khá lớn hoặc xe đang chuyển động trên đường nghiêng ngang thì thành phần lực $G \sin \beta$ của trọng lượng G của xe chính là lực ngang). Dưới tác dụng của lực ngang lập tức dưới các bánh xe xuất hiện các phản lực ngang ngược chiều với chiều của lực ngang tác dụng lên thân xe. Sự xuất hiện các phản lực ngang làm cho các lốp xe biến dạng ngang và xuất hiện các góc lệch hướng làm cho xe đổi hướng chuyển động mặc dù các bánh xe dẫn hướng hoàn toàn không quay vòng.

Tùy theo xe chúng ta đang xét có tính chất quay vòng trung tính, thiếu hoặc thừa mà sẽ có ba trạng thái chuyển động xảy ra :

8.2.3.1. Trạng thái chuyển động của xe có tính chất quay vòng trung tính ($\delta_1 = \delta_2$) :

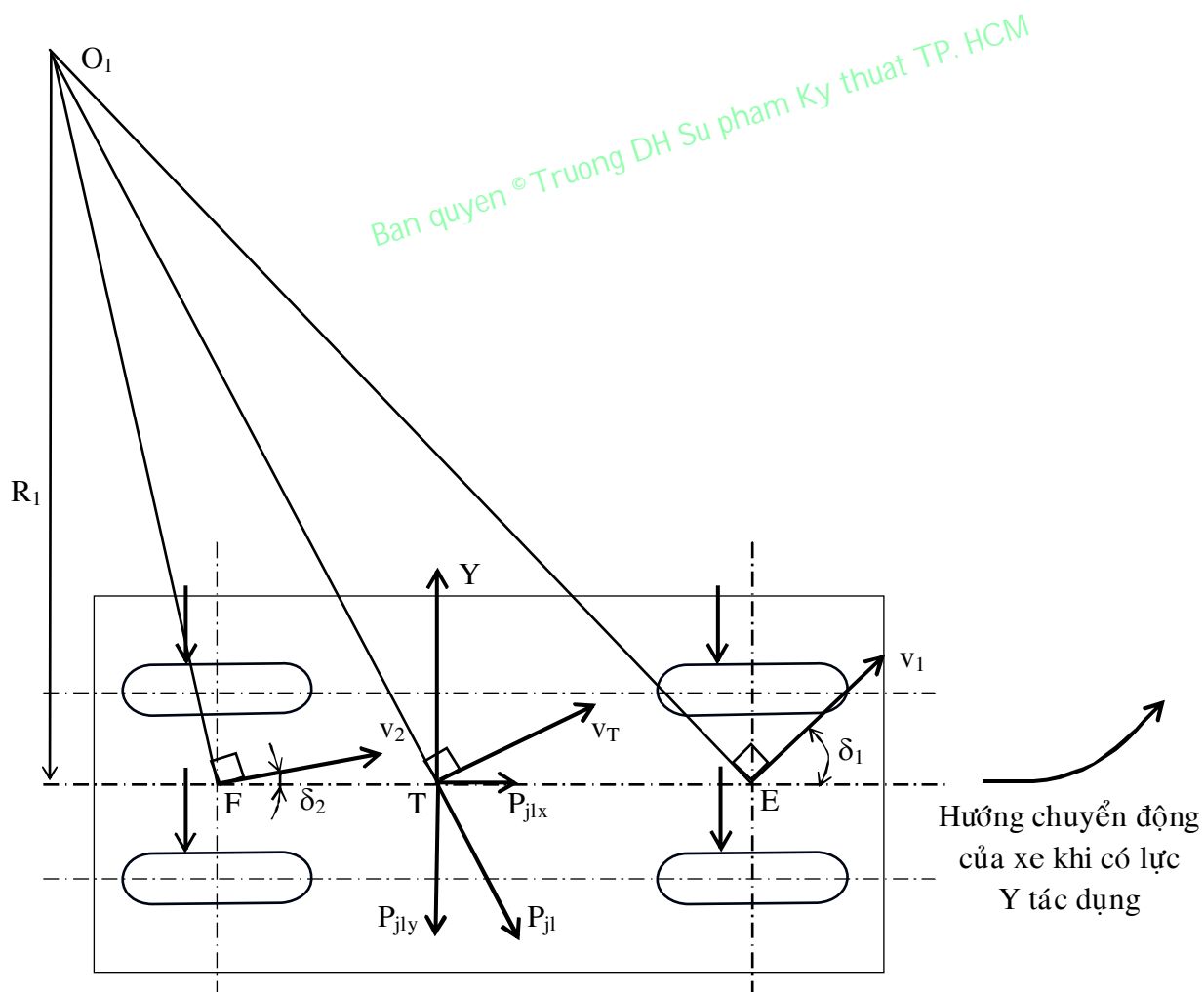
Khi có lực ngang tác dụng lên thân xe tại trọng tâm T , xe sẽ đổi hướng chuyển động theo hướng vectơ vận tốc v_T lệch với hướng chuyển động ban đầu một góc bằng δ_1 . Để tìm tâm quay vòng O_1 của xe ta dựng đường thẳng $n_1 \perp \vec{v}_1$ và $n_2 \perp \vec{v}_2$. Do $\delta_1 = \delta_2$ nên $\vec{v}_1 // \vec{v}_2 \Rightarrow n_1 // n_2$, như vậy bán kính quay vòng của xe $R_1 \rightarrow \infty$. Điều này chứng tỏ sau khi đổi hướng chuyển động thì xe vẫn chuyển động thẳng. Nhưng quỹ đạo chuyển động mới tạo với hướng chuyển động ban đầu một góc bằng δ_1 (hoặc δ_2).

Trường hợp này, để xe trở lại hướng chuyển động ban đầu song song với trục đường, người lái chỉ cần quay vô lăng theo hướng ngược lại so với chiều lệch, để đưa trục dọc của xe lệch đi so với trục đường một góc $\delta = \delta_1 = \delta_2$.



Hình 8.8: Sơ đồ chuyển động của ô tô có tính chất quay vòng trung tính.

8.2.3.2. Trạng thái chuyển động của xe có tính chất quay vòng thiếu ($\delta_1 > \delta_2$):



Hình 8.9: Sơ đồ chuyển động của ô tô có tính chất quay vòng thiếu.

Khi có lực ngang Y tác dụng lên thân xe tại trọng tâm T , xe sẽ đổi hướng chuyển động theo hướng vectơ vận tốc v_T , lệch sang trái so với hướng chuyển động ban đầu. Bằng phương pháp dựng hình chúng ta xác định được tâm quay vòng tức thời O_1 , bán kính quay vòng R_1 và vectơ vận tốc chuyển động v_T của trọng tâm T ($\vec{v}_T \perp O_1T$).

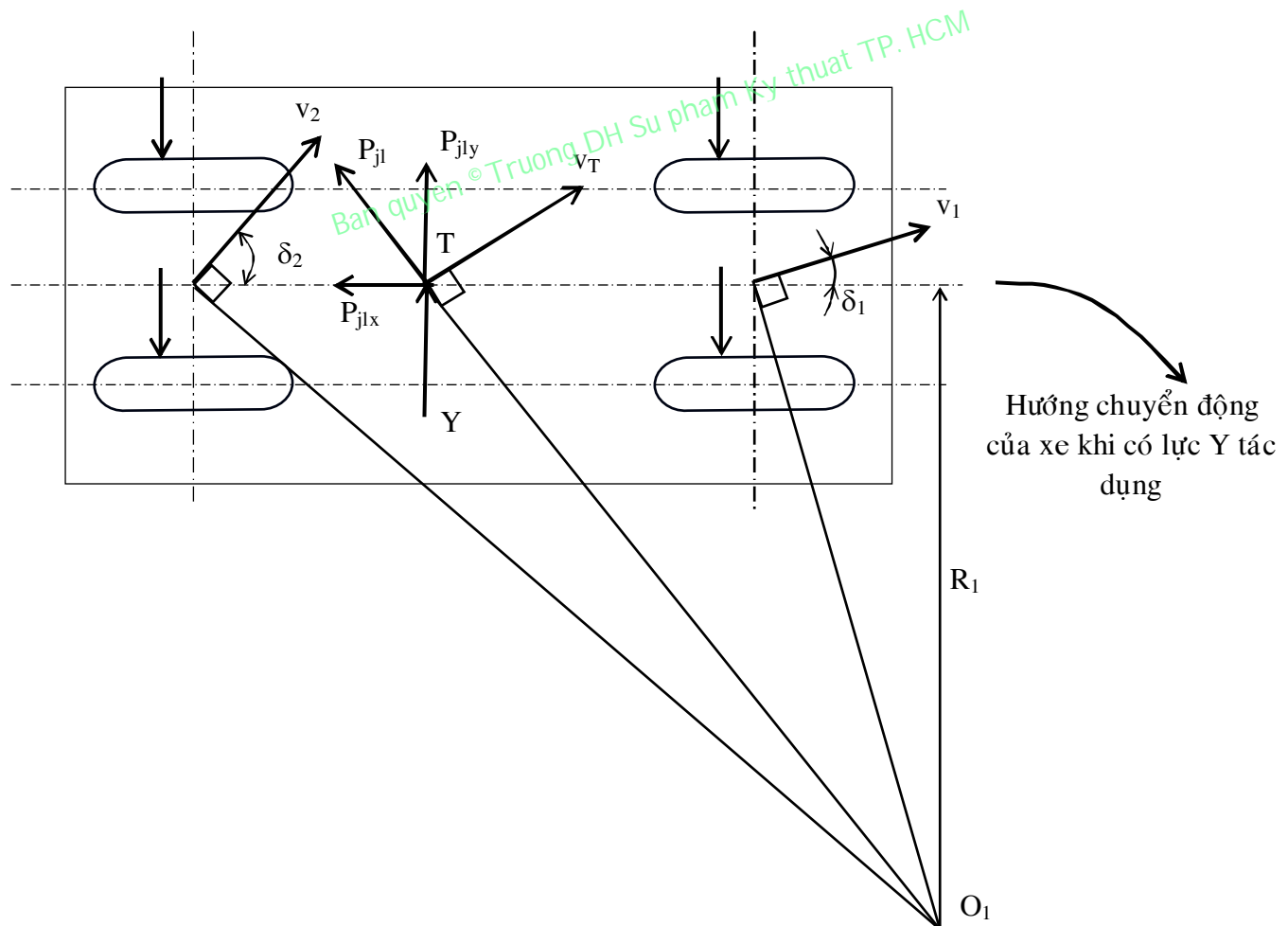
Trong trường hợp này, xe có khả năng tự giữ được hướng chuyển động thẳng ban đầu nhờ lực P_{jly} có chiều ngược với chiều của lực ngang Y .

Thực tế sẽ có hai khả năng sau xảy ra :

+ Nếu $Y_0 = Y - P_{jly} = 0$ thì các phản lực ngang dưới các bánh xe $Y_{bi} \rightarrow 0$, cho nên $\delta_1 \rightarrow 0$ và $\delta_2 \rightarrow 0$ và kết quả là xe vẫn tiếp tục chuyển động thẳng theo hướng ban đầu.

+ Nếu $Y_0 = Y - P_{jly} > 0 \Rightarrow P_{jly} < Y$, lúc này các phản lực ngang Y_{bi} ở các bánh xe có chiều như ở hình 8.9 và vectơ vận tốc v_T có hướng lệch sang trái so với hướng chuyển động ban đầu. Cho nên xe vẫn chuyển động lệch sang trái, nhưng mức độ lệch sang trái đã giảm nhiều nhờ P_{jly} và Y ngược chiều nhau. Để xe tiếp tục chuyển động thẳng, người lái phải quay vô lăng sang phải để điều chỉnh lại hướng chuyển động của xe.

8.2.3.3. Trạng thái chuyển động của xe có tính chất quay vòng thừa ($\delta_1 < \delta_2$) :



Hình 8.10: Sơ đồ chuyển động của ô tô có tính chất quay vòng thừa.

Khi có lực ngang Y tác dụng lên thân xe tại trọng tâm T , xe sẽ đổi hướng chuyển động lệch sang phải so với hướng chuyển động ban đầu do tâm quay vòng tức thời O_1 ở bên phía phải của xe. Bằng phương pháp dựng hình chúng ta xác định được tâm quay vòng tức thời O_1 và bán kính quay vòng của xe R_1 .

Ở trường hợp này, xe bị mất khả năng chuyển động thẳng ổn định vì chiều của lực P_{jly} trùng với chiều của lực tác dụng ngang Y và hợp lực của chúng ($Y_0 = Y + P_{jly} > Y$) tăng lên, làm cho δ_1, δ_2 càng tăng. Sự mất ổn định càng lớn khi vận tốc của xe càng cao, vì lực ly tâm tỷ lệ bậc hai với vận tốc. Để tránh khả năng xe bị lật đổ ở trường hợp này, người lái phải nhanh chóng quay vô lăng theo hướng ngược lại với chiều xe bị lệch để mở rộng bán kính quay vòng.

Như vậy, qua phân tích ba trạng thái chuyển động của ba loại xe có tính chất quay vòng khác nhau, chúng ta thấy :

Đối với loại xe có tính chất quay vòng thừa khi chuyển động và có lực ngang tác dụng lên xe thì xe sẽ bị mất khả năng chuyển động thẳng ổn định. Nếu người lái không có kinh nghiệm và xử lý chiều quay của vô lăng không đúng thì dễ dẫn đến khả năng xe bị lật đổ, rất nguy hiểm.

8.3. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI HỆ THỐNG LÁI :

8.3.1. 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.

8.3.2. Yêu cầu :

Yêu cầu đối với hệ thống lái là :

- + Quay vòng ô tô thật ngoạn 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).

8.3.3. Phân loại :

*** 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).

*** Theo kết cấu của cơ cấu lái chia ra:**

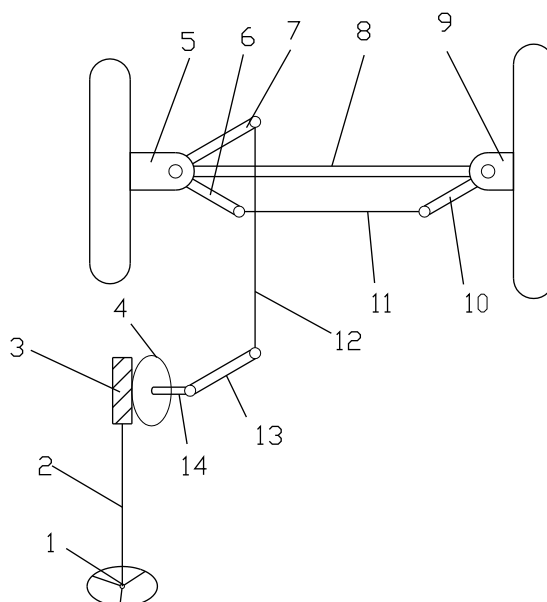
- + Loại cơ khí gồm có:
 - Trục vít bánh vít (với hình rãnh quạt răng hay con lăn).
 - Trục vít đòn quay (với một hay hai chốt trên đòn quay).
 - Thanh khóa.
 - Liên hợp (trục vít êcu và đòn quay hay trục vít êcu và thanh khóa – rãnh quạt răng).
- + Loại thủy lực.

*** 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.

8.4. KẾT CẤU CỦA HỆ THỐNG LÁI :

8.4.1. Sơ đồ cấu tạo của hệ thống lái :



Hình 8.11: Sơ đồ hệ thống lái ô tô.

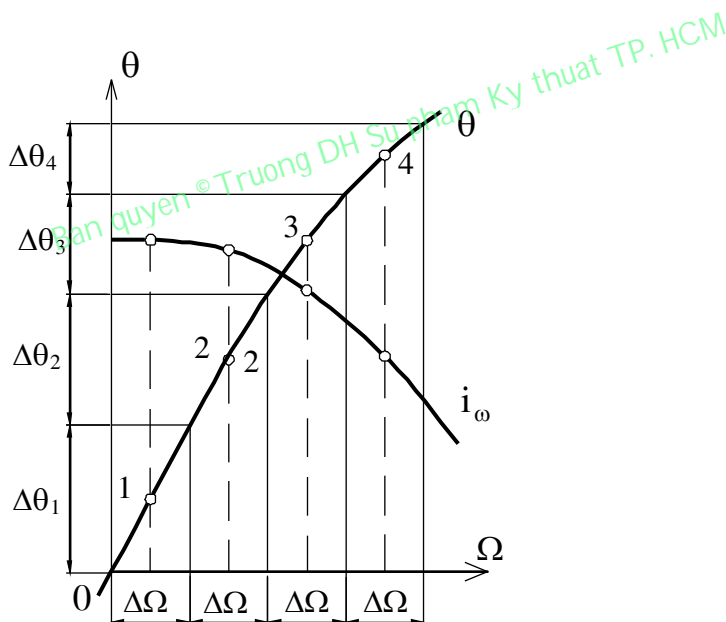
Trong trường hợp tổng quát hệ thống lái gồm có : cơ cấu lái, truyền động lái và bộ phận trợ lực. Trong một số kiểu ô tô (ô tô tải có tải trọng bé, ô tô du lịch có công suất nhỏ và công suất trung bình) có thể không đặt bộ trợ lực lái.

Trên hình 8.11 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 8.12: Biểu đồ biểu diễn quan hệ giữa tỷ số truyền của cơ cấu lái và góc quay của bánh xe.

8.4.2. Cơ cấu lái :

Cơ cấu lái là bộ giảm tốc đảm bảo tăng mômen tác động của người lái đến các bánh xe.

* Phần lớn các yêu cầu của hệ thống lái đều 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.

* 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 :

$$i_{\omega} = \frac{d\theta}{d\Omega} = \frac{\omega_{\theta}}{\omega_{\Omega}} \quad (8.24)$$

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 $\theta = f(\Omega)$ (hình 8.12).

- + Hiệu suất thuận (theo chiều thuận tức là từ vành tay lái xuống bánh dẫn hướng) η_t là:

$$\eta_t = \frac{N_1 - N_r}{N_1} = 1 - \frac{N_r}{N_1} = 1 - \frac{M_{r1}\omega_1 + M_{r2}\omega_2}{M_1\omega_1}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{M_{r1}i_{\omega} + M_{r2}}{M_1i_{\omega}} \quad (8.25)$$

- + Hiệu suất nghịch (theo chiều nghịch tức là từ bánh dẫn hướng lên vành tay lái) η_n là:

$$\eta_n = \frac{N_2 - N_r}{N_2} = 1 - \frac{N_r}{N_2} = 1 - \frac{M_{r1}\omega_1 + M_{r2}\omega_2}{M_2\omega_2}$$

$$\eta_n = 1 - \frac{M_{r1}i_{\omega} + M_{r2}}{M_2} \quad (8.26)$$

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 (hình 8.13).

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 (8.25) và (8.26) 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 chặn 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:

$$\eta_t = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)} \tag{8.27}$$

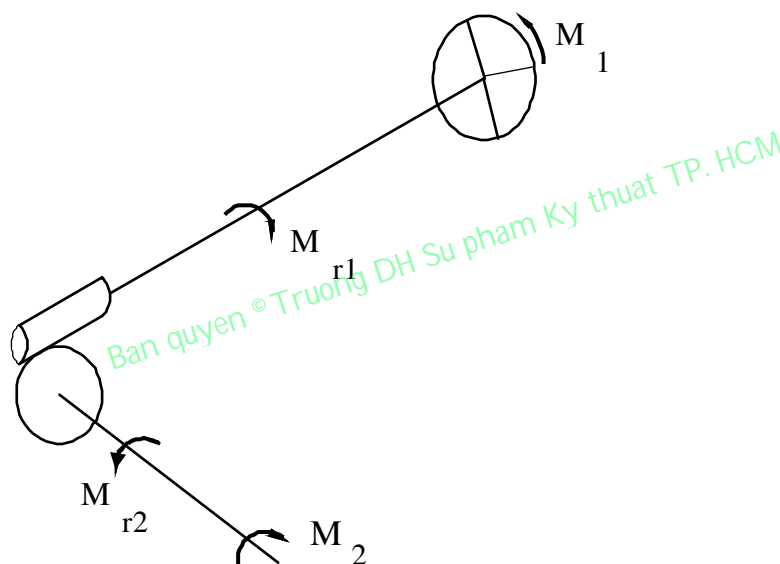
Và hiệu suất nghịch :

$$\eta_n = \frac{\operatorname{tg}(\beta - \rho)}{\operatorname{tg}\beta} \tag{8.28}$$

Ở đó :

β – Góc nâng của đường xoắn trục vít hay trục vô tận.

ρ – Góc ma sát.

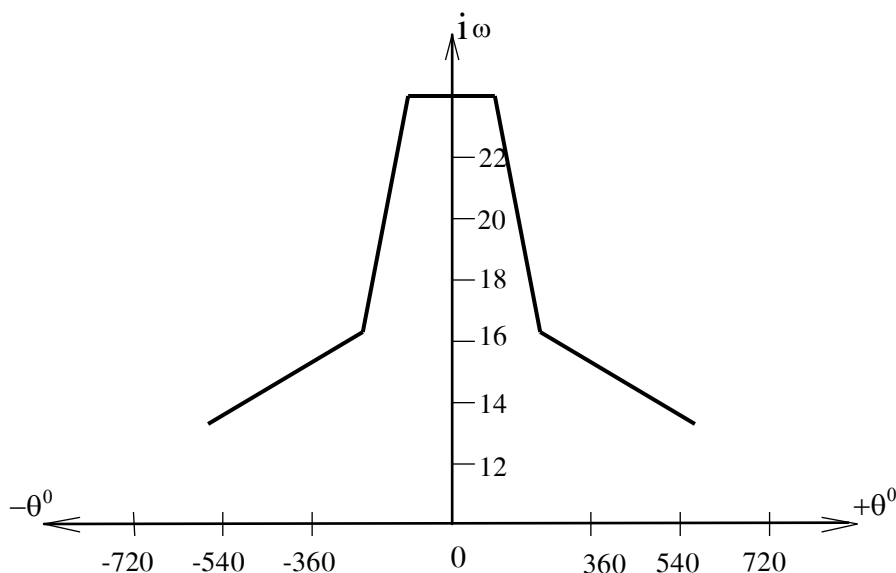


Hình 8.13: Sơ đồ cơ cấu lái.

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 (8.27) phải tăng góc β . Nhưng nếu tăng góc β thì theo công thức (8.28) 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 8.14.



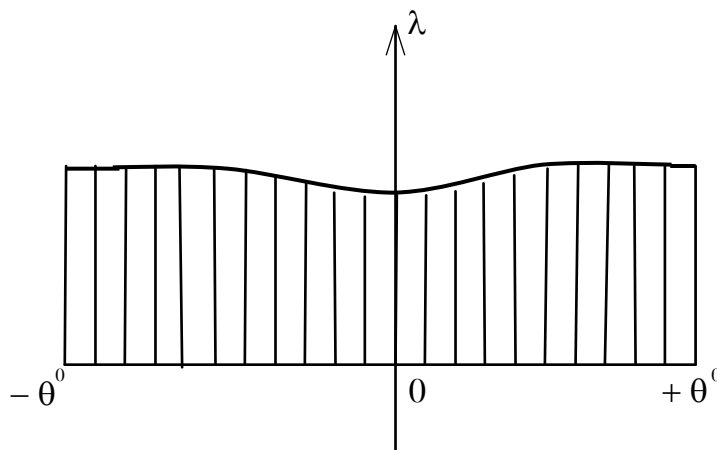
Hình 8.14: Quan hệ của tỷ số truyền i_ω đối với các góc quay vành tay lái.

Đối với phần lớn ô tô và ô tô buýt quy luật thay đổi thích hợp nhất được trình bày trên hình 8.14.

Trên hình 8.14 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.

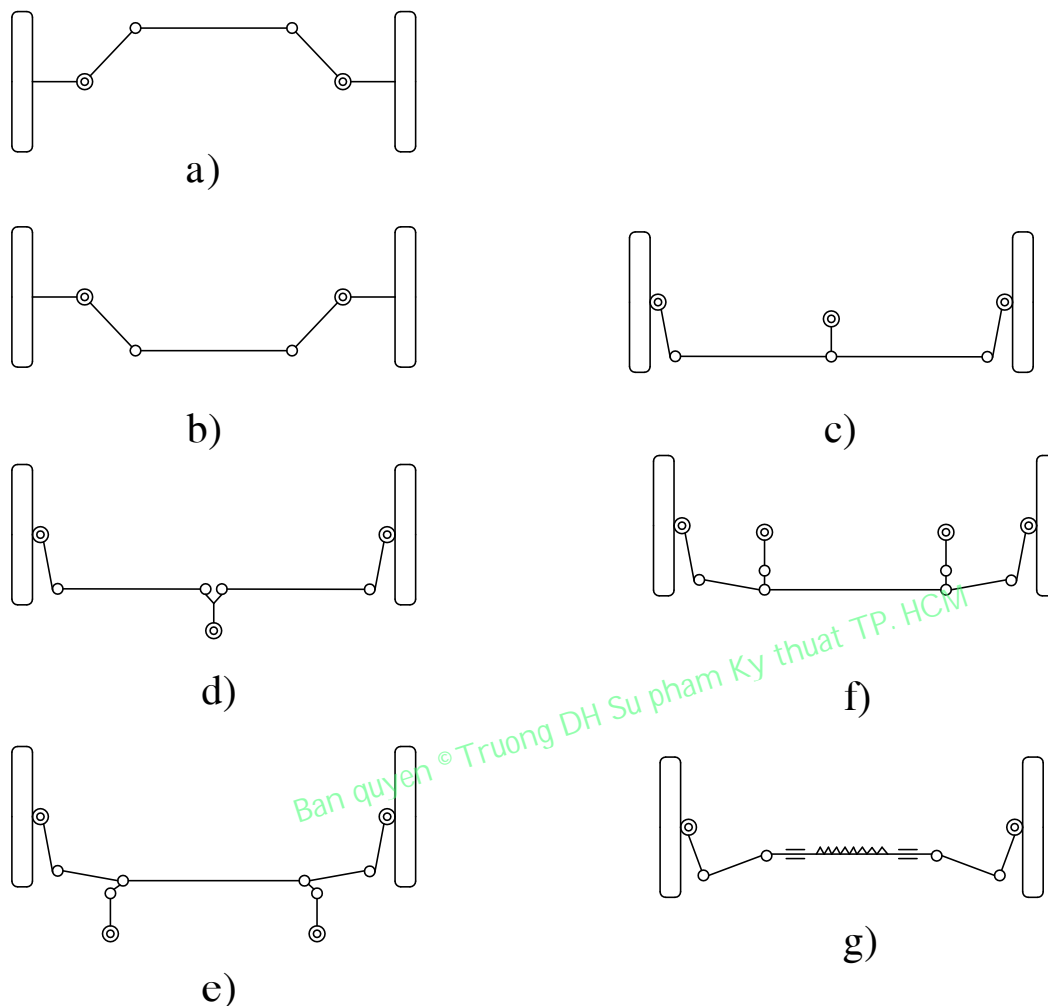
Vượt quá giá trị $\theta = \pm(90^\circ \div 120^\circ)$, i_ω sẽ giảm nhanh trong khoảng $\theta = (50^\circ \div 100^\circ)$ rồi sẽ giữ giá trị không đổi, i_ω ứng với giá trị này với một góc quay nhỏ của vành lái bánh xe sẽ quay đi một góc lớn.

+ 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 (hình 8.15).



Hình 8.15: Sự thay đổi khoảng hở λ phụ thuộc theo góc quay θ .

8.4.3. Truyền động lái :

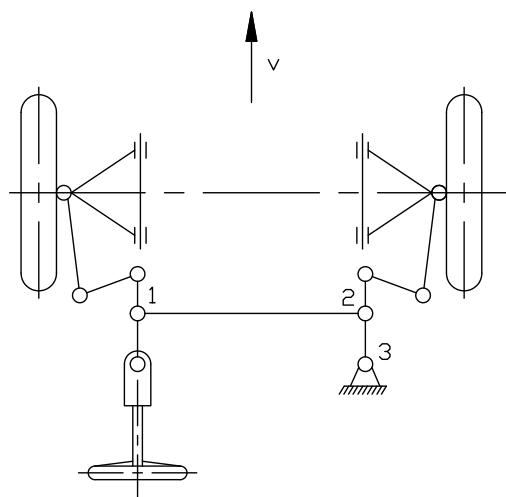


Hình 8.16: Sơ đồ hình thang lái các loại.

Truyền động lái gồm tất cả các chi tiết truyền lực từ cơ cấu lái đến ổ gối 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 (hình 8.16a,b) tùy theo bố trí chung. Đòn kéo ngang của hình thang lái thông thường được chế tạo liền (hình 8.15a) và cũng chế tạo rời (hình 8.16c,d).

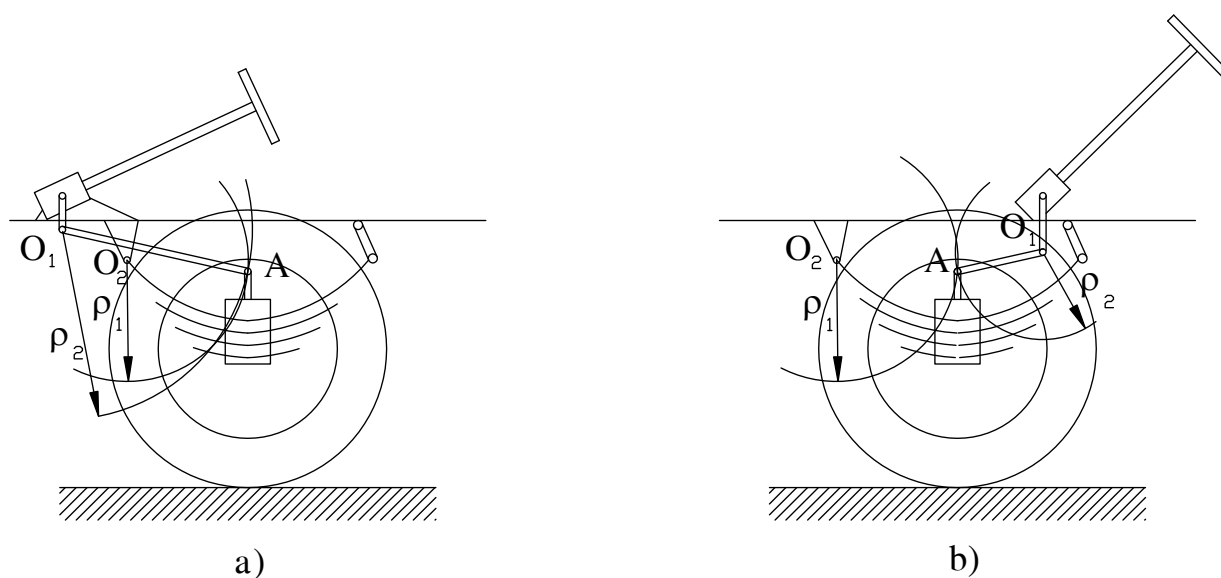
Trên hình 8.17 trình bày sơ đồ kiểu dẫn động lái mẫu của cầu trước dẫn hướng ở hệ thống treo độc lập.



Hình 8.17: 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.

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 (hình 8.18a). 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 (hình 8.18b) khi ô tô chạy trên đường xấu, nhíp biến dạng nhiều, thì bánh dẫn hướng sẽ bị vấp, người lái mệt mỏi nhiều.



Hình 8.18: Bố trí cơ cấu lái thích hợp với động học của hệ thống treo.

8.5. HÌNH THANG LÁI :

8.5.1. 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 ngồng quay, nhưng do ngồng quay nằm trong dầm cầu trước nên chỉ quay quanh trục của nó mà không di chuyển vị trí. Quan hệ giữa các ngồng quay nhờ hình thang lái mà ta gọi là hình thang lái Đantô. Trên hình 8.19 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:

$$\cot\beta = \frac{\overline{OD}}{L}, \cot\alpha = \frac{\overline{OC}}{L}$$

Vậy:

$$\cot\beta - \cot\alpha = \frac{\overline{OD} - \overline{OC}}{L} = \frac{b}{L} \tag{8.29}$$

Ở đây :

O – Tâm quay vòng.

L – Khoảng cách giữa hai cầu ô tô hay là chiều dài cơ sở của ô tô.

b – Khoảng cách giữa tâm của các ngồng quay.

(Tâm của ngồng quay là giao điểm của trục ngồng quay và trục của trụ đứng).

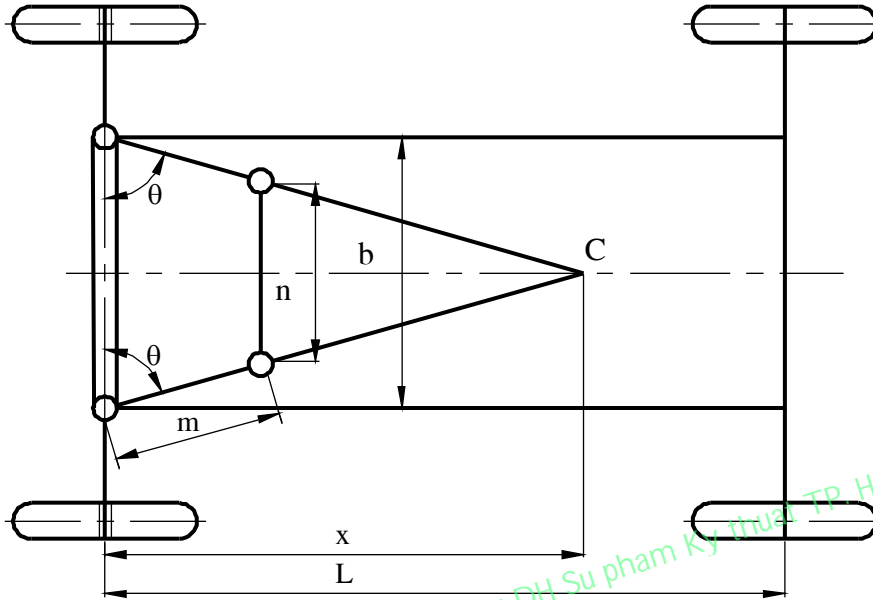
Phương trình (8.29) chưa kể đến độ biến dạng bên của các bánh xe. Để khi ô tô quay vòng với các bán kính quay vòng khác nhau mà quan hệ giữa α và β vẫn giữ được như công thức (8.29) thì dạng hình thang lái Đantô phải hoàn toàn xác định. Hình thang lái Đantô không thể hoàn toàn thỏa mãn quan hệ trong công thức (8.29) nhưng có thể chọn một quan hệ cơ cấu hình thang lái cho ta sai lệch với quan hệ lý thuyết một ít.

8.5.2. Kiểm tra hình thang lái :

Phương trình (8.29) có thể giải quyết theo phương pháp hình học như sau: trên hình 8.19 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 $\widehat{GBE} = \alpha$.

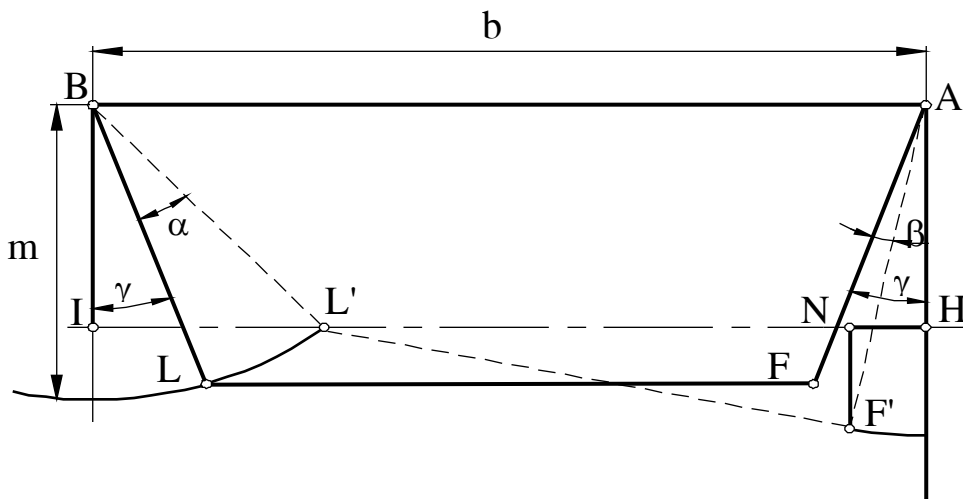
nhau. Xong đặt các góc α và β khác nhau từng đôi một ở vị trí như trên hình 8.19. Giao điểm của chúng nằm càng sát đường GC thì càng chứng tỏ là hình thang lái thiết kế ra là ít sai với phương trình lý thuyết (8.29), nghĩa là ô tô sẽ ít trượt khi quay vòng.

8.5.3. Xác định kích thước hình thang lái :



Hình 8.20: Sơ đồ xác định góc nghiêng của các đòn bên của 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 8.20 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 8.21: Sơ đồ hình thang lái với góc γ là góc giữa đòn nghiêng bên và đường song song với trục dọc của ô tô.

Xác định kích thước của hình thang lái gồm có xác định góc θ hoặc góc γ (hình 8.21), chiều dài m và n của các đòn bên và đòn ngang.

Đường đậm nét trên hình 8.21 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 một 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 , γ và α :

$$\begin{aligned} \overline{IH} &= b = \overline{IL'} + \overline{L'N} + \overline{NH} \\ \overline{L'N} &= b - \overline{IL'} - \overline{NH} = b - m \sin(\gamma + \alpha) - m \sin(\gamma - \beta) \end{aligned} \quad (8.31)$$

Mặt khác :

$$\begin{aligned} \overline{L'N} &= \sqrt{\overline{L'F'}^2 - \overline{F'N}^2} = \sqrt{\overline{LF'}^2 - \overline{F'N}^2} = \\ &= \sqrt{(b - 2m \sin \gamma)^2 - [m \cos(\gamma - \beta) - m \cos(\gamma + \alpha)]^2} \end{aligned} \quad (8.32)$$

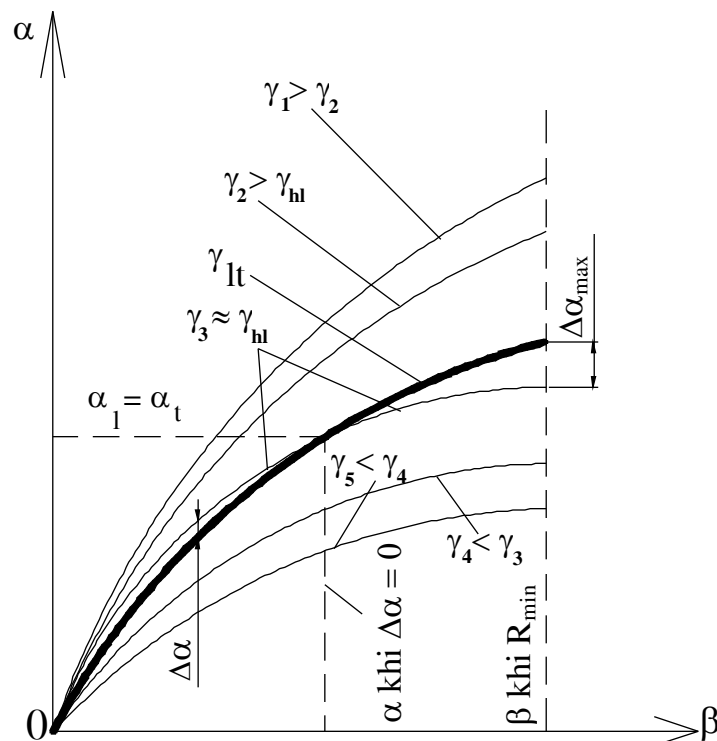
So sánh hai công thức (8.31) và (8.32) ta được:

$$b - m \sin(\gamma + \alpha) - m \sin(\gamma - \beta) = \sqrt{(b - 2m \sin \gamma)^2 - [m \cos(\gamma - \beta) - m \cos(\gamma + \alpha)]^2}$$

Qua một biến đổi trung gian ta có :

$$\beta = \gamma + \arctg \frac{m \cos(\gamma + \alpha)}{b - m \sin(\gamma + \alpha)} - \arcsin \frac{m - b \sin(\gamma + \alpha) - 2m \sin^2 \gamma + 2b \sin \gamma}{\sqrt{m^2 \cos^2(\gamma + \alpha) + [b - m \sin(\gamma + \alpha)]^2}} \quad (8.33)$$

Theo phương trình (8.33) nếu cho trước một góc γ thì ứng với 1 trị số của β ta sẽ có trị số của α tương ứng, nghĩa là : $\beta = f(\gamma, \alpha)$.



Hình 8.22: Đồ thị để chọn góc nghiêng của các đòn bên của hình thang lái.

Như vậy nếu cho một giá trị γ ta sẽ có một đường cong. Trên hệ tọa độ (α, β) , cho một số trị số của γ ta sẽ có một số đường cong (hình 8.22). Mặt khác theo phương trình (8.29) ta cũng sẽ vẽ được đường cong lý thuyết. Chọn γ 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 8.22 phải bé hơn 1° , nếu lớn hơn 1° sẽ gây mòn lốp nhanh và xe trượt nhiều khi quay vòng với bán kính quay vòng nhỏ.

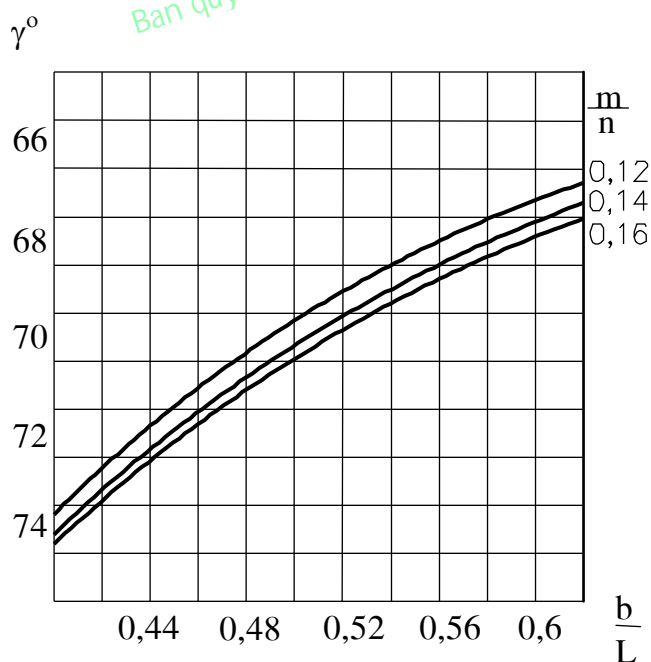
Khi thiết kế hình thang lái thì b, L đã biết, còn m thông thường được chọn theo kinh nghiệm $m=0,14 \div 0,16b$. Để có cơ sở chọn γ ban đầu cho nhanh và sát gần với đường γ_{lt} (lý thuyết) ta chọn sơ bộ $\gamma < 35^\circ$. Có γ ta tính được n .

$$n = b - 2m \cdot \sin \gamma$$

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 8.22 đường đậm là đường cong lý thuyết chỉ rõ quan hệ chính xác giữa α và β còn các đường cong γ_1 và $\gamma_2 \dots$ biểu diễn quan hệ thực tế giữa các góc α và β khi ta cho các giá trị $\gamma_1, \gamma_2 \dots$ 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 $\gamma = \gamma_{hl}$ phụ thuộc vào tỉ số của $\frac{b}{L}$ và $\frac{m}{n}$.



Hình 8.23: Đồ thị biểu diễn quan hệ γ phụ thuộc vào tỉ số $\frac{b}{L}$ và $\frac{m}{n}$.

Trên hình 8.23 trình bày kết quả tính toán cho ba giá trị $\frac{m}{n}$, như vậy đồ thị trên hình 8.23 cho giá trị thuận lợi nhất của γ 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 (hình 8.21). Đồ thị này chính xác với những góc quay lớn nhất của bánh xe ngoài nhỏ hơn 40^0 (40^0 – góc quay gần giá trị cực đại).

8.6. XÁC ĐỊNH LỰC CỦA NGƯỜI LÁI TÁC DỤNG LÊN VÔ LĂNG :

Trên hình 8.25 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 (hình 8.24). Khi xác định giá trị lực cực đại tác dụng lên vành tay lái P_{1max} , 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 (hình 8.24).

Khi có lực ngang Y_b 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_b 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 8.25 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 :

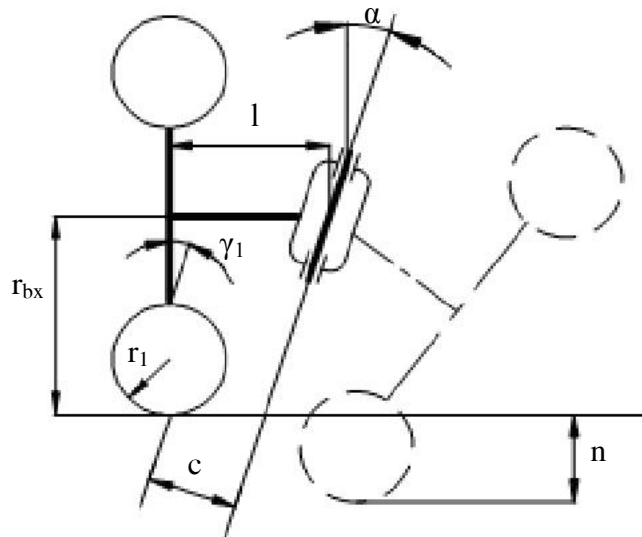
$$M_2 = Y_b x = 0,14 G_{bx} \varphi_1 r$$

Ở đây :

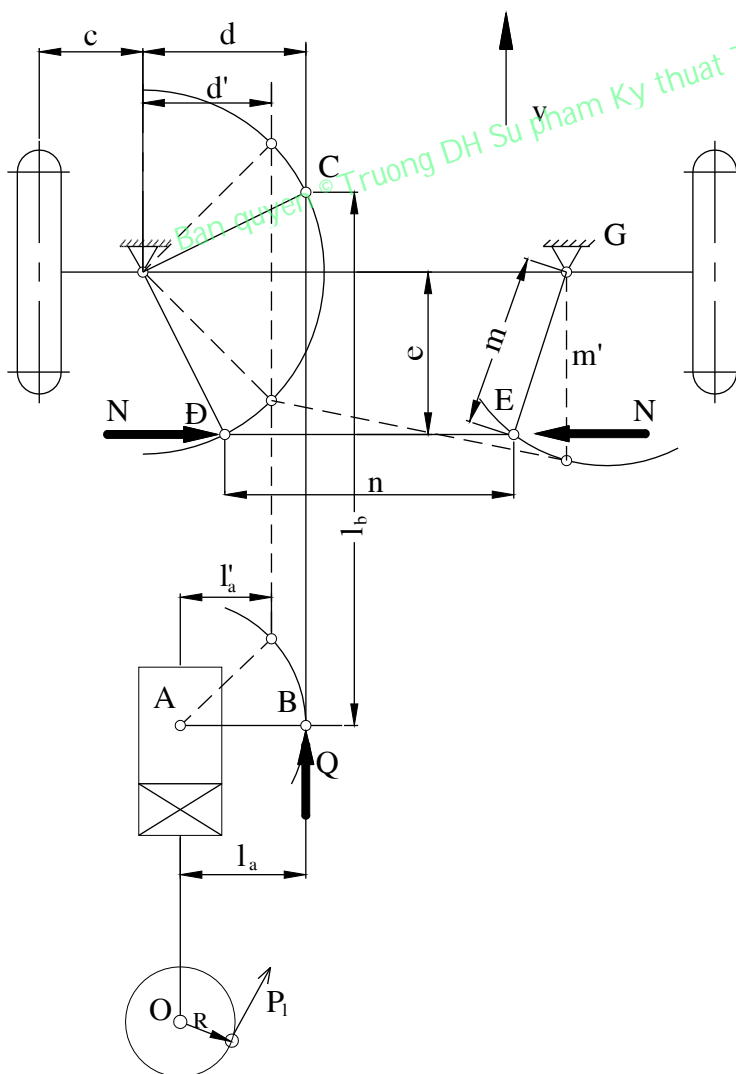
φ_1 – Hệ số bám ngang lấy $\varphi_1 = 0,85$.

Tổng mômen cản quay vòng ở cả hai bánh dẫn hướng là:

$$M_c = 2(M_1 + M_2)\gamma = 2G_{bx}(fc + 0,14\varphi_1 r)\gamma \tag{8.34}$$



Hình 8.24: Sơ đồ trụ đứng nghiêng trong mặt phẳng ngang.



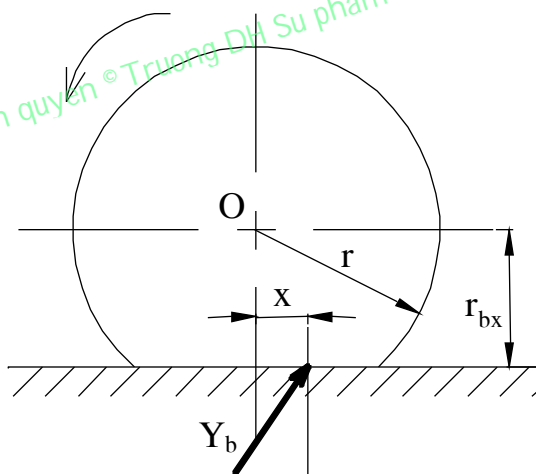
Hình 8.25: Sơ đồ lực tác dụng lên hệ thống lái.

Suy ra :

$$P_{lmax} = \frac{M_c}{Ri_\omega i_d \eta_t \eta_1} \tag{8.35}$$

Ở đây :

- γ – Hệ số tính đến ảnh hưởng của M_3 gây ra do cầu trước ô tô bị nâng lên khi xe quay vòng, $\gamma = 1,07 \div 1,15$.
- 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 $c_{min} = 30 \div 60mm$, ô tô tải loại lớn $c_{min} = 60 \div 100mm$.
- R – Bán kính của vành tay lái trong khoảng từ 0,19m (đối với ô tô có công suất nhỏ) 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 $P_{lmax} = 500N$.
- i_ω – Tỷ số truyền của cơ cấu lái.
- η_t – Hiệu suất thuận của cơ cấu lái.
- η_n – Hiệu suất nghịch của cơ cấu lái.
- i_d – Tỷ số truyền của dẫn động lái, $i_d \approx 0,85 \div 1,1$.



Hình 8.26: Đặc điểm lực ngang tác dụng lên bánh xe khi quay vòng.

Đối với ô tô du lịch, tỷ số truyền i_ω lấy từ 12 ÷ 20 và ô tô tải lấy từ 16 ÷ 32. Muốn giảm P_{lmax} thì tăng i_ω , 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_ω bé. Nếu chọn i_ω trên cơ sở ứng với góc quay bánh dẫn hướng $35^\circ \div 40^\circ$ 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.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] GVC. TS. Lâm Mai Long **Ô tô 1,**
 Trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật TP.HCM – 2006,
 157 trang.
- [2] GVC. MSc. Đặng Quý **Ô tô 2,**
 Trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật TP.HCM – 2006,
 224 trang.
- [3] GVC. MSc. Đặng Quý **Tính toán thiết kế ô tô,**
 Trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật TP.HCM – 2001,
 279 trang.
- [4] GVC. TS. Lâm Mai Long **Cơ học chuyển động của ô tô,**
 Trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật TP.HCM – 2001,
 112 trang.
- [5] 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; 648 trang.
- [6] Thái Nguyễn Bạch Liên **Kết cấu và tính toán ô tô,**
 Nhà xuất bản giao thông vận tải Hà Nội – 1984,
 212 trang.
- [7] Prof. Ing. M. Apetaur, DrSc.
 Doc. Ing. V. Stejskal, CSc. **Motorová vozidla,**
 Nhà xuất bản SNTL Praha – Czech Republic – 1988,
 Tập 1, 2, 3, 4 và 5; 895 trang.
- [8] Prof. Ing. M. Apetaur, DrSc. **Vypočtové metody ve stavbe motorových vozidel,**
 Nhà xuất bản CVUT Praha – Czech Republic – 1984,
 178 trang.
- [9] Prof. Ing. Frantisek Vlk, DrSc. **[5.1] Teorie vozidel,**
 Nhà xuất bản SNTL Praha – 1982, 235 trang.
[5.2] Dynamika motorových vozidel, 472 trang.
[5.3] Podvozky motorových vozidel, 356 trang.
[5.4] Prevodová ústrojí motorových vozidel, 214
[5.5] Karoserie motorových vozidel, 248 trang.
[5.6] Koncepce motorových vozidel, 193 trang.
[5.7] Ulohy z dynamiky motorových vozidel,
 Nhà xuất bản SNTL Praha – 2000, 143 trang.

- [10] Prof. Ing. Petranek Jan, CSc. **Ústrojí automobilu,**
 Nhà xuất bản SNTL Praha – 1980,
 579 trang.
- [11] Prof. Heldt. P.M. **The automotive chassis,**
 The University of New York – 1962,
 386 trang.
- [12] Fenton, J. **Hanbook of Automotive Powertrains and Chassis
 Design,**
 Professional Engineering Publishing, Ltd.,
 Suffolk (UK) – 1998.
- [13] Fenton, J. **Hanbook of Vehicle Design Analysis,**
 Professional Engineering Publishing, Ltd.,
 Suffolk (UK) – 1996.
- [14] Prof. Ing. Frantisek Vlk, DrSc. **Stavba motorových vozidel,**
 Nhà xuất bản SNTL Praha – Czech Republic – 2003,
 499 trang.

Ban quyen © Truong DH Sa pham Ky thuat TP. HCM