

**ỦY BAN NHÂN DÂN TP.HCM
TRƯỜNG CĐKT LÝ TỰ TRỌNG TP.HCM
KHOA CÔNG NGHỆ ĐỘNG LỰC
BỘ MÔN GÀM Ô TÔ**

GIÁO TRÌNH THAM KHẢO

LÝ THUYẾT ÔTÔ

(Lưu hành nội bộ)

TP. HCM, 9/2014

MỤC LỤC

Mục lục	4
Chương I. XE VÀ BÁNH XE	7
1.1. XE VÀ MỘT SỐ KHÁI NIỆM	7
1.1.1. Thuật ngữ Ô TÔ	7
1.1.2. Xe	7
1.1.3. Xe tự hành	10
1.2. BÁNH XE	11
1.2.1. Giới thiệu chung	11
1.2.2. Lớp xe	13
1.2.3. Bán kính bánh xe	14
1.2.4. Cán lăn và hệ số cán lăn	15
1.2.5. Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số cán lăn	16
1.2.6. Bánh xe chủ động và lực kéo tiếp tuyến	17
1.2.7. Sự trượt của bánh xe	17
1.2.8. Khả năng bám của bánh xe và hệ số bám	19
Chương II. CÁC LỰC VÀ MÔ MEN TÁC DỤNG LÊN Ô TÔ	22
2.1. LỰC VÀ MÔ MEN CHỦ ĐỘNG	22
2.1.1. Nguồn động lực trên ô tô	22
2.1.2. Hệ thống truyền lực	23
2.1.3. Mô men xoắn ở bánh xe chủ động M_k và lực kéo tuyép tuyến P_k	24
2.2. CÁC LỰC CẢN CHUYỂN ĐỘNG	24
2.2.1. Lực cán lăn	24
2.2.2. Lực cản dốc	26
2.2.3. Lực cản không khí	26
2.2.4. Lực cản quán tính	28
2.2.5. Lực cản mooc kéo	28
2.2.6. Điều kiện chuyển động của xe	29
2.3. PHẢN LỰC TỪ MẶT ĐƯỜNG	29
2.3.1. Xe đứng yên trên đường bằng	29
2.3.2. Xe chuyển động trên đường bằng	30
Chương III. TÍNH TOÁN SỨC KÉO Ô TÔ	34
3.1. CHỌN ĐỘNG CƠ	34
3.1.1. Khái niệm	34
3.1.2. Sơ lược đường đặc tính ngoài động cơ	34
3.1.3. Chọn động cơ và xây dựng đường đặc tính ngoài	36
3.2. TỈ SỐ TRUYỀN CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC (HTTL)	38

3.2.1. Chọn số cấp số	38	
3.2.2. Tính tỉ số truyền của các cấp số		38
3.3. CÂN BẰNG CÔNG SUẤT Ô TÔ	41	
3.3.1. Phương trình cân bằng công suất	41	
3.3.2. Đồ thị cân bằng công suất	43	
3.4. CÂN BẰNG LỰC KÉO Ô TÔ	43	
3.4.1. Phương trình cân bằng lực kéo		43
3.4.2. Đồ thị cân bằng lực kéo	43	
3.5. NHÂN TỔ ĐỘNG LỰC HỌC	44	
3.5.1. Công thức tính	44	
3.5.2. Đồ thị nhân tổ động lực học	45	
3.5.3. Nhân tổ động lực học của ô tô khi tải trọng thay đổi	45	
3.6. KHẢ NĂNG TĂNG TỐC CỦA Ô TÔ	46	
3.6.1. Gia tốc ô tô	46	
3.6.2. Thời gian tăng tốc	47	
3.6.2. Thời gian tăng tốc	48	
Chương IV. SỰ PHANH Ô TÔ		49
4.1. MỞ ĐẦU	49	
4.1.1. Khái niệm về sự phanh	49	
4.1.2. Hệ thống phanh	50	
4.2. LỰC PHANH VÀ MÔ MEN PHANH	51	
4.3. CÁC CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ HIỆU QUẢ PHANH	52	
4.3.1. Khái niệm	52	
4.3.2. Lực phanh và lực phanh riêng		53
4.3.3. Gia tốc chậm dần	53	
4.3.4. Thời gian phanh	54	
4.3.5. Quãng đường phanh	55	
4.4. ĐIỀU HOÀ LỰC PHANH		55
4.4.1. Đặt vấn đề	56	
4.4.2. Điều hoà lực phanh	57	
4.5. CHỐNG Hãm CỨNG BÁNH XE KHI PHANH	60	
4.5.1. Cơ sở lý thuyết	60	
4.5.2. Bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh		61
4.6. GIẢN ĐỒ PHANH VÀ CHỈ TIÊU PHANH THỰC TẾ	62	
4.6.1. Giản đồ phanh thực tế		62
4.6.2. Thử phanh	63	
Chương V. TÍNH NĂNG DẪN HƯỚNG CỦA Ô TÔ	66	
5.1. MỞ ĐẦU	66	
5.1.1. Các phương pháp quay vòng	66	
5.1.2. Hệ thống lái	67	

5.1.3. Tính điều khiển của ô tô	68	
5.2. ĐỘNG HỌC QUAY VÒNG	69	
5.2.1. Bánh xe không biến dạng	69	
5.2.2. Bánh xe đàn hồi	70	
5.3. CÁC TRƯỜNG HỢP QUAY VÒNG	73	
5.3.1. Quay vòng đủ		73
5.3.2. Quay vòng thiếu	73	
5.3.3. Quay vòng thừa	74	
Chương VI. DAO ĐỘNG Ô TÔ		77
6.1. MỞ ĐẦU	77	
6.1.1. Khái niệm	77	
6.1.2. Bánh xe đàn hồi và hệ thống treo	78	
6.2. ĐỘ ÊM DỊU CHUYÊN ĐỘNG VÀ AN TOÀN ĐỘNG LỰC HỌC	79	
6.2.1. Độ êm dịu chuyển động	79	
6.2.2. An toàn động lực học	81	
6.3. MẶT ĐƯỜNG - NGUỒN CHỦ YẾU GÂY RA DAO ĐỘNG		82
6.3.1. Các mấp mô thuộc nhóm 1	82	
6.3.2. Các mấp mô thuộc nhóm 2	84	
6.3.3. Các mấp mô thuộc nhóm 3	85	
6.4. LẬP MÔ HÌNH MÔ TẢ DAO ĐỘNG Ô TÔ		86
6.4.1. Khái niệm	86	
6.4.2. Mô tả các vật và các liên kết trên ô tô	87	
6.4.3. Xây dựng các mô hình dao động	88	
6.4.4. Lập hệ phương trình vi phân mô tả dao động	90	
6.4.5. Khảo sát dao động ô tô	93	
Chương VII. TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ	95	
7.1. KHÁI NIỆM	95	
7.2. CHẤT LƯỢNG KÉO - BẮM	95	
7.2.1. Chất lượng kéo	95	
7.2.2. Khả năng bám	96	
7.2.3. Ảnh hưởng của vi sai đến khả năng bám của xe		96
7.2.4. Chất lượng kéo bám của xe nhiều cầu chủ động		99
7.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA XE		99
7.3.1. Khoảng sáng gầm xe	99	
7.3.2. Bán kính cơ động dọc và ngang	100	
7.3.3. Góc cơ động trước α_1 và góc cơ động sau α_2	100	
7.3.4. Bán kính bánh xe	100	
SÁCH THAM KHẢO	102	

PHẦN A

LÝ THUYẾT

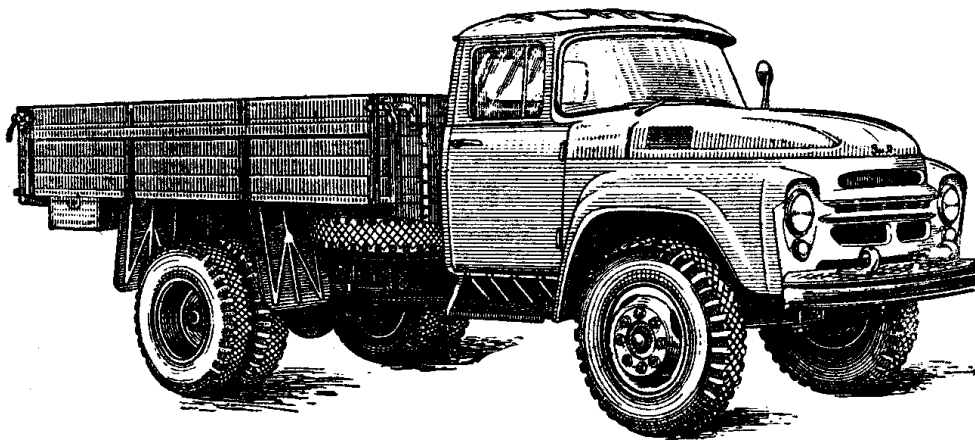
CHƯƠNG I

XE VÀ BÁNH XE

1.1. XE VÀ MỘT SỐ KHÁI NIỆM

1.1.1. Thuật ngữ Ô TÔ

Đối tượng nghiên cứu của chúng ta là ô tô (hình 1.1). Tiếng Anh thuật ngữ này là “automobile”, đây là một từ ghép gồm 2 phần: “auto” và “mobile” ghép vào có nghĩa là “tự di chuyển” hay “tự hành”. Tiếng Nga cũng như vậy từ “автомобиль” cũng được ghép từ “авто” và “мобиль” và cũng có nghĩa là “tự di chuyển”.



Hình 1.1. Ô tô - Đối tượng nghiên cứu của chúng ta

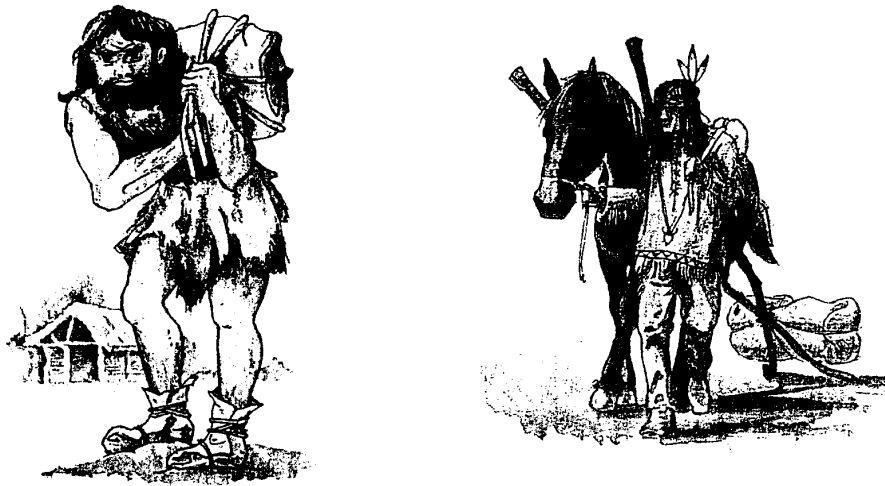
Thực sự chúng tôi không biết từ “ô tô” của tiếng Việt xuất xứ từ đâu. Tuy nhiên TCVN – 1779-76 (năm 1976) đã định nghĩa thuật ngữ ô tô như sau:

Xe tự chạy có động cơ, có trên 2 bánh hoặc phối hợp bánh với xích và dùng để vận chuyển chủ yếu trên đường bộ.

Xe tự chạy tức phải có động cơ làm nguồn động lực. Mà ta biết động cơ hơi nước ra đời năm 1964 do James Watt người Anh sáng chế. Theo nhiều tài liệu thì chiếc ô tô đầu tiên ra đời năm 1769 do

Junio người Pháp sáng chế có nghĩa là 4 năm sau khi động cơ hơi nước ra đời. Cũng có tài liệu tiếng Nga nói rằng chiếc ô tô ra đời đầu tiên vào năm 1766 do Pôlzunốp (Пользунов) sáng chế. Ô tô thời kỳ này dĩ nhiên được lắp động cơ hơi nước - một loại động cơ đốt ngoài (xem hình 1.9).

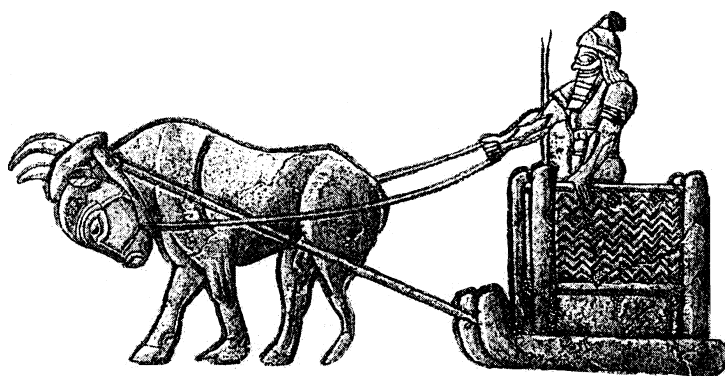
1.1.2. Xe



Hình 1.2

Các hình thức vận chuyển thời cổ xưa

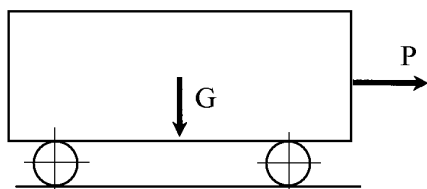
Tiếng Việt chúng ta có từ XE để chỉ một phương tiện vận chuyển rất chung. Hiện nay không ai biết xe ra đời từ lúc nào. Chúng ta biết rằng từ thời thượng cổ loài người đã có nhu cầu vận chuyển. Thoạt đầu là mang, vác, đội, kéo lê, khênh, kiệu, ... (hình 1.2). Một số hình thức này còn tồn tại đến ngày nay. Từ chỗ kéo lê, con người đã biết chế tạo ra một loại xe trượt (hình 1.3). Nó có dạng một cái thùng kê trên 2 khúc gỗ tròn đặt theo chiều dọc và do sức vật kéo. Khi đó chưa có bánh xe, như vậy xe còn ra đời trước cả bánh xe.



Hình 1.3

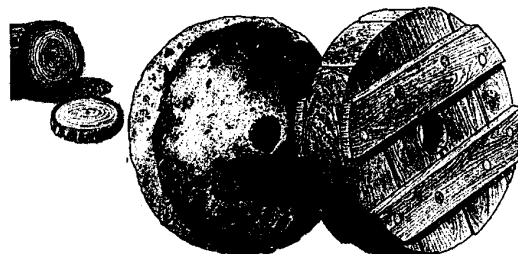
Một loại xe trượt từ thời cổ xưa

Dù thô sơ như vậy nhưng cũng đã là một bước tiến quan trọng trong sự phát triển của xã hội loài người. Phương tiện thô sơ này đã giúp con người tăng đáng kể năng suất lao động và hẳn là mức sống của loài người cũng nhờ đó mà tăng lên.



Hình 1.4

Di chuyển một vật nặng bằng cách
lăn trên các thanh gỗ tròn



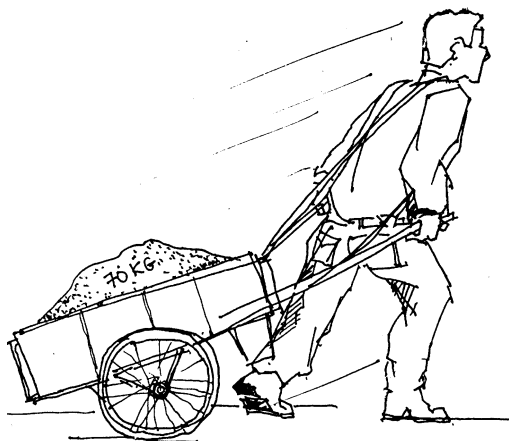
Hình 1.5

Bánh xe đơn giản thời cổ xưa

Xe trượt mặc dù đã cải thiện đáng kể năng suất lao động cho con người, nhưng do ma sát giữa xe và mặt đất là ma sát trượt cho nên vẫn cần lực kéo lớn. Trong quá trình tiến hoá, thông qua lao động, đến một lúc nào đó con người phát hiện ra một điều (mà bây giờ ai cũng biết): Lăn 1 vật tròn nhẹ hơn là kéo nó. (Ngày nay chúng ta đã biết ma sát lăn nhỏ hơn ma sát trượt). Rồi con người biết sử dụng phát hiện này vào việc di chuyển 1 vật nặng bằng cách đặt dưới vật nặng các khúc gỗ tròn (hình 1.4). Cách vận chuyển này vẫn còn tồn tại cho đến ngày nay.

Bánh xe và xe có bánh

Từ những phát hiện trên đây mà đến một thời điểm nào đó, bánh xe đã ra đời (hình 1.5). Một số nhà nghiên cứu cho rằng đó cũng là một mốc quan trọng trong quá trình phát triển của xã hội loài người.



Hình 1.6. Xe có bánh

Khi có bánh xe, người ta thay các thanh trượt ở xe kéo bằng các bánh xe, và xe có bánh đã ra đời (hình 1.6). Xe có bánh nói chung phải hoạt động trên đường hoặc trên địa hình tương đối bằng phẳng.

Khi chưa phát minh ra động cơ, xe có bánh phải do người hoặc súc vật kéo, và người và súc vật là nguồn động lực của xe. Gọi lực kéo (hoặc đẩy) do con người hoặc súc vật sinh ra là P_k ; lực cản lại chuyển động là P_c . Ta có điều kiện chuyển động:

$$P_k \geq P_c = fG \quad (1.1)$$

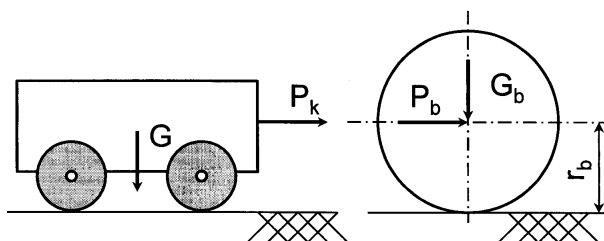
Trong đó f là hệ số cản giữa bánh xe và mặt đường khi lăn.

Sự làm việc của bánh xe (hình 1.7):

Lực kéo P_k do con người hoặc súc vật sinh ra thông qua khung xe tạo thành lực P_b tác dụng lên trục bánh xe. Lực này tạo nên mô men $M_b = P_b r_b$. Mô men M_b làm cho bánh xe quay và xe chuyển động.

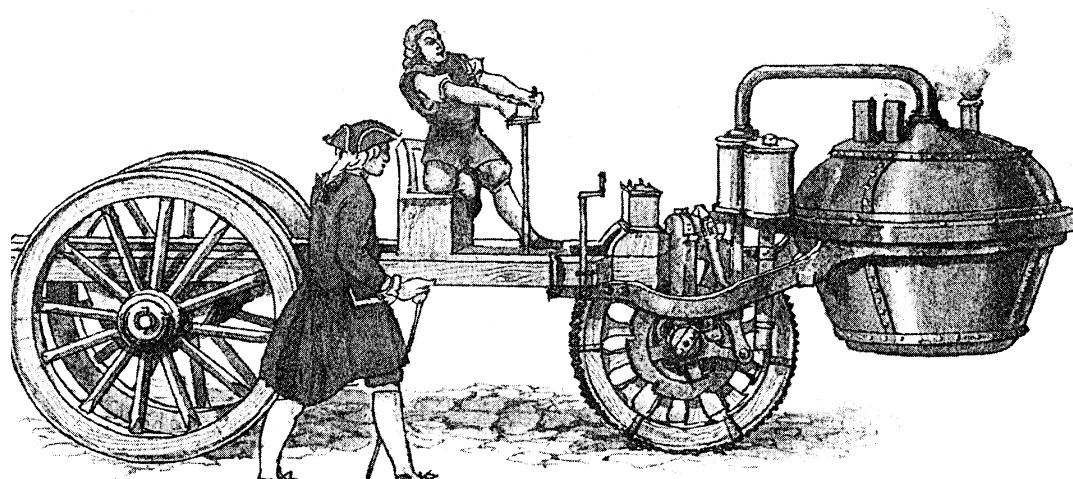
1.1.3. Xe tự hành

Năm 1764 đánh dấu một bước ngoặt trong lịch sử tiến hóa của loài người bằng phát minh ra động cơ hơi nước của nhà khoa học Anh Jem Wat. Có câu chuyện kể rằng: Từ lúc còn nhỏ, Jem Wat ngồi bên bếp lửa, nhìn ấm nước đun sôi, ông nhận thấy hơi nước có sức mạnh: chúng đẩy được nắp vung của ấm nước lên. Từ quan sát đó ông đã suy nghĩ về sức mạnh của hơi nước và cuối cùng đã phát minh ra động cơ hơi nước.



Hình 1.7
Sự làm việc của bánh xe

Hơi nước được đun từ nồi (supze), sau đó được đưa vào xi lanh, đẩy pittông chuyển động (tịnh tiến). Cơ cấu trục khuỷu thanh truyền nối với pittông đã biến chuyển động tịnh tiến của pittông thành chuyển động quay của trục khuỷu. Phát minh này đã thúc đẩy cuộc cách mạng công nghiệp và đưa loài người từ nền văn minh nông nghiệp bước sang nền văn minh công nghiệp.

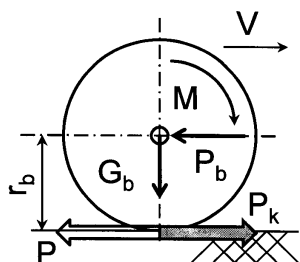


Hình 1.8. Xe tự hành (ô tô) với nguồn động lực là động cơ hơi nước

Ngày nay ở Anh, trên mộ Jem Wat người ta ghi: NGƯỜI ĐÃ NHÂN LÊN GẤP BỘI SỨC MẠNH CỦA CON NGƯỜI. Động cơ hơi nước được dùng để chạy máy dệt, máy xay bột,... (đã có trước đó và chạy bằng sức gió, nước) và hàng loạt các máy khác trước đây không thể ra đời vì thiếu nguồn động lực nay lần lượt ra đời.

Khi đã có động cơ, người ta người ta nghĩ đến chuyện lắp động cơ lên xe có bánh. Trên xe có động cơ, trục động cơ được nối với trục bánh xe và động cơ làm việc (quay) thì bánh xe quay, xe chuyển động mà không cần người (hoặc súc vật) kéo. Xe tự hành (automobile) – ô tô đã ra đời như vậy (hình 1.8). Như đã nói ở trên, có tài liệu cho rằng chiếc ô tô đầu tiên được sáng chế là vào năm 1769.

Khi đó bánh xe của xe tự hành làm việc như sau: Nguồn động lực (động cơ hơi nước) khi làm việc sinh ra mô men M_e , mômen M_e được truyền đến bánh xe làm bánh xe quay. Khi quay bánh xe sẽ



Hình 1.9

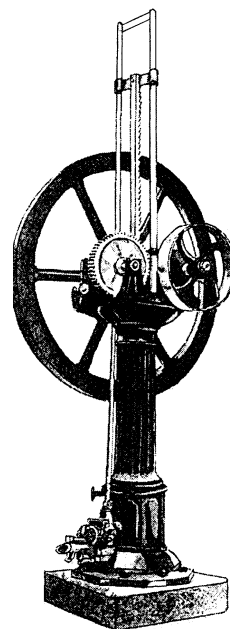
Sự làm việc của bánh xe tự hành

tác dụng vào mặt đường một lực là P . Mặt đường sẽ tác dụng lại vào bánh xe một lực P_k ngược chiều với P và về giá trị $P_k = P$. Chính lực P_k là lực đẩy vào xe làm cho xe chuyển động: Lực P_k thông qua bánh xe và trục bánh xe đẩy vào khung xe một lực P_b . Như vậy theo phương ngang, bánh xe của xe tự hành chịu tác dụng một lực từ đường là P_k và một lực từ khung là P_b . (hình 1.9). Tuy nhiên trên xe tự hành không phải tất cả các bánh xe đều có mô men từ động cơ truyền đến. Cũng có những bánh xe không có mô men truyền đến từ động cơ. Những bánh xe này được gọi là bánh xe bị động và chúng hoạt động như các bánh xe của xe không có động cơ. Các bánh xe có mô men từ động cơ truyền xuống được gọi là các bánh xe chủ động.

Động cơ hơi nước tuy có vai trò lịch sử cực kỳ to lớn nhưng cũng có nhược điểm quan trọng. Đó là hiệu suất thấp ($3 \div 4 \%$). Mặt khác kích thước và trọng lượng của động cơ hơi nước lớn. Nếu động cơ hơi nước mà còn tồn tại đến ngày nay thì hẳn là vấn đề ô nhiễm cũng sẽ được đặt ra.

Loài người lại tiếp tục đi tìm kiếm các nguồn động lực mới. Và năm 1877 hai nhà sáng chế: Ôt tô và Langhen đã sáng chế ra động cơ đốt trong đầu tiên chạy bằng nhiên liệu xăng là nhiên liệu khi cháy phải có tia lửa (trên động cơ xăng người ta dùng tia lửa điện). Động cơ của Ôtô và Langhen khi mới ra đời có hình dáng như trên hình 1.10. Đến năm 1897 nhà phát minh Diêzen sáng chế ra động cơ đốt trong chạy bằng nhiên liệu diêzen là loại nhiên liệu có thể tự bốc cháy trong điều kiện nhiệt độ và áp suất thích hợp mà không cần tia lửa điện.

Ngày nay, động cơ hơi nước đã hoàn thành xuất sắc nhiệm vụ và cũng đã kết thúc vai trò lịch sử của mình. Nguồn động lực trên ô tô ngày nay chủ yếu là động cơ đốt trong. Mô men M_e trên động cơ đốt trong không truyền trực tiếp đến bánh xe mà thông qua một bộ phận trung gian là hệ thống truyền lực. Ta sẽ nghiên cứu kỹ vấn đề này ở các phần sau.



Hình 1.10

Động cơ đốt trong chạy bằng xăng của Ôtô và Langhen

1.2. BÁNH XE

1.2.1. Giới thiệu chung

Từ các bánh xe ở hình 1.6 đến bánh xe ô tô ngày nay là một bước tiến dài không chỉ là công nghệ mà còn là các nghiên cứu về mối quan hệ giữa các thông số kết cấu của bánh xe và khả năng chuyển động của ô tô, đặc biệt là chất lượng kéo – bám.

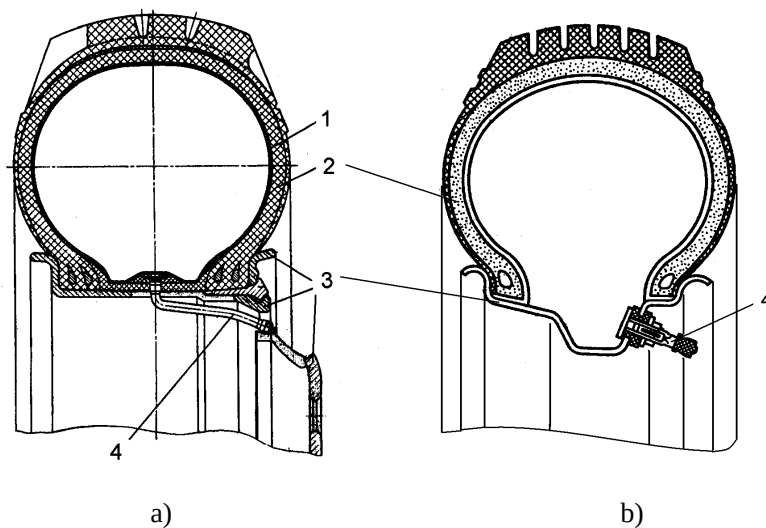
Ngày nay bánh xe được hiểu là phần từ liên kết thân xe với mặt đường. Bánh xe có các nhiệm vụ sau:

- Đỡ toàn bộ trọng lượng xe theo phương thẳng đứng,
- Giảm tác động từ mặt đường lên xe,
- Truyền lực dọc, lực ngang khi chuyển động thẳng, phanh và khi quay vòng.

Khả năng chuyển động của ô tô phụ thuộc các lực thẳng đứng F , lực dọc P và lực ngang Y ta gọi là các lực tương tác bánh xe - mặt đường.

Để làm được những nhiệm vụ trên đây bánh xe vừa phải có độ cứng vững, độ bền cao lại vừa phải có tính năng đàn hồi. Ở hình 1.5 là bánh xe đơn giản, cấu tạo bằng gỗ, gần như không có tính năng đàn hồi. Khi con người tìm ra cao su, người ta tìm cách bọc một lớp cao su vào bánh xe kim loại. Loại bánh xe này hiện vẫn còn tồn tại (xe cải tiến). Dần dần theo sự phát triển của kỹ thuật, phần cao su của bánh xe có chức năng là vỏ bên ngoài, trong vỏ là không khí. Loại này có độ đàn hồi cao hơn nhiều. Bánh xe ngày nay có cấu tạo như hình 1.11 gồm có lốp (2), vành bánh xe (3), van không khí (4). Bánh xe hình 1.11.a. là bánh xe với lốp có săm (1). Đây là loại bánh xe thông dụng trước đây, khi mà công nghệ làm kín chưa phát triển. Không khí được chứa trong săm, săm đặt trong lốp. Ngày nay do có thể làm kín tốt người ta dần bỏ săm đi và bánh xe với lốp không săm có cấu tạo như hình 1.11.b.

Những thuộc tính truyền lực của bánh xe đến nay vẫn còn được nghiên cứu và chưa hoàn chỉnh. Thuộc tính của lốp có vai trò quyết định trong vấn đề điều khiển ô tô thông minh và an toàn động lực học (an toàn tích cực).



Hình 1.11. Bánh xe ô tô ngày nay

a) Bánh xe có săm; b) Bánh xe không săm

1. Săm; 2. Lốp; 3. Vành bánh xe; 4. Van không khí

Bộ phận quan trọng quyết định thuộc tính của bánh xe là lốp và không khí ở trong đó. Về cấu trúc, lốp có khả năng đàn hồi (do cao su và khí nén) ở các phương và gây tổn hao vận tốc. Khi bánh xe chuyển động theo phương thẳng đứng, lốp biến dạng hướng kính và gây ra lực F tác động vào mặt đường. Lực F biến đổi từ 0 đến $F_{\max}$ tùy theo dao động của bánh xe và do vậy vùng tiếp xúc bánh xe mặt đường cũng thay đổi. Mô men chủ động từ động cơ truyền xuống bánh xe hoặc mô men phanh làm cho bánh xe biến dạng tiếp tuyến (khi bánh xe chưa trượt lết hoặc trượt quay). Cũng tương tự, nếu có một ngoại lực ngang, lốp cũng biến dạng ngang. Như vậy, nếu xét chuyển động, lốp có khả năng biến dạng đàn hồi ở tất cả các phương; sự biến dạng này trước hết phụ thuộc cấu trúc của lốp và vật liệu cấu tạo lốp cao su ngoài và áp suất trong của lốp. Nếu xét về quá trình: có 2 quá trình xảy ra khi bánh xe chuyển động:

- Dưới tác dụng của các lực vào bánh xe, lốp bị đàn hồi ở các phương và gây tổn hao vận tốc.

- Khi các lực và mô men chủ động vượt qua giới hạn đàn hồi, lốp bị trượt tương đối so với đường.

Sự truyền lực giữa bánh xe và đường có 2 bản chất cơ bản:

- Sự truyền theo khớp mềm do đường có các mấp mô tế vi, lốp cũng có mấp mô tế vi, hơn nữa lốp lại đàn hồi nên có thể coi các vấu tế vi của lốp và đường được cài vào nhau do vậy có thể coi sự truyền lực giữa lốp và đường có bản chất gần giống các bộ truyền bánh răng, nhưng khác ở chỗ các vấu tế vi là mềm (đàn hồi).

- Khi vượt quá giới hạn truyền theo đặc điểm trên, sự truyền quay trở về kiểu truyền ma sát.

Như vậy sự truyền lực giữa bánh xe và mặt đường không giống những đặc điểm của định luật ma sát Culông.

Trong động lực học ô tô cổ điển, mô men chủ động từ động cơ, mô men phanh và góc quay bánh xe dẫn hướng dưới tác động của lái xe là yếu tố quyết định chuyển động của ô tô. Các yếu tố lực và mô men chủ động đó là cần nhưng chưa đủ. Ngày nay, khi ô tô như là một đối tượng tự động điều khiển, các lực dọc P và lực ngang Y mới là yếu tố quyết định chuyển động của ô tô. Vì vậy trong động lực học ô tô hiện đại không thể không nghiên cứu cơ bản đặc tính truyền lực của lốp.

Nghiên cứu tương tác giữa bánh xe và đường, người ta chia làm hai loại:

- Bánh xe đàn hồi trên nền cứng,

- Bánh xe đàn hồi trên nền đường không có kết cấu bền vững,

Loại thứ nhất có ý nghĩa cho nghiên cứu ô tô trên đường giao thông, còn loại thứ hai có ý nghĩa cho xe quân sự, công trường, vùng mỏ, nông nghiệp. Trong phạm vi giáo trình này chúng ta chỉ xét bánh xe đàn hồi trên nền cứng.

Khi nghiên cứu động lực học bánh xe có 3 vấn đề quan trọng đầu tiên cần được đề cập là cân lăn, bám và sự trượt của bánh xe.

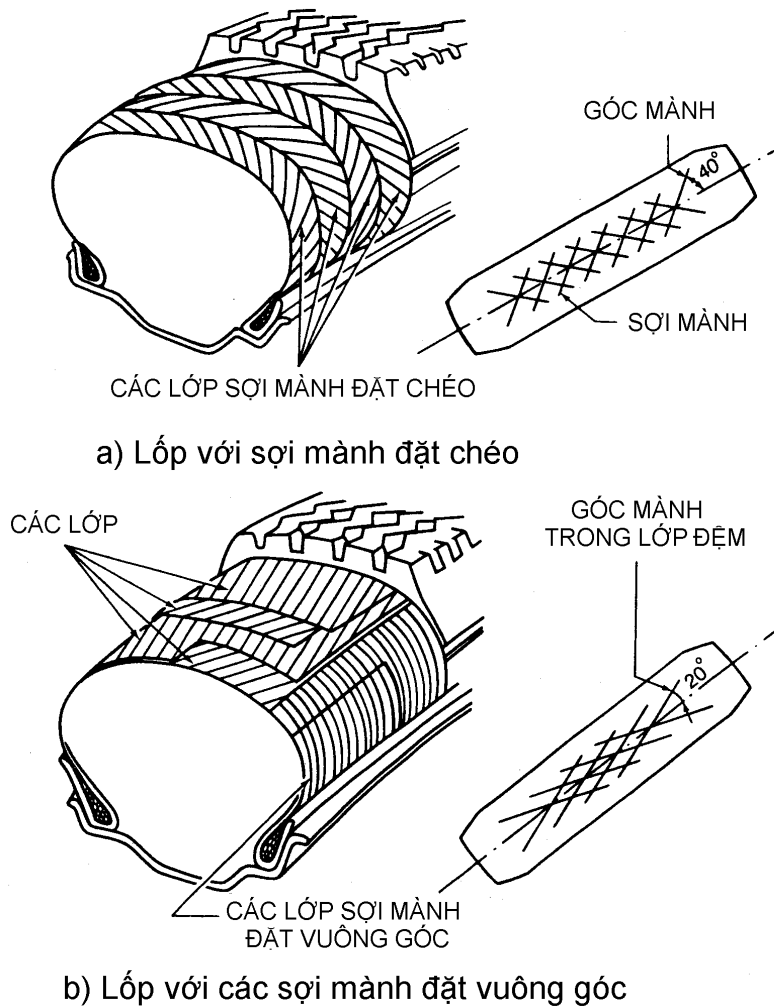
1.2.2. Lốp xe

Bánh xe đàn hồi được là nhờ lốp xe. Lốp là một balông khí có cấu tạo như hình 1.12. Phần tử cơ bản có ý nghĩa của lốp là các lớp mảnh. Mảnh lốp được đan bởi nhiều sợi nilông có độ đàn hồi cao; các sợi mảnh tạo thành các lớp bố trong cao su có khả năng đàn hồi. Tùy theo các thiết kế, các góc chạy của sợi mảnh có thể làm với mặt phẳng lốp một góc nào đó gọi là góc mảnh. Góc mảnh có vai trò quyết định đến thuộc tính của lốp. Nếu góc mảnh bé, đặc tính ngang của lốp là tốt nhưng lốp lăn không được êm. Ngược lại nếu lốp mảnh đan 90^0 có thể tạo ra đặc tính êm dịu khi chuyển động nhưng đặc tính ngang là không tốt. Để lợi dụng được hai thuộc tính trên, người ta thực hiện giải pháp trung hòa là các mảnh phải đan góc lớn hơn 40^0 , phải có nhiều hơn hai lớp và đan lệch hướng nhau. Do đó khi chuyển động, các phần tử cao su (của một thiết diện lốp) co vào, giãn ra giữa lốp và đường, gây mòn lốp và tăng hệ số cân lăn (với lốp mảnh chéo, các phần tử cao su có khả năng co giãn ngang nhiều hơn). Do hạn chế đó nên ngày nay phần lớn các lốp xe cao tốc có cấu trúc mảnh vuông góc 90^0 (hình 1.12.b).

Về cấu trúc, lốp có 3 lớp: Lốp trong cùng là lớp mảnh vuông, đan các sợi nilông vuông góc với mặt phẳng bánh xe (góc mảnh 90^0 nên gọi là Radial Tire). Trên lớp mảnh là lớp đệm, nằm giữa lớp mảnh và bề mặt lốp. Lớp đệm được đan bởi sợi đệm 20^0 , nhiều đệm chồng lên nhau và lệch nhau, xung quanh bao phủ cao su, tạo thành lớp đệm đàn hồi ngang, nhằm hỗ trợ khả năng đàn hồi ngang cho lốp hướng kính, tăng cường khả năng ổn định chuyển động. Do chuyển động ngang của lốp so với đường giảm, nhiệt năng sinh ra trong lốp ít hơn 60% so với lốp mảnh chéo trong điều kiện tương tự nên tuổi thọ của lốp hướng kính tăng gấp 2 lần.

Với lốp hướng kính, áp suất nền hầu như không thay đổi trong bề mặt tiếp xúc. Ngược lại lốp mảnh chéo, áp suất nền thay đổi theo từng điểm trên bề mặt tiếp xúc, tạo ra các chuyển động tương đối của các phần tử cao su của bề mặt lốp.

Tóm lại lớp đệm chéo trong lớp hướng kính có vai trò tăng cường đàn hồi ngang như lớp mảnh chéo, làm tăng cứng cho bề mặt lớp. Qua một số đặc điểm kết cấu ta dễ dàng thấy khả năng truyền lực của lớp là khác nhau, phụ thuộc cấu trúc, áp suất lớp và vì vậy chúng có đặc tính không giống nhau. Tính chất truyền lực phụ thuộc hai thuộc tính là biến dạng của lớp (cấu trúc lớp) và tương tác lớp - đường (quan hệ tương tác).



Hình 1.12. Lớp xe

1.2.3. Bán kính bánh xe:

Tùy theo trạng thái của lớp mà có các loại bán kính khác nhau:

- Bán kính thiết kế, bán kính tĩnh, bán kính lăn, bán kính động, bán kính làm việc trung bình.

a. *Bán kính thiết kế r_0* : Do nhà thiết kế và sản xuất cung cấp theo kích thước tiêu chuẩn. Ký hiệu. Ví dụ lốp ô tô áp suất thấp (hình 1.13). Ký hiệu lốp: B-d. Lốp ô tô có: $H = B$ do đó:

$$r_0 = \frac{d + 2B}{2}$$

b. *Bán kính tĩnh r_t* : Khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến mặt đường khi xe đứng yên và chịu tải trọng thẳng đứng.

c. *Bán kính động lực học r_d* : Khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến mặt đường khi xe chuyển động. Bán kính r_d phụ thuộc: tải trọng thẳng đứng, vật liệu lốp, áp suất lốp, mô men trên bánh xe, lực li tâm khi bánh xe quay. Có thể coi đây là bán kính thực tế của xe khi xe chuyển động.

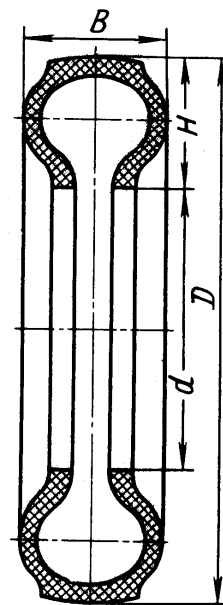
d. *Bán kính lăn r_l* : Là bán kính của bánh xe giả định, không biến dạng khi làm việc, không trượt lết, trượt quay và cùng vận tốc góc và vận tốc dài như bánh xe thực tế.

Giả sử bánh xe thực tế quay n vòng và đi được một quãng đường S , khi đó bánh xe giả định cũng quay được n vòng và đi được quãng đường S . Ta có biểu thức sau đây:

$$S = 2\pi r_l n$$

Trong đó r_l là bán kính của bánh xe giả định và cũng chính là bán kính lăn của bánh xe thực tế. Ta có công thức tính bán kính lăn:

$$r_l = \frac{S}{2\pi n} \quad (1.2)$$



Hình 1.13

Đối với bánh xe bị động không phanh (không có mô men xoắn tác dụng vào bánh xe) thì bán kính lăn xấp xỉ bán kính động lực học. Khi có mô men xoắn tác dụng vào bánh xe (mô men chủ động hoặc mô men phanh) thì bán kính lăn sẽ thay đổi.

Khi mô men chủ động trên bánh xe tăng lên, bán kính lăn giảm đi, đến một lúc nào đó, bánh xe bị trượt quay hoàn toàn, bánh xe đứng tại chỗ và $S = 0$, do đó trong trường hợp này $r_l = 0$, lúc này mô men chủ động đạt cực đại.

Ngược lại, khi mô men phanh trên bánh xe tăng lên, bán kính lăn tăng lên, đến một lúc nào đó, bánh xe bị trượt lết hoàn toàn, bánh xe không quay và $n_b = 0$, do đó $r_l = \infty$ và đồng thời mô men phanh đạt cực đại.

e. *Bán kính làm việc trung bình r_b* : Là bán kính có kể đến biến dạng của lốp do ảnh hưởng của các thông số đã trình bày ở trên. Bán kính này sẽ được sử dụng trong quá trình tính toán động lực học cũng như thiết kế ô tô.

$$r_b = \lambda r_0 \quad (1.3)$$

Lốp áp suất thấp (áp suất = $0,08 \div 0,5 \text{ MN/m}^2$): $\lambda = 0,930 \div 0,935$

Lốp áp suất cao (áp suất = $0,5 \div 0,7 \text{ MN/m}^2$): $\lambda = 0,945 \div 0,950$

1.2.4. Cản lăn và hệ số cản lăn

Ở đây xét bánh xe mềm lăn trên nền cứng. Trường hợp này đúng với đa số ô tô thông thường vì bánh ô tô là bánh lốp cao su có không khí ở trong đương nhiên có độ cứng nhỏ hơn mặt đường nhựa hoặc bê tông và cả đường đất khô là loại đường ô tô thường xuyên sử dụng. Trường hợp này coi rằng mặt đường không biến dạng, chỉ có lốp biến dạng:

Trong mục này ta chỉ khảo sát bánh xe bị động.

Bánh xe bị động là bánh xe không có mô men từ động cơ truyền xuống, tức không có mô men chủ động. Bánh xe bị động chuyển động được là nhờ lực đẩy từ khung xe.

Trước hết xem xét bánh xe khi xe đứng yên (hình 1.14):

Khi đứng trên mặt đường, bánh xe và mặt đường biến dạng tạo nên vùng tiếp xúc có dạng hình elip (hình 1.14). Phản lực từ mặt đường lên bánh xe phân bố theo 1 quy luật nào đó đối xứng qua trục thẳng góc đi qua tâm bánh xe và hợp lực của chúng (chính là F_b) cũng nằm trên trục đó. Bánh xe chỉ chịu G_b và F_b .

Khi xe chuyển động (hình 1.15), bánh xe bị động chịu tác dụng của các lực sau:

Từ phía khung xe: Lực đẩy dọc P_b ;

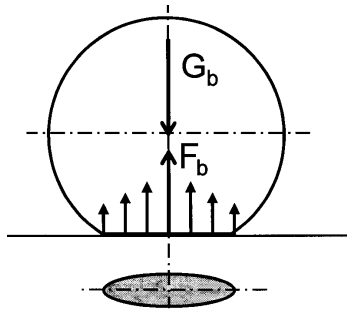
Trọng lượng xe tác dụng lên bánh xe G'_b ;

Trọng lượng bánh xe G''_b ; kết hợp với G'_b ta có $G_b = G'_b + G''_b$

Từ phía mặt đường: Phản lực thẳng đứng F , phản lực tiếp tuyến P_f , lực ngang Y

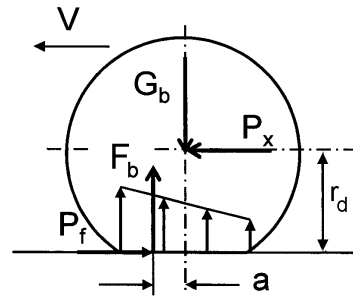
Lực cản lại chuyển động P_f nằm ngang tại vị trí tiếp xúc giữa lốp và mặt đường, cân bằng với P_x ;

Lực thẳng đứng: Các phần tử tiếp xúc với mặt đường sẽ biến dạng, ra khỏi vùng tiếp xúc chúng lại phục hồi. Như vậy ngoài ma sát giữa lốp và mặt đường còn có ma sát giữa các lớp vật liệu lốp làm phát sinh nhiệt nung nóng lốp, mặt đường và tỏa ra ngoài. Sự biến dạng của các phần tử lốp khi đi vào vùng tiếp xúc lớn hơn khi ra khỏi vùng tiếp xúc. Do vậy áp suất phía trước lớn hơn làm cho phản lực thẳng đứng lệch về phía trước (hình 1.15). Hợp lực F_b cách trục thẳng đứng qua tâm bánh xe 1 khoảng a .



Hình 1.14

Bánh xe đứng yên



Hình 1.15

Bánh xe chuyển động

Lấy mô men tại tâm bánh xe: $F_b a = P_f r_d$

$$P_f = \frac{a}{r_d} F_b = f F_b = f G_b \quad (1.4)$$

$$f = \frac{a}{r_d} \quad (1.5)$$

P_f là lực cản ngược chiều với chiều chuyển động của xe, được gọi là lực cản lăn;

f là một hệ số không thứ nguyên được gọi là hệ số cản lăn.

$F_b a = P_f r_d = M_f$ được gọi là mô men cản lăn.

1.2.5. Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số cản lăn

Các phân tích ở trên: Cản lăn do sự dịch chuyển của phản lực mặt đường lên phía trước, ra khỏi vị trí đi qua tâm bánh xe. Hệ số cản lăn f được xác định là tỉ số giữa khoảng dịch chuyển phản lực mặt

đường về phía trước và bán kính động lực học của bánh xe. Có các yếu tố sau ảnh hưởng đến hệ số cản lăn:

- Tính chất cơ lý và trạng thái mặt đường: Mức độ biến dạng của mặt đường là 1 trong những nguyên nhân gây ra sự dịch chuyển phân lực mặt đường.
- Vật liệu lốp và áp suất lốp: Mức độ biến dạng của lốp cũng là 1 trong những nguyên nhân gây ra sự dịch chuyển phân lực mặt đường.
- Tải trọng tác dụng lên bánh xe (G_b): tải trọng càng lớn, mức độ biến dạng của lốp và đường càng lớn.
- Mô men xoắn (bánh xe chủ động): M càng lớn: biến dạng càng tăng thì tổn thất càng nhiều và dịch chuyển phân lực mặt đường càng tăng.
- Lực ngang, góc lệch bên ổ, góc nghiêng bánh xe, ...

Chúng ta có thể tham khảo giá trị hệ số cản lăn của một vài loại đường trong bảng 1.1.

Bảng 1.1. Hệ số cản lăn của một số loại đường

Loại đường	Hệ số cản lăn f
Nhựa	$0,018 \div 0,020$
Nhựa tốt	$0,015 \div 0,018$
Đá	$0,023 \div 0,030$
Đất khô	$0,025 \div 0,035$

1.2.6. Bánh xe chủ động và lực kéo tiếp tuyến

Như đã trình bày ở mục 1.1.3, đối với bánh xe chủ động tức bánh xe có mô men từ động cơ truyền đến, hoạt động của nó khác với bánh xe bị động:

- Động cơ làm việc sinh ra mô men M_e , mômen M_e được truyền đến bánh xe làm bánh xe quay. Khi quay bánh xe sẽ tác dụng vào mặt đường một lực là P . Mặt đường sẽ tác dụng lại vào bánh xe một lực P_k ngược chiều với P và về giá trị $P_k = P$ (hình 1.9). Chính lực P_k là lực đẩy vào xe làm cho xe chuyển động: Lực P_k thông qua bánh xe và trục bánh xe đẩy vào khung xe một lực P_b .

Trong trường hợp mô men động cơ truyền trực tiếp đến bánh xe (như hình 1.8) thì lực P_k được xác định theo biểu thức:

$$P_k = \frac{M_e}{r_d} \quad (1.6)$$

Tuy nhiên hiện nay nguồn động lực trên ô tô là động cơ đốt trong, mô men M_e từ động cơ truyền đến bánh xe thông qua hệ thống truyền lực (HTTL). HTTL có tỉ số truyền i_c và hiệu suất truyền lực η_t (sẽ nghiên cứu kỹ ở chương 2). Lúc này lực P_k được xác định như sau:

$$P_k = \frac{M_e i_t \eta_t}{r_d} \quad (1.7)$$

- Phản lực từ mặt đường tác dụng lên bánh xe cũng bị dịch lên phía trước (theo chiều chuyển động) một khoảng là a . Sở dĩ có sự dịch chuyển này là do có mô men chủ động nên các thớ lốp trước khi vào vùng tiếp xúc với mặt đường bị nén lại và các thớ sau khi ra khỏi vùng tiếp xúc bị giãn ra (hình 1.17) làm cho áp lực từ bánh xe lên mặt đường phía trước lớn hơn phía sau. Tương tự như với bánh xe bị động, sự dịch chuyển này gây nên mô men cản lăn M_f và lực cản lăn P_f . Ta có:

$$P_f = \frac{a}{r_d} F_b = fF_b = fG_b \quad (1.8)$$

Đối với bánh xe chủ động khoảng dịch chuyển a lớn hơn đối với bánh xe bị động do đó hệ số cản lăn cũng lớn hơn. Tuy nhiên để đơn giản khi tính toán ta coi hệ số cản lăn trên các bánh xe bằng nhau.

1.2.7. Sự trượt của bánh xe

Khi bánh xe lăn tinh (không trượt) lăn được n vòng thì quãng đường đi được S của bánh xe là:

$$S = 2n\pi r_d \quad (1.9)$$

r_d là bán kính động lực học của bánh xe

Tuy nhiên trên thực tế có thể xảy ra $S \neq 2n\pi r_d$. Hiện tượng $S \neq 2n\pi r_d$ được gọi là hiện tượng trượt của bánh xe.

Chúng ta biết rằng sự lăn không trượt (lăn tinh) chỉ có thể có ở bánh xe lý tưởng. Đối với bánh xe không có mô men xoắn (bánh xe bị động không phanh) sự trượt thường không đáng kể. Tuy nhiên đối với các bánh xe có mô men xoắn, cụ thể trên bánh xe ô tô là mô men chủ động M_k và mô men phanh M_p thì luôn có sự trượt.

a. Bánh xe chủ động

Đối với bánh xe chủ động, quãng đường thực tế đi được nhỏ hơn quãng đường lý thuyết (được tính ở công thức 1.9) tức là: $S < 2n\pi r_d$.

Hiện tượng $S < 2n\pi r_d$ được gọi là hiện tượng trượt của bánh xe chủ động. Sở dĩ có sự trượt này là vì:

- Khi có mô men chủ động M_k , các thớ lốp trước khi vào vùng tiếp xúc bị nén lại làm cho quãng đường S giảm đi. (hình 1.16)

- Có sự trượt giữa hai bề mặt lốp và đường (trượt quay).

Để đánh giá mức độ trượt người ta đưa ra hệ số trượt đối với bánh xe chủ động δ_k . Hệ số trượt δ_k được định nghĩa như sau:

$$\delta_k = \frac{V_l - V_t}{V_l} 100\% = \left(1 - \frac{V_t}{V_l}\right) 100\% \quad (1.10)$$

Trong đó: V_l là vận tốc (tịnh tiến) lý thuyết của bánh xe; V_t là vận tốc (tịnh tiến) thực tế của bánh xe.

$$V_l = \frac{S_l}{t} = \frac{2\pi r_d n_b}{t} \quad (1.11)$$

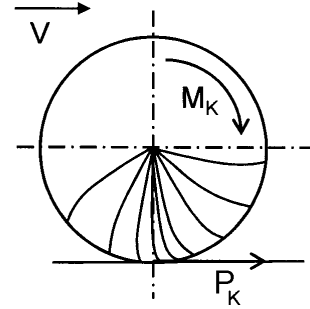
$$V_t = \frac{S_t}{t} = \frac{2\pi r_l n_b}{t} \quad (1.12)$$

Trong đó: S_l và S_t là quãng đường lý thuyết và quãng đường thực tế mà bánh xe đi được khi quay được n_b vòng.

Thay (1.12) và (1.11) vào (1.10) ta có:

$$\delta_k = \left(1 - \frac{V_t}{V_l}\right) 100\% = \left(1 - \frac{r_l}{r_d}\right) 100\% \quad (1.13)$$

Khi $V_l = V_t$: bánh xe không bị trượt, khi đó $\delta_k = 0$; Khi $V_t = 0$: bánh xe bị trượt quay hoàn toàn, khi đó $\delta_k = 1$.



Hình 1.16

Bánh xe chịu mô men chủ động

b. Bánh xe khi phanh

Đối với bánh xe khi phanh tức có mô men phanh, quãng đường thực tế đi được lớn hơn quãng đường lý thuyết (được tính ở công thức 1.10): $S > 2\pi r_d$. Hiện tượng $S > 2\pi r_d$ được gọi là hiện tượng trượt của bánh xe khi phanh. Tương tự như đối với bánh xe bị động, sở dĩ có sự trượt của bánh xe khi phanh là vì:

- Khi có mô men phanh M_p , các thớ lốp trước khi vào vùng tiếp xúc bị giãn ra làm cho quãng đường S tăng lên. (hình 1.17)

- Có sự trượt giữa hai bề mặt lốp và đường (trượt lết).

Để đánh giá mức độ trượt người ta đưa ra hệ số trượt đối với bánh xe khi phanh δ_p . Hệ số trượt δ_p được định nghĩa như sau:

$$\delta_p = \frac{V_t - V_l}{V_t} 100\% = \left(1 - \frac{V_l}{V_t}\right) 100\% \quad (1.14)$$

Trong đó: V_l là vận tốc (tịnh tiến) lý thuyết của bánh xe; V_t là vận tốc (tịnh tiến) thực tế của bánh xe.

$$V_l = \frac{S_l}{t} = \frac{2\pi r_d n_b}{t} \quad (1.15)$$

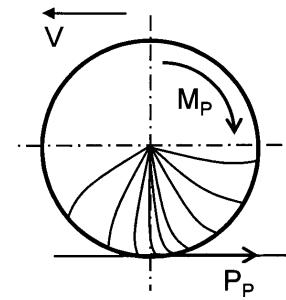
$$V_t = \frac{S_t}{t} = \frac{2\pi r_l n_b}{t} \quad (1.16)$$

Trong đó: S_l và S_t là quãng đường lý thuyết và quãng đường thực tế mà bánh xe đi được khi quay được n_b vòng.

Thay (1.16) và (1.15) vào (1.14) ta có:

$$\delta_p = \left(1 - \frac{V_l}{V_t}\right) 100\% = \left(1 - \frac{r_d}{r_l}\right) 100\% \quad (1.17)$$

Khi $V_l = V_t$: bánh xe không bị trượt, khi đó $\delta_p = 0$; Khi bánh xe bị hãm cứng (không quay), $V_l = 0$: bánh xe bị trượt lết hoàn toàn, khi đó $\delta_p = 1$.

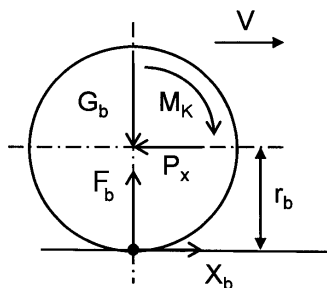


Hình 1.17

Bánh xe chịu mô men phanh

1.2.8. Khả năng bám của bánh xe và hệ số bám

a. *Khả năng bám*: Khả năng bám là khả năng giữ cho bánh xe không bị trượt khi có mô men xoắn tác dụng vào bánh xe. Có 2 trường hợp:



Hình 1.18

Các lực tác dụng lên bánh xe chủ động

- Khả năng bám của bánh xe chủ động: là khả năng giữ cho bánh xe không bị trượt quay khi có mô men chủ động M_k .

- Khả năng bám của bánh xe khi phanh: là khả năng giữ cho bánh xe không bị trượt lết khi có mô men phanh M_p .

Khả năng bám của bánh xe phụ thuộc vào vật liệu lốp, cấu tạo hoa văn và tình trạng của lốp, vật liệu đường và tình trạng mặt đường,...

b. *Lực bám*: Lực bám giữa bánh xe và mặt đường có thể hiểu là lực ma sát

Xét bánh xe chủ động (hình 1.18), với trọng lượng G_b và mô men M_k tác dụng lên mặt đường, mặt đường sẽ có phản lực: phản lực hướng kính F_b ; phản lực tiếp tuyến X_b .

Lực X_b chính là lực kéo (xem mục 1.2.6).

$$\text{Ta có: } X_b = \frac{M_k}{r_b} \quad (1.18)$$

Ta thấy rằng: khi M_k tăng, X_b cũng sẽ tăng; nhưng chỉ tăng đến một giá trị nhất định rồi không tăng được nữa, khi đó nếu M_k tiếp tục tăng thì bánh xe sẽ bị trượt.

Như vậy X_b (mà giá trị đặc trưng là $X_{b\max}$) biểu thị khả năng giữ cho bánh xe không bị trượt khi có M_k . $X_{b\max}$ được gọi là lực bám ký hiệu P_ϕ .

Lực bám là lực tương tác giữa bánh xe và mặt đường, như đã nói ở trên do các vấu tế vi của bánh xe và mặt đường cài vào nhau, truyền lực như bánh răng nhưng do các vấu tế vi mềm nên nếu lực truyền vượt quá một giá trị nhất định thì các vấu bị biến dạng, thậm chí bị gãy và bánh xe bị trượt so với mặt đường, nếu trượt nhiều sinh nhiệt và làm cháy lốp và đường.

Mặt khác X_b là phản lực tiếp tuyến của đường tác dụng vào bánh xe, có tác dụng đẩy bánh xe về phía trước. Khi $X_b < X_{b\max}$ thì X_b phụ thuộc vào M_k (biểu thức 1.18), lúc này X_b chính là lực kéo. Như vậy lực kéo cực đại bị khống chế bởi lực bám. Khi lực kéo vượt quá lực bám thì bánh xe sẽ bị trượt quay.

Đối với bánh xe chịu mô men phanh ta có sơ đồ như hình 1.19. Khi có mô men M_p tác dụng, phản lực tiếp tuyến từ mặt đường X_b lúc này chính là lực phanh (P_p). Tương tự như đối với bánh xe chủ động, ta có:

$$X_b = \frac{M_p}{r_b}$$

Khi M_p tăng, X_b cũng sẽ tăng; nhưng chỉ tăng đến một giá trị nhất định và không tăng được nữa, nếu M_p tiếp tục tăng thì bánh xe sẽ bị trượt. $X_{b\max}$ lúc này cũng được gọi là lực bám (nhưng là lực bám khi phanh) và cũng ký hiệu là P_ϕ .

Như vậy tương tự như lực kéo, lực phanh cực đại cũng bị khống chế bởi lực bám. Khi lực phanh vượt quá lực bám, bánh xe sẽ bị trượt lết.

c. *Hệ số bám*: Là một hệ số không thứ nguyên, có giá trị bằng tỉ số giữa lực bám của bánh xe và phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác dụng vào bánh xe đó. Hệ số bám được ký hiệu là ϕ .

$$\phi = \frac{P_\phi}{F_b} = \frac{P_\phi}{G_b} \quad (1.19)$$

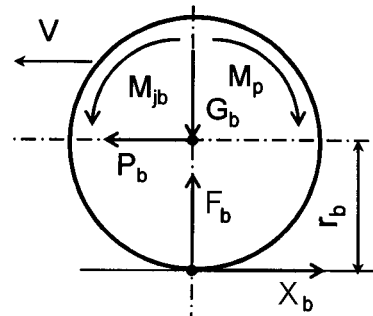
Phản lực thẳng đứng từ mặt đường tác dụng vào bánh xe cũng chính là trọng lượng toàn bộ xe phân bố lên bánh xe (bao gồm cả trọng lượng của bản thân bánh xe). Trọng lượng xe phân bố lên bánh xe G_b trong trường hợp này được gọi là trọng lượng bám, ký hiệu G_ϕ .

Như vậy lực bám được tính bằng công thức:

$$P_\phi = \phi G_\phi \quad (1.20)$$

Như đã phân tích ở trên, lực kéo và lực phanh cực đại bị khống chế bởi lực bám. Mà lực bám theo biểu thức (1.20) bao gồm hai yếu tố: hệ số bám và trọng lượng bám.

Hệ số bám ảnh hưởng mạnh mẽ đến chất lượng động lực học của xe trong trường hợp xe chuyển động (truyền lực kéo) và trong trường hợp phanh.



Hình 1.19

Các lực tác dụng lên bánh xe khi phanh

Khi xe chuyển động trên đường xấu, có lực cản chuyển động lớn sẽ đòi hỏi có lực kéo lớn. Lúc này nếu hệ số bám của đường nhỏ, lực kéo cực đại sẽ nhỏ và khả năng xe không thể chuyển động được (lực kéo nhỏ hơn lực cản) rất dễ xảy ra.

Khi phanh xe, nếu hệ số bám của đường nhỏ thì lực phanh cực đại nhỏ, khả năng phanh của xe giảm đi (gia tốc chậm dần nhỏ, quãng đường phanh lớn) và tai nạn dễ xảy ra hơn.

Đối với ô tô, người ta thiết kế lốp có kết cấu và hoa văn lốp hợp lý để tăng hệ số bám. Đối với các xe máy chuyên dụng, người ta làm lốp có vấu cao (ví dụ máy kéo hay các loại xe, máy hoạt động trong lĩnh vực nông lâm nghiệp) để tăng hệ số bám.

Yếu tố trọng lượng bám cũng ảnh hưởng tới chất lượng động lực học của xe. Tuy nhiên trọng lượng bám liên quan đến trọng lượng xe. Đối với ô tô, người ta mong muốn trọng lượng bản thân ô tô càng nhỏ càng tốt, cho nên người ta không dùng biện pháp tăng lực bám bằng cách tăng trọng lượng của bản thân ô tô mà chỉ phân bố hợp lý trọng lượng lên các bánh xe để sử dụng tốt hơn trọng lượng bám mà thôi.

Bảng 1.2. Hệ số bám của một số loại đường

Loại đường		Hệ số bám φ
Nhựa, bê tông:	- Khô, sạch	$0,7 \div 0,8$
	- Ướt	$0,35 \div 0,45$
Đường đất:	- Pha sét, khô	$0,5 \div 0,6$
	- Ướt	$0,2 \div 0,4$
Đường cát:	- Khô	$0,2 \div 0,3$
	- Ướt	$0,4 \div 0,5$

Đối với một số xe máy chuyên dụng (ví dụ máy kéo), lực kéo của xe phát ra để kéo các công cụ canh tác. Do đó để làm tăng lực kéo cực đại (tăng khả năng kéo thêm các máy công tác) người ta có sử dụng biện pháp tăng trọng lượng của bản thân xe, ví dụ treo thêm các vật nặng (cụ thể là các cục gang) vào xe hay đổ nước và lốp xe.

CHƯƠNG II

CÁC LỰC VÀ MÔ MEN TÁC DỤNG LÊN Ô TÔ

Khi chuyển động, ô tô chịu nhiều lực và mô men tác động, có thể sơ bộ chia ra các loại lực sau đây:

- Theo chiều thẳng đứng: có trọng lượng toàn bộ xe và phản lực tác dụng từ mặt đường;
- Theo chiều dọc có các lực: lực chủ động (lực kéo); các lực cản: lực cản lăn, lực cản lên dốc, lực cản quán tính, lực cản mooc kéo; lực phanh.
- Theo chiều ngang: lực theo chiều ngang xuất hiện khi xe quay vòng, xe đi trên đường nghiêng gồm các lực quán tính li tâm (khi quay vòng), thành phần trọng lượng theo chiều song song với mặt đường khi đi trên đường nghiêng, các lực tác dụng từ mặt đường vào bánh xe theo chiều ngang.

2.1. LỰC VÀ MÔ MEN CHỦ ĐỘNG

Lực và mô men chủ động được hiểu là lực và mô men làm cho ô tô chuyển động. Để sinh ra các lực này trên xe cần phải có nguồn động lực. Tất cả các xe tự hành đều phải có nguồn động lực đặt trên xe.

2.1.1. Nguồn động lực trên ô tô

Từ thuở xưa (trước khi động cơ hơi nước ra đời) các loại xe đều do người hay súc vật kéo (hoặc đẩy). Ta có thể coi người hay súc vật kéo xe là nguồn động lực của xe. Trong trường hợp này lực chủ động là lực do người hoặc súc vật sinh ra và tác dụng vào thân xe qua cang kéo xe.

Từ khi có động cơ nhiệt (đầu tiên là động cơ hơi nước, sau đó là các động cơ đốt trong như ngày nay), người ta lắp động cơ lên xe và xe “tự hành” (automobile) ra đời. Và trên xe “tự hành” nguồn động lực chính là động cơ.

Hiện nay động cơ hơi nước đã kết thúc vai trò lịch sử của mình và không còn được sử dụng nữa. Trên ô tô nguồn động lực chủ yếu được dùng hiện nay là động cơ đốt trong với nhiên liệu là xăng hoặc diesel. Hai loại nhiên liệu này có nhiều ưu điểm và đang được sử dụng rộng rãi. Tuy nhiên nhược điểm của hai loại nhiên liệu này là gây ra ô nhiễm không khí đồng thời giá thành cao. Vì thế một loại nhiên liệu khác có mức độ gây ô nhiễm ít hơn và giá thành rẻ hơn là khí ga cũng đang được nghiên cứu sử dụng. Loại này cũng có nhược điểm là tính tiện dụng không cao (phải nạp vào bình với áp suất cao). Các loại nhiên liệu trên đều có nguồn gốc là dầu mỏ là loại nhiên liệu hóa thạch. Loại nhiên liệu này không phải là vô hạn mà đang dần cạn kiệt. Và loài người đang đi tìm các nhiên liệu thay thế, trong đó nhiên liệu có nguồn gốc sinh học đang được nghiên cứu.

Vì lý do nguồn nhiên liệu hóa thạch đang cạn dần và lý do ô nhiễm môi trường cho nên con người đang quan tâm nghiên cứu các nguồn năng lượng khác trong đó nguồn năng lượng điện đang được quan tâm. Chính vì thế ô tô điện (một loại năng lượng khi sử dụng ít gây ô nhiễm môi trường) đang quan tâm nghiên cứu và đã có một số ứng dụng. Nhược điểm của ô tô điện là do nguồn năng lượng điện được lưu giữ trong một thiết bị đặc biệt gọi là acquy có dung lượng không cao nên chỉ chạy được một quãng đường ngắn sau đó phải nạp lại acquy. Chính vì thế loại này bước đầu đã được áp dụng trong các điều kiện xe chạy quãng đường ngắn như trong khu du lịch, trong các kho bãi,...

Ngoài ra người ta còn quan tâm nghiên cứu các nguồn năng lượng khác nữa như năng lượng mặt trời, năng lượng khí nén, .. nhưng cũng đang ở giai đoạn nghiên cứu.

Cho đến hiện nay tuyệt đại đa số ô tô đều đang sử dụng nguồn động lực là động cơ đốt trong. Đặc tính của các loại động cơ này được giới thiệu kỹ trong các tài liệu, giáo trình về động cơ đốt trong và được giới thiệu sơ qua ở chương 3 của tài liệu này.

Các thông số cần được quan tâm của động cơ là mô men (ký hiệu là M_e), số vòng quay n_e (hoặc vận tốc góc ω_e), có 2 thông số này thì ta sẽ có thông số công suất động cơ N_e ($N_e = M_e \omega_e$). Ngoài ra một thông số khác nữa cũng được quan tâm đó là suất tiêu hao nhiên liệu g_e là lượng nhiên liệu tiêu phí cho một đơn vị công suất trong một đơn vị thời gian (ví dụ g/kw.h).

2.1.2. Hệ thống truyền lực

Trên ô tô hệ thống truyền lực (HTTL) nối động cơ với bánh xe. Sở dĩ phải cần HTTL là vì các thông số và đặc tính của động cơ (đốt trong) không phù hợp với yêu cầu của bánh xe.

Trên hình 1.8 của chương 1 là ô tô với nguồn động lực là động cơ hơi nước (động cơ đốt ngoài). Ở loại ô tô này động cơ được nối trực tiếp với bánh xe (xem hình 1.8). Đặc tính và các đặc điểm làm việc của động cơ hơi nước cho phép làm như vậy. Ngày nay như đã nói ở trên nguồn động lực trên ô tô chủ yếu là động cơ đốt trong. Đặc tính và các đặc điểm làm việc của động cơ đốt trong không cho phép chúng ta nối trực tiếp động cơ với bánh xe. Chúng ta sẽ xem xét một cách cụ thể sau đây:

- Về giá trị số vòng quay động cơ và số vòng quay bánh xe: Số vòng quay cực tiểu của động cơ ($n_{e\min}$) thường là không dưới 500 v/ph. Trong lúc đó ví dụ một xe có vận tốc cực tiểu $V_{\min} = 4$ km/h, bán kính bánh xe $r_b = 0,5$ m thì bánh xe cần có số vòng quay cực tiểu $n_{b\min}$ là:

$$n_{b\min} = \frac{30}{\pi} \frac{V_{\min}}{r_b} \frac{1}{3,6} = \frac{30.4}{3,14.0,5.3,6} = 21,23 \text{ v/ph} \quad (2.1)$$

Như vậy rõ ràng $n_{b\min}$ nhỏ hơn nhiều so với $n_{e\min}$. Để xe chạy được vận tốc cực tiểu như đã tính ở trên thì truyền động từ động cơ đến bánh xe cần phải có tỉ số truyền i_t là:

$$i_t = \frac{n_{e\min}}{n_{b\min}} = \frac{500}{21,23} = 23,55 \quad (2.2)$$

Như vậy cần một hộp giảm tốc đặt giữa động cơ và bánh xe.

- Về khoảng thay đổi vận tốc xe: Động cơ đốt trong hiện nay có khoảng thay đổi từ $n_{e\min}$ đến $n_{e\max}$ khoảng $6 \div 8$ lần (ví dụ 3000/500; 6000/800, ...). Trong lúc đó khoảng thay đổi vận tốc của ô tô rộng hơn nhiều: Xe cần có $V_{\min}$ khoảng 4 km/h nhưng $V_{\max}$ thì có thể đạt $100 \div 200$ km/h hoặc hơn nữa. Như vậy giữa động cơ và bánh xe không chỉ cần có một hộp giảm tốc mà phải là hộp giảm tốc có nhiều cấp.

- Động cơ đốt trong hiện nay chỉ quay được một chiều trong lúc đó xe ô tô không chỉ chuyển động tiến mà còn phải lùi, như vậy giữa động cơ và bánh xe cần một hộp đảo chiều.

- Động cơ đốt trong không thể làm việc từ số vòng quay $n_e = 0$, mà làm việc ngay ở số vòng quay $n_{e\min}$ do đó nếu nối cứng động cơ với bánh xe thì xe khó có thể khởi hành an toàn và thuận lợi, hơn nữa nếu dừng xe lại phải tắt động cơ thì khi sử dụng cũng không thật thuận tiện. Do đó cần có một bộ phận để giúp cho quá trình khởi hành ô tô được thuận tiện hơn và có thể ngắt động cơ ra khỏi bánh xe khi cần thiết.

Tất cả những điều nói trên cho thấy không thể nối trực tiếp động cơ với bánh xe mà cần phải có một bộ phận trung gian. Bộ phận trung gian đó chính là HTTL. Cấu tạo, nguyên tắc làm việc của HTTL được trình bày trong các tài liệu và giáo trình cấu tạo ô tô.

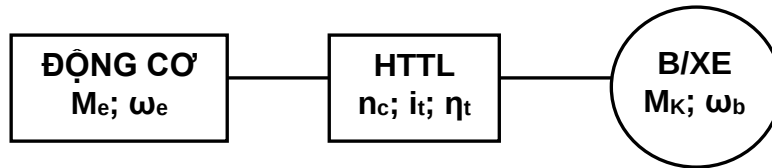
Chúng ta quan tâm đến các thông số đặc trưng sau đây của HTTL:

- Tỉ số truyền i_t ,
- Hiệu suất truyền lực η_t ;
- Số cấp số n_c .

2.1.3. Mô men xoắn ở bánh xe chủ động M_k và lực kéo tiếp tuyến P_k

Như đã nói ở trên, giữa động cơ và bánh xe có một bộ phận trung gian là HTTL.

Ta có sơ đồ truyền động sau đây:



Hình 2.2

Sơ đồ truyền động trên ô tô

Bánh xe được nối với động cơ qua HTTL được gọi là bánh xe chủ động. Khi động cơ làm việc, có mô men M_e , mô men M_e truyền từ động cơ qua HTTL đến bánh xe. Đến bánh xe mô men có giá trị như sau:

$$M_k = M_e i_t \eta_t \quad (2.3)$$

Chú ý rằng biểu thức 2.3 đúng khi xe chuyển động ổn định (không có gia tốc). M_k được gọi là mô men xoắn ở bánh xe chủ động.

Khi bánh xe chủ động có M_k đứng trên mặt đường, bánh xe sẽ tác dụng vào mặt đường một lực là P , khi đó mặt đường tác dụng vào bánh xe một lực là P_k (hình 2.3). P và P_k bằng nhau về giá trị nhưng ngược chiều nhau. Lực P_k tác dụng từ mặt đường lên bánh xe chính là lực đẩy cho xe chuyển động. Trên hình 2.3, P_b là lực tác dụng từ khung xe, G_b là trọng lượng bánh xe và của xe phân bố lên bánh xe. Ta gọi P_k là lực kéo tiếp tuyến.

Như vậy ta có:

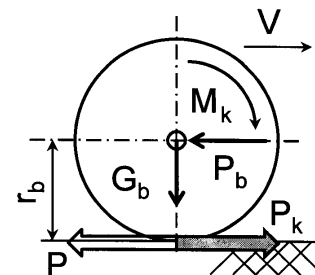
$$P_k = \frac{M_k}{r_b} = \frac{M_e i_t \eta_t}{r_b} \quad (2.4)$$

2.2. CÁC LỰC CẢN CHUYỂN ĐỘNG

Khi chuyển động xe chịu các lực cản. Xe chuyển động được khi lực kéo tiếp tuyến cân bằng với các lực cản.

Có các lực cản chuyển động như sau:

- Lực cản của đường: Lực cản lăn và lực cản lên dốc;
- Lực cản không khí;
- Lực cản quán tính;
- Lực cản mooc kéo.



Hình 2.3

Các lực tác dụng lên bánh xe chủ động

2.2.1. Lực cản lăn

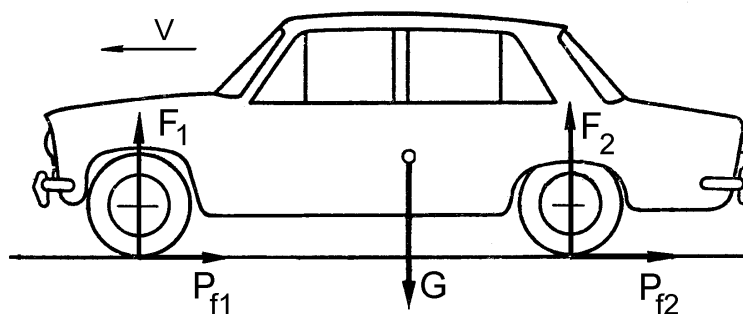
a. Công thức tính

Như đã trình bày ở chương I, khi xe chuyển động (lăn bánh) có lực cản lại sự lăn của bánh xe do ma sát giữa bánh xe và mặt đường, biến dạng của bánh xe và mặt đường (hình 2.4).

Trên từng bánh xe lực cản lăn P_f được xác định như sau:

$$P_f = Ff \quad (2.5)$$

F là phản lực tác dụng từ mặt đường lên bánh xe, f là hệ số cản lăn.



Hình 2.4. Lực cản lăn P_f

Đối với cả xe ta có:

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} = F_1 f_1 + F_2 f_2 \quad (2.6)$$

P_{f1} là lực cản lăn tại các bánh xe trước;

P_{f2} là lực cản lăn tại các bánh xe sau;

f_1 là hệ số cản lăn tại bánh xe trước;

f_2 là hệ số cản lăn tại bánh xe sau;

Có thể coi $f_1 \approx f_2 = f$ (hệ số cản lăn của đường), do đó có thể viết:

$$P_f = F_1 f + F_2 f = Gf \quad (2.7)$$

G là trọng lượng của xe;

Biểu thức (2.6) đúng trong trường hợp xe chuyển động trên đường bằng. Trong trường hợp tổng quát có thể viết:

$$P_f = G \cos \alpha \cdot f \quad (2.8)$$

α là góc dốc mặt đường

b. Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số cản lăn

Như đã trình bày ở chương I, hệ số cản lăn phụ thuộc vào nhiều yếu tố như:

- Tính chất cơ lý và trạng thái mặt đường,
- Vật liệu và áp suất lốp,
- Tải trọng xe
- Mô men M_k

- Vận tốc xe: Khi vận tốc xe nhỏ (dưới 80 km/h) hệ số cản lăn hầu như không đổi. Khi vận tốc xe lớn, lớn hơn 80 km/h đặc biệt từ 130 km/h trở đi, hệ số cản lăn tăng lên.

Bảng 2.1.

Loại đường	$f (v \leq 80 \text{ km/h})$
Nhựa	$0,018 \div 0,020$
Nhựa tốt	$0,015 \div 0,018$
Đá	$0,023 \div 0,030$
Đất khô	$0,025 \div 0,035$

Ta có thể tham khảo giá trị của hệ số cản lăn f của các loại đường tại bảng 2.1.

2.2.2. Lực cản dốc

Xét một ô tô đang chuyển động lên dốc với góc dốc của đường là α như hình vẽ (hình 2.5). Trọng lượng toàn bộ của xe được chia thành 2 thành phần:

- Thành phần vuông góc với mặt đường $G\cos\alpha$;
- Thành phần song song với mặt đường: $G\sin\alpha$.

Thành phần $G\sin\alpha$ ngược chiều chuyển động và song song với mặt đường do đó nó là lực cản lại chuyển động của ô tô, lực này chỉ xuất hiện khi ô tô lên dốc nên nó được gọi là lực cản dốc ký hiệu là P_i .

$$P_i = G\sin\alpha \quad (2.9)$$

Như vậy khi xe chuyển động lên dốc, đường sẽ có có lực cản lăn và lực cản dốc. Tổng của 2 lực cản này được gọi là lực cản tổng cộng của đường, ký hiệu P_ψ . Kết hợp với biểu thức 2.8 ta có:

$$\begin{aligned} P_\psi &= P_f + P_i = G\cos\alpha \cdot f + G\sin\alpha \\ P_\psi &= G(f\cos\alpha + \sin\alpha) \end{aligned} \quad (2.10)$$

Thông thường góc dốc α của đường nhỏ, do đó có thể coi:

$$\cos\alpha \approx 1; \sin\alpha \approx \tan\alpha \quad (2.11)$$

Khi đó biểu thức (2.10) có thể viết:

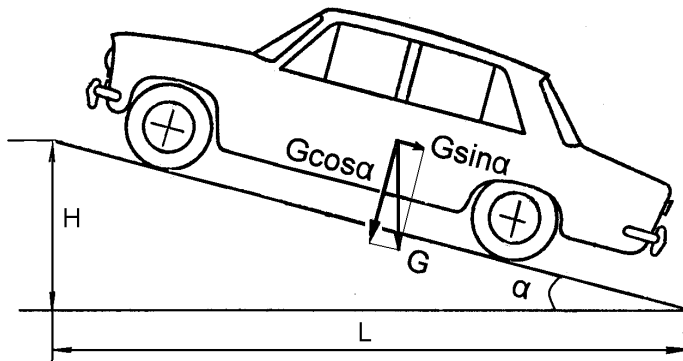
$$P_\psi = G(f + \tan\alpha) = G(f + i) = G\psi \quad (2.12)$$

$\psi = f + i$ được gọi là hệ số cản tổng cộng của đường;

i là độ dốc (thường người ta hay tính theo %) của đường:

$$i = \frac{H}{L} \quad (2.13)$$

H , L xem trên hình 2.5.



Hình 2.5. Lực cản dốc

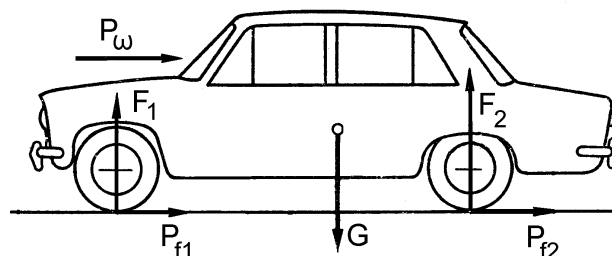
2.2.3. Lực cản không khí

Ô tô chuyển động trong môi trường khí quyển và do đó bị không khí của bầu khí quyển cản lại. Lực cản không khí đối với ô tô có 3 thành phần sau đây:

- Lực cản chính diện: đây là thành phần lực tác dụng lên toàn bộ diện tích phía trước của ô tô.
- Lực cản do ma sát giữa lớp không khí sát với mặt bên của ô tô.
- Lực cản do tạo thành khoảng chân không phía sau ô tô.

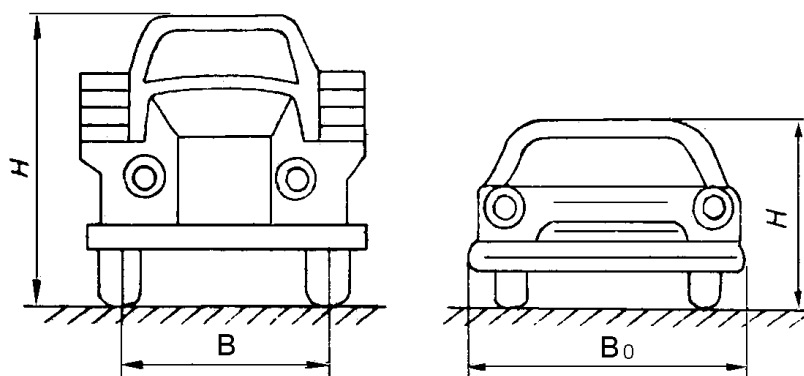
Người ta đã tiến hành nghiên cứu đo đạc để xác định các lực cản nói trên và đã đưa ra được công thức xác định lực cản của không khí P_w tác dụng và ô tô với vận tốc V như sau:

$$P_w = \frac{1}{2} \rho C A V^2 \quad (2.14)$$



Hình 2.6. Lực cản không khí P_w

Trong đó: ρ là mật độ không khí: $\rho = 1,24 \text{ kg/m}^3$; C : hệ số khí động (không thứ nguyên): phụ thuộc hình dáng, chất lượng bề mặt ô tô, vỏ ô tô càng trơn nhẵn, hình dạng ô tô càng có dạng khí động học thì C càng nhỏ. Dạng khí động học tốt nhất là dạng một giọt nước rơi tự do trong không khí; A là diện tích chính diện của ô tô.



Hình 2.7. Sơ đồ xác định diện tích chính diện xe

Hệ số C có giá trị như sau:

xe du lịch: $C = 0,3 \div 0,45$;

xe khách: $C = 0,4 \div 0,6$;

xe tải : $C = 0,6 \div 0,85$.

A là diện tích chính diện của ô tô (m^2)

Xe tải: $A = BH$; du lịch: $A = 0,85B_0H$ (2.15)

Trong đó: B là chiều rộng cơ sở của xe, B_0 là chiều rộng toàn bộ xe, H là chiều cao xe (hình 2.7).

Khi ô tô chuyển động trên đường có gió, giá trị vận tốc trong công thức được cộng hoặc trừ đi thành phần gió song song với xe.

Khi kéo mooc, hệ số khí động C tăng lên, mức độ tăng được xác định như sau:

C tăng $9 \div 32\%$ phụ thuộc khoảng cách giữa mooc và xe.

2.2.4. Lực cản quán tính

Khi ô tô chuyển động với vận tốc thay đổi, có nghĩa là có gia tốc (ta ký hiệu gia tốc đó là j), bản thân ô tô có khối lượng M . Khi đó sẽ xuất hiện lực quán tính P_j .

$$P_j = Mj \quad (2.16)$$

Lực P_j có chiều ngược lại chiều của gia tốc j . Nếu xe chuyển động nhanh dần, gia tốc j cùng chiều với V (chiều chuyển động), lực P_j ngược chiều với chiều chuyển động. Trong trường hợp này nó cản lại chuyển động và ta gọi nó là lực cản quán tính.

Khi ô tô chuyển động, toàn bộ khối lượng của ô tô chuyển động tịnh tiến theo quỹ đạo chuyển động của ô tô. Ngoài ra trên ô tô còn có một số chi tiết chuyển động quay. Đó là các bánh xe và các chi tiết liên quan động học đến bánh xe như hệ thống truyền lực, động cơ. Những chi tiết quay này cũng có khối lượng và do đó có mô men quán tính khối lượng I . Khi xe chuyển động có gia tốc j , bánh xe và các chi tiết có liên quan sẽ có gia tốc góc ε . Khi đó sẽ xuất hiện mô men quán tính M_j :

$$M_j = I\varepsilon \quad (2.17)$$

Trong trường hợp xe chuyển động nhanh dần, thành phần M_j cũng tạo ra lực cản cản lại chuyển động của ô tô.

Như vậy lực cản quán tính xuất hiện khi ô tô chuyển động có gia tốc và có 2 thành phần:

$$P_j = P_j' + P_j'' \quad (2.18)$$

Trong đó P_j' là thành phần do khối lượng chuyển động tịnh tiến của ô tô gây ra;

P_j'' là thành phần do các khối lượng chuyển động quay gây ra

Khi tính toán ta có thể dùng công thức sau đây:

$$P_j = Mj\delta_i \quad (2.19)$$

Trong đó δ_i là hệ số kể đến các khối lượng quay của ô tô, δ_i được tính theo công thức kinh nghiệm sau:

$$\delta_i = 1,05 + 0,0015i_i^2 \quad (2.20)$$

2.2.5. Lực cản mooc kéo

Khi xe kéo mooc, xe chịu thêm lực cản từ các mooc kéo. Các mooc kéo cũng chịu các lực cản gần giống với xe kéo. Cụ thể:

- Lực cản tổng cộng của đường P_{ψ}^m giống với xe kéo nghĩa là:

$$P_{\psi}^m = nQ\psi \cos \alpha \quad (2.21)$$

Trong đó: n là số mooc kéo; Q là trọng lượng 1 mooc kéo.

- Lực cản không khí: Khi xe kéo mooc, do mooc kéo chuyển động phía sau xe kéo do đó nó không chịu lực cản không khí như đối với xe kéo. Người ta coi xe và các mooc kéo như một đoàn xe chuyển động, trong trường hợp này, hệ số khí động C của đoàn xe tăng lên, mức độ tăng được xác định như sau: C tăng $9 \div 32\%$ phụ thuộc khoảng cách giữa mooc và xe.

- Lực cản quán tính: Khi tăng tốc khối lượng của mooc khi chuyển động có gia tốc cũng gây nên lực cản. Mooc kéo không có động cơ, HTTL, các chi tiết chuyển động quay của mooc chỉ là các bánh xe và ta có thể bỏ qua ảnh hưởng này. Khi đó lực cản quán tính của các mooc kéo P_i^m được tính như sau:

$$P_i^m = n \frac{Q}{g} j \quad (2.22)$$

2.2.6. Điều kiện chuyển động của xe

Xe muốn chuyển động được, trước tiên lực kéo phát ra ở bánh xe phải thắng tất cả các lực cản (ta gọi điều kiện này là điều kiện cần):

$$P_k \geq \Sigma P_c = P_f + P_i + P_{\omega} + P_j + P_m \quad (2.23)$$

Tuy nhiên như đã trình bày ở chương I, lực kéo P_k không thể tăng tùy ý mà bị giới hạn bởi lực bám P_{ϕ} , tức $P_{kmax} = P_{\phi}$. Như vậy có thể thấy để xe có thể chuyển động được cần thêm một điều kiện nữa (ta gọi là điều kiện đủ):

$$P_k \leq P_{\phi} \quad (2.24)$$

Kết hợp 2.23 và 2.24 ta có điều kiện chuyển động của xe là:

$$P_k \geq P_f + P_i + P_{\omega} + P_j + P_m \leq P_{\phi} \quad (2.25)$$

2.3. PHẢN LỰC TỪ MẶT ĐƯỜNG

Khi xe chuyển động (hoặc đứng yên) trên mặt đường, bánh xe tiếp xúc với mặt đường và sẽ tác dụng lực vào mặt đường, các lực này cũng khá đa dạng.

Chúng ta đã nghiên cứu phản lực của mặt đường tác dụng vào bánh xe theo chiều chuyển động của xe khi bánh xe có mô men chủ động M_k , đó là lực kéo P_k . Cũng theo chiều dọc của xe còn có:

- Phản lực của mặt đường tác dụng vào bánh xe khi phanh xe (bánh xe có mô men phanh M_p), lực này sẽ được nghiên cứu ở chương "Sự phanh ô tô".

- Các phản lực xuất hiện khi xe đi (hoặc đứng yên) trên đường dốc

Theo chiều thẳng đứng do trọng lượng của xe thông qua bánh xe tác dụng lên mặt đường và do đó có phản lực thẳng đứng tác dụng từ đường vào bánh xe.

Khi xe chuyển động quay vòng hoặc đi trên đường nghiêng còn có phản lực theo chiều ngang tác dụng từ mặt đường vào bánh xe.

Sau đây ta sẽ lần lượt nghiên cứu các phản lực đó trong các trường hợp cụ thể.

2.3.1. Xe đứng yên trên đường bằng

Khi xe đứng yên trên mặt đường (hình 2.8), trọng lượng toàn bộ của xe G thông qua các bánh xe trước và sau tác dụng lên mặt đường và phản lực từ mặt đường tác dụng lên bánh xe trước và sau: F_1 và F_2 (hình 2.8).

F_1 và F_2 được xác định như sau:

$$F_1 = \frac{b}{L} G \quad (2.26)$$

$$F_2 = \frac{a}{L} G \quad (2.27)$$

a ; b và L như trên hình 2.8, trong đó L được gọi là chiều dài cơ sở xe.

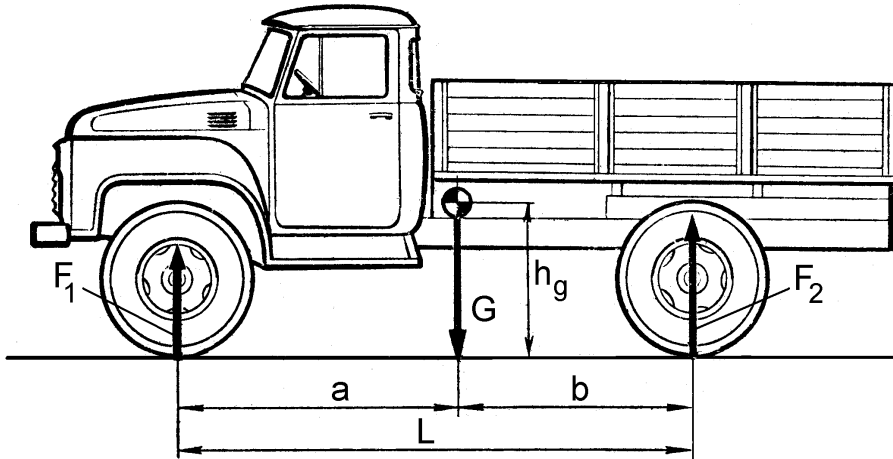
Hệ số phân bố trọng lượng:

Người ta gọi m_1 là hệ số phân bố trọng lượng xe ra cầu trước và m_2 là hệ số phân bố trọng lượng xe ra cầu sau với:

$$m_1 = \frac{F_1}{G} \quad \text{và} \quad m_2 = \frac{F_2}{G} \quad (2.28)$$

Như vậy ta sẽ có: $F_1 = m_1G$; $F_2 = m_2G$
 Trường hợp xe đứng yên (xe ở trạng thái tĩnh):

$$m_{1t} = \frac{b}{L} \quad \text{và} \quad m_{2t} = \frac{a}{L} \quad (2.29)$$



Hình 2.8

Các lực tác dụng lên xe khi xe đứng yên trên đường bằng

2.3.2. Xe chuyển động thẳng trên đường bằng

Khác với khi xe đứng yên, khi xe chuyển động, ngoài các phản lực thẳng đứng từ mặt đường F_1 và F_2 sẽ xuất hiện thêm các lực và các mô men (hình 2.9):

Lực chủ động P_k ; mô men chủ động M_k .

Các lực cản chuyển động: Lực cản lăn P_{f1} , P_{f2} ; lực cản không khí P_w ; lực cản quán tính P_j ; lực cản mooc kéo P_m ; mô men cản lăn M_{f1} , M_{f2} ;

a. Xe chuyển động trên đường bằng

Để tính các phản lực F_1 , F_2 ta cân bằng mô men do các lực tạo ra lần lượt tại các điểm đặt của F_1 và F_2 (điểm tiếp xúc giữa bánh xe trước và sau với đường). Chú ý rằng khi xét tổng thể ô tô thì mô men chủ động M_k là nội lực, do đó không tham gia vào các phương trình cân bằng mô men dưới đây.

Lấy mô men tại điểm tiếp xúc giữa bánh sau với mặt đường:

$$F_1 L + P_w h_w \pm P_j h_g + M_{f1} + M_{f2} - Gb + P_m h_m = 0 \quad (2.30)$$

$$\text{Trong đó: } M_{f1} + M_{f2} = F_1 f r_b + F_2 f r_b = G f r_b \quad (2.44)$$

Từ 2.43 kết hợp với 2.44 ta rút ra:

$$F_1 = \frac{Gb - G f r_b - P_w h_w \mp P_j h_g - P_m h_m}{L} = \frac{G(b - f r_b) - P_w h_w \mp P_j h_g - P_m h_m}{L} \quad (2.31)$$

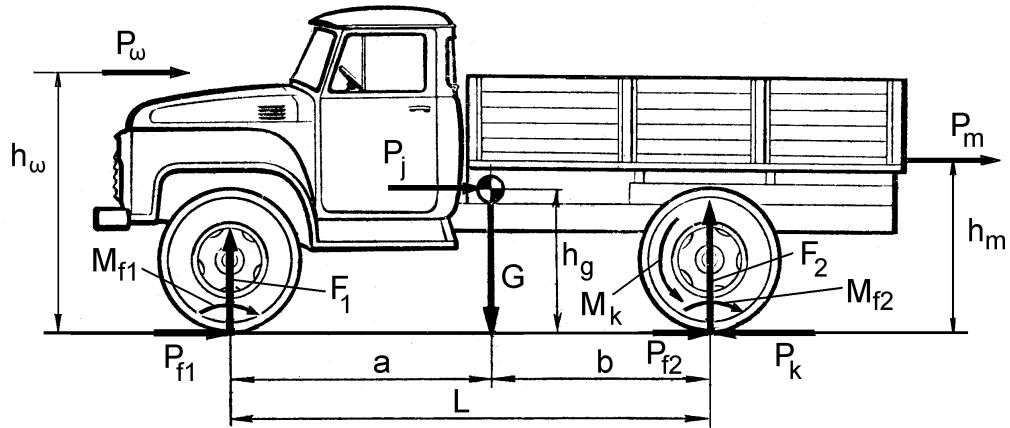
Làm tương tự ta được:

$$F_2 = \frac{G(a + f r_b) + P_w h_w \pm P_j h_g + P_m h_m}{L} \quad (2.32)$$

Trường hợp xe chuyển động trên đường bằng không kéo mooc:

$$F_1 = \frac{G(b - fr_b) - P_\omega h_\omega \mp P_j h_g}{L} \quad (2.33)$$

$$F_2 = \frac{G(a + fr_b) + P_\omega h_\omega \pm P_j h_g}{L} \quad (2.34)$$



Hình 2.9

Các lực tác dụng lên xe khi xe chuyển động thẳng trên đường bằng

b. Xe chuyển động ổn định trên đường bằng không kéo mooc

Khi đó lực cản quán tính $P_j = 0$ do đó:

$$F_1 = \frac{G(b - fr_b) - P_\omega h_\omega}{L} \quad (2.35)$$

$$F_2 = \frac{G(a + fr_b) + P_\omega h_\omega}{L} \quad (2.36)$$

c. Phanh xe trên đường bằng (không kéo mooc)

Khi phanh xe coi rằng V nhỏ do đó : $P_\omega \approx 0$ và lực cản lăn P_f rất nhỏ so với lực phanh P_p và có thể bỏ qua (hình 2.10).

Lấy mô men các lực tại điểm tiếp xúc bánh sau với mặt đường:

$$F_1 L - Gb - P_j h_g = 0$$

$$F_1 = \frac{Gb + P_j h_g}{L} \quad (2.37)$$

$$\text{Tương tự ta có:} \quad F_2 = \frac{Ga - P_j h_g}{L} \quad (2.38)$$

Chiếu các lực theo phương ngang ta có:

$$P_j = P_{p1} + P_{p2}$$

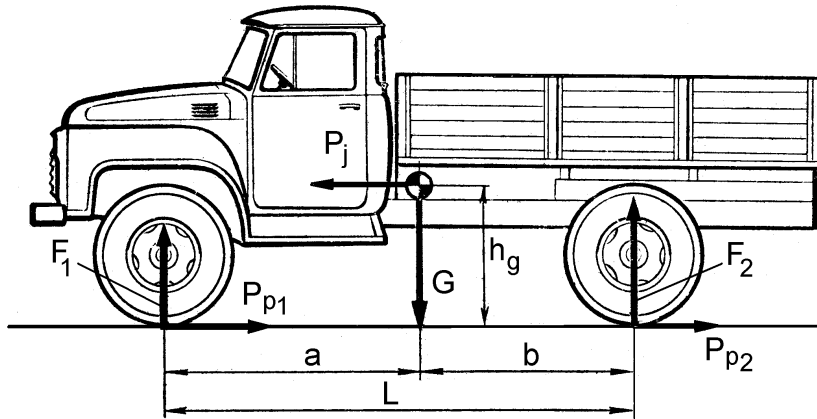
Nếu phanh cực đại (giá trị các lực phanh đạt cực đại, gia tốc chậm dần đạt cực đại và lực quán tính P_j đạt cực đại), khi đó lực phanh cực đại tại mỗi bánh xe bằng lực bám tại bánh xe đó:

$$P_{j\max} = P_{p1\max} + P_{p2\max} = F_1 \varphi + F_2 \varphi = (F_1 + F_2) \varphi = G \varphi \quad (2.39)$$

Thay (2.53) vào (2.51) và (2.52) ta có phản lực mặt đường lên các bánh xe khi phanh cực đại:

$$F_1 = \frac{Gb + P_j h_g}{L} = \frac{Gb + G\phi h_g}{L} = \frac{G}{L}(b + \phi h_g) \quad (2.40)$$

$$F_2 = \frac{Ga - P_j h_g}{L} = \frac{Ga - G\phi h_g}{L} = \frac{G}{L}(a - \phi h_g) \quad (2.41)$$

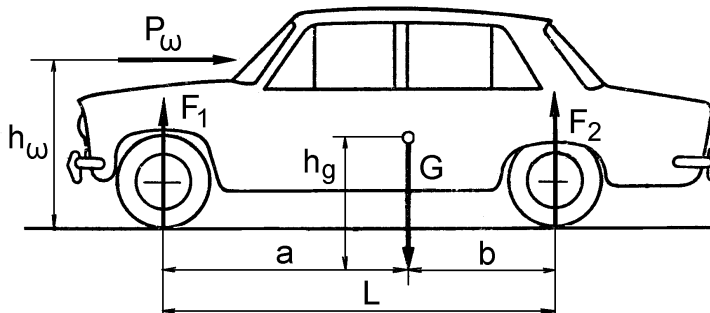


Hình 2.10.

Các lực tác dụng lên xe khi phanh xe trên đường bằng

d. Xe chuyển động trên đường bằng với vận tốc cao

Khi xe chuyển động với vận tốc cao, lực cản không khí P_w sẽ lớn (xem công thức 2.14). Khi đó khả năng lật xe sẽ có thể xảy ra. Ta sẽ xem xét trường hợp đó.



Hình 2.11.

Các lực tác dụng lên xe khi xe chạy với vận tốc cao trên đường bằng

Khảo sát ô tô chuyển động ổn định với vận tốc cao như hình 2.11. Bỏ qua lực cản lăn ta có: Lấy mô men tại điểm tiếp xúc của bánh xe sau với đường:

$$F_1 L - Gb + P_w h_w = 0$$

Ta rút ra:

$$F_1 = \frac{Gb - P_\omega h_\omega}{L} \quad (2.42)$$

Vận tốc xe càng tăng lên, lực cản không khí P_ω càng tăng lên, phản lực F_1 càng giảm đi, khi $F_1 \rightarrow 0$ xe sẽ bị lật.

$$\text{Điều kiện xe bị lật: } F_1 \leq 0 \rightarrow Gb - P_\omega h_\omega \leq 0 \quad (2.43)$$

Thay P_ω từ công thức 2.15 vào điều kiện 2.57 ta có:

$$Gb \leq \frac{1}{2} \rho C F_k V^2 h_\omega \rightarrow V \geq \sqrt{\frac{2Gb}{\rho C F_k h_\omega}} \quad (2.44)$$

Từ điều kiện 2.44 ta thấy xe có chiều cao càng lớn càng dễ bị lật. Do vậy những xe có vận tốc cao người ta cố gắng hạ thấp chiều cao xe.

e. Hệ số phân bố tải trọng:

Khi xe chuyển động, do xuất hiện thêm các lực như đã nói ở trên do đó trọng lượng xe phân bố lên các bánh xe thay đổi:

Trường hợp xe chuyển động ổn định trên đường bằng không kéo mooc: Từ 2.35 và 2.36 ta có:

$$m_{1k} = \frac{F_{1k}}{G} = \frac{Gb}{GL} - \frac{Gfr_b + P_\omega h_\omega}{GL} = m_{1t} - \frac{Gfr_b + P_\omega h_\omega}{GL} \quad (2.45)$$

$$m_{2k} = \frac{F_{2k}}{G} = \frac{Ga}{GL} + \frac{Gfr_b + P_\omega h_\omega}{GL} = m_{2t} + \frac{Gfr_b + P_\omega h_\omega}{GL} \quad (2.46)$$

Như vậy ta thấy trong trường hợp này phản lực tác dụng từ mặt đường lên các bánh xe trước giảm đi, ngược tại các bánh sau lại tăng lên.

Khi phanh xe: Từ 2.37 và 2.38 ta có:

$$m_{1p} = \frac{F_{1p}}{G} = \frac{Gb}{GL} + \frac{P_j h_g}{GL} = m_{1p} + \frac{P_j h_g}{GL} \quad (2.47)$$

$$m_{2p} = \frac{F_{2p}}{G} = \frac{Gb}{GL} - \frac{P_j h_g}{GL} = m_{2p} - \frac{P_j h_g}{GL} \quad (2.48)$$

Khi phanh xe cực đại: Từ 2.40 và 2.41ta có:

$$m_{1p} = m_{1p} + \frac{\phi h_g}{L} \quad (2.49)$$

$$m_{1p} = m_{1p} - \frac{\phi h_g}{L} \quad (2.50)$$

Như vậy ta thấy trong trường hợp phanh xe phản lực tác dụng từ mặt đường lên các bánh xe trước tăng lên, ngược tại các bánh sau lại giảm đi.

CHƯƠNG III

TÍNH TOÁN SỨC KÉO Ô TÔ

3.1. CHỌN ĐỘNG CƠ

3.1.1. Khái niệm

Ô tô muốn chuyển động được phải có nguồn động lực. Nguồn động lực trên ô tô phải đảm bảo sự hoạt động bình thường của ô tô theo các điều kiện thiết kế đặt ra. Do đó một trong những công việc quan trọng của quá trình thiết kế ô tô là chọn nguồn động lực lắp lên ô tô. Trên tuyệt đại đa số ô tô nguồn động lực là động cơ đốt trong, cho nên chọn nguồn động lực cho ô tô cụ thể là chọn động cơ đốt trong (sau đây ta gọi là động cơ).

Lựa chọn động cơ là lựa chọn các thông số sau đây:

- Loại động cơ: động cơ xăng, động cơ diesel, có hạn chế hay không hạn chế số vòng quay,
- Công suất động cơ: Công suất cực đại hoặc công suất tại số vòng quay cực đại,
- Số vòng quay cực đại,

Còn thông số mô men xoắn của động cơ sẽ được tính từ công suất và số vòng quay của động cơ.

Việc chọn các thông số trên đây dựa vào yêu cầu của ô tô thiết kế. Động cơ được lựa chọn phải thỏa mãn yêu cầu đặt ra của ô tô.

Các thông số cần phải biết khi thiết kế ô tô (tức yêu cầu đặt ra khi thiết kế ô tô):

- Loại ô tô: Tải; khách: đường dài, đường ngắn; du lịch,...
- Trọng lượng toàn bộ của ô tô G (bao gồm tải trọng G_t và tự trọng G_0),
- Vận tốc cực đại của ô tô V_{max} ,
- Loại đường mà xe sẽ hoạt động: hệ số cản lăn f , góc dốc cực đại α_{max} của đường.

Căn cứ vào các thông số yêu cầu trên đây ta sẽ chọn động cơ có các thông số phù hợp.

3.1.2. Sơ lược đường đặc tính ngoài của động cơ

Để có thể lựa chọn đúng các thông số của động cơ ta cần phải biết về đường đặc tính ngoài của động cơ.

Đường đặc tính ngoài là các đường biểu diễn mối quan hệ của công suất, mô men xoắn, suất tiêu hao nhiên liệu với số vòng quay của động cơ khi nhiên liệu cung cấp cho động cơ cực đại. Trên ô tô nhiên liệu cung cấp cực đại cho động cơ được hiểu là khi người lái đạp hết chân ga. Các đường biểu diễn nói trên khi nhiên liệu cung cấp không cực đại là các đường đặc tính cục bộ.

a. Động cơ xăng không hạn chế số vòng quay

Đường đặc tính ngoài của loại động cơ này được trình bày trên hình 3.1. Có những điểm cần phải chú ý sau đây:

- Công suất và mô men xoắn không đạt cực đại tại số vòng quay cực đại.

Ta ký hiệu công suất cực đại là N_{emax} , số vòng quay cực đại là n_{emax} , công suất tại n_{emax} là N_v , mô men xoắn cực đại là M_{emax} , số vòng quay tại N_{emax} là n_N , số vòng quay tại M_{emax} là n_M ,

Loại này có:
$$n_{emax} = (\text{khoảng}) 1,2 n_N \quad (3.1)$$

- Suất tiêu hao nhiên liệu g_e (lượng nhiên liệu/1 đơn vị công suất trong một đơn vị thời gian) đạt cực tiểu tại vị trí số vòng quay n_e gần đạt giá trị n_N . Ta ký hiệu suất tiêu hao nhiên liệu cực tiểu là g_{emin} .

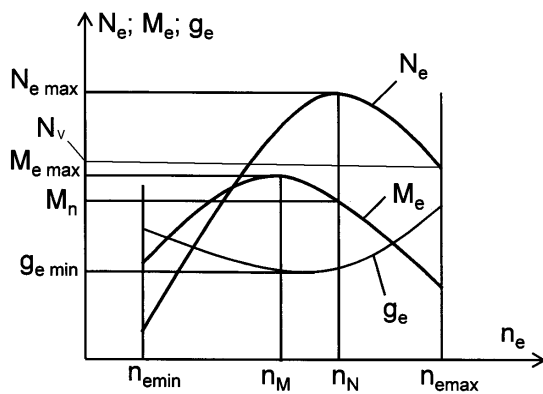
- Động cơ loại này có số vòng quay lớn tuy nhiên tại khu vực N_{emax} và n_{emax} , tiêu hao nhiên liệu lớn.

Loại động cơ này thường được lắp cho xe du lịch.

b. Động cơ xăng có hạn chế số vòng quay

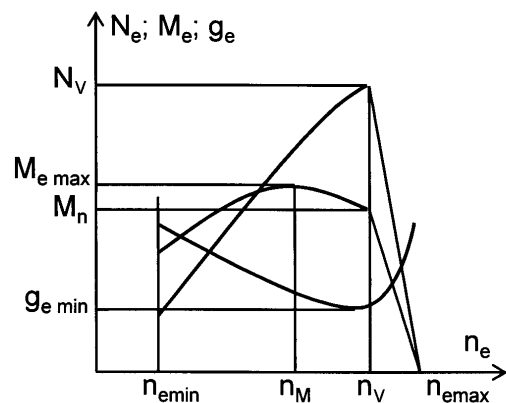
Trên loại động cơ này người ta đặt một bộ phận hạn chế nhiên liệu cấp vào động cơ khi số vòng quay đạt một giá trị nào đó. Khi bộ phận hạn chế nhiên liệu bắt đầu làm việc số vòng quay động cơ không tăng lên được nữa, vì thế được gọi là hạn chế số vòng quay. Số vòng quay mà bộ phận hạn chế bắt đầu làm việc thường là tại nơi động cơ có suất tiêu hao nhiên liệu g_e đạt giá trị cực tiểu ($g_{e\min}$). Do đó đường đặc tính của loại động cơ này có dạng như hình 3.2.

Ta ký hiệu công suất và số vòng quay động cơ tại vị trí hạn chế số vòng quay là N_v và n_v . Đó cũng chính là công suất và số vòng quay cực đại thực tế $N_{\max}$ và $n_{\max}$ của động cơ, tức trên động cơ loại này N_v và n_v chính là $N_{\max}$ và $n_{\max}$.



Hình 3.1

Đặc tính ngoài động cơ xăng
không hạn chế số vòng quay



Hình 3.2

Đặc tính ngoài động cơ xăng
có hạn chế số vòng quay

Vị trí được chọn để hạn chế số vòng quay: $n_v = (0,8 \div 0,9) n_N$ (3.2)

Loại động cơ này có số vòng quay không cao như loại không hạn chế số vòng quay nhưng tại khu vực N_v và n_v , suất tiêu hao nhiên liệu thấp. Loại động cơ này thích hợp cho các loại xe tải, xe chở khách là các loại xe hoạt động với mục đích kinh doanh, có tính đến tính kinh tế.

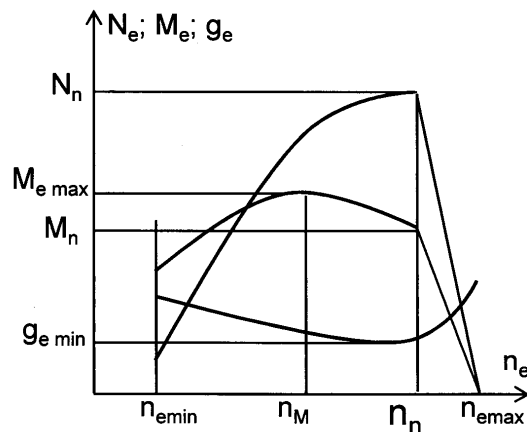
c. Động cơ điêzen

Động cơ điêzen sử dụng loại nhiên liệu điêzen. Loại nhiên liệu này có khả năng tự bốc cháy (khác với nhiên liệu xăng để bốc cháy phải có tia lửa điện). Loại nhiên liệu này có khả năng chống kích nổ tốt nên tỉ số nén được tăng cao ($18 \div 20$) và do đó động cơ có hiệu suất cao, khác với nhiên liệu xăng tỉ số nén không vượt quá 10. Vì thế động cơ điêzen có suất tiêu hao nhiên liệu thấp, đó là chưa kể nhiên liệu điêzen có giá thành thấp hơn xăng. Tuy nhiên động cơ điêzen có số vòng quay thấp hơn động cơ xăng.

Động cơ điêzen có g_e đạt giá trị cực tiểu tại n_N tức tại $N_{\max}$.

Trên động cơ điêzen người ta đặt bộ phận hạn chế số vòng quay và vị trí bộ phận hạn chế bắt đầu làm việc là n_N . N_v và n_v của động cơ này chính là $N_{\max}$ và n_N . Đường đặc tính của loại động cơ này có dạng như hình 3.3.

Loại động cơ hiện được dùng phổ biến trên xe tải, xe chở khách và cả trên một số xe du lịch.



Hình 3.2

Đặc tính ngoài động cơ diesel

3.1.3. Chọn động cơ và xây dựng đường đặc tính ngoài

a. Chọn động cơ

Chọn loại động cơ

Căn cứ vào loại xe thiết kế để chọn loại động cơ: Thông thường nếu xe du lịch thì chọn động cơ xăng không hạn chế số vòng quay. Xe tải và chở khách có thể chọn động cơ diesel hoặc động cơ xăng có hạn chế số vòng quay. Ngoài ra việc chọn còn phụ thuộc người đặt hàng, người sử dụng, ...

Chọn số vòng quay của động cơ

Nếu mua động cơ trên thị trường thì số vòng quay của động cơ là có sẵn. Còn trong trường hợp nhà thiết kế (chế tạo, lắp ráp) đặt hàng nhà chế tạo động cơ thì có thể chọn số vòng quay (thường là n_{max} tức n_{emax} hay n_v).

Động cơ xăng không hạn chế số vòng quay dùng cho xe du lịch thường có $n_{emax} = 4000 \div 6000$ v/ph hoặc hơn nữa. Động cơ xăng hạn chế số vòng quay dùng cho xe tải, xe chở khách: $n_v = 2800 \div 4000$ v/ph. Động cơ diesel: $n_v = 2000 \div 3000$ v/ph.

Chọn công suất động cơ

Công suất động cơ để chi phí cho các hoạt động của ô tô, chủ yếu là để khắc phục các sức cản. Không thể chọn công suất tại các vị trí hoạt động bất kỳ của ô tô. Ta phải dựa vào các vị trí làm việc đặc biệt:

- *Khi xe chạy trên đường có hệ số cản cao nhất*: Trường hợp này bánh xe phải có mô men kéo cực đại. Khi đó tương ứng động cơ phải có mô men cực đại. Ta chưa thể biết số vòng quay tại M_{emax} (tức n_M) và cũng không biết được vận tốc của xe trong trường hợp này, do đó chưa xác định được công suất động cơ. Cho nên vị trí này không được lựa chọn.

- *Khi xe chạy ở vận tốc cực đại V_{max}* : Trường hợp này động cơ phải có số vòng quay cực đại. Nếu ta xác định được công suất động cơ tại vị trí này ta được một điểm trên đường công suất. Đây là cơ sở để xác định các vị trí khác trên đường công suất.

Tại vị trí $V_{\max}$ xe chạy trên đường bằng và tốt (dĩ nhiên không ai chạy vận tốc cực đại trên đường xấu hoặc đường dốc). Khi đó công suất kéo (tại bánh xe) chỉ khắc phục 2 công suất cản: Công suất cản lăn N_f và công suất cản không khí N_{ω} .

Từ chương 2 ta có N_f và N_{ω} trong trường hợp này bằng:

$$N_f = GfV_{\max} \quad (3.3)$$

$$N_{\omega} = \frac{1}{2} \rho C A V_{\max}^3 \quad (3.4)$$

Như vậy ta có công suất động cơ cần sinh ra để khắc phục các sức cản chuyển động:

$$N_v = \left(GfV_{\max} + \frac{1}{2} \rho C A V_{\max}^3 \right) \frac{1}{\eta_t} \quad (3.5)$$

Trong đó:

ρ là mật độ không khí: $\rho = 1,24 \text{ kg/m}^3$;

C là hệ số khí động của ô tô; C phụ thuộc hình dạng khí động học của xe, chất lượng bề mặt vỏ xe,... : xe du lịch: $C = 0,3 \div 0,45$; xe khách: $C = 0,4 \div 0,6$; xe tải : $C = 0,6 \div 0,85$.

A là diện tích chính diện của xe (m^2): Xe tải: $A = BH$; xe du lịch: $A = 0,85B_0H$

Trong đó: B là chiều rộng cơ sở của xe; B_0 là chiều rộng toàn bộ của xe; H là chiều cao của xe.

η_t là hiệu suất của hệ thống truyền lực: hệ thống truyền lực cơ khí: $\eta_t = 0,8 \div 0,85$

Trong công thức 3.5 N_v có thứ nguyên là W ; G (N); $V_{\max}$ (m/s);

Trong trường hợp N_v tính bằng kW , $V_{\max}$ tính bằng km/h ta có thể dùng công thức sau:

$$N_v = \left(\frac{GfV_{\max}}{3,6 \cdot 10^3} + \frac{\rho C A V_{\max}^3}{93,3 \cdot 10^3} \right) \frac{1}{\eta_t} \quad (3.6)$$

Động cơ lắp lên xe ngoài khắc phục các sức cản chuyển động còn phải dùng cho các công việc như chạy máy nén khí (cho hệ thống phanh), bơm dầu (cho hệ thống lái, tời cẩu, ...), điều hòa nhiệt độ,... Vì thế công suất động cơ lắp lên xe phải có công suất lớn hơn công suất tính ở công thức 3.5 khoảng $20 \div 30 \%$. Trong trường hợp có thể xác định được chính xác các nguồn tiêu thụ phụ thì ta tính toán và cộng vào công suất động cơ.

b. Xây dựng đường đặc tính ngoài của động cơ

Đường đặc tính ngoài của động cơ có được bằng cách đo trên bệ thử công suất động cơ. Trong hồ sơ động cơ khi xuất xưởng cũng có thể có đường đặc tính ngoài của động cơ. Tuy nhiên không phải lúc nào ta cũng có thể có được đường đặc tính thực tế này của động cơ, đặc biệt trong các trường hợp tính toán lý thuyết. Ta có thể xây dựng gần đúng đường đặc tính ngoài của động cơ bằng công thức Lâyđecman.

Công thức Lâyđecman như sau:

Nếu ta biết công suất tại 1 điểm đặc biệt của động cơ là $N_{\text{emax-n}_N}$ (khi động cơ không hạn chế số vòng quay) thì ta có thể tính được công suất tại các điểm khác bằng công thức sau (công thức Lâyđecman):

$$N_e = N_{\text{emax}} \left[a \frac{n_e}{n_N} + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] \quad (3.7)$$

Trong đó: N_e là công suất tại số vòng quay bất kỳ n_e .

Các hệ số a, b, c : phụ thuộc loại động cơ: động cơ xăng: $a = b = c = 1$; diesel 2 kỳ: $a = 0,87$; $b = 1,13$; $c = 1$; diesel 4 kỳ buồng cháy trực tiếp: $a = 0,5$; $b = 1,5$; $c = 1$; diesel 4 kỳ buồng cháy dự bị: $a = 0,6$; $b = 1,4$; $c = 1$; diesel 4 kỳ buồng cháy xoáy lốc: $a = 0,7$; $b = 1,3$; $c = 1$;

Khi biết N_e và n_e ta có thể tính ra M_e

$$M_e (Nm) = \frac{10^3 N_e (kw)}{\omega_e (1/s)} = \frac{10^4 N_e (kw)}{1,047 n_e (v/ph)} = \frac{7612 N_e (ml)}{n_e (v/ph)} \quad (3.8)$$

Nếu động cơ chọn là động cơ diesel thì số vòng quay của động cơ chọn theo mục 3.1.3.a chính là n_N , công suất tính theo công thức (3.5) hoặc (3.6) chính là N_{emax} .

Còn đối với động cơ xăng thì không phải như thế.

Động cơ xăng không hạn chế số vòng quay: số vòng quay của động cơ chọn theo mục 3.1.3.a là n_{emax} , công suất tính theo công thức (3.5) hoặc (3.6) là N_v . n_N được xác định theo điều kiện (3.1).

Động cơ xăng hạn chế số vòng quay: số vòng quay của động cơ chọn theo mục 3.1.3.a là n_v , công suất tính theo công thức (3.5) hoặc (3.6) là N_v . n_N được xác định theo điều kiện (3.2).

Khi đó công suất N_{emax} được tính như sau:

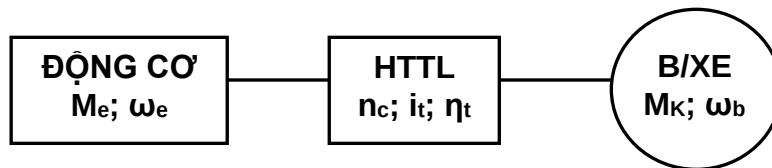
$$N_{emax} = \frac{N_v}{\frac{n_v}{n_N} + \left(\frac{n_v}{n_N}\right)^2 - \left(\frac{n_v}{n_N}\right)^3} \quad (3.9)$$

Khi có được điểm $N_{emax}-n_N$ ta lại dùng công thức (3.7) để tính các điểm còn lại.

3.2. TÍNH TỈ SỐ TRUYỀN CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC (HTTL)

Như đã trình bày ở chương 2, trên ô tô phải có HTTL.

Ta có sơ đồ truyền động sau đây:



Hình 3.4. Sơ đồ truyền động trên ô tô

Động cơ với các thông số là mô men xoắn M_e và vận tốc góc ω_e (hoặc số vòng quay n_e); HTTL với các thông số: số cấp số n_c , tỉ số truyền i_t và hiệu suất truyền lực η_t ; bánh xe với các thông số là mô men kéo M_k , vận tốc góc ω_b (hoặc số vòng quay n_b) và bán kính bánh xe r_b .

Ta sẽ xác định tỉ số truyền các cấp số của hệ thống truyền lực.

3.2.1. Chọn số cấp số

Trên HTTL càng nhiều cấp số ta càng dễ chọn được vị trí làm việc thích hợp với điều kiện đường xá. Tuy nhiên số cấp nhiều thì HTTL sẽ cồng kềnh phức tạp, tốn thời gian để chuyển cấp số. Nếu số cấp số ít thì kết cấu HTTL đơn giản gọn nhẹ nhưng lại có ít phương án chọn vị trí làm việc cho thích hợp với điều kiện đường xá.

Hiện nay số cấp số trong HTTL nằm trong khoảng $3 \div 6$, phổ biến là 4 hoặc 5.

3.2.2. Tính tỉ số truyền của các cấp số

a. Cơ sở tính toán

Ta chưa thể tính ngay được tỉ số truyền của tất cả các cấp số. Trước hết ta phải căn cứ vào các thông số đã có của động cơ và ô tô để tính toán tại một số điểm đặc biệt. Có hai điểm đặc biệt sau đây:

- **Khi xe chạy trên đường có hệ số cản cực đại ($\psi_{\max}$):** Để xe chạy được trên đường có hệ số cản cực đại thì ở bánh xe chủ động phải có mô men kéo cực đại ($M_{k\max}$). Mặt khác ta lại có:

$$M_k = M_{e\dot{i}_t}\eta_t \quad (3.10)$$

Cho nên để có $M_{k\max}$ thì HTTL phải ở vị trí có tỉ số truyền lớn nhất ($i_{t\max}$). Như vậy tỉ số truyền cực đại của HTTL có thể tính được từ điều kiện khắc phục lực cản lớn nhất của đường. Lúc này vận tốc xe không bị ràng buộc.

- **Khi xe chạy với vận tốc cực đại ($V_{\max}$):**

$$\text{Ta có} \quad V = \frac{\omega_e}{i_t} r_b \quad (3.11)$$

Cho nên để có $V_{\max}$ thì HTTL phải ở vị trí có tỉ số truyền nhỏ nhất ($i_{t\min}$). Như vậy tỉ số truyền cực tiểu của HTTL có thể tính được từ điều kiện xe chạy với vận tốc cực đại. Lúc này xe phải chạy trên đường bằng, có hệ số cản nhỏ nhất.

Sau khi có tỉ số truyền cực tiểu, cực đại và số cấp số của HTTL, ta tính tỉ số truyền của các tay số trung gian. Để tính tỉ số truyền của các tay số trung gian ta phải xác định quy luật bố trí các số truyền.

Ngoài ra còn một số tỉ số truyền khác như: số lùi, số truyền tăng.

Cụ thể ta tiến hành như sau:

b. Tính tỉ số truyền cực đại $i_{t\max}$

Như đã nói ở trên, $i_{t\max}$ được tính theo điều kiện xe khắc phục sức cản lớn nhất của đường: Ta có điều kiện khắc phục lực cản lớn nhất của đường:

$$\frac{M_{e\max} i_{t\max}}{r_b} \eta_t \geq G \psi_{\max} \quad (3.12)$$

$$\rightarrow i_{t\max} \geq \frac{G \psi_{\max} r_b}{M_{e\max} \eta_t} \quad (3.13)$$

Ngoài ra để xe chuyển động được cần phải thỏa mãn điều kiện bám:

$$\frac{M_{e\max} i_{t\max}}{r_b} \eta_t \leq G_{\varphi} \varphi \quad (3.14)$$

Trong đó G_{φ} là trọng lượng bám của xe; φ là hệ số bám của đường.

Khi tính toán ta lấy theo điều kiện 3.13 và kiểm tra theo điều kiện 3.14.

c. Tính tỉ số truyền cực tiểu $i_{t\min}$

Tỉ số truyền cực tiểu $i_{t\min}$ được tính theo điều kiện vận tốc cực đại $V_{\max}$

$$\text{Ta có} \quad V_{\max} (m/s) = \frac{\omega_{e\max} (1/s)}{i_{t\min}} r_b (m) \rightarrow i_{t\min} = \frac{\omega_{e\max} (1/s)}{V_{\max} (m/s)} r_b (m) \quad (3.15)$$

Hoặc có thể dùng công thức:

$$i_{t\min} = 0,377 \frac{n_{e\max} (v/ph)}{V_{\max} (km/h)} r_b (m) \quad (3.16)$$

Giá trị $i_{\min}$ tính theo 3.15 hoặc 3.16 cần một điều kiện ràng buộc. Đó là tại vận tốc cực đại $V_{\max}$:

$$M_v \geq \frac{(P_f + P_{\omega}) r_b}{i_{t\min} \eta_t} \quad (3.17)$$

Trong đó M_v là mô men động cơ tại $\omega_{e\max}$.

Tuy nhiên cũng có thể thấy rằng nếu công suất động cơ lắp lên xe được chọn theo điều kiện 3.5 (hoặc 3.6) thì điều kiện 3.17 mặc nhiên thỏa mãn.

d. Tính tỉ số truyền các tay số trung gian

Ta đã có tỉ số truyền cao nhất và thấp nhất của HTTL, bây giờ ta sẽ tính các tỉ số truyền của các tay số còn lại, tức các tay số trung gian.

Để tính các tỉ số truyền này, trước hết ta phải xác định quy luật thay đổi tỉ số truyền.

Hiện trong HTTL các loại xe, số truyền thường được sắp xếp theo 2 quy luật:

- *Quy luật phân bố cấp số nhân*: Quy luật này như sau:

$$i_{t1} = a \cdot i_{t2}; i_{t2} = a \cdot i_{t3}; \dots i_{tn-1} = a \cdot i_{tn}; \quad (3.18)$$

Trong đó a là công bội: $a > 1$; n : số cấp số

- *Quy luật cấp số điều hòa*:

$$V_2 - V_1 = V_3 - V_2 = \dots = V_n - V_{n-1} \quad (3.19)$$

$V_1, V_2, \dots, V_n$ là vận tốc xe tại các tay số 1, 2, ..., n .

Tính tỉ số truyền theo cấp số nhân

Theo điều kiện (3.18) ta có:

$$i_{t1} = a \cdot i_{t2}$$

$$i_{t2} = a \cdot i_{t3}$$

.....

$$i_{tn-1} = a \cdot i_{tn}$$

Lấy tất cả các số hạng về trái nhân với nhau, làm tương tự đối với vế phải, sau đó cân bằng 2 vế ta có:

$$i_{t1} = a^{n-1} i_{tn}$$

Mà i_{t1} là i_{tmax} , i_{tn} là i_{tmin} cho nên:

$$a = \sqrt[n-1]{\frac{i_{tmax}}{i_{tmin}}} \quad (3.20)$$

Sau khi có giá trị a ta dễ dàng tính được giá trị tỉ số truyền của các tay số.

Nhận xét: Khi sử dụng quy luật cấp số nhân, khoảng cách giữa các tay số không đều, ở vùng vận tốc lớn số tay số nhiều (dày), vùng vận tốc nhỏ thì ngược lại số tay số ít (thưa). Cách bố trí này hợp lý trên ô tô. Khi xe chạy với vận tốc lớn là trên đường tốt, thời gian hoạt động nhiều, vùng đó cần phải nhiều tay số để người lái dễ lựa chọn. Vùng vận tốc nhỏ, xe chạy ở số thấp chủ yếu là chạy trên đường xấu, đường chật hẹp với thời gian sử dụng không cao cho nên không cần nhiều tay số. Hơn nữa vùng này còn có nhiệm vụ làm vùng “đệm” để chuyển sang vận tốc cao do đó cần có lực kéo lớn để có gia tốc lớn và tăng tốc nhanh (xem phần đồ thị tăng tốc).

Tính tỉ số truyền theo cấp số điều hòa

Theo điều kiện 3.19: $V_2 - V_1 = V_3 - V_2 = \dots = V_n - V_{n-1}$

Ta lại có:
$$V = \frac{\omega_e}{i_t} r_b \quad (3.21)$$

Thay 3.21 vào 3.19 ta có:

$$\frac{1}{i_{t2}} - \frac{1}{i_{t1}} = \frac{1}{i_{t3}} - \frac{1}{i_{t2}} = \dots = \frac{1}{i_{tk}} - \frac{1}{i_{tk-1}} = \dots = \frac{1}{i_{tn}} - \frac{1}{i_{tn-1}} = a \quad (3.22)$$

$$\rightarrow i_{tk} = \frac{i_{tk-1}}{1 + a i_{tk-1}} \quad (3.23)$$

$$i_{t2} = \frac{i_{t1}}{1 + ai_{t1}}; \quad i_{t3} = \frac{i_{t1}}{1 + 2ai_{t1}}; \dots \quad i_{tn} = \frac{i_{t1}}{1 + (n-1)ai_{t1}}$$

$$\rightarrow a = \frac{i_{t1} - i_{tn}}{(n-1)i_{t1}i_{tn}} \quad (3.24)$$

a được gọi là công sai.

Khi có a ta thay vào 3.22 ta sẽ tính được tỉ số truyền của các tay số trung gian

Cách bố trí tỉ số truyền kiểu này sẽ cho khoảng thay đổi lực kéo giữa các số truyền đều nhau: hợp lý cho máy kéo nông nghiệp (canh tác) vì lực cản trên các máy này là lực cản khi canh tác đất. Trên ô tô thường không dùng cách bố trí này.

Số lùi i_l

Số lùi không thể thiếu được trên ô tô. Số lùi phải đảm bảo vận tốc để người lái lùi xe dễ dàng ($3 \div 4$) km/h

Thường chọn: $i_l = (1,2 \div 1,3)i_{h1}$. (3.25)

Số truyền tăng

Tỉ số truyền cực tiểu i_{tmin} ứng với V_{max} trong điều kiện xe chở đầy tải, chạy trên đường được chọn cho loại xe đó (với hệ số cản lần f). Khi vận hành có thể xảy ra:

- Xe chở không đủ tải,
- Xe chạy trên loại đường tốt hơn đường chọn khi thiết kế

Khi đó xe thừa công suất. Để tận dụng công suất trong trường hợp này hộp số được bố trí thêm số truyền tăng i_{n+1}

Thường người ta chọn: $i_{n+1} = (0,7 \div 0,8)i_n$ (3.26)

Chú ý rằng khi bố trí số truyền tăng trên hộp số 3 trục có trục sơ cấp và thứ cấp đồng tâm, ưu điểm về độ bền của hộp số sẽ bị ảnh hưởng. Nguyên nhân là khi đó số truyền thẳng sẽ không được dùng thường xuyên nữa. Do vậy người thiết kế cần cân nhắc khi chọn số truyền này.

(Chúng ta biết rằng khi chạy ở số truyền thẳng, chỉ có trục sơ cấp và thứ cấp chịu mô men xoắn, các chi tiết khác (bánh răng, ổ bi,...) có thể có quay nhưng không chịu lực, mà thời gian sử dụng số này với vị trí là số truyền cao nhất lại rất lớn nên hộp số này ít bị hỏng).

Sau khi có tỉ số truyền của HTTL ta có thể tính vận tốc của xe ở các tay số:

Vận tốc xe được tính theo công thức (3.11):

$$V = \frac{\omega_e}{i_t} r_b$$

Hay có thể dùng công thức: $V(km/h) = 0,377 \frac{n_e(v/ph)}{i_t} r_b(m)$ (3.27)

3.3. CÂN BẰNG CÔNG SUẤT Ô TÔ

3.3.1. Phương trình cân bằng công suất

Khi xe vận hành công suất của động cơ lắp trên ô tô tiêu tốn cho chuyển động của ô tô gồm:

- Công suất mất mát trong HTTL (ma sát, khuấy dầu, ...) (N_t),
- Công suất cản lăn (N_f),
- Công suất cản không khí (N_ω),
- Công suất cản lên dốc (N_i),

- Công suất cản quán tính (N_j) và

- Công suất cản mooc kéo (N_m).

Ta có phương trình cân bằng công suất như sau:

$$N_e = N_t + N_f + N_\omega \pm N_i \pm N_j + N_m \quad (3.28)$$

$$N_k = N_e - N_t = N_f + N_\omega \pm N_i \pm N_j + N_m \quad (3.29)$$

Trong đó: N_k là công suất kéo trên bánh xe chủ động:

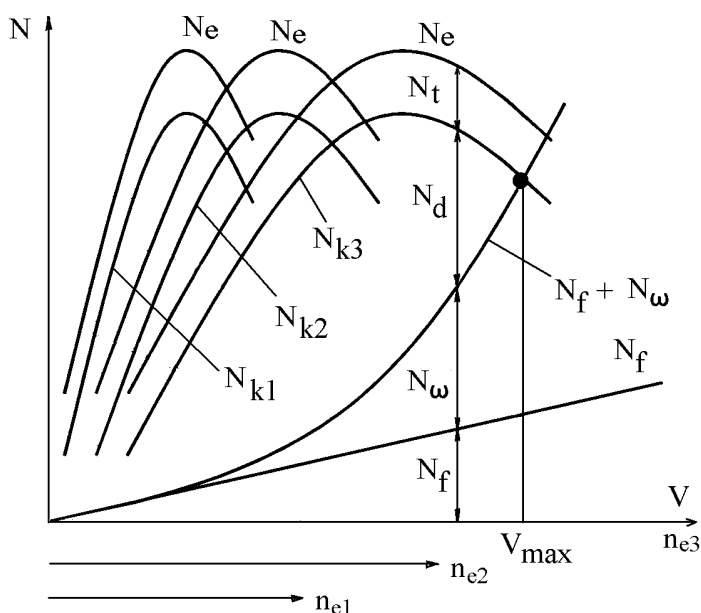
Các thành phần công suất được tính như sau:

Công suất kéo trên bánh xe chủ động: $N_k = \eta_d N_e$ (3.30)

Công suất cản lăn: $N_f = GfV \cos \alpha$; (3.31)

Trong đó N_f được tính bằng w; G tính bằng N; V tính bằng m/s.

Nếu V tính bằng km/h thì dùng công thức: $N_f = \frac{GfV \cos \alpha}{3,6}$ (3.32)



Hình 3.5. Đồ thị cân bằng công suất ô tô

Công suất cản không khí:

$$N_\omega = \frac{1}{2} \rho C A V^3 \quad (3.33)$$

hoặc $N_\omega = \frac{1}{93,3} \rho C A V^3$ (3.34) nếu V tính bằng km/h.

Các giá trị C; A; ρ xem ở mục 3.1.3.

Công suất cản lên dốc: $N_i = G \sin \alpha V$ (3.35)

hoặc $N_i = \frac{G \sin \alpha V}{3,6}$ (3.36) nếu V tính bằng km/h.

Công suất cản quán tính: $N_j = M_j \delta_i V$ (3.37)

hoặc
$$N_j = \frac{M_j \delta_i V}{3,6} \quad (3.38) \quad \text{nếu } V \text{ tính bằng km/h.}$$

Công suất cản kéo mooc:
$$N_m = P_m V \quad (3.39)$$

hoặc
$$N_m = \frac{P_m V}{3,6} \quad (3.40) \quad \text{nếu } V \text{ tính bằng km/h.}$$

Phương trình cân bằng công suất tổng quát (xe không kéo mooc):

$$N_k = \eta_t N_e = GfV \cos \alpha + KFV^3 \pm G \sin \alpha V \pm M_j \delta_i V \quad (3.41)$$

hoặc
$$N_k = \eta_t N_e = \frac{GfV \cos \alpha}{3,6} + \frac{1}{93,3} \rho C F_k V^3 \pm \frac{G \sin \alpha V}{3,6} \pm \frac{M_j \delta_i V}{3,6} + \frac{P_m V}{3,6} \quad (3.42)$$

nếu V tính bằng km/h.

3.3.2. Đồ thị cân bằng công suất:

Biểu diễn các giá trị của các thành phần trong biểu thức 3.41 hoặc 3.42 lên đồ thị $N - V(n_e)$ ta được đồ thị cân bằng công suất (hình 3.5). Đồ thị (hình 3.5) biểu diễn các giá trị công suất của xe có hộp số 3 cấp. Khi xe chạy số 3, đường $N_f + N_\omega$ gặp đường N_k tại vị trí xe đạt $V_{\max}$.

Kẻ 1 đường thẳng đứng đi qua điểm có 1 vận tốc nào đó $\rightarrow$ cắt các đường công suất $\rightarrow$ cho các giá trị công suất tại vận tốc đó.

N_d công suất dư: Công suất này có thể sử dụng để tăng tốc, lên dốc hoặc kéo mooc. Ví dụ để lên dốc: $N_d = N_i - G \sin \alpha V$

3.4. CÂN BẰNG LỰC KÉO Ô TÔ

Khi xe chuyển động, lực kéo phát ra tại bánh xe chủ động phải thắng các lực cản: cản lăn, cản không khí, cản lên dốc, cản quán tính và cản mooc kéo.

3.4.1. Phương trình cân bằng lực kéo:

$$P_k = P_f + P_\omega \pm P_i \pm P_j + P_m \quad (3.43)$$

Biểu thức tính các giá trị lực kéo và lực cản đã được trình bày ở chương 2.

Cụ thể như sau:

Lực kéo:
$$P_k = \frac{M_e i_t \eta_t}{r_b} \quad (3.44)$$

Lực cản lăn:
$$P_f = Gf \quad (3.45)$$

f là hệ số cản lăn

Lực cản không khí:

$$P_\omega = \frac{1}{2} \rho C A V^2 \quad (V \text{ tính bằng m/s}) \quad (3.46)$$

$$P_\omega = \frac{1}{25,92} \rho C A V^2 \quad (V - \text{km/h}) \quad (3.47)$$

Các giá trị C ; A ; ρ xem ở mục 3.1.3.

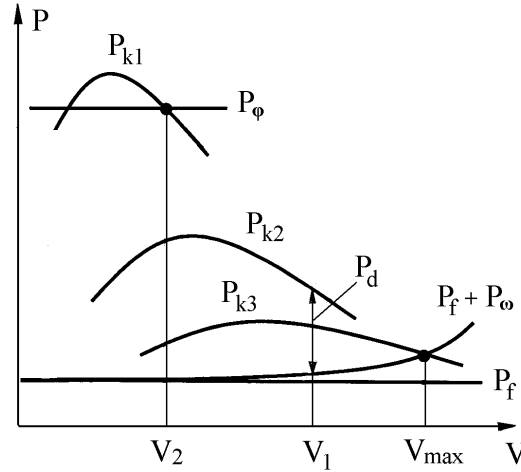
3.4.2. Đồ thị cân bằng lực kéo:

Biểu diễn các giá trị tính toán được trên đây lên đồ thị $P - V$ ta có đồ thị cân bằng lực kéo (hình 3.6).

Đường $P_f + P_\omega$ gặp đường P_{k3} (số lớn nhất) tại $V_{\max}$.

Đường P_ϕ là đường lực bám.

Phần đường $P_k > P_\phi$ sẽ không sử dụng được vì nếu $P_k > P_\phi$ thì bánh xe sẽ bị trượt (quay).



Hình 3.6. Đồ thị cân bằng lực kéo ô tô

Tại V_1 kẻ đường song song với P cắt các đường lực tại các điểm. Khoảng cách giữa các điểm đó biểu thị các giá trị lực tại V_1 .

Ví dụ P_d trên đồ thị là lực kéo dư khi xe chạy ở số 2 tại V_1 . Lực kéo dư này dùng để lên dốc, tăng tốc, kéo mooc.

3.5. NHÂN TỐ ĐỘNG LỰC HỌC

Qua giá trị lực kéo P_k có thể đánh giá khả năng động lực học của xe, nhưng chưa toàn diện. Vì có 2 xe có cùng lực kéo thì xe nào có trọng lượng nhỏ hơn sẽ có khả năng động lực học tốt hơn, hoặc xe nào có hình dáng khí động học tốt hơn cũng sẽ có khả năng động lực học tốt hơn.

Vì thế người ta đưa ra 1 giá trị có thể đánh giá toàn diện khả năng động lực học của xe, trong đó có chứa các yếu tố lực kéo, trọng lượng và cả lực cản không khí (là lực mà khi xe chuyển động là mặc nhiên xuất hiện). Giá trị này được gọi là nhân tố động lực học, ký hiệu là D .

3.5.1. Công thức tính:

$$D = \frac{P_k - P_\omega}{G} \quad (3.48)$$

Từ biểu thức 3.43 ta biến đổi như sau: $P_k - P_\omega = P_f \pm P_i \pm P_j + P_m$

Chia biểu thức trên cho G và khai triển về phải ta có:

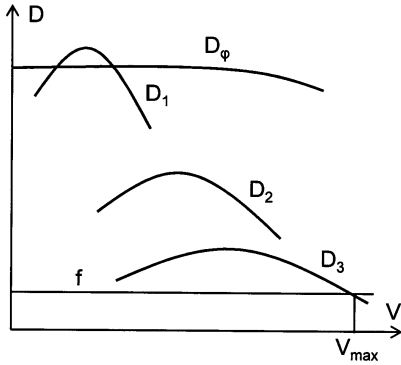
$$\frac{P_k - P_\omega}{G} = \frac{Gf \cos \alpha}{G} \pm \frac{G \sin \alpha}{G} \pm \frac{Mj\delta_i}{G} + \frac{G_m \cos \alpha}{G} \quad (3.49)$$

Xe không kéo mooc; α nhỏ $\rightarrow \cos \alpha \approx 1$, $\sin \alpha \approx \tan \alpha = i \rightarrow$ Điều kiện chuyển động:

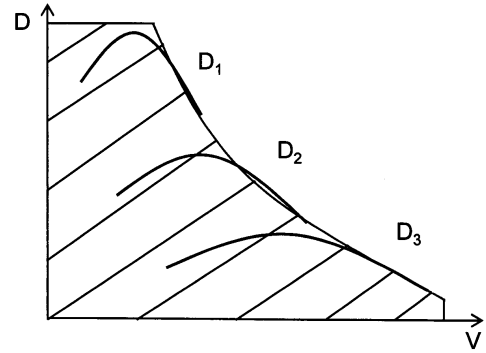
$$D \geq f \pm i \pm \frac{j\delta_i}{g} \quad (3.50)$$

Nhân tố động lực học theo điều kiện bám D_ϕ :

$$D_{\varphi} = \frac{P_{\varphi} - P_{\omega}}{G} \quad (3.51)$$



Hình 3.7. Đồ thị nhân tố động lực học



Hình 3.8

3.5.2. Đồ thị nhân tố động lực học:

Biểu diễn các giá trị của D , D_{φ} , f lên đồ thị $D - V$ ta được đồ thị nhân tố động lực học (hình 3.7).

Nhìn đồ thị D ta thấy sau khi có HTTL đường đặc tính động lực học của ô tô, xây dựng từ đường đặc tính của động cơ đã phù hợp với yêu cầu của ô tô (hình 3.8). Ở đây thể hiện rõ vai trò của HTTL là biến đổi đường đặc tính của động cơ cho phù hợp với yêu cầu của ô tô.

3.5.3. Nhân tố động lực học ô tô khi tải trọng thay đổi:

Nhân tố động lực học vừa trình bày ở trên là cho xe chở đủ tải. Khi xe chở không đủ tải xe có thể có khả năng gia tốc, vượt dốc và vận tốc lớn hơn. Khi quá tải thì ngược lại.

Gọi D_x là nhân tố động lực học của xe không đủ tải (hoặc quá tải), G_x là trọng lượng xe.

$$D_x = \frac{P_k - P_{\omega}}{G_x} \quad (3.52)$$

Kết hợp với công thức 3.48 ta có:

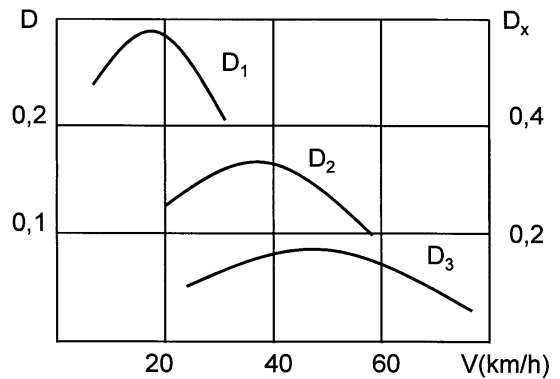
$$D_x = \frac{G}{G_x} D \quad (3.53)$$

Hình 3.9 thể hiện đồ thị nhân tố động lực học khi đầy tải và khi $G_x = 0,5G$. (Đối với D_x chỉ cần thay đổi tỉ lệ xích).

Trường hợp tổng quát ta làm như sau: Lập đồ thị $D - D_x$ ở góc phần tư thứ 2 (hình 3.10). Từ gốc tọa độ vẽ các tia hợp với D_x 1 góc α với giá trị α theo biểu thức 3.54.

$$\tan \alpha = \frac{D}{D_x} = \frac{G_x}{G} \quad (3.54)$$

$$G_x = G_0 + aG_t \quad (3.55)$$



Hình 3.9

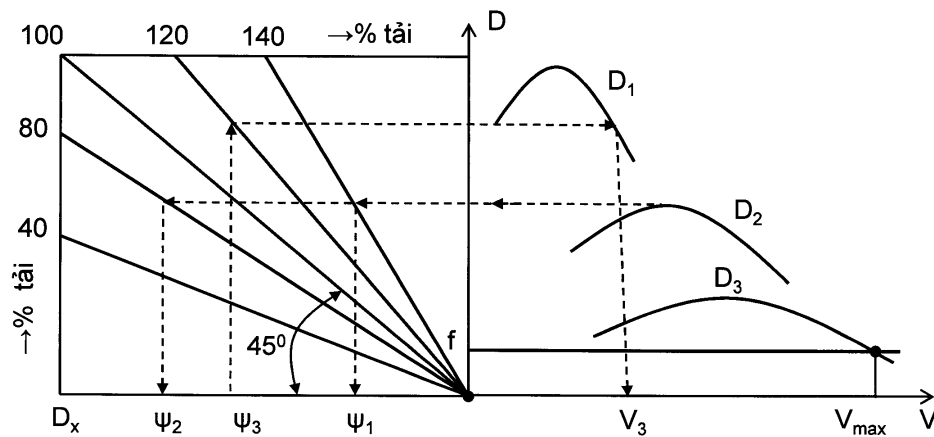
a: % tải trọng; G_t : tải trọng xe; G_0 : trọng lượng xe không tải.

Đồ thị góc phần tư thứ 2 như trên hình 3.10 còn được gọi là đồ thị tia.

Sử dụng đồ thị: Dùng đồ thị hình 3.10 có thể đánh giá chất lượng động lực học của xe đầy tải và các tải trọng khác nhau. Ví dụ:

- Khi xe chạy số 2, cần biết nếu chở quá 40% tải (tức chở 140% tải) hoặc chỉ 80% tải thì xe có thể đi trên loại đường có ψ bằng bao nhiêu: Từ D_2 kẻ đường ngang gặp các tia 140% và 80%, giống xuống D_x , gặp D_x và ta có kết quả: ψ_1 và ψ_2 .

- Đường có hệ số cản tổng cộng ψ_3 , nếu chở 120% tải thì sẽ chạy được số mấy, vận tốc bao nhiêu (xem đồ thị 3.10)



Hình 3.10

Đồ thị nhân tố động lực học với các tải trọng khác nhau của ô tô

3.6. KHẢ NĂNG TĂNG TỐC CỦA Ô TÔ

Khả năng tăng tốc của ô tô cũng là một yếu tố đánh giá chất lượng động lực học của ô tô. Nhìn trên các đồ thị cân bằng công suất, cân bằng lực kéo hay đồ thị nhân tố động lực học ta thấy khi ô tô chưa đạt giá trị vận tốc cực đại bao giờ cũng tồn tại một công suất (hoặc lực kéo) dư. Công suất (hoặc lực kéo) dư này được dùng để tăng tốc, lên dốc hoặc kéo moóc.

Khả năng tăng tốc được đánh giá bằng các thông số: gia tốc, thời gian tăng tốc và quãng đường tăng tốc

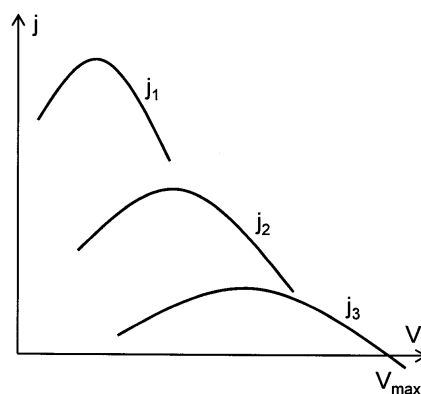
3.6.1. Gia tốc ô tô

Từ biểu thức 3.50, nếu xe chạy trên đường bằng không kéo moóc ta có:

$$D = f + \frac{j\delta_i}{g} \rightarrow j = \frac{(D - f)g}{\delta_i} \quad (3.56)$$

Biểu diễn các giá trị j tính từ 3.56 lên đồ thị $j - V$ ta được đồ thị gia tốc ô tô (hình 3.11).

j_n cắt trục hoành tại V_{max} .



Hình 3.11. Đồ thị gia tốc ô tô

$$\delta_i = 1,05 + 0,0015i_t^2 \quad (3.57)$$

δ_i là hệ số kể đến ảnh hưởng của các khối lượng của các chi tiết quay của ô tô (động cơ, HTTL, bánh xe). Công thức kinh nghiệm 3.57 cho thấy hệ số này phụ thuộc chủ yếu vào tỉ số truyền của HTTL. Ví dụ HTTL của một xe tải có $i_{t\max} = 40$ thì tại số 1 $\delta_i = 3,45$. Đây là một con số khá lớn. Điều này giải thích vì sao ở những xe có $i_{t\max}$ lớn (xe tải) có thể xảy ra trường hợp $j_2 > j_1$.

3.6.2. Thời gian tăng tốc

Thời gian và quãng đường tăng tốc ô tô là một chỉ tiêu quan trọng đánh giá khả năng động lực học của ô tô.

Ta có:

$$j = \frac{dV}{dt} \rightarrow dt = \frac{1}{j} dV \rightarrow t = \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{j} dV \quad (3.58)$$

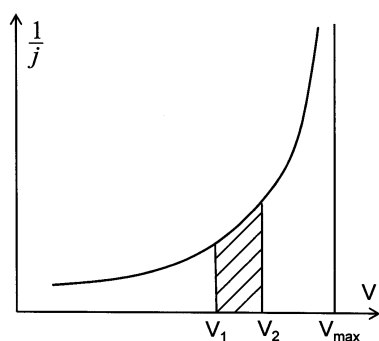
Biểu thức 3.58 có nghĩa là: nếu có đồ thị $1/j - V$ thì thời gian tăng tốc từ V_1 đến V_2 chính là phần diện tích dưới đồ thị $1/j$ giới hạn bởi V_1 và V_2 .

Từ đó ta làm như sau:

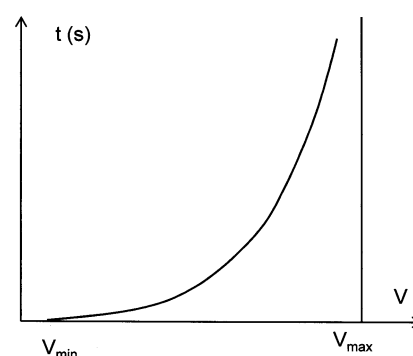
Xây dựng đồ thị $1/j - V$ từ số liệu của đồ thị $j - V$ (hình 3.12); chia trục V thành $n-1$ đoạn nhỏ (số lượng khoảng chia quyết định mức độ chính xác của kết quả). Diện tích khoảng dưới đồ thị trong từng đoạn chính là thời gian tăng tốc của ô tô trong khoảng đó. Ta lập bảng như sau để xác định giá trị thời gian tăng tốc (bảng 8)

Bảng 8

Khoảng vận tốc	$V_1 - V_2$	$V_2 - V_3$		$V_{n-1} - V_n$
Diện tích	S_1	S_2		S_{n-1}
Tổng diện tích	S_1	$S_1 + S_2$		$S_1 + S_2 + \dots + S_{n-1}$
Thời gian tăng tốc	μS_1	$\mu(S_1 + S_2)$		$\mu(S_1 + S_2 + \dots + S_{n-1})$



Hình 3.12



Hình 3.13

Đồ thị: Biểu diễn các giá trị t vừa xác định được trên đồ thị $t - V$ ta được đồ thị thời gian tăng tốc (hình 3.13).

μ là tỉ lệ xích: $\mu = \mu_V \mu_{1/j}$ trong đó μ_V và $\mu_{1/j}$ là tỉ lệ xích của trục hoành (trục V) và trục tung (trục $1/j$)

Ở đây ta coi rằng thời gian tăng tốc bắt đầu từ $V_{\min}$ và điểm xuất phát của đồ thị trên trục hoành là $V_{\min}$. Thời gian từ $V = 0$ đến $V_{\min}$ là thời gian khởi hành, thời gian trượt li hợp, thời gian này phụ thuộc người lái và một số yếu tố khác.

Tại $V_{\max} \rightarrow j = 0 \rightarrow 1/j = \infty$ do đó chỉ xây dựng đồ thị đến $90 \div 95 \% V_{\max}$.

Cách tính như trình bày ở trên đã bỏ qua thời gian sang số.

Giả sử thời gian chuyển số là t_s , ta có thể tính được lượng sụt giảm vận tốc ΔV như sau: Trong thời gian chuyển số động cơ ngắt khỏi HTTL, $P_k = 0$, xe chỉ có lực cản. Bỏ qua lực cản không khí ta có:

$$M\delta_i j = P_{\psi} = G\psi \rightarrow j = \psi \frac{g}{\delta_i} \rightarrow \Delta V = jt_s = \psi \frac{g}{\delta_i} t_s \quad (3.59)$$

Thời gian sang số phụ thuộc chủ yếu vào khả năng của người lái

Người lái thành thạo: $t = 0,5 \div 3$ s.

3.6.3. Quãng đường tăng tốc S

Cách tính:

$$\text{Ta có:} \quad V = \frac{dS}{dt} \rightarrow dS = Vdt \rightarrow S = \int_{t_1}^{t_2} Vdt = \int_{V_1}^{V_2} Vdt \quad (3.60)$$

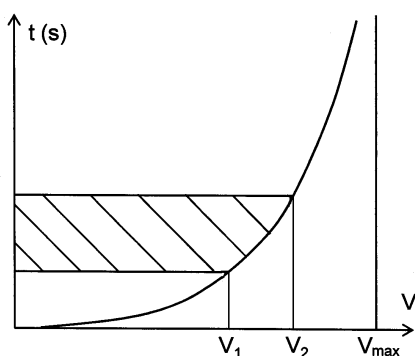
Từ 3.60 ta cũng làm tương tự như tính thời gian tăng tốc: Sau khi có đồ thị thời gian tăng tốc ($t - V$), ta chia trục hoành thành $n-1$ đoạn nhỏ. Phần diện tích tính quãng đường tăng tốc S lúc này nằm giữa đồ thị và trục t (trục tung) (Hình 3.14).

Ta lập bảng như sau để xác định giá trị thời gian tăng tốc:

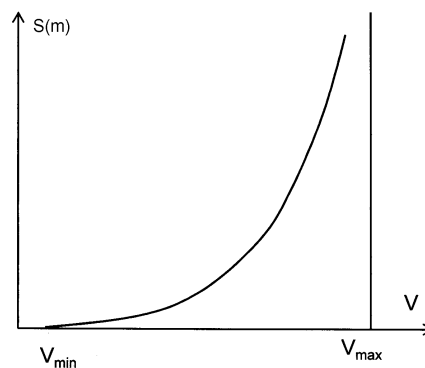
Bảng 9

Khoảng vận tốc	$V_1 - V_2$	$V_2 - V_3$	...	$V_{n-1} - V_n$
Diện tích	S_1	S_2	...	S_{n-1}
Tổng diện tích	S_1	$S_1 + S_2$	...	$S_1 + S_2 + \dots + S_{n-1}$
Quãng đường tăng tốc	μS_1	$\mu(S_1 + S_2)$	...	$\mu(S_1 + S_2 + \dots + S_{n-1})$

Biểu diễn các giá trị S vừa xác định được trên đồ thị $S - V$ ta được đồ thị quãng đường tăng tốc (Hình 3.15).



Hình 3.14



Hình 3.15

CHƯƠNG IV

SỰ PHANH Ô TÔ

4.1. MỞ ĐẦU:

4.1.1. Khái niệm về sự phanh

Xe lưu thông trên đường luôn gặp tình huống phải giảm vận tốc. Ví dụ:

- Cần phải dừng xe;
- Gặp chướng ngại vật;
- Gặp đường xấu;
- ...

Quá trình làm giảm vận tốc ô tô trong các trường hợp kể trên là quá trình phanh ô tô và được thực hiện bằng một hệ thống gọi là hệ thống phanh. Chúng ta sẽ xem xét động học và động lực học quá trình này tức là xem xét sự phanh ô tô.

Xe có khối lượng M chạy với vận tốc V sẽ có động năng:

$$L = \frac{MV^2}{2}$$

Giả sử xe đang chạy với vận tốc V_1 và có nhu cầu giảm vận tốc xuống V_2 . Khi đó cần phải tiêu phí đi một lượng năng lượng:

$$\Delta L = \frac{M(V_1^2 - V_2^2)}{2} \quad (4.1)$$

Ở một khía cạnh khác, khi xe chuyển từ V_1 đến V_2 ($V_2 < V_1$) xe thực hiện một chuyển động chậm dần, nghĩa là phải tạo cho xe một gia tốc j ngược chiều với chiều chuyển động. Mà ta biết rằng muốn tạo cho một vật thể có khối lượng M một gia tốc j thì ta phải tác dụng vào vật thể một ngoại lực $P = Mj$. Như vậy để làm giảm vận tốc của xe ta phải tạo ra một lực, cản lại sự chuyển động của xe. Ta gọi lực này là lực phanh.

Tuy nhiên trên ô tô ngoài khối lượng chuyển động tịnh tiến còn có các khối lượng chuyển động quay bao gồm bánh xe và các chi tiết liên quan động học đến bánh xe. Do vậy lực tác dụng vào xe để tạo ra gia tốc j phải là:

$$P = Mj\delta \quad (4.2)$$

Trong đó δ là hệ số kể đến ảnh hưởng của các khối lượng quay khi phanh xe. Hệ số này gần giống với trường hợp tính lực cản quán tính khi tăng tốc ô tô (được trình bày trong chương 2).

Trong quá trình chuyển động, xe chỉ tiếp xúc với không khí và mặt đường. Như vậy để tạo ra một ngoại lực tác dụng vào xe thì chỉ có thể tạo ra từ không khí và đường.

Đối với ô tô lực cản do không khí tạo ra không đủ để phanh xe có hiệu quả. Một số phương tiện khác ví dụ máy bay khi hạ cánh trên một diện tích hẹp (như tàu sân bay), người ta có dùng lực cản không khí hỗ trợ cho quá trình phanh bằng cách bung dù ra.

Như vậy lực cản lại sự chuyển động của xe (tức lực phanh) chỉ có thể là lực ma sát giữa bánh xe và mặt đường. Khi bánh xe lăn tự do trên mặt đường, lực ma sát giữa bánh xe và mặt đường chính là lực cản lăn P_f .

$$P_f = Gf$$

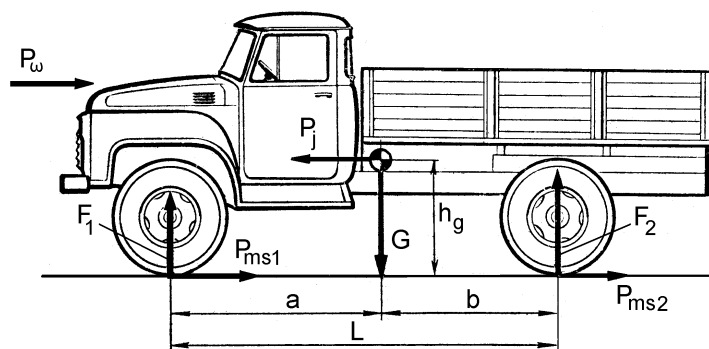
Trong đó G là trọng lượng xe; f là hệ số cản lăn.

Lực cản này rất nhỏ (trên đường tốt hệ số cản lăn f chỉ bằng khoảng 0,02) đương nhiên không thể dùng để phanh được. Nhưng nếu ta giữ bánh xe lại không cho bánh xe quay thì ma sát giữa bánh xe và mặt đường chuyển thành ma sát trượt và lực ma sát giữa bánh xe và mặt đường lúc này là:

$$P_{ms} = G\mu$$

Hệ số ma sát μ giữa bánh xe và mặt đường lúc này như đã trình bày ở chương 1 chính là hệ số bám φ . Mà trên đường tốt $\varphi = 0,6 \div 0,8$ cho nên lực ma sát giữa bánh xe và mặt đường có giá trị lớn và do đó có thể dùng để phanh xe.

Như vậy để tạo ra lực ma sát lớn giữa bánh xe và mặt đường đủ để phanh xe có hiệu quả phải tạo ra mô men cản, cản lại chuyển động quay của bánh xe. Có nghĩa là thực chất để làm giảm vận tốc của xe, hệ thống phanh phải sinh ra một mô men cản lại chuyển động quay của bánh xe. Mô men này được gọi là mô men phanh. Lực cản lại chuyển động của bánh xe tức lực phanh chính là lực ma sát giữa bánh xe và mặt đường. Hình 4.1 là sơ đồ chịu lực của một ô tô đang phanh trên đường bằng. Ở đây ta bỏ qua lực cản lăn P_f .



Hình 4.1. Các lực tác dụng lên ô tô khi phanh

Ngoài trường hợp phải giảm vận tốc khi đang lưu thông trên đường còn có trường hợp cũng cần phải tạo ra lực cản ở bánh xe như khi cần dừng hoặc đỗ xe trên dốc. Khi đó thành phần $G\sin\alpha$ (α là góc dốc) của trọng lượng xe (xem thêm phần 2.2.2 của chương II) sẽ kéo xe tụt xuống dốc. Khi đó cũng cần lực phanh để giữ xe đứng trên dốc.

4.1.2. Hệ thống phanh

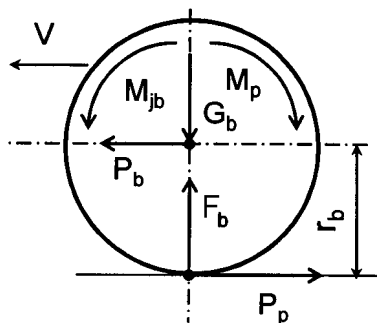
Trên ô tô người ta lắp một hệ thống để thực hiện quá trình phanh nói trên, hệ thống này được gọi là hệ thống phanh ô tô. Hệ thống phanh trên ô tô thường có 2 bộ phận chính:

- Bộ phận cơ cấu phanh: Bộ phận này có chức năng sinh ra mô men phanh tức mô men cản lại sự quay của bánh xe. Hiện nay trên ô tô mô men phanh được sinh ra nhờ ma sát. Cơ cấu phanh có một cặp chi tiết ma sát. Một chi tiết (hoặc cụm chi tiết) gắn với bánh xe, quay cùng bánh xe; một chi tiết (hoặc cụm chi tiết) gắn với thân xe (thông qua cầu xe hoặc bộ phận nào đó). Khi phanh người lái điều khiển cho cặp chi tiết ma sát này tiếp xúc với nhau, mô men ma sát do cặp chi tiết ma sát này tạo ra chính là mô men phanh. Cách này có thể tạo ra mô men phanh theo yêu cầu của người lái.
- Bộ phận dẫn động phanh: Bộ phận này truyền lực điều khiển từ người lái hoặc từ một nguồn năng lượng nào đó (ví dụ khí nén) đến cơ cấu phanh để điều khiển cơ cấu phanh sinh ra mô men phanh.

Cấu tạo, nguyên lý làm việc của hệ thống phanh được trình bày kỹ trong các sách và giáo trình "Cấu tạo ô tô".

4.2. LỰC PHANH VÀ MÔ MEN PHANH

Như đã nói ở trên, lực phanh xe là lực ma sát giữa bánh xe và mặt đường, mô men phanh là mô men cản lại sự quay của bánh xe. Do vậy để khảo sát lực phanh và mô men phanh ta khảo sát mô hình bánh xe sau đây (hình 4.2).



Hình 4.2. Lực và mô men tác dụng lên bánh xe khi phanh

Các lực và mô men tác dụng: mô men M_p ngược chiều với chiều chuyển động; mô men quán tính M_{jb} của bánh xe và các chi tiết quay cùng bánh xe; lực P_b tác dụng từ khung xe; trọng lượng xe phân bố lên bánh xe G_b ; phản lực mặt đường F_b .

Lấy mô men tại tâm bánh xe ta có phương trình cân bằng mô men:

$$M_p - M_{jb} = P_p r_b \quad (4.3)$$

$$P_p = \frac{M_p - M_{jb}}{r_b} \quad (4.4)$$

Mô men quán M_{jb} của bánh xe và các chi tiết quay cùng bánh xe thường khó xác định chính xác. Do vậy cũng giống như trường hợp tính toán lực cản quán tính ở chương 2, để thuận tiện trong tính toán

người ta thay việc tính toán giá trị M_{jb} bằng việc đưa vào một hệ số kể đến ảnh hưởng của các khối lượng quay của xe khi phanh (xem biểu thức 4.2). Lúc đó lực phanh được xác định theo biểu thức:

$$P_p = \frac{M_p}{r_b} \quad (4.5)$$

Nhìn vào biểu thức (4.5) ta thấy khi M_p tăng lên thì P_p cũng tăng lên tương ứng. Tuy nhiên trên thực tế, P_p không tăng lên vô hạn. Đến một giá trị P_p nào đó sẽ xảy ra hiện tượng M_p tăng nhưng P_p không tăng, nếu M_p tiếp tục tăng lên, bánh xe sẽ bị trượt. Giá trị lực phanh lúc này như đã trình bày ở chương I đạt cực đại và bằng lực bám.

$$P_{pmax} = P_\phi = F_b \phi \quad (4.6)$$

Và như vậy mô men phanh cực đại cần sinh ra trên cơ cấu phanh (đặt tại bánh xe) cũng chỉ cần bằng mô men bám:

$$M_{pmax} = M_\phi = F_b \phi r_b \quad (4.7)$$

Chú ý rằng nếu mô men phanh trên bánh xe vượt quá giá trị được tính trong biểu thức (4.7) thì cũng vô ích thôi, chưa kể là nó còn làm cho bánh xe bị trượt và hệ số bám sẽ giảm đi. Vấn đề này sẽ được trình bày kỹ ở phần "Chống hãm cứng bánh xe".

Từ biểu thức (4.7) có thể xác định được giá trị mô men phanh cần thiết sinh ra trên các bánh xe.

Xét sơ đồ một ô tô đang phanh trên đường bằng (hình 4.3): Xe chịu các lực: trọng lượng G ; phản lực mặt đường lên các bánh xe trước và sau F_1, F_2 ; lực phanh tại các bánh xe trước và sau P_{p1}, P_{p2} ; lực quán tính P_j (xe đang phanh: có gia tốc chậm dần). Bỏ qua lực cản lăn P_f và lực cản không khí P_w . Ta xác định các phản lực mặt đường lên các bánh xe. Để xác định F_1 ta lấy mô men các lực tại điểm tiếp xúc bánh sau với mặt đường:

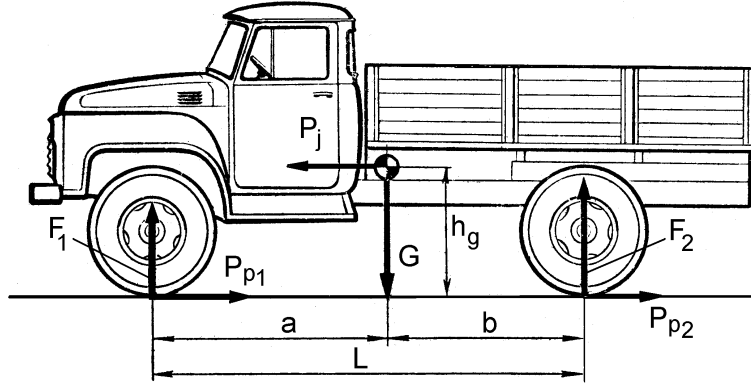
$$F_1 L - G_b - P_{jh_g} = 0$$

$$F_1 = \frac{Gb + P_j h_g}{L} \quad (4.8)$$

Tương tự ta có:
$$F_2 = \frac{Ga - P_j h_g}{L} \quad (4.9)$$

Chiều các lực theo phương ngang ta có:

$$P_j = P_{p1} + P_{p2}$$



Hình 4.3.

Sơ đồ xác định phản lực thẳng đứng tác dụng từ mặt đường lên bánh xe khi phanh

Nếu phanh cực đại (giá trị các lực phanh đạt cực đại và gia tốc chậm dần đạt cực đại, lực quán tính P_j đạt cực đại):

$$P_{j\max} = P_{p1\max} + P_{p2\max} = F_1 \varphi + F_2 \varphi = (F_1 + F_2) \varphi = G \varphi \quad (4.10)$$

Thay (4.10) vào (4.8) và (4.9) ta có phản lực mặt đường lên các bánh xe khi phanh cực đại:

$$F_1 = \frac{Gb + P_j h_g}{L} = \frac{Gb + G \varphi h_g}{L} = \frac{G}{L} (b + \varphi h_g) \quad (4.11)$$

$$F_2 = \frac{Ga - P_j h_g}{L} = \frac{Ga - G \varphi h_g}{L} = \frac{G}{L} (a - \varphi h_g)$$

Và ta có mô men phanh cần thiết sinh ra trên các bánh xe trước và sau như sau:

$$M_{p1} = F_1 \varphi r_b = \frac{G}{L} (b + \varphi h_g) \varphi r_b \quad (4.12)$$

$$M_{p2} = F_2 \varphi r_b = \frac{G}{L} (a - \varphi h_g) \varphi r_b \quad (4.13)$$

Từ các biểu thức trên đây ta có thể xác định được mô men phanh cần thiết sinh ra trên các cơ cấu phanh của hệ thống phanh. Giá trị này dùng làm cơ sở để thiết kế hệ thống phanh.

4.3. CÁC CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ HIỆU QUẢ PHANH

4.3.1. Khái niệm

Không có định nghĩa cụ thể hiệu quả phanh (còn được gọi chất lượng phanh) mà nó được đánh giá thông qua các chỉ tiêu: Lực phanh P_p , gia tốc chậm dần j , thời gian phanh t , quãng đường phanh S .

Xe chỉ được phép lưu hành (lưu thông trên đường) khi một số chỉ tiêu nêu ở trên nằm trong phạm vi cho phép. Số lượng chỉ tiêu, chỉ tiêu nào, phạm vi cho phép của chỉ tiêu phụ thuộc từng nước. Mỗi nước có tiêu chuẩn riêng của mình.

Bảng 4.1. Đường nhựa khô, bằng, xe không tải, vận tốc xe: 30 km/h

Loại ô tô	Quãng đường phanh $S(m) \leq$	Gia tốc chậm dần cực đại $j_{\max}(m/s^2) \geq$
Ô tô con	7,2	5,8
Ô tô tải, trọng lượng toàn bộ < 80 kN, xe khách có chiều dài < 7,5 m	9,5	5,0
Ô tô tải, trọng lượng toàn bộ ≥ 80 kN, xe khách có chiều dài $\geq 7,5$ m	11	4,2

Việt Nam cũng có tiêu chuẩn riêng của mình đó là tiêu chuẩn TCVN 5658-1999. Năm 2000 Bộ Giao thông Vận tải ban hành quy định “*Tiêu chuẩn an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường của phương tiện cơ giới đường bộ*” (bảng 4.1). Các trạm đăng kiểm là cơ quan kiểm tra và cấp phép lưu hành cho các loại xe.

Các chỉ tiêu nói trên không độc lập riêng rẽ với nhau mà liên quan mật thiết đến nhau và có thể biểu diễn mối quan hệ giữa các chỉ tiêu bằng các biểu thức toán học.

4.3.2. Lực phanh và lực phanh riêng

Tất cả các loại ô tô đều được trang bị hệ thống phanh với cơ cấu phanh nằm trên bánh xe (hoặc trục nào đó có liên quan động học đến bánh xe). Khi người lái tác dụng vào bộ phận điều khiển phanh (thường là đạp bàn đạp phanh) cơ cấu phanh có nhiệm vụ sinh ra mô men cản lại sự quay bánh xe (mô men phanh M_p). Giữa bánh xe và mặt đường xuất hiện lực ma sát ngược chiều chuyển động của xe (lực phanh P_p theo biểu thức 4.5), làm giảm vận tốc xe. Theo biểu thức (4.2), gia tốc chậm dần càng lớn khi lực phanh càng lớn. Tuy nhiên lực phanh cực đại như đã trình bày ở trên bị hạn chế bởi lực bám (xem biểu thức 4.6)

Như vậy mỗi loại xe tùy theo trọng lượng, mô men phanh yêu cầu được xác định và hệ thống phanh thiết kế phải đảm bảo sinh ra lực phanh yêu cầu. Như đã trình bày ở trên mô men phanh yêu cầu tại 1 bánh xe khi thiết kế được xác định từ các biểu thức (4.12), (4.13).

Trong quá trình sử dụng, M_p bị giảm đi vì nhiều lí do làm cho P_p giảm do vậy định kỳ (6 tháng, 1 năm, ... tùy loại xe), xe phải được kiểm tra (khám) lại.

Trị số lực phanh P_p chỉ có ý nghĩa đối với từng loại xe cụ thể. Xe có trọng lượng khác nhau đòi hỏi lực phanh khác nhau. Để đánh giá tổng quát hơn người ta đưa ra thông số lực phanh riêng p .

$$p = \frac{P_p}{G} \quad (4.14)$$

G là trọng lượng đặt lên bánh xe phanh.

Tại các trạm đăng kiểm ở Việt Nam, xe kiểm tra nếu $p = 0,5$ là đạt yêu cầu.

4.3.3. Gia tốc chậm dần

Gia tốc chậm dần là 1 chỉ tiêu quan trọng đánh giá hiệu quả phanh.

Về cơ học gia tốc j có quan hệ mật thiết với lực phanh P_p , do đó ta có thể tính gia tốc phanh từ lực phanh.

Định luật Niuton: Lực bằng tích của khối lượng và gia tốc: $P = Mj$.

Đối với ô tô: P_p gây ra gia tốc j cho cả xe (với khối lượng m) và gây gia tốc ε cho bánh xe và các chi tiết liên quan. Bánh xe và các khối lượng quay liên quan khác đã được kể đến qua hệ số δ (tham khảo mục 4.4. chương 2).

Xét trường hợp phanh xe trên đường bằng không kéo mooc (hình 4.3), bỏ qua P_f , P_w ta có:

$$P_p = P_{p1} + P_{p2} = P_j = Mj\delta$$

Trong đó δ như đã nói ở trên là hệ số kể đến ảnh hưởng của các khối lượng quay của ô tô khi phanh, m là khối lượng của ô tô. Như vậy:

$$j = \frac{P_p}{M\delta} \quad (4.15)$$

Khi phanh với lực phanh cực đại, gia tốc cũng sẽ đạt cực đại: $j_{\max} = \frac{P_{p\max}}{M\delta}$

Mà $P_{p\max} = P_\phi = G\phi$ cho nên:

$$j_{\max} = \frac{P_{p\max}}{M\delta} = \frac{P_\phi}{M\delta} = \frac{G\phi g}{G\delta} = \frac{\phi g}{\delta} \quad (4.16)$$

Như vậy ta thấy gia tốc chậm dần cực đại của ô tô khi phanh phụ thuộc chủ yếu vào hệ số bám giữa bánh xe và mặt đường. Mặt đường có hệ số bám càng cao thì phanh càng có hiệu quả.

Gia tốc chậm dần của xe thay đổi trong quá trình phanh. Khi đo gia tốc chậm dần người ta quan tâm đến 2 giá trị :

Gia tốc chậm dần cực đại: Thiết bị đo giá trị này tương đối đơn giản: Nó có dạng 1 con lắc, được gắn vào xe. Khi xe có gia tốc, con lắc sẽ quay, bộ phận đánh dấu sẽ đánh dấu góc quay lớn nhất. Có một số nước dùng giá trị này để đánh giá chất lượng phanh xe khi lưu hành. Nước ta cũng có quy định giá trị gia tốc chậm dần cực đại cho các loại xe ứng với vận tốc 30 km/h (bảng 4.1).

Gia tốc chậm dần trung bình: Giá trị này đánh giá chất lượng phanh chính xác hơn, nhưng phải có thiết bị đo hiện đại, chủ yếu là tự ghi được các giá trị gia tốc trong quá trình phanh.

4.3.4. Thời gian phanh

Thời gian phanh t cũng là 1 chỉ tiêu đánh giá chất lượng phanh. Thời gian phanh cũng có quan hệ với gia tốc chậm dần và do đó cũng có quan hệ với lực phanh.

Khi phanh gia tốc của ô tô là gia tốc chậm dần, véc tơ gia tốc ngược chiều với chiều chuyển động của xe. Ta có:

$$j = -\frac{dV}{dt} \quad (4.17)$$

Thay (4.17) vào (4.15):

$$j = \frac{P_p}{M\delta} = -\frac{dV}{dt} \rightarrow dt = -\frac{M\delta}{P_p} dV$$

Thời gian phanh từ khi xe có vận tốc V_1 đến khi xe có vận tốc V_2 là:

$$t = \int_{V_1}^{V_2} -\frac{M\delta}{P_p} dV = \int_{V_2}^{V_1} \frac{M\delta}{P_p} dV \quad (4.18)$$

Khi phanh với lực phanh cực đại ta có ta sẽ có thời gian phanh là cực tiểu $t_{\min}$:

$$t_{\min} = \int_{V_2}^{V_1} \frac{M\delta}{P_{p\max}} dV = \int_{V_2}^{V_1} \frac{M\delta}{P_\phi} dV = \int_{V_2}^{V_1} \frac{G\delta}{gG\phi} dV = \int_{V_2}^{V_1} \frac{\delta}{g\phi} dV = \frac{\delta}{g\phi} (V_1 - V_2) \quad (4.19)$$

Nếu phanh đến khi xe dừng lại thì thời gian phanh nhỏ nhất là:

$$t_{\min} = \frac{\delta}{g\phi} V \quad (4.20)$$

Trong đó V là vận tốc xe lúc bắt đầu phanh.

Như vậy ta thấy thời gian phanh phụ thuộc chủ yếu vào hệ số bám và vận tốc xe (lúc bắt đầu phanh và lúc kết thúc phanh).

Thời gian phanh trong các biểu thức 4.19 và 4.20 là thời gian phanh tính từ lúc lực phanh đã đạt giá trị ổn định. Thời gian phanh thực tế còn phải kể đến thời gian chậm tác dụng của hệ thống phanh, thời gian gia tăng lực phanh, ngoài ra còn phải chú ý đến thời gian phản ứng của người lái. Mục dưới đây sẽ đề cập đến vấn đề này.

4.3.5. Quãng đường phanh

Trong các chỉ tiêu đánh giá chất lượng phanh thì quãng đường phanh S là chỉ tiêu quan trọng nhất. Người lái có thể nhận biết được quãng đường phanh một cách trực tiếp (bằng trực giác), dễ dàng tạo điều kiện cho người lái xe xử trí khi điều khiển xe. Ví dụ người lái có thể ước lượng khoảng cách để quyết định lúc nào cần phanh để xe dừng đúng chỗ mong muốn. Trong trường hợp có chướng ngại vật thì tai nạn sẽ không xảy ra khi quãng đường phanh nhỏ hơn khoảng cách từ xe đến chướng ngại vật.

Cũng như thời gian phanh, quãng đường phanh cũng có quan hệ với gia tốc chậm dần và do đó cũng có quan hệ với lực phanh.

Ta có:
$$j = \frac{P_p}{M\delta} = -\frac{dV}{dt}$$

Nhân 2 vế của biểu thức trên với dS ta có:

$$\begin{aligned} \frac{P_p}{M\delta} dS &= -\frac{dS}{dt} dV = -VdV \rightarrow dS = -\frac{M\delta}{P_p} VdV \\ S &= \int_{V_1}^{V_2} -\frac{M\delta}{P_p} VdV = \int_{V_2}^{V_1} \frac{M\delta}{P_p} VdV = \frac{M\delta}{2P_p} (V_1^2 - V_2^2) \end{aligned} \quad (4.21)$$

Khi phanh với lực phanh cực đại thì quãng đường phanh sẽ cực tiểu. Ta có:

$$S_{\min} = \frac{M\delta}{2P_{p\max}} (V_1^2 - V_2^2) = \frac{M\delta}{2P_\phi} (V_1^2 - V_2^2) = \frac{G\delta}{2gG\phi} (V_1^2 - V_2^2) = \frac{\delta}{2g\phi} (V_1^2 - V_2^2) \quad (4.22)$$

Nếu phanh cho đến khi xe dừng lại ($V_2 = 0$):

$$S_{\min} = \frac{\delta}{2g\phi} V^2 \quad (4.23)$$

Trong đó V là vận tốc xe lúc bắt đầu phanh.

Như vậy ta thấy cũng như thời gian phanh, quãng đường phanh cũng phụ thuộc chủ yếu vào hệ số bám và vận tốc xe (lúc bắt đầu phanh và lúc kết thúc phanh) và quãng đường phanh thực tế còn phải kể đến quãng đường xe đi trong thời gian chậm tác dụng của hệ thống phanh, thời gian gia tăng lực phanh, thời gian phản ứng của người lái. Theo bảng 4.1. nước ta cũng quy định quãng đường phanh cho phép với từng loại xe khi xe có vận tốc 30 km/h.

4.4. ĐIỀU HOÀ LỰC PHANH

4.4.1. Đặt vấn đề

Ta biết lực phanh cực đại bị giới hạn bởi lực bám giữa bánh xe và mặt đường:

$$P_{p\max} = F_b \varphi = G_b \varphi$$

Trong quá trình vận hành trọng lượng tác dụng lên các bánh xe thay đổi, không cố định do 2 lý do chủ yếu sau đây:

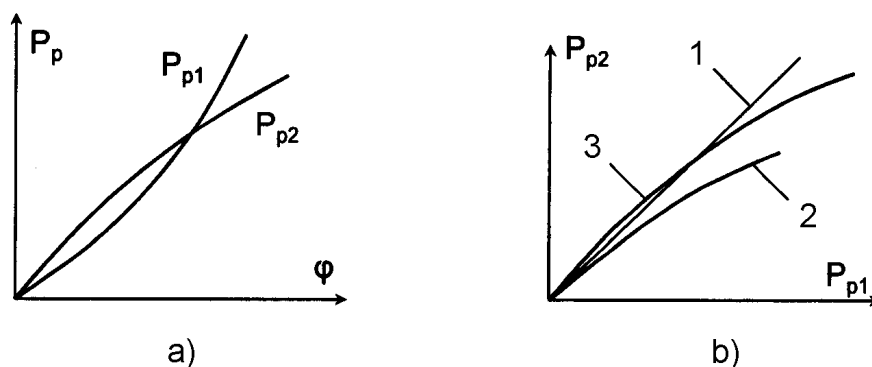
- Do chất tải: Xe tải: Trọng lượng hàng hoá và cách sắp xếp hàng hoá; Xe chở người: số lượng người và cách bố trí sắp xếp người trên xe. Các yếu tố này làm cho trọng lượng tác dụng lên bánh xe khác nhau tùy theo từng trường hợp cụ thể. Đối với xe tải thì trọng lượng tác dụng lên các bánh sau thay đổi trong một khoảng rộng (từ không tải đến đầy tải).

- Khi phanh do xuất hiện lực quán tính P_j (hình 4.3) làm cho trọng lượng phân bố lên các bánh xe trước tăng lên, ngược lại ở các bánh sau bị giảm đi (biểu thức 4.11).

Từ (4.12) và (4.13) ta có khi phanh cực đại tỉ lệ mô men phanh của các bánh trước và sau là:

$$\frac{M_{p1}}{M_{p2}} = \frac{b + \varphi h_g}{a - \varphi h_g} \quad (4.24)$$

Như vậy tỉ lệ mô men phanh cực đại thay đổi theo hệ số bám giữa bánh xe và mặt đường.



Hình 4.4

Trong khi đó ở các xe có bố trí các hệ thống phanh cổ điển thì hoặc là mô men phanh ở các bánh xe trước và các bánh xe sau bằng nhau hoặc nếu khác nhau thì theo một tỉ lệ không thay đổi được. Như vậy khi phanh có thể xảy ra trường hợp lực phanh tại các bánh sau đã đạt cực đại và xảy ra trượt lết nhưng các bánh trước thì chưa hoặc ngược lại và như vậy ta không sử dụng triệt để lực phanh cực đại trên tất cả các bánh xe.

Từ biểu thức (4.11) ta có:

$$P_{p1\max} = F_1 \varphi = \frac{G}{L} (b + \varphi h_g) \varphi \quad (4.24)$$

$$P_{p2\max} = F_2 \varphi = \frac{G}{L} (a - \varphi h_g) \varphi \quad (4.25)$$

Từ (4.24) và (4.25) khi ta cho hệ số bám φ thay đổi ta sẽ có quan hệ giữa lực phanh cực đại của các bánh xe trước và sau với φ như trên hình 4.4.a. Nhìn trên hình vẽ ta thấy khi φ thay đổi lực phanh

cực đại trên các bánh xe trước và sau thay đổi rất khác nhau. Trong lúc đó lực phanh trên các xe có hệ thống phanh cổ điển như đã nói ở trên hoặc là bằng nhau hoặc là khác nhau theo một tỉ lệ không đổi. Hình 4.11.b. biểu diễn mối quan hệ giữa lực phanh của các bánh trước và sau khi hệ số bám φ thay đổi. Trong đó đường 1 là đường lực phanh thực tế của ô tô ($P_{p1} = P_{p2}$), trong lúc đó đường 2 là quan hệ lực phanh cực đại của các bánh trước và sau theo biểu thức (4.25) và (4.26) khi không tải, còn đường 3 là khi xe đầy tải.

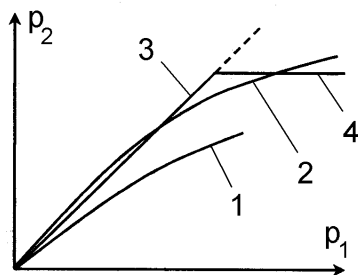
Như vậy lực phanh thực tế và lực phanh yêu cầu khác xa nhau do vậy cần phải có giải pháp để khắc phục nhược điểm trên của hệ thống phanh cổ điển.

4.4.2. Điều hoà lực phanh

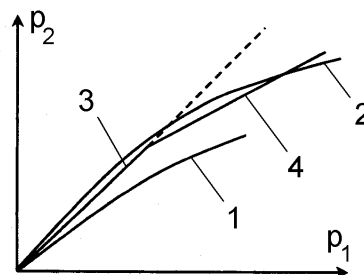
Điều hoà lực phanh có tác dụng làm thay đổi lực phanh trên các cầu để phù hợp với phân bố trọng lượng lên các cầu. Tuy nhiên không phải hệ thống phanh nào cũng có thể lắp được bộ điều hoà. Chỉ có hệ thống phanh dẫn động bằng chất lỏng hoặc khí nén mới có thể thực hiện được. Hệ thống phanh dẫn động cơ khí không được áp dụng. Các bộ điều hoà lực phanh hiện nay tác động để làm thay đổi mô men phanh thông qua việc thay đổi áp suất của chất lỏng (hoặc chất khí) đi đến cơ cấu phanh. Có nhiều loại điều hoà lực phanh. Sau đây là một số loại:

a. Van hạn chế áp suất:

Đây là một loại điều hoà đơn giản. Trên đường dẫn chất lỏng (hoặc chất khí) ra các cơ cấu phanh sau người ta đặt một van hạn chế áp suất. Khi áp suất trong hệ thống đạt một giá trị nào đó (theo tính toán của người thiết kế) van hạn chế áp suất sẽ đóng lại và áp suất chất lỏng (hoặc chất khí) đi đến các cơ cấu phanh sau không tăng lên nữa, đồng thời mô men phanh trên các cơ cấu phanh cầu sau cũng không tăng lên nữa.



Hình 4.5



Hình 4.6

Hình 4.5 thể hiện áp suất đi đến các cơ cấu phanh trước p_1 và cơ cấu phanh sau p_2 . Đường 1 và 2 là đường áp suất phanh yêu cầu để đảm bảo điều kiện 4.24 và 4.25 khi xe không tải và đầy tải; đường 3 là đường áp suất thực tế của hệ thống phanh không có van hạn chế áp suất; đường 4 áp suất khi có van hạn chế áp suất. Ta thấy khi có van hạn chế áp suất, áp suất trong hệ thống gần với đường yêu cầu hơn (đường 3 và 4 so với đường 2).

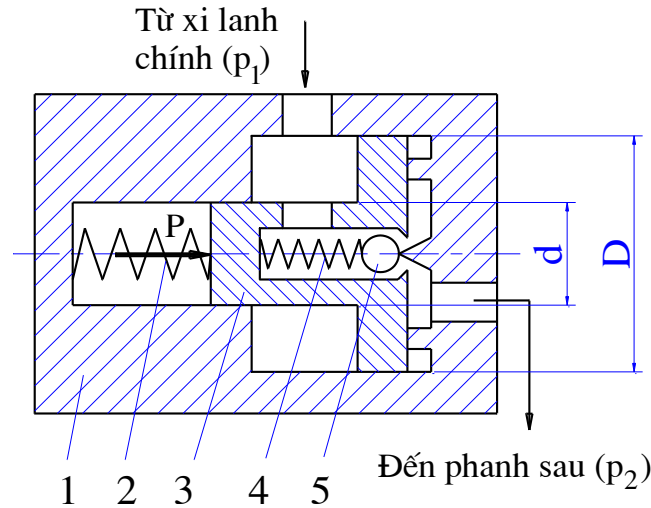
b. Bộ điều hoà lực phanh một thông số kiểu pittông vi sai

Loại điều hoà này chỉ sử dụng 1 thông số là áp suất sau xi lanh chính (hoặc sau van phân phối) để điều chỉnh áp suất đi đến cơ cấu phanh sau cho nên được gọi là điều hoà 1 thông số.

Cấu tạo của bộ điều hoà lực phanh một thông số kiểu pittông vi sai được thể hiện trên hình 4.7. Bộ điều hoà được lắp trên đường chất lỏng (dầu phanh) đi đến các cơ cấu phanh sau, như vậy dầu phanh đi qua bộ điều hoà đến cơ cấu phanh sau. Thân 1 của bộ điều hoà được cố định lên thân xe.

Xét cân bằng pittông vi sai 3:

Khi không phanh, áp suất trong hệ thống bằng áp suất khí quyển. Lò xo 2 đẩy pittông vi sai 3 nằm sát sang phía phải, viên bi 5 mở van điều hoà, đường vào và ra của bộ điều hoà thông nhau. Khi phanh áp suất trong hệ thống tăng lên, phía trái của pittông 3 chịu các lực: $P + \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p$; còn phía bên phải chịu lực: $\frac{\pi D^2}{4} p$



Hình 4.7. Bộ điều hoà 1 thông số

1. Thân bộ điều hoà; 2: Lò xo; 3: pittông vi sai;
4, 5: lò xo và viên bi của van 1 chiều

Khi p nhỏ: $P + \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p > \frac{\pi D^2}{4} p$. Lúc này van điều hoà mở, áp suất chất lỏng ra phanh sau bằng áp suất trong hệ thống (tức bằng áp suất ra phanh cầu trước). Khi cường độ phanh tăng lên, áp suất trong hệ thống tăng lên, lực tác dụng lên 2 phía của pittông vi sai tăng lên nhưng lực tác dụng phía bên phải tăng nhanh hơn (do diện tích lớn hơn). Đến một lúc nào đó $P + \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p \leq \frac{\pi D^2}{4} p$. Khi đó van sẽ đóng lại và áp suất phía phải pittông vi sai (tức áp suất ra phanh sau) không tăng nữa, trong khi đó phía trái áp suất vẫn tiếp tục tăng. Đến một lúc nào đó ta lại có: $P + \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p > \frac{\pi D^2}{4} p_2$, van lại mở ra. Quá trình cứ tiếp tục cho đến khi cường độ phanh (tức p_1) không tăng nữa. Khi bộ điều hoà làm việc pittông vi sai ở trạng thái cân bằng như sau:

$$P + \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p_1 = \frac{\pi D^2}{4} p_2 \quad (4.26)$$

Biến đổi biểu thức (4.26) ta có:

$$p_2 = \frac{4P}{\pi D^2} + \frac{D^2 - d^2}{D^2} p_1 \quad (4.27)$$

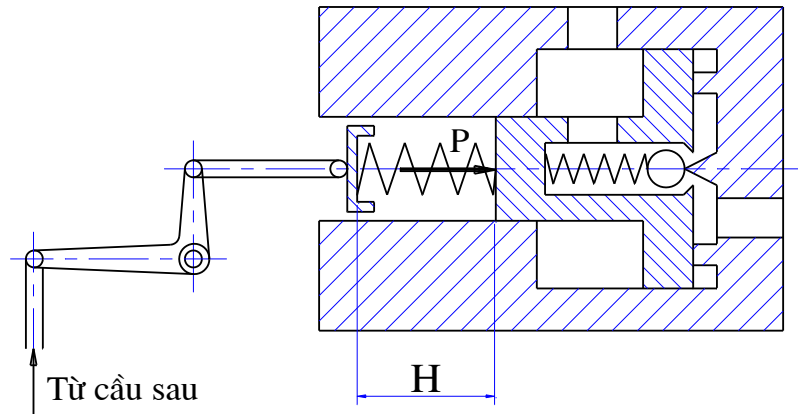
$$\text{Đặt } \frac{4P}{\pi D^2} = A; \frac{D^2 - d^2}{D^2} = B$$

$$\text{Ta có: } p_2 = A + Bp_1 \quad (4.28)$$

Biểu thức (4.28) cho ta quan hệ giữa p_1 và p_2 khi điều hoà làm việc. A và B là các hằng số do vậy p_2 thay đổi chỉ khi p_1 thay đổi, cho nên điều hoà loại này được gọi là điều hoà 1 thông số. Đoạn thẳng 4 trên đồ thị hình 4.6 biểu diễn quan hệ giữa p_1 và p_2 khi hệ thống phanh có lắp điều hoà loại 1 thông số (ta gọi nó là đặc tính của bộ điều hoà). Đoạn thẳng 3 nét liền là khi điều hoà chưa hoạt động, van điều hoà đang mở hoàn toàn, áp suất chất lỏng ra phanh trước và phanh sau bằng nhau. Đoạn thẳng 4 là khi điều hoà hoạt động, áp suất phân bố theo quy luật cho ở biểu thức (4.28). Ta thấy độ nghiêng của đoạn thẳng 4 phụ thuộc B tức phụ thuộc quan hệ giữa D và d; còn điểm bắt đầu của đoạn thẳng 4 phụ thuộc vào A tức phụ thuộc lực căng của lò xo 2. Như vậy khi thiết kế ta có thể chọn D, d, P sao cho đặc tính của bộ điều hoà gần sát với đường đặc tính yêu cầu của hệ thống phanh. Điều hoà loại này chủ yếu lắp cho xe con là loại xe có sự chênh lệch trọng lượng lên cầu sau khi đầy tải và không tải không lớn, tức đường 1 và 2 (trên các đồ thị hình 4.5 và 4.6) gần nhau. Còn đối với xe tải, sự chênh lệch trọng lượng lên cầu sau khi đầy tải và không tải tương đối lớn, tức đường 1 và xa nhau (và giữa 2 đường này còn một họ đường ứng với từng tải trọng khác nhau) thì bộ điều hoà loại này không còn thích hợp. Bởi vì bộ điều hoà chỉ có thể thích hợp với một tải trọng nhất định, khi thay đổi tải trọng thì bộ điều hoà không còn thích hợp nữa.

c. Bộ điều hoà lực phanh hai thông số kiểu pittông vi sai

Như đã nói ở trên, đối với xe tải bộ điều hoà 1 thông số không thích hợp và người ta dùng bộ điều hoà hai thông số. Đối với điều hoà 1 thông số thông số điều chỉnh hoạt động của bộ điều hoà là cường độ phanh tức áp suất p_1 . Bộ điều hoà 2 thông số, ngoài cường độ phanh người ta đưa thêm 1 thông số điều chỉnh nữa đó là tải trọng của xe, cụ thể là khoảng cách giữa cầu sau của xe và thân xe.

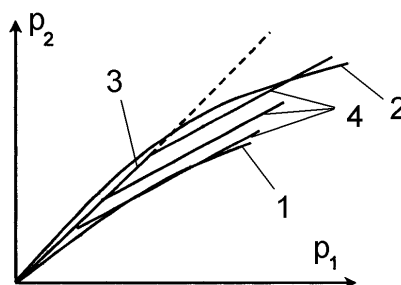


Hình 4.8. Bộ điều hoà 2 thông số

Chúng ta biết rằng khi tải trọng thay đổi, biến dạng của hệ thống treo thay đổi và do đó khoảng cách giữa cầu xe và thân xe thay đổi theo. Tải trọng tăng, khoảng cách giữa cầu xe và thân xe giảm đi và ngược lại, tải trọng giảm, khoảng cách giữa cầu xe và thân xe tăng lên.

Cấu tạo của bộ điều hoà 2 thông số được thể hiện trên hình 4.8.

Sự khác biệt của bộ điều hoà 2 thông số so với bộ điều hoà 1 thông số là để của lò xo 2 không phải cố định trên thân bộ điều hoà mà được nối với cầu sau thông qua một hệ thống đòn. Khi tải trọng thay đổi khoảng cách giữa cầu sau và thân xe thay đổi làm cho để lò xo di chuyển dẫn đến thay đổi chiều dài H của lò xo và do đó lực căng P của lò xo thay đổi. Như vậy lực P thay đổi theo tải trọng và do đó hệ số A trong biểu thức 4.28 cũng thay đổi theo và kết quả là ứng với một tải trọng ta có một đường đặc tính (các đường 4 trên hình 4.9).



Hình 4.9

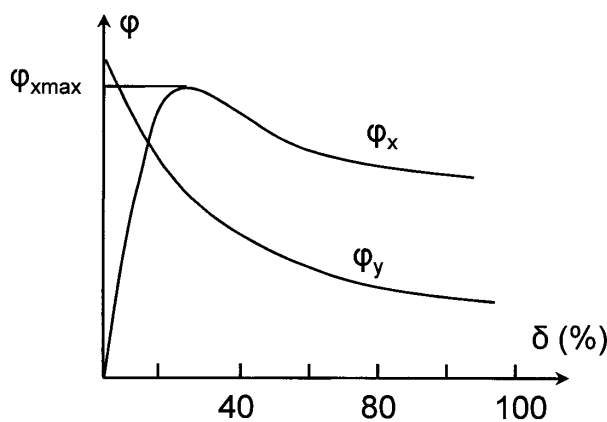
Ngoài bộ điều hoà loại pít tông vi sai như đã giới thiệu ở trên còn có các loại điều hoà khác. Cấu tạo và cách tính toán thiết kế bộ điều hoà được giới thiệu kỹ ở các giáo trình Cấu tạo ô tô và giáo trình Tính toán thiết kế ô tô.

4.5. CHỐNG HÃM CỨNG BÁNH XE KHI PHANH

4.5.1. Cơ sở lý thuyết

Như đã trình bày ở chương 1, hệ số bám giữa bánh xe và mặt đường khi phanh thay đổi theo độ trượt. Trên hình 4.10 biểu diễn sự thay đổi của hệ số bám dọc φ_x và hệ số bám ngang φ_y khi độ trượt thay đổi.

Từ đồ thị ta thấy:



Hình 4.10. Mối quan hệ giữa hệ số bám và độ trượt

- Khi độ trượt δ tăng từ 0 đến 100%, hệ số bám dọc φ_y tăng và đạt cực đại $\varphi_{x\max}$ tại độ trượt nằm trong khoảng 15 ÷ 25 %, sau đó giảm dần và khi $\delta = 100\%$ thì $\varphi_x \approx 0,8 \varphi_{x\max}$.

- Đối với hệ số bám ngang φ_y , khi độ trượt δ tăng thì φ_y liên tục giảm và đạt giá trị rất thấp khi $\delta = 100\%$.

Ta thấy rằng khi phanh nếu độ trượt lớn (đặc biệt khi δ đạt 100%) thì sẽ gây nên những hậu quả xấu:

- Hệ số bám dọc φ_x giảm, làm giảm lực phanh cực đại vì $P_{pmax} = F_b \varphi_x$.

- Hệ số bám ngang φ_y giảm mạnh làm tăng nguy cơ lệch hướng xe, thậm chí quay xe khi phanh bởi vì khi phanh sẽ xuất hiện lực quán tính theo chiều chuyển động của xe, nếu trọng tâm xe không nằm trên tâm hình học của xe (mà điều này thì luôn xảy ra) thì sẽ làm xuất hiện mô men P_{ja} (a là khoảng cách từ trọng tâm xe đến tâm hình học của xe) tác dụng vào xe, trong lúc đó hệ số bám ngang đã giảm đi đáng kể và khả năng lệch hướng hoặc quay xe xảy ra là rất cao.

Như vậy ta thấy rằng khi phanh không nên để xe bị trượt lết và để phanh đạt hiệu quả cao, độ trượt δ nên duy trì trong khoảng $15 \div 20\%$. Để giải quyết vấn đề này người ta đưa vào hệ thống phanh một bộ phận gọi là bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh ABS (Antilock brake system).

4.5.2. Bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh

Nhiệm vụ cơ bản của bộ ABS là giữ cho bánh xe trong quá trình phanh có hệ số trượt nằm trong vùng có hệ số bám cao, cụ thể $\delta = 15 \div 25 \%$, trong vùng hệ số trượt này ta có hệ số bám dọc cao nhất còn hệ số bám ngang cũng rất cao (xem hình 4.10). Khi đó xe có hiệu quả phanh tốt nhất, đồng thời tính ổn định hướng khi phanh cũng cao.

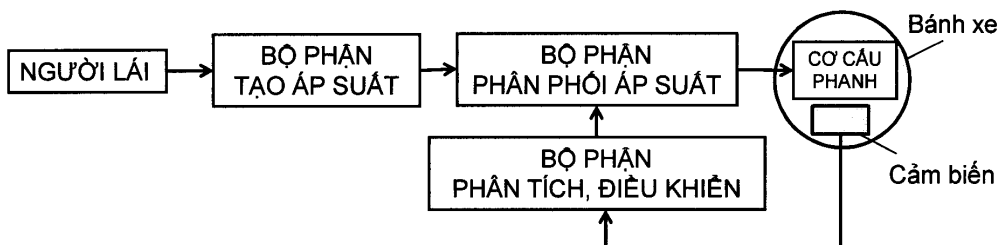
Nguyên tắc làm việc của bộ ABS để đạt các yêu cầu nói trên là điều chỉnh mô men phanh trên các bánh xe để độ trượt của bánh xe nằm trong phạm vi có lợi nhất. Việc điều chỉnh mô men phanh trên các bánh xe được thực hiện thông qua việc điều chỉnh áp suất của chất lỏng (hoặc khí) đi đến các cơ cấu phanh. Như vậy hệ thống ABS chỉ áp dụng được trong hệ thống phanh dẫn động bằng chất lỏng hoặc khí nén, không áp dụng được cho loại dẫn động bằng cơ khí.

Các bộ ABS hiện nay có thể sử dụng các nguyên lý điều chỉnh sau đây:

- Theo gia tốc chậm dần của bánh xe được phanh,
- Theo giá trị độ trượt cho trước,
- Theo giá trị của tỉ số vận tốc góc bánh xe và gia tốc góc bánh xe.

Nguyên tắc làm việc của hệ thống phanh có bộ ABS được thể hiện trên hình 4.11.

Về cơ bản, bộ ABS có những bộ phận và chức năng của chúng như sau:



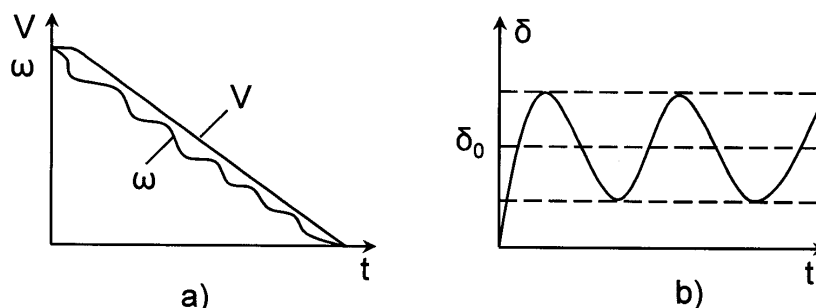
Hình 4.11

Nguyên tắc làm việc của hệ thống phanh có ABS

- Cảm biến để thu nhận và phát tín hiệu về tình trạng bánh xe khi phanh, chủ yếu là hệ số trượt đang ở trong khoảng nào. Tùy theo sự lựa chọn nguyên lý điều chỉnh có thể dùng cảm biến vận tốc góc, cảm biến áp suất đi đến cơ cấu phanh, cảm biến gia tốc của xe hoặc cảm biến khác. Trên xe hiện nay có nhiều bộ phận điều khiển (của các hệ thống khác) cho nên một số tín hiệu từ các cảm biến của bộ phận khác cũng có thể được thu nhận.

- Bộ phận phân tích điều khiển để xử lý các thông tin khi nhận được tín hiệu từ các cảm biến sau đó phát các lệnh giảm hoặc tăng áp suất đi đến cơ cấu phanh.

- Bộ phận phân phối áp suất là để thay đổi áp suất đi đến cơ cấu phanh sao cho lực phanh đủ để duy trì độ trượt trong phạm vi có lợi nhất. Bộ phận này làm việc dưới sự điều khiển của bộ phận phân tích điều khiển.



Hình 4.13.

Sự thay đổi vận tốc xe, bánh xe và độ trượt trong quá trình phanh có ABS

Đối với hệ thống phanh thông thường, chất lỏng (hoặc khí) của dẫn động phanh từ bộ phận tạo áp suất đi thẳng đến các cơ cấu phanh.

Đối với hệ thống phanh có bộ phận ABS, chất lỏng (hoặc khí) của dẫn động phanh đi qua một bộ phận phân phối áp suất. Bộ phận phân phối áp suất thực hiện các lệnh từ bộ phận phân tích, điều khiển. Tín hiệu đưa vào bộ phận phân tích điều khiển được lấy từ cảm biến đặt tại bánh xe (và các cảm biến khác). Khi phanh nếu hệ số trượt lệch ra khỏi vùng có lợi, cảm biến sẽ đưa tín hiệu về bộ phận phân tích điều khiển, bộ phận này sau khi phân tích sẽ ra lệnh cho bộ phận phân phối áp suất giảm (hoặc tăng) áp suất đi đến cơ cấu phanh.

Khi phanh có hệ thống ABS, vận tốc ô tô giảm gần như theo một đường thẳng, còn vận tốc góc của bánh xe giảm theo quy luật trên hình 4.13.a. Còn độ trượt sẽ thay đổi xung quanh giá trị δ_0 là giá trị cho ta hệ số bám cao nhất (hình 4.13.b).

4.6. GIẢN ĐỒ PHANH VÀ CHỈ TIÊU PHANH THỰC TẾ

4.6.1. Giản đồ phanh thực tế

Quãng đường phanh S tính ở công thức 4.21, 4.22 và 4.23 là theo lý thuyết và chỉ tính khi phanh đã có tác dụng. Trên thực tế còn có các khoảng thời gian: thời gian phản ứng của người lái, thời gian chậm tác dụng của hệ thống phanh, thời gian gia tăng lực phanh từ giá trị 0 cho đến khi đạt giá trị mong muốn.

Người ta đã tiến hành nghiên cứu, đo đạc và xác định được diễn biến của lực phanh (tương ứng với nó là gia tốc phanh) theo thời gian trong quá trình phanh. Đồ thị biểu diễn quá trình trên trong thực tế được gọi là giản đồ phanh thực tế

Hình 4.14 biểu diễn giản đồ phanh thực tế.

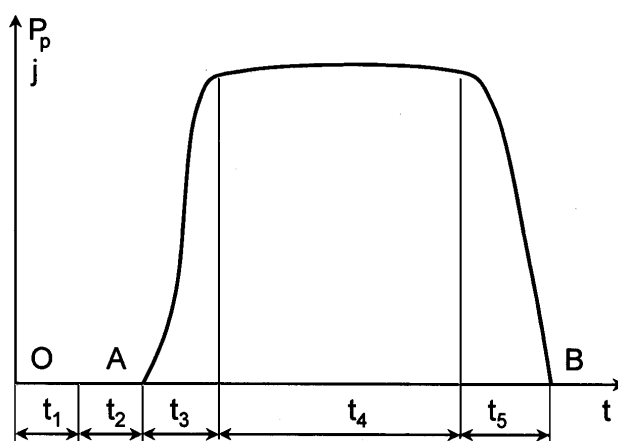
Tại điểm O (gốc tọa độ), người lái nhìn thấy chướng ngại vật, khi nhìn thấy chướng ngại vật người lái sẽ tiến hành động tác phanh xe, nhưng không thể ngay tức thì. Sau một khoảng t_1 người lái mới bắt đầu đạp vào bàn đạp phanh và t_1 được gọi là thời gian phản xạ của người lái. Như vậy thời gian phản xạ t_1 của người lái là khoảng thời gian từ lúc người lái phát hiện ra chướng ngại vật đến khi đặt chân (hoặc tay) lên bộ phận điều khiển phanh (bàn đạp,...). Thường $t_1 = 0,3 \div 0,8$ s.

t_2 là thời gian chậm tác dụng của hệ thống phanh: Từ lúc người lái tác dụng vào bộ phận điều khiển phanh đến khi phanh bắt đầu có tác dụng: Phanh dẫn động chất lỏng: $t_2 = 0,03$ s, phanh dẫn động khí nén: $t_2 = 0,3$ s.

t_3 là thời gian gia tăng lực phanh (từ 0 đến giá trị ổn định): Phanh dẫn động chất lỏng: $t_3 = 0,2$ s, phanh dẫn động khí nén: $t_3 = 0,5 \div 1$ s.

t_4 là thời gian phanh hoàn toàn: phụ thuộc tình huống trên đường. Công thức xác định thời gian phanh 4.18 chính là công thức xác định giá trị t_4 .

t_5 là thời gian nhả phanh: Người lái nhả phanh (khi đã đạt vận tốc mong muốn) lực phanh giảm đến 0: Phanh dẫn động chất lỏng: $t_5 = 0,2$ s, phanh dẫn động khí nén: $t_5 = 1,5 \div 2$ s. Tuy nhiên t_5 không tham gia vào thời gian phanh.



Hình 4.14. Giản đồ phanh thực tế

Thời gian phanh được tính như sau: $t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$

Trên thực tế giản đồ phanh không trơn tru như hình 4.14. Do điều kiện mặt đường và nhiều lý do khác mà giản đồ phanh đo trên thực tế hình răng cưa. Đường trung bình của giản đồ thực tế mới có dạng như hình 4.14.

Quãng đường phanh thực tế S tính từ lúc người lái bắt đầu tác dụng vào bộ phận điều khiển phanh có thể tính theo công thức sau:

$$S = V_1 t_2 + k_s \frac{m \delta}{2 P_p} (V_1^2 - V_2^2) \quad (4.29)$$

k_s : hệ số hiệu chỉnh quãng đường phanh, xác định bằng thực nghiệm: du lịch: $1,1 \div 1,2$; xe tải và khách: $1,4 \div 1,6$.

Nếu phanh đến khi xe dừng hẳn, với cường độ phanh cực đại ta có quãng đường phanh thực tế là:

$$S = V_1 t_2 + k_s \frac{\delta V_1^2}{2 \varphi g} \quad (4.30)$$

Ví dụ: Với: $V_1 = 50$ km/h = 13.88 m/s; $t_2 = 0,02$ s; $k_s = 1,2$; $\delta = 1$; $\varphi = 0,7$; $g = 9,81$

Ta sẽ có quãng đường phanh: $S = 17,25$ m

Hệ thống phanh cũ, má phanh mòn, rơ rão... quãng đường phanh còn có thể tăng $10 \div 15$ %.

4.6.2. Thử phanh

Hệ thống phanh liên quan đến an toàn chuyển động cho nên nó không chỉ được kiểm tra nghiêm ngặt sau khi được chế tạo mà còn được kiểm tra thường xuyên trong quá trình sử dụng. Người ta tiến hành thử phanh để xác định chất lượng hệ thống phanh và hiệu quả phanh của ô tô.

Có 2 cách thử phanh:

- Thử bằng thiết bị thử phanh (bệ thử phanh)
- Thử trên đường

Có nhiều loại bệ thử phanh, mỗi loại có thể kiểm tra được một số thông số đánh giá hiệu quả phanh. Bệ thử phổ biến hiện nay ở Việt Nam là bệ thử đo lực phanh. Loại bệ thử này được trang bị cho các trạm đăng kiểm để kiểm tra và cấp giấy lưu hành xe. Cách thử này phải có bệ thử, nhà xưởng và có độ an toàn cao khi thử. Tuy nhiên khó đo được kết quả tương ứng với khi vận hành trên đường.

Thử phanh trên đường có thể kiểm tra được gia tốc chậm dần, quãng đường phanh, thời gian phanh tương ứng với điều kiện vận hành trên đường với các thiết bị đo không đòi hỏi phức tạp. Tuy nhiên khi thử trên đường có thể gây nguy hiểm do vậy tốt nhất là phải có bãi thử riêng. Bãi thử riêng đòi hỏi diện tích lớn và đầu tư tốn kém.

Trước đây vận tốc xe khi thử phanh được quy định là 30 km/h. Ngày nay vận tốc ô tô càng ngày càng tăng lên do đó vận tốc thử này không đáp ứng được nữa do đó nhiều nước đã nâng vận tốc thử lên (40, 50 km/h, thậm chí còn cao hơn nữa).

Ở nước ta như đã nói ở trên việc kiểm tra hệ thống phanh trước lúc cấp phép lưu hành xe được tiến hành trên bệ thử đo lực phanh. Nếu lực phanh riêng $p = 0,5$ là đạt yêu cầu.

Có 2 chế độ thử phanh:

- Thử khi xuất xưởng (xe mới),
- Thử trong quá trình xe lưu hành

Bảng 4.3

Loại xe	V (km/h)	P (N)	j (m/s ²)	S (m)
			≥	≤
Xe du lịch	80	500	7,0	43,2
Xe khách trọng lượng toàn bộ đến 50 kN	60	700	7,0	25,8
Xe khách trọng lượng toàn bộ trên 50 kN	60	700	6,0	32,1
Xe tải trọng lượng toàn bộ đến 35 kN	70	700	5,5	44,8
Xe tải trọng lượng toàn bộ 35 ÷ 120 kN	50	700	5,5	25,0
Xe tải trọng lượng toàn bộ trên 120 kN	40	700	5,5	17,2
Đoàn xe trọng lượng toàn bộ đến 35 kN	70	700	5,5	46,9
Đoàn xe trọng lượng toàn bộ 35 ÷ 120 kN	50	700	5,5	26,5
Đoàn xe trọng lượng toàn bộ trên 120 kN	40	700	5,5	18,4

Thử xe khi xuất xưởng

Đối với HT phanh quá trình thử này rất nghiêm ngặt. Tuy nhiên không phải thử cho tất cả các xe mà chỉ thử một số lượng xe nhất định lấy ngẫu nhiên trong lô xe sau khi chế tạo.

Tiêu chuẩn châu Âu và các nước phát triển khác (Mỹ, Nhật, châu Âu): có 3 loại thử: loại 0, loại I và loại II.

Loại 0: thử khi cơ cấu phanh nguội ($< 100^{\circ}$),

Loại I: thử khi cơ cấu phanh nóng,

Loại II: thử khi xe chuyển động trên dốc dài.

Bảng 4.3 là tiêu chuẩn cụ thể khi thử phanh loại 0, xe đầy tải.

Khi thử theo loại I thì tiêu chuẩn về quãng đường phanh tăng 25% và thử theo loại II thì tăng lên 33%.

Thử xe đầy tải với vận tốc cao như trong bảng 4.3 là rất khó khăn và nguy hiểm. Cần có đường thử chuyên dụng với các phương tiện hiện đại cả về thiết bị đo cả về bảo hộ lao động.

Thử phanh trong quá trình vận hành

- Để đảm bảo xe vận hành an toàn trên đường, một số bộ phận của xe như hệ thống phanh, hệ thống lái, lốp xe, đèn chiếu sáng,... phải được kiểm tra định kỳ, thời gian quy định tùy theo loại xe (6 tháng, 1 năm, ...) sau khi kiểm tra đạt yêu cầu, xe được cấp giấy cho phép lưu hành, hết hạn phải đến kiểm tra lại.

- Việc kiểm tra này được thực hiện tại các trạm đăng kiểm.

- Các tiêu chuẩn thử trong quá trình vận hành nói chung thấp hơn khi thử xuất xưởng.

CHƯƠNG V

TÍNH NĂNG DẪN HƯỚNG CỦA Ô TÔ

5.1. MỞ ĐẦU:

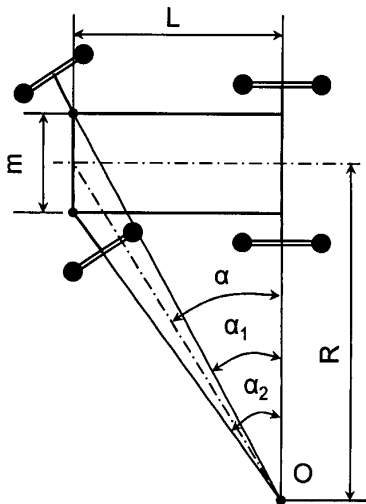
Khi di chuyển trên đường, không phải lúc nào ô tô cũng chuyển động thẳng. Tùy theo đường xá và tình huống trên đường mà ô tô phải đổi hướng chuyển động, ta gọi đó là quay vòng xe. Khi quay vòng, quỹ đạo ô tô sẽ chuyển từ đường thẳng sang đường cong và do đó xuất hiện vận tốc góc, gia tốc,... và sẽ phát sinh các lực ngang, các lực, mô men quán tính,...

5.1.1. Các phương pháp quay vòng

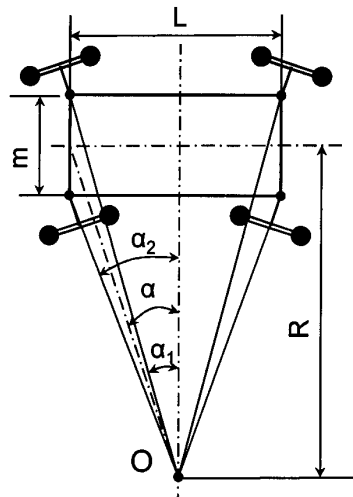
Làm thế nào để xe có thể quay vòng được. Sau đây là một số phương pháp quay vòng (tức làm đổi hướng chuyển động của xe):

a. Thay đổi hướng của bánh xe

Đây là phương pháp được áp dụng trên tuyệt đại các xe có bánh trong đó có ô tô. Khi các bánh xe chuyển động song song với trục dọc của xe, xe sẽ chuyển động thẳng, ngược lại khi các bánh xe đổi hướng chuyển động, không còn chuyển động song song với trục dọc của xe nữa thì xe sẽ không còn chuyển động thẳng được nữa mà sẽ đổi hướng chuyển động tức thực hiện quay vòng. Tuy nhiên không bắt buộc phải đổi hướng chuyển động của tất cả các bánh xe. Đơn giản chúng ta có thể quan sát một phương tiện giao thông đơn giản là xe đạp hoặc xe máy, ta thấy chỉ cần làm thay đổi hướng chuyển động của bánh trước là xe có thể đổi hướng chuyển động được.



Hình 5.1



Hình 5.2

Trên ô tô cũng như vậy, chỉ cần làm thay đổi hướng chuyển động của các bánh trước là cả xe sẽ đổi hướng chuyển động (tức xe sẽ quay vòng) và bánh sau không cần đổi hướng. Lúc này các bánh xe sau có trục quay luôn vuông góc với trục dọc của xe. Còn các bánh trước trục lắp bánh xe được kết nối

với thân xe qua một khớp quay mà ta thường gọi là trụ đứng. Trụ của khớp quay này (trụ đứng) gần như vuông góc với mặt đường, khi quay vòng các bánh xe trước vừa quay quanh trụ quay của nó vừa quay quanh trụ đứng. Lúc này các bánh trước được gọi là bánh dẫn hướng. Trường hợp này được mô tả trên hình 5.1. Khi quay vòng, bánh xe phía trong quay một góc α_1 và bánh xe phía ngoài quay một góc α_2 .

Phương pháp quay vòng chỉ bằng các bánh dẫn hướng trước có kết cấu đơn giản và đang được áp dụng trên hầu hết các ô tô. Nhưng trường hợp này có bán kính quay vòng R (xem trên hình 5.1) lớn, tức không ngoặt. Để quay vòng ngoặt (bán kính quay vòng R nhỏ) người ta làm thay đổi hướng chuyển động của tất cả các bánh xe (hình 5.2). Khi tất cả các bánh xe đều là bánh dẫn hướng thì xe có thể quay vòng ngoặt trên một diện tích bé. Nhìn trên hình 5.1 và 5.2. ta thấy cùng một bán kính quay vòng R thì trường hợp xe có 4 bánh dẫn hướng, góc quay của một bánh dẫn hướng nhỏ hơn trường hợp có 2 bánh dẫn hướng. Tuy nhiên nếu tất cả các bánh xe đều dẫn hướng thì việc phối hợp động học giữa các bánh xe rất khó khăn, phức tạp cho nên phương pháp này chỉ đang được thử nghiệm mà thôi, chưa áp dụng đại trà được.

b. Thay đổi mô men trên 2 bánh xe chủ động trên cùng 1 trụ

Ngắt mô men kéo đến bánh xe chủ động phía quay vòng, thậm chí phanh bánh xe đó lại. Phương pháp này thực chất chỉ áp dụng trên các xe chạy bằng xích (máy kéo xích, xe tăng) mà không áp dụng trên xe có bánh.

c. Phối hợp 2 phương pháp trên

Trường hợp này người ta thường áp dụng cho máy kéo bánh bom. Máy kéo loại này có các bánh trước là bánh dẫn hướng, đồng thời hệ thống phanh được làm riêng rẽ cho 2 bên bánh xe (có 2 bàn đạp phanh riêng). Khi xe chạy trên đường, xe quay vòng bằng cách thay đổi hướng chuyển động của 2 bánh xe dẫn hướng. Lúc này người ta gài 2 bàn đạp phanh với nhau để phanh được dễ dàng. Khi làm việc ở địa hình phức tạp, ví dụ canh tác trên ruộng nước, các bánh xe bị lún vào bùn cho nên quay vòng khó khăn, người ta tách rời 2 bàn đạp phanh và nếu cần quay vòng ngoặt người lái phanh bánh xe phía trong lại để xe có thể quay vòng ngoặt hơn.

5.1.2. Hệ thống lái

Để thực hiện quay vòng xe, trên xe phải có hệ thống lái. Khi quay vòng người lái sẽ làm thay đổi hướng chuyển động của bánh xe dẫn hướng thông qua hệ thống lái (hình 5.3) bắt đầu từ vô lăng.



Hình 5.3

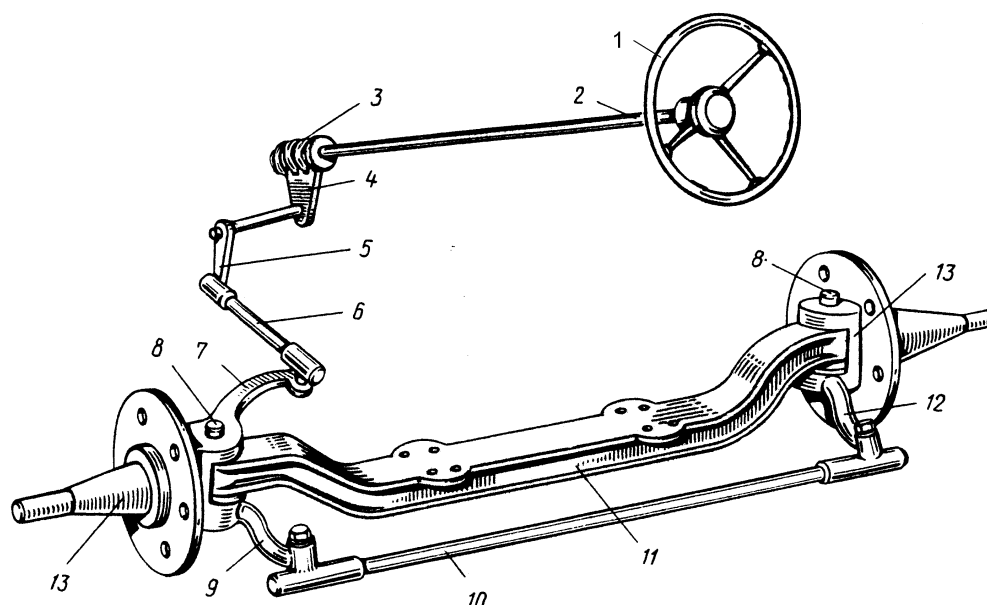
Hệ thống lái là một hệ thống dẫn động (hiện nay phần lớn đang là cơ khí) gồm 3 bộ phận chủ yếu: vô lăng, cơ cấu lái, dẫn động lái (xem hình 5.4). Dẫn động lái bao gồm các chi tiết 5, 6, 7, 9, 10, 12 trong đó 9, 10, 12 còn gọi là hình thang lái. Các chi tiết 9, 10, 12 cùng với dầm cầu 11 tạo thành một cơ cấu 4 khâu hình thang, có thể vì thế mà cụm chi tiết này được gọi là hình thang lái. Ngoài ra còn có trục lái 2 là chi tiết truyền động từ vô lăng đến cơ cấu lái.

Vô lăng là nơi người lái tác động vào khi điều khiển xe.

Dẫn động lái nối cơ cấu lái với bánh xe dẫn hướng trong đó các chi tiết 5, 6, 7 nối cơ cấu lái với bánh xe dẫn hướng phía người lái; các chi tiết của hình thang lái nối bánh xe dẫn hướng phía người lái

và bánh xe dẫn hướng còn lại. Hình thang lái còn làm nhiệm vụ đảm bảo điều kiện quay vòng lý tưởng (sẽ khảo sát ở phần sau).

Phía đặt vô lăng hay phía người lái phụ thuộc luật đi đường. Nếu luật đi đường là bên phải (như Việt Nam và đa số các nước trên thế giới) thì người lái ngồi phía bên trái và ngược lại, luật đi đường là bên trái (như Anh, Nhật, Thụy Điển và một số ít nước khác) thì người lái ngồi phía bên phải.



Hình 5.4. Sơ đồ hệ thống lái

1. Vô lăng; 2. Trụ lái; 3, 4. Cơ cấu lái; 5. Đòn quay đứng; 6. Đòn kéo dọc; 7. Đòn quay ngang; 8. Trụ đứng; 9, 10, 12. Hình thang lái; 11. Dầm cầu trước; 12. Cam quay bánh xe (lắp bánh xe dẫn hướng)

Khi lái xe, người lái điều khiển các bánh xe dẫn hướng bằng cách tác động vào vô lăng. Mô men từ vô lăng qua trục lái đến cơ cấu lái và được tăng lên khi qua cơ cấu lái. Sau đó thông qua các chi tiết 5, 6, 7 sẽ truyền đến bánh xe phía vô lăng và qua hình thang lái đến bánh xe còn lại. Gọi α_v là góc quay của vô lăng, α là góc quay bánh xe dẫn hướng, i_c là tỉ số truyền cơ cấu lái. Ta có:

$$\alpha_v = \alpha \cdot i_c \quad (5.1)$$

Ở đây ta bỏ qua tỉ số truyền của dẫn động lái vì trên thực tế khi thiết kế người ta cố gắng bố trí sao cho tỉ số truyền của dẫn động lái xấp xỉ bằng 1.

5.1.3. Tính điều khiển của ô tô: Ở đây tính điều khiển của ô tô được hiểu là phản ứng của xe đối với tác động của người lái vào hệ thống lái (cụ thể là vô lăng) và các tác động của môi trường (như gió, đường nghiêng, ...) khi ô tô chuyển động trong điều kiện nhất định (ví dụ $v = \text{const}$). Khi khảo sát quỹ đạo chuyển động của ô tô ta có thể thay thế tác động của người lái bằng các hàm góc quay vô lăng.

Khi nói đến tính điều khiển của xe, người ta thường đề cập đến 2 vấn đề:

- Điều khiển xe theo hướng mong muốn,
- Ổn định hướng chuyển động chống lại các tác động bên ngoài (như gió, đường,...).

A diagram of a car chassis illustrating the coordinate systems and angles used in the study. The car is shown from a perspective view. A vertical Z -axis is indicated at the top with a rotation arrow labeled ε . A horizontal X -axis points towards the front-left. A Y -axis is shown along the side of the car, with a rotation arrow labeled φ . A local coordinate system (x_0, y_0, z_0) is shown at the bottom right corner of the chassis, with z_0 pointing upwards, y_0 pointing towards the front-right, and x_0 pointing towards the front-left. The angle between the Y -axis and the y_0 -axis is labeled λ . A point T is marked on the chassis, likely representing the center of gravity.

Biểu thức 5.3 được gọi là điều kiện quay vòng lý tưởng, tức là khi quay vòng các bánh xe dẫn hướng quay các góc α_1 và α_2 thỏa mãn biểu thức 5.3 thì các bánh xe sẽ không bị trượt hoặc cưỡng bức lẫn nhau. Công thức này tuy được thiết lập trên cơ sở giả thiết bánh xe không biến dạng nhưng vẫn được sử dụng trong thiết kế dẫn động lái. Trên thực tế khó có một cơ cấu cơ khí nào nối 2 bánh xe dẫn hướng thỏa mãn điều kiện trên. Do đó người ta thường chọn cơ cấu đáp ứng gần đúng biểu thức 5.3. Sai số được khắc phục bằng biến dạng của lốp. Hình thang lái trên hình 5.4 là cơ cấu 4 khâu có thể đáp ứng được gần đúng biểu thức 5.3. Chi tiết của vấn đề này được đề cập trong giáo trình “Thiết kế ô tô”.

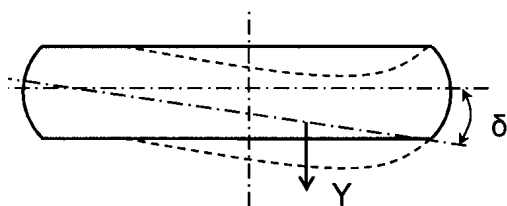
5.2.2. Bánh xe đàn hồi

a. Biến dạng của bánh xe đàn hồi khi chịu lực ngang

Trên thực tế bánh xe ô tô là bánh xe đàn hồi, có nghĩa là khi có lực tác dụng, bánh xe bị biến dạng. Khi chuyển động trong các trường hợp quay vòng, đi trên mặt đường nghiêng, có gió ngang, ... sẽ xuất hiện các lực ngang tác dụng vào ô tô và làm bánh xe biến dạng (hình 5.6). Giả sử có lực ngang Y , khi đó lốp sẽ biến dạng và hướng di chuyển của lốp sẽ lệch đi 1 góc δ . Góc δ phụ thuộc lực ngang Y . Sự phụ thuộc của δ vào lực ngang Y được thể hiện trên hình 5.7.

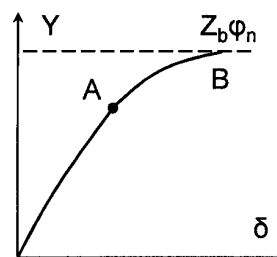
$$Y = C_L \delta \quad (5.4)$$

Trong đó C_L là hệ số cân lệch bên của lốp (có thể hiểu là độ cứng của lốp theo phương ngang).



Hình 5.6

Biến dạng của lốp khi có lực ngang tác dụng



Hình 5.7

Quan hệ giữa lực ngang và biến dạng

Trên hình vẽ (hình 5.7) đoạn OA: lốp biến dạng đàn hồi, khi đó biến dạng tuyến tính với lực tác dụng (lực ngang Y); đoạn AB: bánh xe bị trượt ngang (ϕ_n là hệ số bám ngang; Z_b là phản lực từ đường tác dụng lên bánh xe).

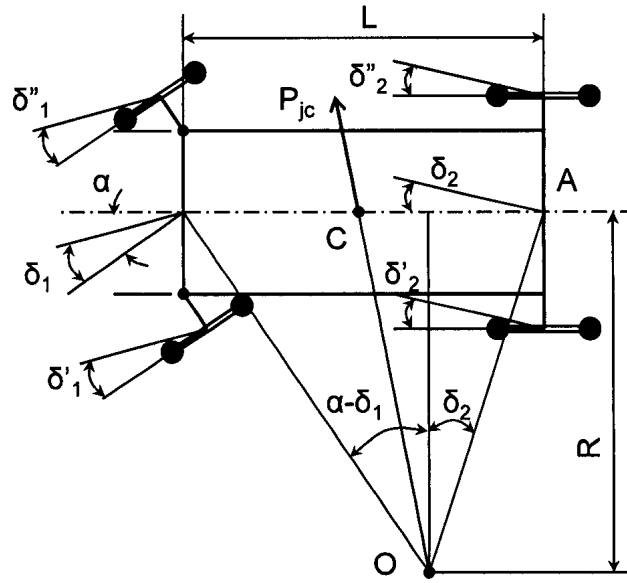
Một số tài liệu cho rằng lốp biến dạng đàn hồi khi $\delta \leq 4^\circ$. Còn độ cứng của lốp nằm trong giới hạn sau:

Xe du lịch: $C_L = 250 \div 750 \text{ N/độ}$

Xe tải: $C_L = 1150 \div 1650 \text{ N/độ} \quad (5.5)$

Khi lốp bị biến dạng ngang, hướng chuyển động của lốp bị lệch đi làm cho tâm quay tức thời của xe không còn nằm trên trục sau nữa (hình 5.8). Các bánh trước bị lệch hướng chuyển động các góc δ'_1 và δ''_1 (trung bình là δ_1), tương tự các bánh sau bị lệch hướng chuyển động các góc δ'_2 và δ''_2 (trung bình là δ_2). Khi đó tâm quay vòng O có vị trí như hình vẽ (hình 5.8).

Như vậy trên thực tế khi quay vòng, lực ngang sẽ xuất hiện và làm biến dạng lốp. Sự biến dạng của lốp sẽ ảnh hưởng đến động học quay vòng, lúc này tùy theo giá trị các góc lệch δ mà sẽ có các trạng thái quay vòng khác nhau.



Hình 5.8

Quay vòng xe khi lốp có biến dạng ngang

b. Động học quay vòng xe có bánh xe đàn hồi

Khi quay vòng, có lực ngang tác dụng, các bánh xe sẽ bị biến dạng và lệch hướng chuyển động như trên hình 5.8. Giá trị các góc lệch phụ thuộc giá trị lực ngang, độ cứng của lốp theo công thức 5.4. Các góc lệch đó thể hiện trên hình 5.8. Khi đó các đường vuông góc với hướng chuyển động của các bánh xe có thể không gặp nhau tại tâm quay vòng O như trên hình vẽ. Khi đó việc khảo sát sự quay vòng của xe sẽ rất khó khăn. Vì thế để việc khảo sát có tính khả thi, người ta coi các bánh trước có góc lệch trung bình là δ_1 , các bánh sau có góc lệch trung bình là δ_2 . Khi đó mô hình quay vòng thể hiện trên hình 5.8 sẽ được đơn giản hóa thành mô hình 1 dãy (hình 5.9).

Xét ô tô quay vòng như trên hình 5.9. Khi quay vòng, đặc biệt là quay vòng với vận tốc xe cao, các góc lệch δ_1 , δ_2 và góc quay bánh xe dẫn hướng α có giá trị nhỏ.

Mặt khác bán kính quay vòng R cũng lớn hơn nhiều so với chiều dài cơ sở L ($R \gg L$). Khi đó ta coi rằng:

$$\widehat{AOB} = \frac{L}{R}$$

Theo quan hệ hình học: $\delta_2 = \widehat{BOC}$; $\alpha - \delta_1 = \widehat{COA}$

$$\alpha - \delta_1 + \delta_2 = \widehat{AOB} = \frac{L}{R} \quad \rightarrow \quad \alpha = \frac{L}{R} + \delta_1 - \delta_2 \quad (5.6)$$

$$\text{Ta có:} \quad P_{lt} = m \frac{V^2}{R} \quad (5.7)$$

Trong đó: m: khối lượng của xe, V: vận tốc tịnh tiến của xe.

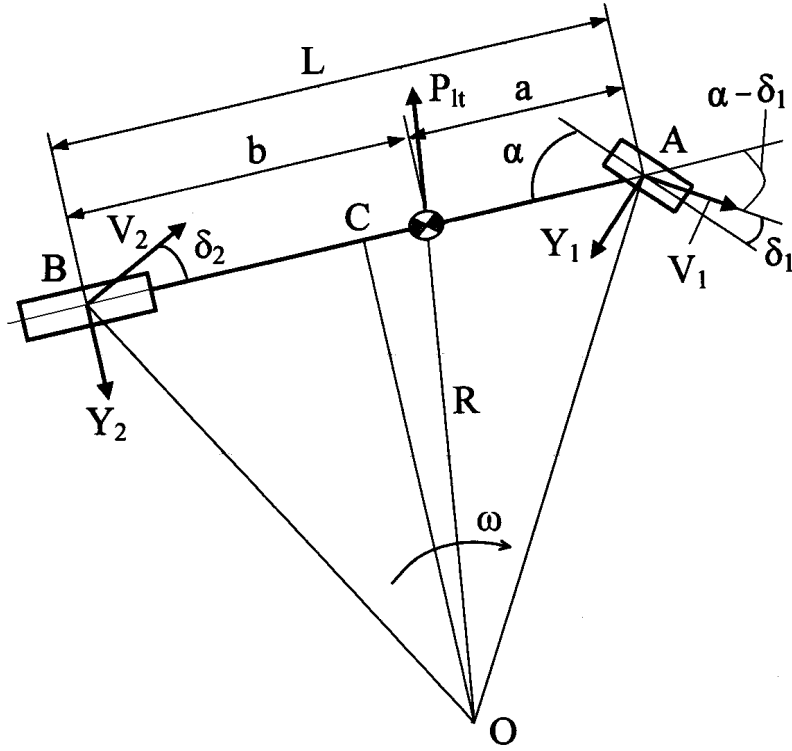
Vì các góc δ_1 , δ_2 và α nhỏ nên có thể coi:

$$Y_1 = P_{lt} \frac{b}{L} = m \frac{V^2}{R} \frac{b}{L} = \frac{G}{g} \frac{V^2}{R} \frac{b}{L} \quad (5.8)$$

$$Y_2 = P_{lt} \frac{a}{L} = m \frac{V^2}{R} \frac{a}{L} = \frac{G}{g} \frac{V^2}{R} \frac{a}{L} \quad (5.9)$$

Mà $\frac{Gb}{L} = G_1; \quad \frac{Ga}{L} = G_2;$

Trong đó G_1, G_2 là trọng lượng xe phân lên cầu trước và cầu sau.



Hình 5.9. Mô hình quay vòng 1 dây

Cho nên:

$$Y_1 = \frac{G_1}{g} \frac{V^2}{R} \quad \text{và} \quad Y_2 = \frac{G_2}{g} \frac{V^2}{R} \quad (5.10)$$

Theo biểu thức (5.4) ta có:

$$\delta_1 = \frac{Y_1}{C_{L1}} = \frac{G_1}{g} \frac{V^2}{C_{L1} R} \quad \text{và} \quad \delta_2 = \frac{Y_2}{C_{L2}} = \frac{G_2}{g} \frac{V^2}{C_{L2} R} \quad (5.11)$$

Thay (5.11) vào công thức (5.6) ta có:

$$\alpha = \frac{L}{R} + \frac{G_1 V^2}{g C_{L1} R} - \frac{G_2 V^2}{g C_{L2} R} = \frac{L}{R} + \left(\frac{G_1}{C_{L1}} - \frac{G_2}{C_{L2}} \right) \frac{V^2}{g R} \quad (5.12)$$

$$\alpha = \frac{L}{R} + K \frac{V^2}{gR} \quad (5.13)$$

Trong đó:

$$K = \frac{G_1}{C_{L1}} - \frac{G_2}{C_{L2}} \quad (5.14)$$

Được gọi là hệ số quay vòng.

Công thức 5.13 biểu diễn mối quan hệ giữa góc quay bánh xe dẫn hướng và các thông số quay vòng xe như bán kính quay vòng R , vận tốc xe V , biến dạng của lốp (thông qua hệ số K). Giá trị của hệ số K sẽ quyết định trạng thái quay vòng xe.

Khi $K = 0$ (khi đó $\delta_1 = \delta_2$) xe có trạng thái quay vòng đủ,

Khi $K > 0$ (khi đó $\delta_1 > \delta_2$) xe có trạng thái quay vòng thiếu,

Khi $K < 0$ (khi đó $\delta_1 < \delta_2$) xe có trạng thái quay vòng thừa,

Ta sẽ khảo sát các đặc điểm của các trạng thái quay vòng đó.

5.2. CÁC TRƯỜNG HỢP QUAY VÒNG

5.3.1. Quay vòng đủ

Khi hệ số quay vòng $K = 0$, tức các góc lệch của các bánh xe trước và sau bằng nhau:

$$\text{tức: } \delta_1 = \delta_2 \quad \text{và} \quad \frac{G_1}{C_{L1}} = \frac{G_2}{C_{L2}} \quad (5.15)$$

Khi bán kính quay vòng R chỉ phụ thuộc góc quay bánh xe dẫn hướng α mà không phụ thuộc vào vận tốc tịnh tiến của xe. Khi đó:

$$\alpha = \frac{L}{R} \quad (5.16)$$

Trên hình 5.10 thể hiện quan hệ giữa góc quay bánh dẫn hướng và vận tốc xe trong trường hợp chiều dài cơ sở xe $L = 3\text{m}$, bán kính quay vòng xe $R = 30\text{m} = \text{const}$.

Khi $K = 0$, giá trị góc α theo công thức 5.16 không đổi, trên hình 5.10, đường biểu diễn α là một đường nằm ngang.

Người ta gọi trạng thái này là trạng thái quay vòng đủ. Khi quay vòng đủ, bán kính quay vòng sẽ không đổi nếu ta giữ nguyên góc quay vô lăng, nói cách khác nếu ta giữ nguyên góc quay vô lăng thì xe sẽ chuyển động trên một cung tròn có bán kính không đổi (hình 5.11). Ở điều kiện quay vòng đủ $K = 0$, nếu xe chuyển động thẳng và có lực ngang Y tác dụng (ví dụ gió, đường nghiêng,...) thì các bánh xe bị biến dạng với một góc như nhau (điều kiện 5.15), xe sẽ bị lệch hướng nhưng quỹ đạo xe vẫn là đường thẳng (hình 5.12).

5.3.2. Quay vòng thiếu

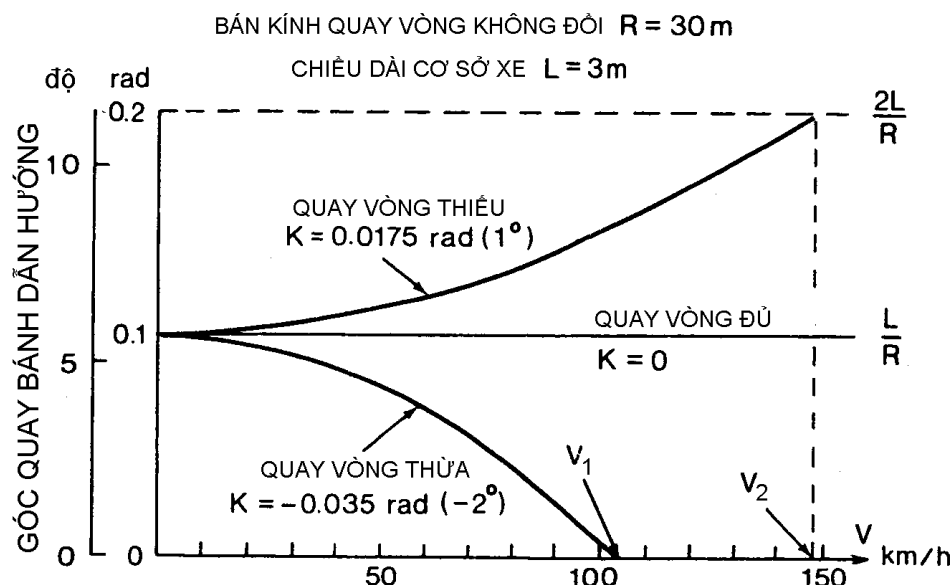
Khi hệ số quay vòng $K > 0$, tức các góc lệch của các bánh xe trước lớn hơn góc lệch bánh xe sau:

$$\text{tức: } \delta_1 > \delta_2 \quad \text{và} \quad \frac{G_1}{C_{L1}} > \frac{G_2}{C_{L2}} \quad (5.17)$$

Trường hợp này góc quay của bánh dẫn hướng sẽ tăng theo bình phương của vận tốc chuyển động của xe.

Người ta gọi trạng thái này là trạng thái quay vòng thiếu. Trên đường đặc tính biểu diễn quan hệ giữa góc quay bánh dẫn hướng và vận tốc xe trạng thái quay vòng thiếu được thể hiện bằng một đường parabol (hình 5.10).

Khi xe quay vòng thiếu, khi vận tốc xe tăng, để giữ cho bán kính quay vòng không đổi, góc quay bánh xe dẫn hướng phải tăng, nghĩa là người lái phải tăng góc quay vô lăng. Nói cách khác nếu giữ nguyên góc quay vô lăng thì bán kính quay vòng xe sẽ tăng lên (hình 5.11). Ở điều kiện quay vòng thiếu $K > 0$, nếu xe chuyển động thẳng và có lực ngang Y tác dụng (ví dụ gió, đường nghiêng,...) thì các bánh xe bị biến dạng với các góc khác nhau (điều kiện 5.17), xe sẽ bị lệch hướng nhưng quỹ đạo xe đi theo quy luật như trên hình 5.12.



Hình 5.10

Quan hệ giữa vận tốc xe và góc quay bánh dẫn hướng ở các trạng thái quay vòng

Ở trường hợp quay vòng thiếu, cụ thể $K = 0,0175\text{ rad } (1^\circ)$, khi vận tốc xe tăng, góc quay bánh dẫn hướng cũng tăng. Góc quay bánh dẫn hướng α đạt giá trị $2L/R$ (gấp đôi trường hợp quay vòng đủ) khi xe đạt vận tốc V_2 .

$$V_2 = \sqrt{\frac{gL}{R}} \quad (5.18)$$

V_2 trong trường hợp này được gọi là vận tốc đặc trưng (characteristic speed).

5.3.3 Quay vòng thừa

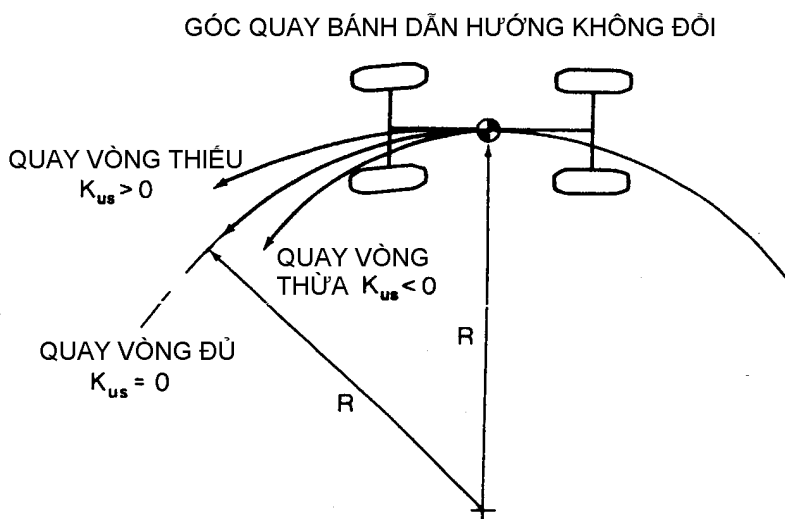
Khi hệ số quay vòng $K < 0$, tức các góc lệch của các bánh xe trước nhỏ hơn góc lệch bánh xe sau:

$$\text{tức: } \delta_1 < \delta_2 \quad \text{và} \quad \frac{G_1}{C_{L1}} < \frac{G_2}{C_{L2}} \quad (5.19)$$

Trường hợp này nếu muốn giữ nguyên bán kính quay vòng, góc quay của bánh dẫn hướng phải giảm theo vận tốc chuyển động của xe. Người ta gọi trạng thái này là trạng thái quay vòng thừa. Quan hệ giữa góc quay bánh dẫn hướng và vận tốc xe khi quay vòng thiếu được biểu diễn trên hình 5.10.

Khi xe quay vòng thừa, để giữ cho bán kính quay vòng không đổi, người lái phải giảm góc quay vô lăng. Nói cách khác nếu giữ nguyên góc quay vô lăng thì bán kính quay vòng xe sẽ giảm xuống (hình 5.11). Ở điều kiện quay vòng thừa $K < 0$, nếu xe chuyển động thẳng và có lực ngang Y tác dụng

(ví dụ gió, đường nghiêng,...) thì các bánh xe bị biến dạng với các góc khác nhau (điều kiện 5.19), xe sẽ bị lệch hướng nhưng quỹ đạo xe đi theo quy luật như trên hình 5.12. Khi xe quay vòng thừa, cụ thể $K = -0.035 \text{ rad } (-2^\circ)$, khi vận tốc xe tăng, để giữ cho bán kính quay vòng không đổi, góc quay bánh xe dẫn hướng phải giảm. Khi xe đạt vận tốc V_1 góc quay bánh dẫn hướng bằng không (về vị trí trung gian).



Hình 5.11

Quỹ đạo quay vòng xe ở các trạng thái quay vòng

$$V_1 = \sqrt{\frac{gL}{-R}} \quad (5.20)$$

V_1 trong trường hợp này được gọi là vận tốc giới hạn (critical speed).

Có thể có một cách giải thích mang tính định tính như sau:

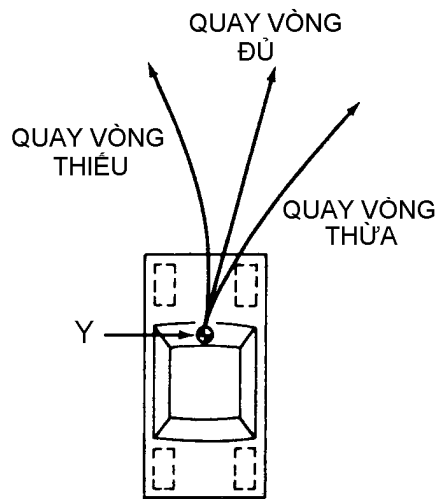
Khi xe có trạng thái quay vòng thừa hoặc thiếu, sự lệch hướng của các bánh xe sẽ tạo ra một “quay vòng phụ” theo một bán kính nào đó và sẽ tạo ra một lực li tâm. Chính lực li tâm này sẽ làm gia tăng hoặc làm giảm đi sự lệch hướng của xe tùy theo trạng thái quay vòng xe.

Trên hình 5.13 ta thấy giả sử xe đang quay vòng và có lực li tâm P , lực li tâm này làm lớp biến dạng. Tuy nhiên nếu biến dạng của lớp trước và sau không bằng nhau thì sẽ xảy ra trường hợp quay vòng thừa hoặc quay vòng thiếu.

Trên hình 5.13.a là trường hợp quay vòng thừa ($\delta_1 < \delta_2$), lúc này xe sẽ xuất hiện thêm một quay vòng “phụ” có tâm quay tại O_1 . Quay vòng phụ này làm xuất hiện lực li tâm phụ P_p cùng chiều với P làm trầm trọng thêm biến dạng của lớp và gia tăng quay vòng phụ. Lúc này bán kính quay vòng sẽ nhỏ dần mặc dù góc quay của bánh dẫn hướng vẫn không đổi (giữ nguyên vô lăng). Trường hợp này nếu xe đang đi thẳng mà có lực ngang P tác dụng thì xe sẽ bị lệch hướng và sự lệch hướng ngày càng tăng.

Trên hình 5.13.b là trường hợp quay vòng thiếu ($\delta_1 > \delta_2$), lúc này xe sẽ xuất hiện thêm một quay vòng phụ có tâm quay tại O_2 . Quay vòng phụ này làm xuất hiện lực li tâm phụ P_p ngược chiều với P và làm giảm biến dạng của lớp, đưa xe trở lại quỹ đạo ban đầu. Nếu xe đang chuyển động thẳng thì lực P_p đưa xe trở lại quỹ đạo chuyển động thẳng.

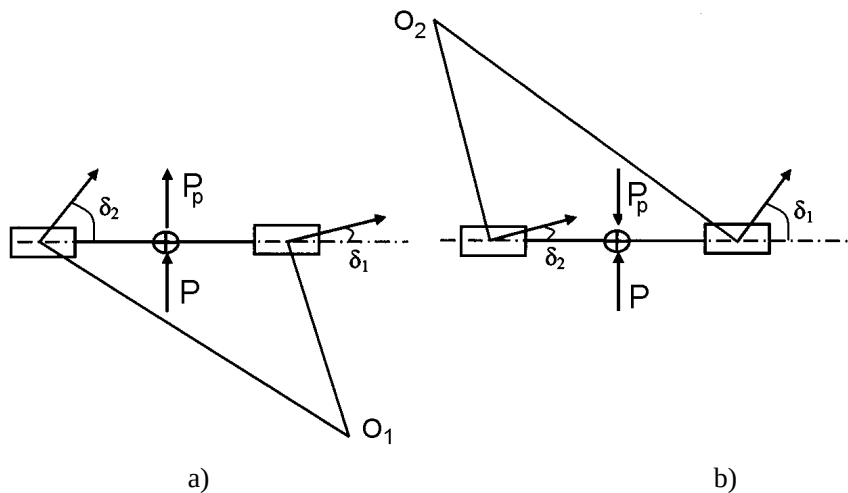
Như đã trình bày ở trên, ta thấy rằng đặc tính quay vòng phụ thuộc phân bố trọng lượng lên các cầu, độ cứng bên của lớp C_L .



Hình 5.12

Quỹ đạo chuyển động của xe khi có lực ngang tác dụng

Khi thiết kế người ta cố gắng để phân bố tải trọng lên các lớp tương đối đều nhau. Trong trường hợp như vậy xe sẽ có trạng thái quay vòng đủ. Tuy nhiên trong sử dụng không phải lúc nào cũng đảm bảo được điều đó và do vậy có thể xảy ra các trạng thái quay vòng thiếu hoặc thừa.



Hình 5.13. Tâm quay vòng phụ khi có lực ngang tác dụng

Những xe có động cơ đặt trước và cầu trước chủ động, khi chở không đủ tải, trọng lượng phân lên cầu trước lớn hơn và có thể xảy ra hiện tượng quay vòng thiếu. Đối với xe tải, thùng chở hàng ở phía sau, khi không đủ tải cũng tương tự như trường hợp trên, nhưng khi đủ tải hoặc quá tải trọng lượng phân lên các lớp sau nhiều hơn, có thể xảy ra hiện tượng quay vòng thừa.

CHƯƠNG VI

DAO ĐỘNG Ô TÔ

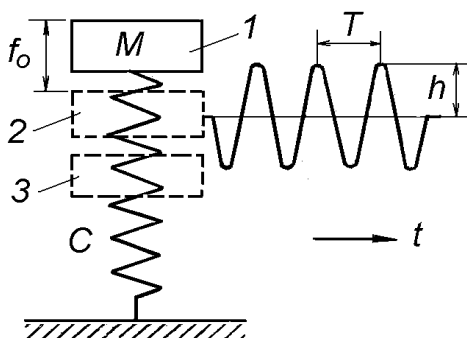
6.1. MỞ ĐẦU

6.1.1. Khái niệm

Khái niệm dao động được hiểu như sau: Dao động là một quá trình trong đó một đại lượng vật lý (hóa học, sinh học, ...) thay đổi theo thời gian mà có một đặc điểm nào đó lặp lại ít nhất 1 lần.

Trong hệ cơ học, dao động có thể xảy ra khi cơ hệ có một chi tiết đàn hồi:

Xét một khối lượng M đặt lên một lò xo có độ cứng C như hình vẽ (hình 6.1): Khi có một chấn động ví dụ có một lực tác dụng thẳng đứng xuống khối lượng M làm nén lò xo lại, năng lượng chấn động sẽ được tích vào lò xo dưới dạng thế năng của lò xo.



Hình 6.1

Sau đó khi chấn động kết thúc, thế năng của lò xo lại được giải phóng, truyền cho khối lượng một động năng, khối lượng đi lên và động năng vừa nhận được lại biến thành thế năng của khối lượng và lại nén lò xo xuống. Quá trình lặp lại nhiều lần tạo ra dao động (hình 6.1).

Dao động có một số đại lượng cơ bản như sau:

- Chu kỳ T là khoảng thời gian nhỏ nhất cần thiết để đại lượng dao động trở lại vị trí ban đầu.
- Biên độ dao động h là giá trị tuyệt đối của độ lệch lớn nhất của đại lượng dao động (ở ví dụ trên đây là dịch chuyển theo chiều thẳng đứng của khối lượng M) so với giá trị trung bình của nó.
- Tần số dao động f : là số lần dao động trong 1 đơn vị thời gian.

$$f = \frac{1}{T} \quad (6.1)$$

Đơn vị của tần số dao động là s^{-1} hoặc Hz (Hertz), đối với dao động ô tô người ta có thể dùng đơn vị "lần/phút".

- Tần số dao động góc ω

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (6.2)$$

Đơn vị của tần số dao động góc là rad/s hoặc s^{-1}

Như vậy: $\omega = 2\pi f \quad (6.3)$

6.1.2. Bánh xe đàn hồi và hệ thống treo

a. Bánh xe đàn hồi

Như đã trình bày ở chương 1, bánh xe có cấu tạo là một balon khí với vỏ có vật liệu là cao su: khí và cao su đều có tính đàn hồi. Vì thế bánh xe là một bộ phận có tính đàn hồi cao. Khi xe di chuyển, bánh xe tiếp xúc với mặt đường không phẳng tuyệt đối mà có những mấp mô nhất định. Như vậy độ mấp mô mặt đường được coi là tác nhân gây ra các chấn động tác dụng lên bánh xe đàn hồi và do đó sẽ tạo ra dao động.

Tính đàn hồi của bánh xe được đặc trưng bằng độ cứng C_L . Lớp biến dạng một khoảng λ sẽ tạo ra lực đàn hồi P_{dh} :

$$P_{dh} = C_L \lambda \quad (6.4)$$

Ngoài ra khi lớp biến dạng, có sự dịch chuyển tương đối của các lớp vật liệu gây ra ma sát phát sinh nhiệt làm tiêu tán đi một phần năng lượng chấn động. Đặc trưng cho tính chất này của lớp là độ cản K_L . Lực cản do tính chất này của lớp được tính như sau:

$$P_{gcL} = K_L v \quad (6.5)$$

v là vận tốc biến dạng của lớp.

b. Hệ thống treo

Trên ô tô hệ thống treo dùng để nối đàn hồi khung vỏ ô tô với bánh xe, có tác dụng làm êm dịu cho quá trình chuyển động, đảm bảo đúng động học bánh xe (bánh xe dao động trong mặt phẳng thẳng đứng) và truyền lực giữa khung vỏ với bánh xe.

Để đảm bảo công dụng như đã nêu ở trên hệ thống treo thường có 3 bộ phận chủ yếu:

- Bộ phận hướng
- Bộ phận đàn hồi
- Bộ phận giảm chấn

Bộ phận đàn hồi nối đàn hồi khung vỏ với bánh xe, tiếp nhận lực thẳng đứng tác dụng từ khung vỏ xuống bánh xe và ngược lại. Bộ phận đàn hồi có cấu tạo chủ yếu là một chi tiết (hoặc một cụm chi tiết) đàn hồi bằng kim loại (nhíp, lò xo xoắn, thanh xoắn) hoặc bằng khí (trong trường hợp hệ thống treo khí hoặc thủy khí). Khi xe đi qua các mấp mô mặt đường, tác động từ các mấp mô thông qua bánh xe tác động lên bộ phận đàn hồi của hệ thống treo và gây ra dao động.

Bộ phận giảm chấn có tác dụng dập tắt nhanh chóng các dao động bằng cách biến năng lượng dao động thành nhiệt năng tỏa ra ngoài. Việc biến năng lượng dao động thành nhiệt năng được thực hiện nhờ ma sát. Giảm chấn trên ô tô là giảm chấn thủy lực. Khi xe dao động, chất lỏng trong giảm chấn được pittông giảm chấn dồn từ buồng nọ sang buồng kia qua các lỗ tiết lưu. Ma sát giữa chất lỏng với thành lỗ tiết lưu và giữa các lớp chất lỏng với nhau biến thành nhiệt nung nóng vỏ giảm chấn và tỏa ra ngoài.

Bộ phận hướng có tác dụng bảo đảm động học bánh xe tức đảm bảo cho bánh xe chỉ dao động trong mặt phẳng thẳng đứng và làm nhiệm vụ truyền lực dọc, ngang và mô men giữa khung vỏ và bánh xe.

Bộ phận đàn hồi với đặc trưng là độ cứng C , lực tác dụng lên bộ phận này được tính bằng công thức:

$$P_{dh} = C \lambda \quad (6.6)$$

Trong đó λ là biến dạng của bộ phận đàn hồi.

Bộ phận giảm chấn được đặc trưng là hệ số cản K , lực tác dụng lên bộ phận này được tính bằng công thức:

$$P_{gc} = K v \quad (6.7)$$

Trong đó V là vận tốc của pittông giảm chấn.

Như vậy bánh xe đàn hồi, hệ thống treo và mặt đường là các yếu tố chủ yếu tạo ra dao động khi ô tô dịch chuyển.

6.2. ĐỘ ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG VÀ AN TOÀN ĐỘNG LỰC HỌC

6.2.1. Độ êm dịu chuyển động

Khi ô tô dao động sẽ tạo ra nhiều yếu tố ảnh hưởng đến chất lượng vận hành của ô tô.

Đối tượng đầu tiên bị ảnh hưởng là người hoặc hàng hoá được chuyên chở trên xe. Xe chạy "êm" thì người ngồi trên xe cảm thấy dễ chịu, ngược lại sẽ cảm thấy khó chịu thậm chí ảnh hưởng đến sức khoẻ. Đối với hàng hoá được chuyên chở trên xe, xe chạy "êm", hàng hoá được bảo quản tốt, ngược lại hàng hoá có thể bị hỏng.

Bảng 6.1.

	Mức cho phép			
	Gia tốc (m/s^2)		Vận tốc (m/s)	
	Phương Z	Phương X, Y	Phương Z	Phương X, Y
1 Hz	1,10	0,39	20,0	6,3
2 Hz	0,79	0,42	7,1	3,5
4 Hz	0,57	0,80	2,5	3,2
8 Hz	0,55	1,62	1,3	3,2

Người ta dùng khái niệm "độ êm dịu chuyển động" để chỉ mức độ êm dịu của xe khi chuyển động. Không có định nghĩa cụ thể về độ êm dịu chuyển động. Đối với người mức độ êm dịu phụ thuộc cảm nhận của con người. Mỗi người một cảm nhận, không giống nhau; cùng một người cũng tùy thuộc sức khoẻ và các yếu tố khác mà ở các thời điểm khác nhau cũng có thể có cảm nhận khác nhau,... Đã có nhiều thí nghiệm để xác định mức độ cảm nhận về độ êm dịu và kết quả thu được rất phân tán.

Các tác giả nghiên cứu về dao động ô tô đã đưa ra nhiều thông số để đánh giá độ êm dịu chuyển động. Tuy vậy thật khó để có thể có một thông số nào đó có thể đánh giá được độ êm dịu chuyển động. Người ta thấy rằng độ êm dịu được đánh giá bằng tập hợp một số thông số dao động. Trong khuôn khổ của tài liệu này chúng tôi xin nêu ra một số thông số cơ bản sau đây:

Tần số dao động:

Tần số dao động là thông số đầu tiên được dùng để đánh giá độ êm dịu chuyển động có lẽ bởi đây là thông số dễ xác định bằng tính toán và đo đạc. Người ta thấy con người thường xuyên thực hiện một dao động khi đi lại. Khi đi bộ chậm rãi (đi dạo) người ta bước khoảng 60 bước trong một phút. Đây là cơ sở để người ta đưa ra chỉ tiêu về độ êm dịu chuyển động sau đây:

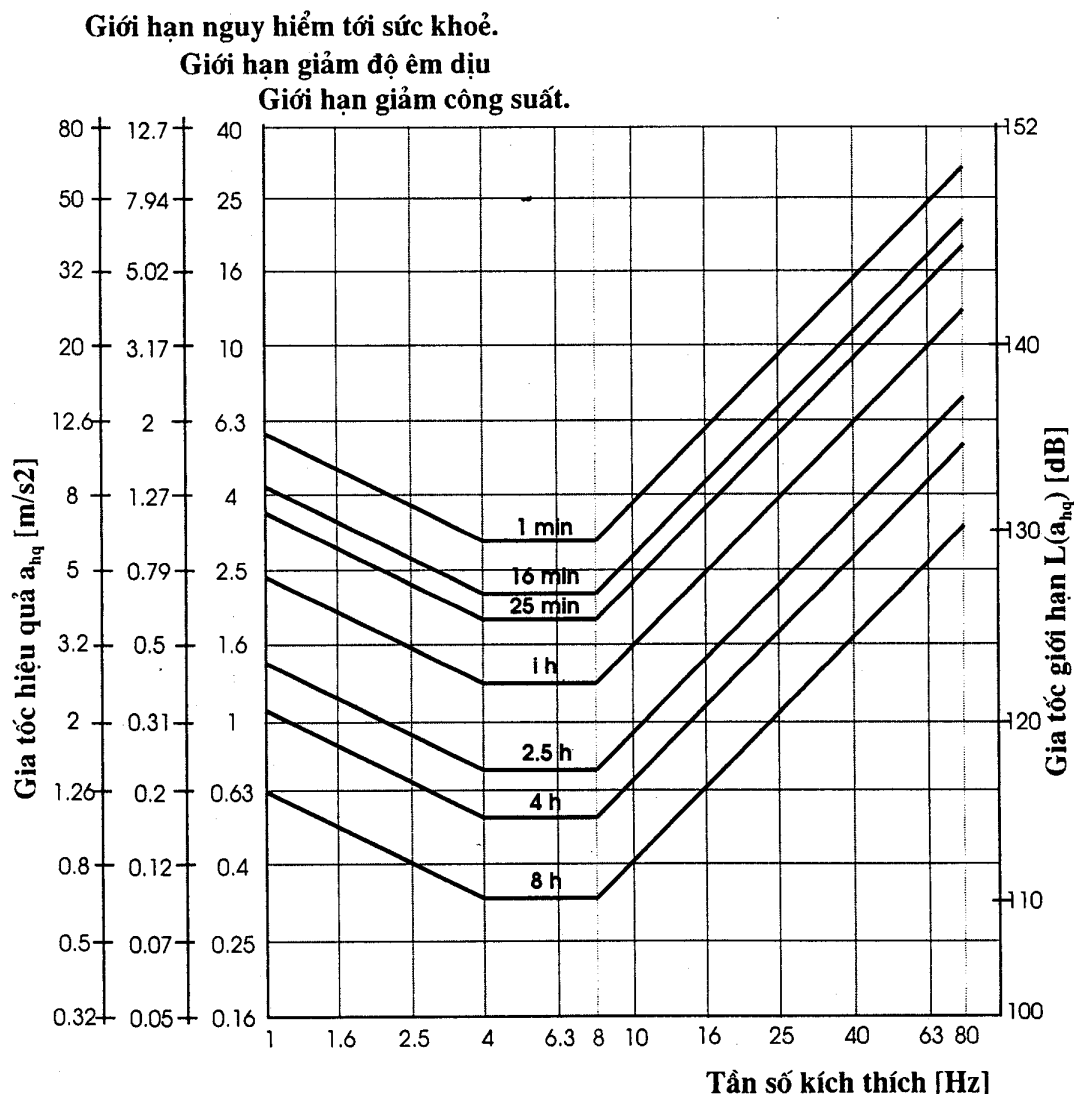
Xe chở người: $60 \div 90$ lần/phút ($1 \div 1,5$ Hz)

Xe tải: $90 \div 120$ lần/phút ($1,5 \div 2$ Hz)

Đây là chỉ tiêu rất sơ bộ, chưa đánh giá được toàn diện độ êm dịu chuyển động. Tuy vậy do tính tiện lợi của nó mà nó vẫn được dùng để đánh giá độ êm dịu khi thiết kế hệ thống treo (chỉ ít là trong đồ án môn học và đồ án tốt nghiệp đại học hiện nay ở Việt Nam).

Gia tốc và vận tốc dao động

Vận tốc và gia tốc dao động liên quan đến năng lượng dao động, năng lượng dao động càng lớn mức độ tác hại của dao động càng lớn. Do vậy hai thông số này cũng là một thông số quan trọng đánh giá độ êm dịu chuyển động. Viện Bảo hộ lao động Việt Nam đã tiến hành một đề tài nghiên cứu về ảnh hưởng của dao động đến sức khỏe con người đã đưa ra một kết quả như sau:



Giới hạn tác động của dao động thẳng đứng theo ISO/DIS 2631

Hình 6.2

Mức cho phép với thời gian tác động 480 phút đối với nhóm 1 (hành khách trên các phương tiện giao thông) theo bảng sau (bảng 6.1)

Trong bảng 6.1. ta thấy giá trị cho phép của gia tốc và vận tốc dao động phụ thuộc vào tần số dao động và thời gian dao động (trong bảng là đối với thời gian tác động là 480 phút).

Kết hợp các thông số: tần số, gia tốc và thời gian dao động

Ở các nước phát triển hiện nay người ta thiên về xu hướng kết hợp nhiều thông số. Sau đây là một ví dụ (hình 6.2)

Từ hình 6.2 cho thấy khoảng tần số dao động $4 \div 8$ Hz là khoảng mà con người cảm thấy khó chịu nhất (khoảng này chỉ tiêu về gia tốc xuống thấp nhất). Thời gian cũng là một yếu tố quan trọng: Nếu chỉ trong 1 phút thì con người chịu đựng được gia tốc lớn hơn nhiều khi chịu với thời gian lớn hơn (ví dụ 4 giờ hoặc 8 giờ).

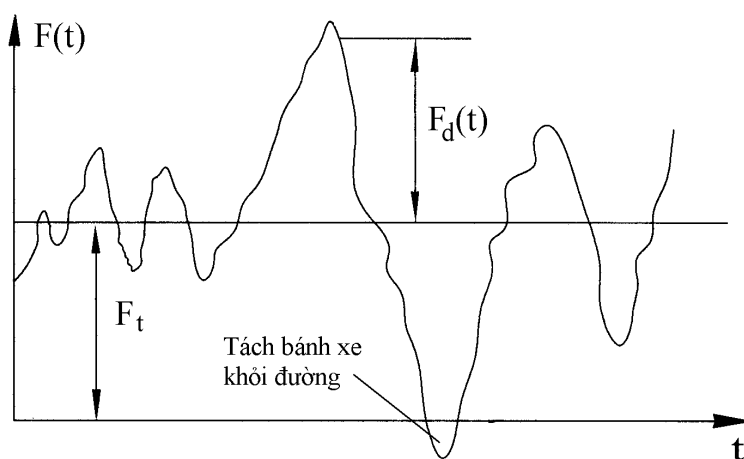
Trên đồ thị này người ta cũng chia cảm giác con người thành 3 mức:

- Mức giảm năng suất lao động
- Mức khó chịu
- Mức nguy hiểm đến sức khỏe.

6.2.2. An toàn động lực học

Khi ô tô không dao động các bánh xe tác động xuống mặt đường một lực bằng trọng lượng toàn bộ xe. Khi ô tô dao động lực tác động từ bánh xe xuống mặt đường và ngược lại sẽ thay đổi. Nếu lực này tăng lên sẽ ảnh hưởng đến độ bền của mặt đường và độ bền các chi tiết khác của ô tô. Nếu lực này giảm đi lại ảnh hưởng đến chất lượng truyền lực (của bánh xe chủ động) và chất lượng phanh.

Giả sử khi dao động lực tác động giữa bánh xe và mặt đường $F(t)$ thay đổi theo thời gian như trên hình 6.3. Lực $F(t)$ thay đổi dao động xung quanh giá trị trung bình F_{tb} . Theo quy luật thống kê, F_{tb} bằng lực thẳng đứng tĩnh F_t .



Hình 6.3.

Lực tác động giữa bánh xe và mặt đường

Ta có: $F(t) = F_t + F_d(t)$ (6.8)

Trong đó $F_d(t)$ là lực động tác dụng giữa bánh xe và mặt đường.

Người ta đưa ra giá trị:

$$D_{Fd} = \sqrt{\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T [F(t) - F_t]^2 dt} \quad (6.9)$$

Hay $D_{Fd} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N [F^k - F_t]^2}$ (6.10)

Là độ lệch quân phương của lực động.

Từ đó người ta đưa ra giá trị:

$$DLC = \frac{D_{Fd}}{F_t} \quad (6.11)$$

DLC được gọi là hệ số tải trọng động (Dynamic Load Coefficient)

Và người ta dùng hệ số DLC để đánh giá mức độ tác động của dao động đến mặt đường.

Về khía cạnh để đảm bảo chất lượng kéo và phanh (còn được gọi là "độ bám" giữa bánh xe và mặt đường), có tác giả dùng tỉ số giữa lực tác động thực tế giữa bánh xe và mặt đường và lực tĩnh để đánh giá. Cụ thể:

$$\frac{F}{F_t} = 0,5 : \text{giới hạn cảnh báo}; \quad \frac{F}{F_t} = 0,3 : \text{giới hạn can thiệp}; \quad (6.12)$$

Viện MADI (МАДИ - Liên Xô cũ) đưa ra giá trị độ lệch quân phương của dịch chuyển tương đối giữa bánh xe và mặt đường:

$$D_z = \sqrt{\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T [Z(t) - h(t)]^2} \quad (6.9)$$

Trong đó $Z(t)$ là dịch chuyển tâm bánh xe theo chiều thẳng đứng, $h(t)$ là chiều cao nhấp nhô mặt đường. Giá trị cho phép của D_z theo MADI có thể lấy như sau:

$$[D_z] \leq \delta/3 \quad (6.10)$$

$\delta = 2,5 \text{ cm}$ - được coi là biến dạng của lớp.

6.3. MẶT ĐƯỜNG - NGUỒN CHỦ YẾU GÂY RA DAO ĐỘNG

Dao động ô tô do nhiều nguồn gây ra nhưng chủ yếu nhất là mặt đường. Mặt đường dù được thi công bằng các phương pháp hiện đại đến mấy cũng không thể phẳng tuyệt đối. Khi bánh ô tô lăn qua các mấp mô của mặt đường sẽ gây ra dao động cho ô tô. Để nghiên cứu dao động ô tô ta phải mô tả được biên dạng mặt đường dưới một dạng nào đó (ví dụ là bằng một biểu thức toán học). Việc này không phải là dễ dàng vì dạng mấp mô của bề mặt đường không tuân theo một quy luật nào cả.

Ảnh hưởng của mấp mô mặt đường tới dao động được xác định bởi hình dạng, kích thước hình học và đặc tính thay đổi của mấp mô

Dựa vào hình dạng, kích thước hình học và đặc tính thay đổi của mấp mô mặt đường để chia biên dạng mặt đường thành các nhóm với các đặc trưng khác nhau. Tác giả Iasenکو (ЯШЕНКО - Liên Xô cũ) phân thành 3 nhóm chủ yếu như sau:

- Nhóm 1: Mấp mô có dạng ngắn, tác dụng của chúng lên các bánh xe mang tính va đập (tác dụng xung).

- Nhóm 2: Mấp mô có dạng hàm điều hoà (thường là hàm sin).

- Nhóm 3: Mấp mô thay đổi liên tục với hình dạng bất kỳ.

Sau đây là mô tả biên dạng mặt đường theo các nhóm nói trên.

6.3.1. Các dạng mấp mô thuộc nhóm 1

Nhóm này có rất nhiều dạng, xin nêu ra một số dạng sau đây:

a. *Mấp mô có dạng hình bậc* (hình 6.4)

Biểu thức mô tả biên dạng loại này như sau:

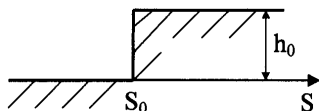
$$h_1(S) = \begin{cases} 0 & \text{khi } S < S_0 \\ h_0 & \text{khi } S \geq S_0 \end{cases} \quad (6.11)$$

S : Chiều dài quãng đường ô tô đi được; h_0 chiều cao của bậc (mấp mô).

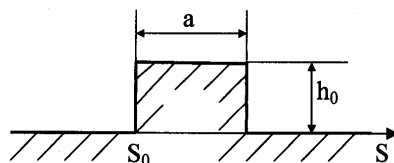
Trường hợp ô tô chuyển động đều với vận tốc V : $S = Vt$ ta có thể chuyển 6.11 thành dạng biểu diễn theo thời gian:

$$h_1(t) = \begin{cases} 0 & \text{khi } t < t_0 \\ h_0 & \text{khi } t \geq t_0 \end{cases} \quad (6.12)$$

$$\text{Với: } t_0 = \frac{S_0}{V}$$



Hình 6.4. Nhấp nhô dạng bậc



Hình 6.5. Mấp mô dạng chữ nhật

b. *Mấp mô có dạng hình chữ nhật* (hình 6.5)

Biểu thức mô tả biên dạng loại này như sau:

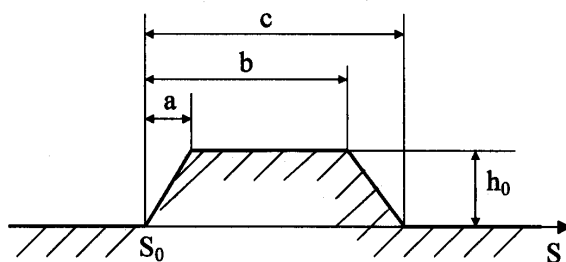
$$h_2(S) = \begin{cases} 0 & \text{khi } S < S_0 \\ h_0 & \text{khi } S_0 \leq S < S_0 + a \\ 0 & \text{khi } S \geq S_0 + a \end{cases} \quad (6.13)$$

Và ta cũng có thể chuyển thành dạng biểu diễn theo thời gian:

$$h_2(t) = \begin{cases} 0 & \text{khi } t < t_0 \\ h_0 & \text{khi } t_0 \leq t < t_0 + \tau \\ 0 & \text{khi } t \geq t_0 + \tau \end{cases} \quad (6.14)$$

$$\text{Với: } t_0 = \frac{S_0}{V}; \tau = \frac{a}{V}$$

c. *Mấp mô có dạng hình thang* (hình 6.6)



Hình 6.6. Mấp mô dạng hình thang

Biểu thức mô tả biên dạng loại này như sau:

$$h_3(S) = \begin{cases} 0 & \text{khi } S < S_0 \\ h_0 \frac{S - S_0}{a} & \text{khi } S_0 \leq S < S_0 + a \\ h_0 & \text{khi } S_0 + a \leq S < S_0 + b \\ h_0 \frac{c - S - S_0 - b}{c - b} & \text{khi } S_0 + b \leq S < S_0 + c \\ 0 & \text{khi } S \geq S_0 + c \end{cases} \quad (6.15)$$

Và ta cũng có thể chuyển thành dạng biểu diễn theo thời gian:

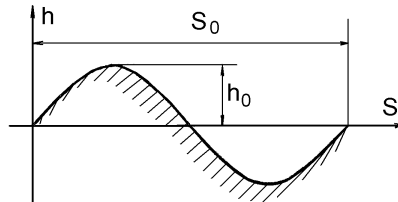
$$h_3(t) = \begin{cases} 0 & \text{khi } t < t_0 \\ h_0 \frac{t - t_0}{\tau_1} & \text{khi } t_0 \leq t < t_0 + \tau_1 \\ h_0 & \text{khi } t_0 + \tau_1 \leq t < t_0 + \tau_2 \\ h_0 \frac{\tau_3 - t - t_0 - \tau_2}{\tau_3 - \tau_2} & \text{khi } t_0 + \tau_2 \leq t < t_0 + \tau_3 \\ 0 & \text{khi } t \geq t_0 + \tau_3 \end{cases} \quad (6.16)$$

$$\text{Với: } t_0 = \frac{S_0}{V}; \tau_1 = \frac{a}{V}; \tau_2 = \frac{b}{V}; \tau_3 = \frac{c}{V}$$

Ngoài ra còn có nhiều dạng khác và ta cũng có thể biểu diễn như trên

6.3.2. Các dạng mấp mô thuộc nhóm 2

Mấp mô thuộc nhóm này có dạng hàm điều hoà (ví dụ hàm sin). Hình 6.7 là một ví dụ về mấp mô thuộc nhóm này.



Hình 6.7. Nhấp nhô dạng điều hoà

Phương trình biểu diễn chiều cao của mấp mô có dạng như sau:

$$h(S) = h_0 \sin \Omega S \quad (6.17)$$

$$\text{Trong đó : } \Omega = \frac{2\pi}{S_0} \quad (6.18)$$

h_0 là biên độ của mấp mô

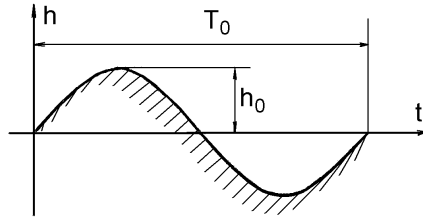
S_0 là chiều dài của mấp mô (có thể gọi là sóng mặt đường).

Ω là tần số của sóng mặt đường.

Ta có thể chuyển về biểu diễn chiều cao mấp mô theo thời gian (hình 6.8).

$$\text{Giả sử ô tô chuyển động đều: } S = Vt \quad (6.19)$$

$$S_0 = VT_0 \quad (6.20)$$



Hình 6.8

Kết hợp 6.19; 6.20 với 6.17; 6.18 ta có:

$$h(t) = h_0 \sin \frac{2\pi}{T_0} t \quad (6.21)$$

$$\text{Đặt} \quad \frac{2\pi}{T_0} = \omega \quad (6.22)$$

$$\text{Và ta có: } h(t) = h_0 \sin \omega t \quad (6.23)$$

ω được gọi là tần số của mấp mô; T_0 là chu kỳ của mấp mô.

$$\omega = \frac{2\pi}{S_0} V \quad (6.24)$$

Từ 6.24 ta thấy: Khi $S_0 = \text{const}$ thì tần số kích thích của sóng mặt đường tăng lên khi vận tốc ô tô tăng lên.

Với ô tô có 2 trục (2 cầu) với chiều dài cơ sở là L_a thì:

Đối với cầu trước ta có hàm biểu diễn mấp mô:

$$h_t(t) = h_0 \sin \omega t$$

Đối với cầu sau:

$$h_s(t) = h_0 \sin \omega(t - \Delta t)$$

$$\text{Khi } V = \text{const:} \quad \Delta t = \frac{L_a}{V} \quad (6.25)$$

6.3.3. Các dạng mấp mô thuộc nhóm 3

Mấp mô thay đổi liên tục với hình dạng bất kỳ.

Đối với biên dạng mặt đường thuộc nhóm 3 có thể dùng hai phương pháp sau đây để mô tả toán học chiều cao mấp mô và biên dạng mặt đường:

Phương pháp thứ nhất: Sử dụng đặc tính thống kê của chiều cao mấp mô $h(S)$. Trong trường hợp này do tung độ (chiều cao) của mấp mô tại một vị trí (dọc theo chiều dài đường) là một đại lượng ngẫu nhiên, do đó chiều cao mấp mô biên dạng đường theo chiều dài đường là một hàm ngẫu nhiên. Việc mô tả chúng phải sử dụng đặc tính ngẫu nhiên (theo lý thuyết xác suất).

Phương pháp thứ hai: Thay thế biên dạng thực tế của đường giữa các mốc đo đặc hoặc các điểm được chọn trên biên dạng bằng các hàm xấp xỉ hoặc nội suy. Khi đã thay thế bằng các hàm xấp xỉ hoặc nội suy thì có thể đưa hàm đó vào vế phải của phương trình dao động.

Đối với phương pháp thứ nhất để có thể đưa hàm mô tả mặt đường vào phương trình dao động thì phải đưa về dạng hàm mật độ phổ.

Tuy nhiên hiện nay với các phương tiện máy tính các phần mềm để giải các bài toán có khả năng tiếp nhận các hàm số dưới dạng số thì việc mô tả mặt đường trở nên đơn giản hơn nhiều.

Khi tiến hành đo đặc chiều cao mấp mô mặt đường ta có kết quả dưới dạng bảng (bảng 6.1). Từ kết quả ở bảng 6.1, kết hợp với vận tốc ô tô V ta có thể chuyển $h(S)$ thành $h(t)$. Khi giải bài toán dao động hoàn toàn có thể đưa vào máy dữ liệu $h(t)$ để giải.

Bảng 6.1

S	$h(S)$
S_1	h_1
S_2	h_2
S_3	h_3
.	.
.	.
.	.

6.4. LẬP MÔ HÌNH MÔ TẢ DAO ĐỘNG Ô TÔ

6.4.1. Khái niệm

Mô hình dao động của xe được hiểu như là một sơ đồ quy ước mô tả dao động của xe trong đó các bộ phận của xe được mô tả sao cho từ đó có thể lập được hệ phương trình vi phân mô tả dao động.

Một số khái niệm khi xây dựng mô hình:

- Ô tô được khảo sát như một hệ nhiều vật được gắn với nhau bằng các liên kết. Nhiệm vụ của xây dựng mô hình là mô tả các vật và các liên kết đó.

- Vật (vật thể) có các đặc trưng: khối lượng m , mô men quán tính khối lượng J_x, J_y, J_z , có các tọa độ x, y, z (dịch chuyển) và $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ (quay). Vật thể có thể được mô tả dưới các dạng: chất điểm, thanh, tấm, khối.

- Số bậc tự do: là số tọa độ đủ để xác định vị trí cơ hệ tại mỗi thời điểm khảo sát.

Các vật trên ô tô được phân chia như sau:

- Khối lượng được treo M : là toàn bộ khối lượng của ô tô nằm trên hệ thống treo bao gồm khung, vỏ, ca bin, thùng, hàng hoá, người, ... Trong trường hợp cần khảo sát chi tiết hơn, có thể chia khối lượng được treo thành các vật nhỏ hơn: khung, vỏ, thùng, cabin,...

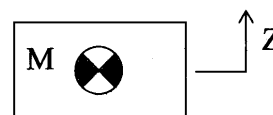
- Khối lượng không được treo m : là khối lượng nằm dưới hệ thống treo: cầu xe, bánh xe.

Các liên kết gồm có:

- Hệ thống treo,

- Bánh xe.

Ngoài ra nếu chia nhỏ khối lượng được treo như đã nói ở trên thì giữa các bộ phận này được nối với nhau bằng các liên kết ví dụ các đệm cao su thì các đệm cao su này được coi là các liên kết.



Hình 6.9

6.4.2. Mô tả các vật và các liên kết trên ô tô

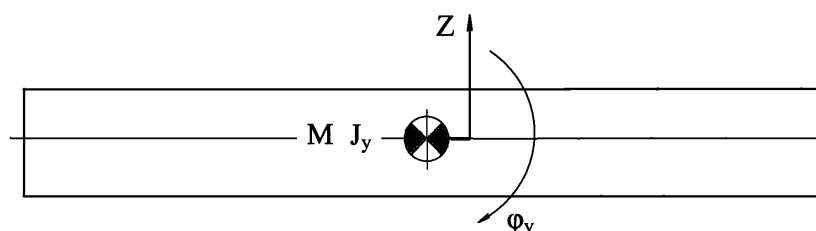
a. Khối lượng được treo:

Tùy theo mức độ khảo sát, khối lượng được treo được mô tả như là một chất điểm, như một thanh hoặc như một tấm.

Trường hợp coi khối lượng được treo như một chất điểm, ta có mô tả như hình 6.9. Trong đó khối lượng được treo có đặc trưng là khối lượng M và toạ độ Z . Tổng quát, để xác định vị trí một chất điểm trong không gian ta cần 3 toạ độ (X, Y, Z) . Tuy nhiên trong trường hợp nghiên cứu dao động ô tô, nếu ta chỉ xét dao động thẳng đứng thì chỉ cần một toạ độ thẳng đứng Z là đủ.

Trường hợp mô tả trên đây thường được dùng khi nghiên cứu mô hình 1/4.

Trường hợp coi khối lượng được treo như một thanh ta có mô tả như hình 6.10.

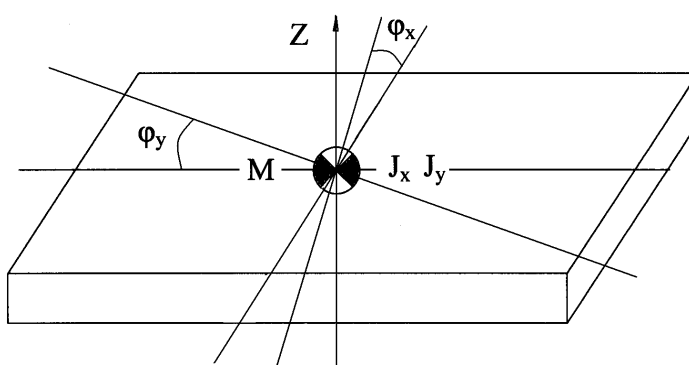


Hình 6.10.

Lúc này khối lượng được treo có đặc trưng là khối lượng M , mô men quán tính khối lượng theo trục y : J_y và vị trí được xác định bằng các toạ độ Z và ϕ_y .

Cách mô tả này thường được dùng để xây dựng mô hình phẳng khi nghiên cứu về dao động ô tô.

Trường hợp coi khối lượng được treo như một tấm ta có mô tả như hình 6.11.



Hình 6.11.

Lúc này khối lượng được treo có đặc trưng là khối lượng M , mô men quán tính khối lượng theo trục x và y : J_x, J_y và vị trí được xác định bằng các toạ độ Z, ϕ_x, ϕ_y .

Cách mô tả này thường được dùng để xây dựng mô hình không gian khi nghiên cứu về dao động ô tô.

b. Khối lượng được treo:

Tuỳ theo mức độ khảo sát và tuỳ thuộc loại hệ thống treo mà khối lượng được treo cũng được mô tả như một chất điểm hoặc một thanh.

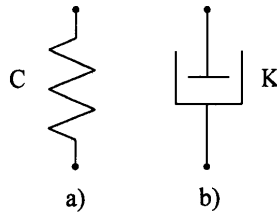
Trong trường hợp hệ thống treo độc lập hoặc trong trường hợp khảo sát dao động ô tô bằng mô hình 1/4, mô hình phẳng thì khối lượng được treo được mô tả như một chất điểm tương tự như trên hình

6.9 nhưng đặc trưng của khối lượng được treo lúc này là khối lượng không được treo m và được xác định bằng tọa độ ξ .

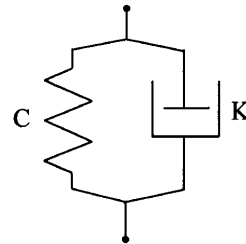
Trường hợp khảo sát dao động ô tô bằng mô hình không gian, hệ thống treo ô tô là hệ thống treo phụ thuộc thì khối lượng không được treo được mô tả như một thanh giống như hình 6.10 nhưng lúc này khối lượng không được treo có đặc trưng là khối lượng m , mô men quán tính khối lượng theo trục x : J_x và vị trí được xác định bằng các tọa độ ξ và φ_x .

c. Các liên kết

- Hệ thống treo



Hình 6.12



Hình 6.13

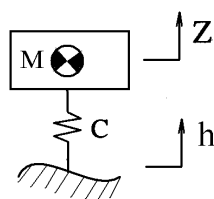
Bộ phận đàn hồi của hệ thống treo với đặc trưng là độ cứng C được mô tả như hình 6.12.a. và bộ phận giảm chấn với đặc trưng là hệ số cản K được mô tả như trên hình 6.12.b. Nếu hệ thống treo chỉ có bộ phận đàn hồi không có bộ phận giảm chấn (xe tải thể hệ cũ hoặc các xe vận chuyển thô sơ) thì hệ thống treo được mô tả như hình 6.12.a. Nếu hệ thống treo có đầy đủ bộ phận đàn hồi và bộ phận giảm chấn thì nó được mô tả như trên hình 6.13 với các đặc trưng C và K .

- Lớp xe: Lớp xe cũng được mô tả tương tự như hệ thống treo với các đặc trưng C_L và K_L .

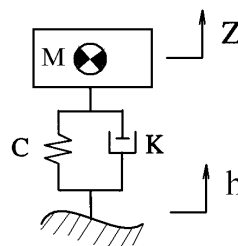
6.4.3. Xây dựng các mô hình dao động

Sau khi đã mô tả được các bộ phận trên ô tô ta dễ dàng xây dựng được các mô hình dao động.

a. Mô hình đơn giản 1 khối lượng



Hình 6.14

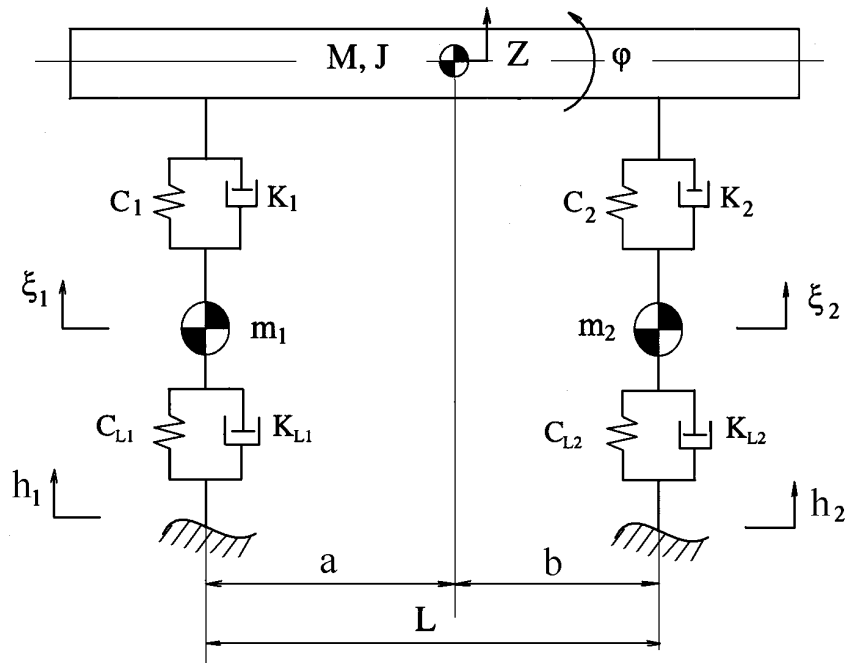


Hình 6.15

Mô hình loại này chỉ có 1 vật thể (với 1 khối lượng). Đơn giản nhất là phần liên kết chỉ có một chi tiết đàn hồi (hình 6.14). Mô hình còn đơn giản hơn nữa nếu $h = 0$, khi đó ta có mô hình dao động tự do không cản (dao động điều hòa).

Trong trường hợp liên kết có bộ phận đàn hồi và bộ phận giảm chấn thì mô hình được thể hiện trên hình 6.15. Nếu $h = 0$ thì ta có mô hình dao động tự do có cản (dao động tắt dần).

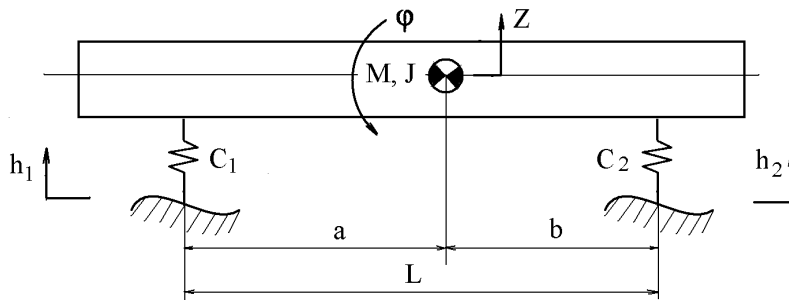
b. Mô hình phẳng (hình 6.16)



Hình 6.16

Mô hình này nghiên cứu dao động trong mặt phẳng dọc vuông góc với mặt đường và đi qua trọng tâm xe. Hai hệ thống treo trái và phải được quy về thành một; hai lớp trái và phải cũng được quy về thành một. Nhấp nhô mặt đường được thể hiện bằng hàm h_1 và h_2 . Mô hình này còn được gọi là mô hình 1/2.

c. Mô hình phẳng đơn giản



Hình 6.17

Để nghiên cứu sơ bộ dao động ô tô ta có thể dùng mô hình đơn giản (hình 6.17). Ở mô hình này hệ thống treo và lớp đã được đơn giản hoá chỉ còn lại bộ phận đàn hồi có độ cứng C_1 và C_2 . Nhấp nhô mặt đường được thể hiện bằng hàm h_1 và h_2 .

d. Mô hình 1/4

Mô hình 1/4 là mô hình được xây dựng chỉ có một hệ thống treo, một bánh xe và phần khối lượng được treo là khối lượng đặt lên hệ thống treo nghiên cứu. Mô hình này được xây dựng để nghiên cứu các đặc tính của hệ thống treo.

Mô hình 1/4 được trình bày trên hình 6.18. Trong đó M là khối lượng được treo, m là khối lượng không được treo; C, K là độ cứng và độ cản của hệ thống treo, C_L, K_L là độ cứng và độ cản của lốp; Z là tọa độ của khối lượng được treo, ξ là tọa độ của khối lượng không được treo, h là chiều cao nhấp nhô mặt đường.

Khi mô tả khối lượng được treo dạng tấm ta có thể xây dựng được mô hình không gian. Trong khuôn khổ của tài liệu này chúng tôi không đưa ra mô hình không gian. Bạn đọc có thể tham khảo mô hình này trong các tài liệu về dao động ô tô.

6.4.4. Lập hệ phương trình vi phân mô tả dao động

a. Phương pháp xây dựng phương trình

Từ mô hình dao động ta phải xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả dao động. Hiện nay người ta dùng 2 phương pháp chủ yếu là nguyên lý D'alambert và phương trình Lagrăng loại 2 để xây dựng phương trình vi phân. Sau đây chúng tôi giới thiệu phương pháp dùng nguyên lý D'alambert. Phương pháp dùng phương trình Lagrăng loại 2 có thể tham khảo trong các tài liệu Cơ học hoặc Dao động ô tô

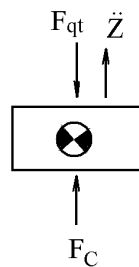
Nguyên lý D'alambert phát biểu như sau: Tại mỗi thời điểm, các lực tác dụng lên các chất điểm của cơ hệ và các lực quán tính của các chất điểm thuộc cơ hệ tạo thành hệ lực cân bằng.

$$(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_N, \vec{F}_1^{qt}, \vec{F}_2^{qt}, \dots, \vec{F}_N^{qt}) \equiv 0 \quad (6.26)$$

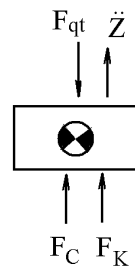
b. Xây dựng phương trình vi phân

Mô hình 1 khối lượng

Đối với mô hình ở hình 6.14 ta làm như sau:



Hình 6.19.



Hình 6.20.

Bỏ liên kết (lò xo), đặt lực tác dụng của lò xo và lực quán tính (hình 6.19) ta có:

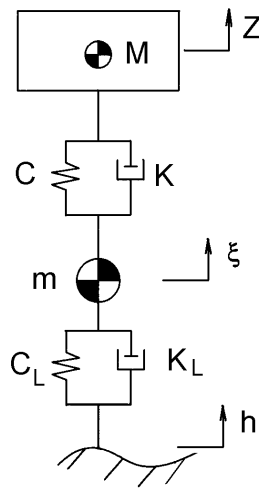
Lực quán tính: $F_{qt} = M\ddot{Z}$

Lực tác dụng của lò xo: $F_C = C(h-Z)$

Ta có phương trình: $F_C - F_{qt} = C(h-Z) - M\ddot{Z} = 0$

Biến đổi đi ta có: $M\ddot{Z} + CZ = Ch \quad (6.27)$

Nếu $h = 0$ ta có: $M\ddot{Z} + CZ = 0 \quad (6.28)$



Hình 6.18. Mô hình 1/4

Đối với mô hình ở hình 6.15:

Bỏ liên kết (lò xo), đặt lực tác dụng của lò xo, lực tác dụng của giảm chấn và lực quán tính (hình 6.20) ta có:

Lực quán tính: $F_{qt} = M\ddot{Z}$

Lực tác dụng của lò xo: $F_C = C(h - Z)$

Lực tác dụng của giảm chấn: $F_K = K(\dot{h} - \dot{Z})$

Ta có phương trình: $F_C + F_K - F_{qt} = C(h - Z) + K(\dot{h} - \dot{Z}) - M\ddot{Z} = 0$

Biến đổi đi ta có: $M\ddot{Z} + K\dot{Z} + CZ = Kh + Ch$ (6.29)

Nếu $h = 0$ ta có: $M\ddot{Z} + K\dot{Z} + CZ = 0$ (6.30)

Mô hình phẳng đơn giản (hình 6.17)

Bỏ liên kết (lò xo), đặt lực tác dụng của lò xo và lực quán tính (hình 6.21) ta có:

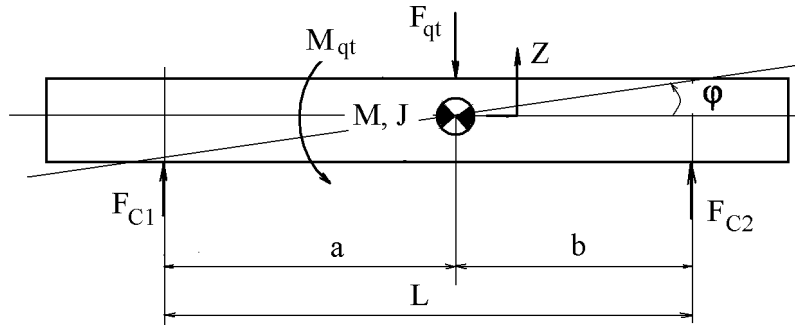
Lực quán tính: $F_{qt} = M\ddot{Z}$

Mô men quán tính: $M_{qt} = J\ddot{\varphi}$

Lực tác dụng của lò xo: $F_{C1} = C_1(h_1 - Z + a\varphi)$

Vì góc φ nhỏ nên coi rằng $\varphi \approx \tan\varphi$ nên: $F_{C1} = C_1(h_1 - Z + a\varphi)$

Tương tự ta có: $F_{C2} = C_2(h_2 - Z - b\varphi)$



Hình 6.21

Ta có các phương trình sau:

Phương trình cân bằng lực:

$$F_{C1} + F_{C2} - F_{qt} = 0$$

Thay các lực vào: $C_1(h_1 - Z + a\varphi) + C_2(h_2 - Z - b\varphi) - M\ddot{Z} = 0$

Biến đổi đi ta có: $M\ddot{Z} + C_1Z - C_1a\varphi + C_2Z + C_2b\varphi = C_1h_1 + C_2h_2$ (6.30)

Phương trình cân bằng mô men:

$$aF_{C1} - bF_{C2} - M_{qr} = 0$$

Thay các lực vào: $aC_1(h_1 - Z + a\varphi) - bC_2(h_2 - Z - b\varphi) - J\ddot{\varphi} = 0$

Biến đổi đi ta có: $J\ddot{\varphi} + aC_1Z - a^2\varphi C_1 - bC_2Z - b^2\varphi C_2 = bC_2h_2 - aC_1h_1$ (6.31)

Như vậy ta có hệ phương trình vi phân:

$$\begin{aligned}
M\ddot{Z} + C_1 Z - C_1 a\varphi + C_2 Z + C_2 b\varphi &= C_1 h_1 + C_2 h_2 \\
J\ddot{\varphi} + aC_1 Z - a^2\varphi C_1 - bC_2 Z - b^2\varphi C_2 &= bC_2 h_2 - aC_1 h_1 \quad (6.32)
\end{aligned}$$

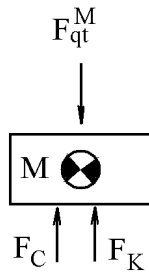
Nếu $h_1 = h_2 = 0$ ta có:

$$\begin{aligned}
M\ddot{Z} + C_1 Z - C_1 a\varphi + C_2 Z + C_2 b\varphi &= 0 \\
J\ddot{\varphi} + aC_1 Z - a^2\varphi C_1 - bC_2 Z - b^2\varphi C_2 &= 0 \quad (6.33)
\end{aligned}$$

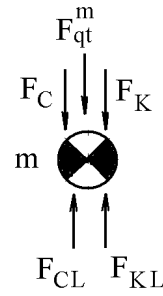
Mô hình 1/4 (hình 6.18)

Tách các khối lượng (các vật), bỏ các liên kết và thay bằng các lực ta có như sau:

Đối với khối lượng được treo M (hình 6.22.a.)



a)



b)

Hình 6.22

Lực quán tính:

$$F_{qt}^M = M\ddot{Z}$$

Lực tác dụng của lò xo:

$$F_C = C(\xi - Z)$$

Lực tác dụng của giảm chấn:

$$F_K = K(\dot{\xi} - \dot{Z})$$

Ta có phương trình:

$$F_C + F_K - F_{qt}^M = C(\xi - Z) + K(\dot{\xi} - \dot{Z}) - M\ddot{Z} = 0$$

Biến đổi đi ta được:

$$M\ddot{Z} + K(\dot{Z} - \dot{\xi}) + C(Z - \xi) = 0 \quad (6.34)$$

Đối với khối lượng không được treo m (hình 6.22.b.):

Lực quán tính:

$$F_{qt}^m = m\ddot{\xi}$$

Lực tác dụng của lò xo:

$$F_C = C(\xi - Z)$$

Lực tác dụng của giảm chấn:

$$F_K = K(\dot{\xi} - \dot{Z})$$

Lực tác dụng của lớp:

$$F_{CL} = C_L(h - \xi) \quad \text{và} \quad F_{KL} = K_L(\dot{h} - \dot{\xi})$$

Ta có phương trình:

$$F_{CL} + F_{KL} - F_{qt}^m - F_C - F_K = 0$$

Thay các lực vào:

$$C_L(h - \xi) + K_L(\dot{h} - \dot{\xi}) - m\ddot{\xi} - C(\xi - Z) - K(\dot{\xi} - \dot{Z}) = 0$$

Biến đổi đi ta được:

$$m\ddot{\xi} + (K + K_L)\dot{\xi} - K\dot{Z} - CZ + (C + C_L)\xi = K_L\dot{h} + C_L h \quad (6.35)$$

Như vậy đối với mô hình 1/4 ta có hệ phương trình:

$$M\ddot{Z} + K(\dot{Z} - \dot{\xi}) + C(Z - \xi) = 0$$

$$m\ddot{\xi} + (K + K_L)\dot{\xi} - K\dot{Z} - CZ + (C + C_L)\xi = K_L\dot{h} + C_L h \quad (6.36)$$

Khi $h = 0$ ta có:

$$M\ddot{Z} + K(\dot{Z} - \dot{\xi}) + C(Z - \xi) = 0$$

$$m\ddot{\xi} + (K + K_L)\dot{\xi} - K\dot{Z} - CZ + (C + C_L)\xi = 0 \quad (6.37)$$

Với phương pháp như trên ta có thể lập hệ phương trình vi phân cho bất cứ mô hình nào. Số phương trình vi phân trong hệ bằng với số bậc tự do của hệ.

6.4.5. Khảo sát dao động ô tô

6.4.5.1. Khảo sát dao động của mô hình ở hình 6.14

Xét phương trình 6.28: $M\ddot{Z} + CZ = 0$

Chia 2 vế cho m và đặt $\frac{C}{M} = \omega^2$

Ta có: $\ddot{Z} + \omega^2 Z = 0$ (6.38)

Nghiệm của phương trình này là: $Z = A \sin(\omega t + \alpha)$ (6.39)

Trong đó: A và α là hằng số phụ thuộc điều kiện đầu

Với mô hình như hình 6.14, khối lượng m sẽ thực hiện một dao động điều hoà với tần số góc ω : $\omega = 2\pi f$ (rad/s); f là tần số dao động (lần/s tức Hz).

Như vậy tần số dao động góc và độ cứng của bộ phận đàn hồi quan hệ với nhau theo biểu thức:

$$\omega^2 = \frac{C}{M}$$

Từ đó ta có: $C = M\omega^2$ (6.40)

Như vậy cùng một độ cứng C của bộ phận đàn hồi, nếu khối lượng M thay đổi thì tần số dao động ω sẽ thay đổi.

Một thông số được sử dụng khi nghiên cứu dao động ô tô là độ võng tĩnh của hệ thống treo f_t . Độ võng tĩnh f_t là biến dạng thẳng đứng của hệ thống treo khi chịu tải trọng tĩnh (cụ thể là khối lượng được treo M).

Đối với mô hình hình 6.14 độ võng f_t được tính như sau:

$$f_t = \frac{Mg}{C} \quad (6.41)$$

Trong đó: Mg là trọng lượng của khối lượng được treo (N); g là gia tốc trọng trường.

Kết hợp 6.40 và 6.41 ta có

$$f_t = \frac{Mg}{M\omega^2} = \frac{g}{\omega^2} \quad (6.42)$$

Gọi n là số lần dao động trong 1 phút, ta có

$$n = 60f \rightarrow \omega = \frac{2\pi}{60} n$$

Thay vào 6.42 và xấp xỉ: $2\pi \approx 6$; $g \approx 10$ ta có công thức gần đúng như sau:

$$f_t = \frac{30^2}{n^2} (m) \quad \text{hoặc:} \quad f_t = \frac{300^2}{n^2} (cm) \quad (6.43)$$

Như vậy nhìn vào biểu thức 6.43 ta thấy tần số dao động (cụ thể là số lần dao động n) chỉ phụ thuộc vào độ võng tĩnh f_t .

6.4.5.2. Khảo sát dao động của mô hình ở hình 6.15

Xét phương trình 6.29: $M\ddot{Z} + K\dot{Z} + CZ = 0$

Chia 2 vế cho m và đặt $\frac{C}{M} = \omega_0^2; \frac{K}{M} = 2h$

Ta có:
$$\ddot{Z} + 2h\dot{Z} + \omega_0^2 Z = 0 \quad (6.44)$$

Phương trình vi phân này có phương trình đặc trưng là:

$$\lambda^2 + 2h\lambda + \omega_0^2 = 0 \quad (6.45)$$

Phương trình 6.45 có nghiệm là: $\lambda_{1,2} = -h \pm \sqrt{h^2 - \omega_0^2}$ (6.46)

Từ 6.46 ta có:

- Khi $h < \omega$ tức $K < 2\sqrt{CM}$ nghiệm của hệ 6.44 là:

$$Z = Ae^{-ht} sh(\sqrt{h^2 - \omega_0^2} t + \beta) \quad (6.47)$$

- Khi $h \geq \omega$ tức $K \geq 2\sqrt{CM}$ nghiệm của hệ 6.44 là:

$$Z = e^{-ht}(C_1 t + C_2) \quad (6.48)$$

A, C₁, C₂, β là các hằng số phụ thuộc điều kiện đầu.

Nghiệm 6.48 cho thấy: Khi $K \geq 2\sqrt{CM}$ hệ thống treo “cứng” đến mức khối lượng M không dao động được.

- Khi $h < \omega$, 6.46 được viết thành: $\lambda_{1,2} = -h \pm i\sqrt{\omega_0^2 - h^2}$ (6.49)

Khi đó nghiệm của 6.44 là: $Z = Ae^{-ht}(\sin \omega t + \beta)$ (6.50)

Trong đó: $\omega = \sqrt{\omega_0^2 - h^2}$ (6.51)

Đây là một dao động tắt dần có biên độ Ae^{-ht} ; độ tắt dần phụ thuộc độ lớn của h tức độ lớn của hệ số cản giảm chấn K. K càng lớn tắt dần càng nhanh tức khả năng dập tắt dao động càng nhanh, tuy nhiên K càng lớn thì hệ thống treo càng “cứng” và khi $K \geq 2\sqrt{CM}$ thì như đã nói ở trên hệ thống treo “cứng” đến mức khối lượng được treo M không dao động được nữa. Như vậy ta thấy mức độ dập tắt dao động phụ thuộc vào quan hệ giữa các thông số: K, C, M. Người ta đưa ra thông số:

$$\psi = \frac{K}{2\sqrt{CM}} \quad (6.52)$$

là hệ số không thứ nguyên được gọi là hệ số dập tắt chấn động. Hệ số ψ thể hiện mức độ dập tắt dao động của giảm chấn. Trong lý thuyết dao động ψ được gọi là hệ số Kehr. Khi $\psi < 1$ hệ dao động hình 6.15 cho ta một dao động tắt dần, khi $\psi \geq 1$, hệ sẽ không dao động (để hiểu rõ thêm, xin tham khảo thêm ở các giáo trình về dao động).

CHƯƠNG VII

TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ

7.1. KHÁI NIỆM

Tính năng cơ động của ô tô được hiểu là khả năng chuyển động của ô tô trong các điều kiện đường sá khác nhau. Khả năng chuyển động không chỉ là chuyển động được mà còn phải chuyển động linh hoạt, dễ dàng. Loại đường xá được đề cập ở đây chủ yếu là nói đến đường xá khó khăn, địa hình phức tạp. Người ta còn dùng tính việt dã của ô tô để chỉ tính năng cơ động cao của ô tô.

Khi thiết kế ô tô, tùy theo công dụng của xe, loại đường mà xe sẽ hoạt động mà người ta thiết kế để xe có tính năng cơ động cao hay thấp. Ví dụ:

- Xe du lịch;
- Xe chở khách trong thành phố (buýt);
- Xe chở khách đường dài (phải qua cầu, phà, ...);
- Xe tải;
- Xe tải làm việc trong điều kiện đường xá khó khăn (xây dựng, lâm nghiệp, ...);

Về phía người sử dụng: Tùy theo nhu cầu sử dụng, ý thích cá nhân, ... người mua chọn các loại xe có tính năng phù hợp.

Tính năng cơ động của ô tô được đánh giá dựa trên các nhân tố sau:

- Chất lượng lượng kéo – bám: khả năng kéo, khả năng bám;
- Các thông số hình học của xe;
- Các trang bị phụ: tời, ...

7.2. CHẤT LƯỢNG KÉO - BẮM

7.2.1. Chất lượng kéo:

Hai yếu tố sau đây thường được dùng để đánh giá chất lượng kéo của ô tô:

- Khả năng của xe khắc phục được đường có hệ số cản ψ lớn. Để xe có thể chuyển động được:

$$P_k \geq P_C \quad \text{hay} \quad D \geq \psi \quad (7.1)$$

Trong đó: P_k là lực kéo phát ra ở bánh xe; P_C là tổng các lực cản của xe; D là nhân tố động lực học của xe.

Xe có D càng lớn càng có khả năng vượt được đường có hệ số cản cao.

- Khả năng tăng tốc: Khả năng tăng tốc cũng là một yếu tố quan trọng đánh giá khả năng cơ động của ô tô. Một ví dụ nhỏ: khi lái xe trên đường, ta cần vượt một xe nào đó, khi đó xe có gia tốc lớn sẽ dễ vượt hơn xe có gia tốc nhỏ. Ngày nay thông số thời gian từ lúc khởi hành đến khi xe đạt vận tốc nào đó (ví dụ 100 km/h) nằm trong các chỉ tiêu mà nhà sản xuất quảng cáo cho chiếc xe của mình. Mà thông số này chính là khả năng tăng tốc của xe.

Trong chương “Tính toán sức kéo” ta đã có:

$$j = (D - \psi) \frac{g}{\delta_i} \quad (7.2)$$

Trong đó δ_i là hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng quay của động cơ và hệ thống truyền lực.

Xe có D càng lớn càng có gia tốc lớn.

Như vậy 2 yếu tố trên đây đều liên quan đến nhân tố động lực học D. Nhân tố động lực học D lại liên quan đến mô men động cơ hay sâu xa hơn là công suất động cơ. Dĩ nhiên xe lắp động cơ công suất càng cao thì xe càng “khỏe”. Tuy nhiên công suất động cơ còn liên quan đến giá thành, mức tiêu hao nhiên liệu và còn nhiều yếu tố khác. Vì thế chỉ những xe hoạt động ít liên quan đến tính toán kinh tế như xe đua, xe du lịch cao cấp người ta mới lắp các động cơ công suất cao để tăng tính năng cơ động.

7.2.2. Khả năng bám

Khả năng bám là một yếu tố quan trọng để đánh giá khả năng cơ động của ô tô. Như ta đã biết lực kéo cực đại trên một bánh xe bị khống chế bởi lực bám P_ϕ trên bánh xe đó:

$$P_{kmax} \leq P_\phi \quad (7.3)$$

$$\text{Mà} \quad P_\phi = G_\phi \phi \quad (7.4)$$

Như vậy lực bám phụ thuộc hệ số bám ϕ và trọng lượng bám G_ϕ .

- Hệ số bám ϕ phụ thuộc chất lượng đường xá và lốp: mẫu bám, chiều rộng lốp, áp suất lốp, ...
- Trọng lượng bám G_ϕ liên quan đến:
 - + Số lượng bánh xe (hoặc cầu) chủ động,
 - + Các vấn đề liên quan đến vi sai và bố trí vi sai trên xe.

7.2.3. Ảnh hưởng của vi sai đến khả năng bám của xe

a. Vi sai giữa các bánh xe

Trên ô tô, vi sai được lắp ở cầu chủ động giữa 2 bánh xe chủ động, có chức năng truyền mô men đến các bánh xe chủ động, đảm bảo cho các bánh xe chủ động quay với vận tốc khác nhau khi đi trên đường vòng và đường không bằng phẳng. Như vậy vi sai là một bộ phận quan trọng không thể thiếu trên ô tô. Tuy nhiên để các bánh xe có thể quay với vận tốc khác nhau, mô men phân ra các bánh xe sẽ phải phân bố lại theo “quy luật” của vi sai và điều đó có lúc ảnh hưởng đến tính năng cơ động của xe.

Vi sai giữa các bánh xe cầu chủ động trên ô tô thường là loại vi sai bánh răng côn đối xứng (hình 7.1.a). 1 là bánh răng bị động của truyền lực chính (ở đây truyền lực chính là một cặp bánh răng côn). Trên bánh răng 1 người ta lắp vỏ vi sai, trong vỏ vi sai là các bánh răng hành tinh 2 và các bánh răng bán trục 3, 4. Có 2 bánh răng bán trục (bánh răng 3 và 4), số lượng bánh răng hành tinh 2 có thể là 2, 3 hoặc 4 (thường gặp là 4). Các bánh răng vi sai và bánh răng bán trục đều là các bánh răng côn và được lắp ăn khớp với nhau như trên hình 7.1.a. Các bánh răng bán trục 3 và 4 được lắp với các bán trục, thường là bằng then hoa.

Khi mô men cân hai bên bánh xe bằng nhau, mô men trên các bánh răng bán trục bằng nhau do đó lực tác động từ 2 bánh răng bán trục 3 và 4 vào bánh răng hành tinh 2 bằng nhau $F_t = F_f$, bánh răng hành tinh 3 cân bằng về mô men quanh trục của nó (hình 7.1.b). Do đó nó không quay quanh trục của nó ($\omega_v = 0$). Khi đó cả cơ cấu vi sai như một khối cứng.

Khi đó ta có:

$$\omega = \omega_t = \omega_f \rightarrow \omega_t + \omega_f = 2\omega \quad (7.5)$$

$$M_t = M_f = \frac{M}{2} \quad (7.6)$$

Khi mô men cân hai bên bánh xe khác nhau, mô men trên các bánh răng bán trục khác nhau do đó lực tác động từ 2 bánh răng bán trục 3 và 4 vào bánh răng hành tinh 2 khác nhau ($F_t \neq F_f$) làm xuất hiện mô men $(F_t - F_f)r_2$; trong đó r_2 là bán kính vòng chia trung bình của bánh răng 2. Bánh răng vi sai 2 sẽ quay quanh trục của nó với ω_v . Khi đó các bánh răng bán trục 3 và 4 ngoài việc quay cùng vỏ vi sai

còn có một chuyển động quay phụ ngược chiều nhau làm cho $\omega_3 \neq \omega_4$ ($\omega_t \neq \omega_f$) và hai bánh xe sẽ quay không cùng vận tốc.

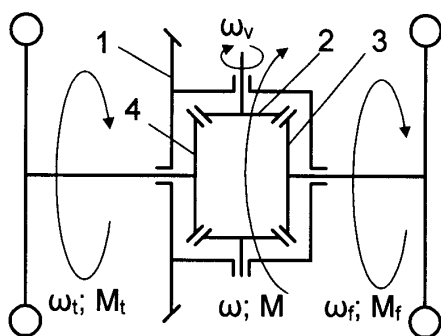
Khi đó ta có:

$$\omega_t = \omega - \omega_v \frac{r_4}{r_2} \quad ; \quad \omega_f = \omega - \omega_v \frac{r_3}{r_2}$$

Trong đó r_3, r_4 là bán kính vòng chia trung bình của bánh răng 3 và 4.

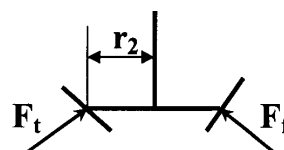
Vì vi sai đối xứng nên $r_3 = r_4 \rightarrow \omega_t + \omega_f = 2\omega$

Như vậy công thức (7.5) đúng cho cả trường hợp vi sai làm việc và không làm việc.



Hình 7.1.a. Cơ cấu vi sai

1. bánh răng bị động của truyền lực chính; 2. bánh răng hành tinh; 3, 4. bánh răng bán trục



Hình 7.1.b

Về mô men người ta chứng minh được rằng:

$$M_t = \frac{1}{2}(M - M_{ms}) \quad ; \quad M_f = \frac{1}{2}(M + M_{ms}) \quad (7.7)$$

$$\rightarrow M_f - M_t = M_{ms} \quad (7.8)$$

Các công thức trên đúng trong trường hợp mô men cân bên phải lớn hơn bên trái, trong trường hợp ngược lại, các chỉ số f và t đổi chỗ cho nhau.

Trong trường hợp xe đi trên đường có hệ số cản hai bên trái phải khác nhau, ví dụ bên trái có hệ số bám thấp hơn. Khi đó ta có mô men cực đại có thể có của bánh xe bên phải:

$$M_{fmax} = M_{\phi t} + M_{ms} \quad (7.9)$$

Trong đó $M_{\phi t}$ là mô men bám của bánh xe bên trái.

Khi đó mô men kéo cực đại của xe chỉ có thể bằng:

$$M_{kmax} = M_{\phi t} + M_{fmax} = 2M_{\phi t} + M_{ms}$$

$$\text{Hay:} \quad M_{kmax} = 2M_{\phi min} + M_{ms} \quad (7.10)$$

Trong đó $M_{\phi min}$ là mô men bám của bánh xe phía có hệ số bám thấp.

Nghĩa là trong trường hợp xe đi trên đường có hệ số bám khác nhau ở hai bánh xe trái phải, khi đó mô men kéo cực đại của xe chỉ phụ thuộc vào mô men bám bên bánh xe có hệ số bám thấp và mô men ma sát trong cơ cấu vi sai, không phụ thuộc mô men bám bên bánh xe có hệ số bám cao. Vi sai bánh răng côn thường có mô men ma sát trong cơ cấu vi sai nhỏ, chỉ bằng khoảng 4 ÷ 6% mô men đi qua vi sai. Nếu ϕ_{min} có giá trị thấp thì mô men kéo của xe sẽ có giá trị nhỏ, khi giá trị này nhỏ hơn tổng

lực cản của xe thì xe không chuyển động được cho dù bánh xe đứng ở vị trí có hệ số bám thấp vẫn quay tức xe bị “sa lầy”, người ta vẫn gọi hiện tượng này là xe bị “patinê”. Như vậy rõ ràng, khi sử dụng vi sai, tính năng cơ động của xe sẽ bị ảnh hưởng.

b. Biện pháp tăng mô men kéo của xe bằng cách tăng mô men ma sát M_{ms} trong cơ cấu vi sai:

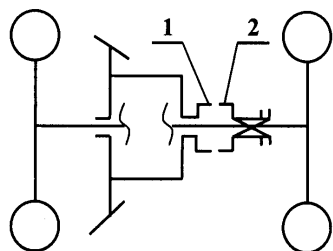
Nhìn vào công thức 7.10 ta thấy mô men ma sát M_{ms} là một thành phần của mô men kéo của xe, cho nên tăng mô men ma sát trong cơ cấu vi sai cũng là một biện pháp được lựa chọn để làm tăng mô men kéo của xe. Có thể có các sự lựa chọn sau đây:

- Dùng vi sai có ma sát lớn như vi sai cam;
- Dùng vi sai bánh răng côn nhưng thêm vào các đĩa ma sát (hình 7.2).

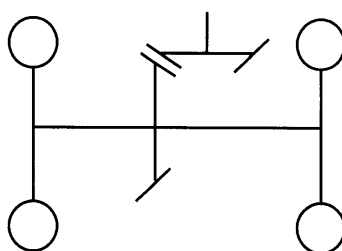
Trên hai bán trục (hoặc bánh răng bán trục) người ta lắp (thường bằng then hoa) các đĩa ma sát. Xen kẽ các đĩa này là các đĩa ma sát được lắp trên vỏ vi sai (cũng bằng then hoa hoặc vấu). Khi vi sai làm việc, có sự chênh lệch vận tốc giữa vỏ vi sai và bán trục các đĩa ma sát chuyển động tương đối với nhau, phát sinh ma sát và làm tăng mô men ma sát trong cơ cấu vi sai. Mô men ma sát trong cơ cấu vi sai loại này có thể đạt $10 \div 15\%$ mô men truyền qua vi sai do đó có thể cải thiện phần nào khả năng vượt lầy của xe.

Tuy nhiên khi mô men ma sát trong cơ cấu vi sai lớn, sẽ làm mất mát công suất khi vi sai làm việc (đặc biệt là khi xe quay vòng trên đường tốt) mặt khác làm cản trở sự quay vòng xe, gây căng bức bánh xe và phần nào đó làm tăng mòn lốp.

c. Cài cứng vi sai



Hình 7.3. Cơ cấu gài cứng vi sai



Hình 7.4

Có một biện pháp khắc phục ảnh hưởng của vi sai đến tính năng cơ động của xe là dùng cơ cấu gài cứng vi sai. Gài cứng vi sai thực chất là vô hiệu hóa sự hoạt động của vi sai trong trường hợp cần thiết (ví dụ khi xe bị sa lầy). Sơ đồ cấu tạo của cơ cấu gài cứng vi sai được mô tả trên hình 7.3.

Người ta lắp một khớp gài dạng vấu vào cơ cấu vi sai. Một phía khớp được gắn trên vỏ vi sai, phía còn lại lắp then hoa trên bán trục. Khi cần gài vi sai người lái điều khiển để khớp vấu ăn khớp vào nhau. Khi đó bán trục và vỏ vi sai quay cùng một vận tốc do đó cơ cấu vi sai không làm việc nữa, vi sai trở thành một khớp cứng (hình 7.4). Do đó công thức 7.8 không còn đúng nữa.

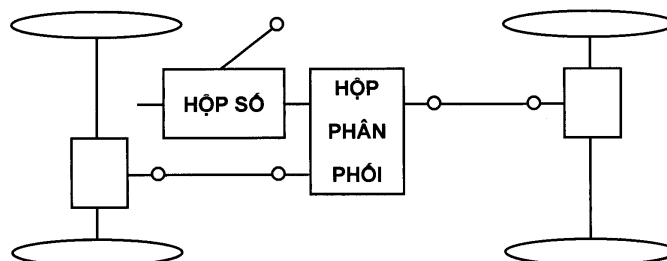
Mô men kéo cực đại trên 2 bánh xe sẽ là:

$$M_{kfmax} = M_{\phi f} ; M_{ktmax} = M_{\phi t} \rightarrow M_{kmax} = M_{\phi f} + M_{\phi t} \quad (7.11)$$

Như vậy nếu 1 bánh xe đứng ở vị trí có hệ số bám thấp nhưng bánh xe còn lại đứng ở vị trí có hệ số bám cao thì xe vẫn có thể chuyển động được. Khi chạy trên đường bình thường cơ cấu này phải ở vị trí “không gài”.

7.2.4. Chất lượng kéo - bám của xe nhiều cầu chủ động

Những xe hoạt động trên các địa hình phức tạp, nhiều khả năng xảy ra hiện tượng “patinê” được thiết kế nhiều cầu chủ động. Ví dụ xe 2 cầu chủ động (4x4) hoặc 3 cầu chủ động (3x3). Những xe này khả năng vượt qua những loại đường có hệ số bám thấp cao hơn nhiều so với loại xe có 1 cầu chủ động.



Hình 7.5

Xét xe có sơ đồ truyền động như hình 7.5.

Vì giữa các bánh xe trên cùng một trục đều có cơ cấu vi sai cho nên áp dụng công thức 7.10 ta có:

$$M_{k1max} = 2M_{\phi1min} + M_{ms1}; M_{k2max} = 2M_{\phi2min} + M_{ms2} \quad (7.12)$$

Trong đó: M_{k1max} ; M_{k2max} là mô men kéo cực đại trên cầu chủ động thứ nhất và thứ 2; $M_{\phi1min}$; $M_{\phi2min}$ là mô men bám phía bánh xe có hệ số bám thấp của cầu chủ động thứ nhất và thứ 2; M_{ms1} ; M_{ms2} là mô men ma sát trong cơ cấu vi sai của 2 cầu.

$$\text{Cho cả xe: } M_{kmax} = 2M_{\phi1min} + M_{ms1} + 2M_{\phi2min} + M_{ms2} \quad (7.13)$$

Như vậy khi có 2 hay nhiều cầu chủ động thì mô men kéo cực có thể có của đại của xe tăng lên nhiều so với xe một cầu chủ động do đó khả năng vượt qua địa hình có hệ số bám thấp của xe cũng tăng lên tương ứng. Nếu các bánh xe của một trong các cầu chủ động đứng ở vị trí có hệ số bám cao thì khả năng chuyển động của xe còn cao hơn nữa.

7.3. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA XE

Một số thông số hình học của xe cũng là yếu tố đánh giá tính năng cơ động của xe.

Trên đường phẳng như các đường cao tốc, đường quốc lộ, có thể các thông số hình học của xe ít ảnh hưởng đến tính năng cơ động của xe. Trường hợp này điều được quan tâm hơn là dạng khí động học của xe. Xe cần phải có dạng khí động học hợp lý sao cho vừa đảm bảo tính thẩm mỹ vừa có hệ số cản không khí nhỏ.

Tuy nhiên nếu xe đi trên đường xấu: nhiều ổ gà, sóng trâu, có nhiều cầu, phà, ... thì một số thông số hình học của xe sẽ có ảnh hưởng trực tiếp đến tính năng cơ động của xe. Các thông số hình học đó là: khoảng sáng gầm xe, bán kính cơ động dọc và ngang, góc thoát trước và sau, bán kính bánh xe...

7.3.1. Khoảng sáng gầm xe

Khoảng sáng gầm xe là khoảng cách giữa mặt đường và điểm thấp nhất của gầm xe (hình 7.9).

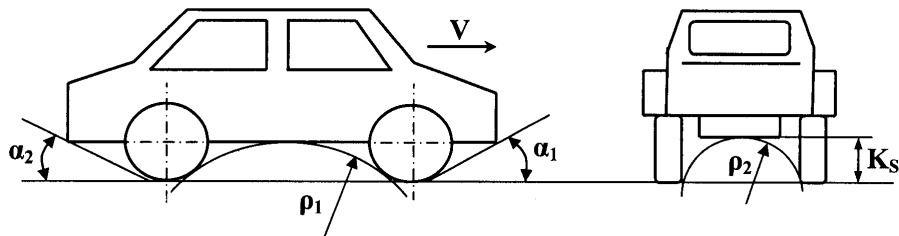
Khoảng sáng gầm xe K_s là thông số đặc trưng cho chiều cao của chướng ngại vật mà xe có thể đi qua được. Nếu chiều cao của chướng ngại vật lớn hơn khoảng sáng gầm xe thì xe không thể vượt qua được. Một số thông số tham khảo:

Xe có tính năng cơ động thấp: Xe du lịch: $K_S = 175 \div 210$ mm; xe tải: $K_S = 175 \div 210$ mm. Xe có tính năng cơ động cao giá trị này có thể tăng lên $20 \div 50$ mm. Đặc biệt có những xe có khoảng sáng gầm xe đạt 400 mm hoặc hơn nữa.

7.3.2. Bán kính cơ động dọc và ngang

Bán kính cơ động dọc ρ_1 và ngang ρ_2 là bán kính các vòng tròn tiếp xúc với các bánh xe và điểm thấp nhất của gầm xe trong mặt phẳng dọc và ngang (hình 7.6). Nếu khoảng sáng gầm xe là thông số đặc trưng cho chiều cao của chướng ngại vật mà xe có thể đi qua được thì bán kính cơ động đặc trưng cho chiều dài, chiều rộng và hình dạng của chướng ngại vật mà xe có thể vượt qua được. Nhìn trên hình 7.6 nếu chướng ngại vật có đường kính theo chiều dọc nhỏ hơn ρ_1 hoặc bán kính theo chiều ngang nhỏ hơn ρ_2 là xe không vượt qua được. Như vậy bán kính cơ động của xe càng nhỏ thì tính năng cơ động càng cao.

Bán kính cơ động dọc của loại xe 4x2 thường nằm trong giới hạn sau: xe du lịch: loại nhỏ: $2,5 \div 3,4$ m; loại trung bình: $3,5 \div 5,5$ m; loại lớn: $5,5 \div 8,5$ m; xe tải: loại nhỏ: $2,5 \div 3,4$ m; loại trung bình: $3,5 \div 5,5$ m; loại lớn: $5,0 \div 6,0$ m.



Hình 7.6

7.3.3. Góc cơ động trước α_1 và góc cơ động sau α_2 (còn gọi là góc thoát trước và góc thoát sau)

Góc cơ động trước (hoặc sau) là góc giữa mặt đường và đường thẳng đi qua điểm thấp nhất phía trước (hoặc sau) và tiếp xúc với bánh xe (hình 7.6). Các thông số này đặc trưng cho khả năng xe có thể vượt qua được chướng ngại vật lớn như đường hào, gò đồng, đặc biệt là cầu phà.

Đối với các ô tô hiện nay các góc này thường có các giá trị sau: Xe du lịch có tính năng cơ động thấp: $\alpha = 20^\circ \div 30^\circ$; $\alpha_2 = 15^\circ \div 20^\circ$; Xe tải có tính năng cơ động thấp: $\alpha = 40^\circ \div 50^\circ$; $\alpha_2 = 20^\circ \div 40^\circ$; Xe có tính năng cơ động cao: $\alpha \geq 45^\circ \div 50^\circ$; $\alpha_2 = 35^\circ \div 40^\circ$;

7.3.4. Bán kính bánh xe

Bánh xe là nơi xe tiếp xúc với chướng ngại vật. Bán kính bánh xe cũng là thông số quan trọng ảnh hưởng tới khả năng vượt chướng ngại vật của xe. Ngoài ra tùy thuộc bánh xe là chủ động hay bị động mà khả năng vượt chướng ngại vật của xe cũng khác nhau.

Xét một bánh xe bị động bán kính r_b đang vượt chướng ngại vật có chiều cao h như hình 7.7. Bánh xe tiếp xúc với chướng ngại vật tại điểm O. Điều kiện để bánh xe vượt qua chướng ngại vật là:

$$T(r_b - h) \geq Ga \quad (7.14)$$

Trong đó G là trọng lượng xe phân bố lên bánh xe; T là lực tác động từ khung xe.

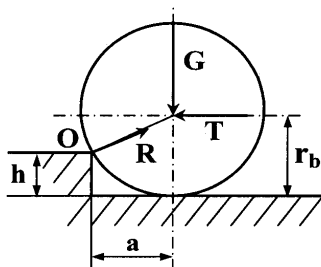
Có thể coi rằng:

$$T = P_k \quad (7.15)$$

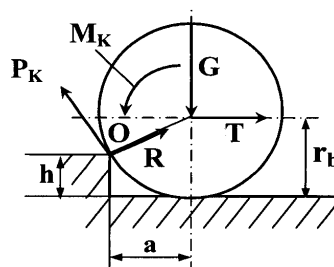
P_k là lực kéo và mô men kéo do bánh xe chủ động sinh ra.

Kết hợp 7.14, 7.1 ta có điều kiện để xe có thể vượt được chướng ngại vật:

$$P_k \geq G \frac{a}{r_b - h} \quad (7.16)$$



Hình 7.7



Hình 7.8

Nhìn vào công thức 7.16 chiều cao h của chướng ngại vật càng lớn, xe càng khó vượt, khi $h \geq r_b$ thì xe không thể chuyển động được cho dù lực kéo P_k lớn đến mấy. Mặt khác ta cũng thấy khi r_b tăng thì khả năng vượt chướng ngại vật của xe cũng tăng lên.

Trong trường hợp bánh xe chủ động (hình 7.8): Bản thân bánh xe có mô men kéo M_k , khi đó điều kiện để xe có thể vượt được chướng ngại vật:

$$M_k \geq Ga \quad (7.17)$$

Hay:
$$P_k \geq G \frac{a}{r_b} \quad (7.18)$$

So sánh công thức 7.16 và 7.18 ta thấy nếu chướng ngại vật có hình dạng như hình vẽ 7.8 thì bánh xe chủ động có khả năng vượt chướng ngại vật tốt hơn bánh xe bị động.

Tuy nhiên những điều nói trên đây mới chỉ là điều kiện cần vì ta chưa xét đến khả năng bám của bánh xe tại điểm O là điểm tiếp xúc bánh xe với chướng ngại vật.

Lực bám của bánh xe chủ động tại điểm O được tính như sau:

$$P_\phi = R\phi \quad (7.19)$$

Kết hợp với công thức 7.17 ta có điều kiện để xe có thể vượt được chướng ngại vật:

$$Ga \leq M_k \leq R\phi r_b \quad (7.20)$$

PHẦN B

THỰC HÀNH (BÀI TẬP)

BÀI TẬP TÍNH TOÁN SỨC KÉO Ô TÔ

Tính toán sức kéo ô tô là công việc đầu tiên khi thiết kế một ô tô. Nội dung chủ yếu của công việc này là:

- Chọn động cơ lắp lên ô tô,
 - Tính toán các thông số của hệ thống truyền lực,
 - Xây dựng các đường đặc tính kéo của ô tô để đánh giá khả năng động lực học của ô tô.
- Các dữ liệu cần phải biết khi thiết kế ô tô (tức yêu cầu đặt ra khi thiết kế ô tô):
- Loại ô tô: Tải; khách: đường dài, đường ngắn; du lịch,...
 - Trọng lượng toàn bộ của ô tô G (bao gồm tải trọng G_t và tự trọng G_0),
 - Vận tốc cực đại của ô tô $V_{\max}$,
 - Loại đường mà xe sẽ hoạt động: hệ số cản lăn f , góc dốc cực đại $\alpha_{\max}$ của đường.

Căn cứ vào các thông số yêu cầu trên đây ta sẽ chọn động cơ, tính toán các thông số của hệ thống truyền lực và xây dựng các đường đặc tính kéo của ô tô để đánh giá khả năng động lực học của ô tô. Vấn đề tính toán sức kéo ô tô đã được trình bày kỹ ở chương III

1. CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ XÂY DỰNG ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH NGOÀI

Như đã trình bày trong phần lý thuyết, ô tô muốn chuyển động được phải có nguồn động lực. Nguồn động lực trên ô tô phải đảm bảo sự hoạt động bình thường của ô tô theo các điều kiện thiết kế đặt ra. Do đó một trong những công việc quan trọng của quá trình thiết kế ô tô là chọn nguồn động lực lắp lên ô tô. Trên tuyệt đại đa số ô tô nguồn động lực là động cơ đốt trong, cho nên chọn nguồn động lực cho ô tô cụ thể là chọn động cơ đốt trong (sau đây ta gọi là động cơ).

Như đã trình bày ở chương III, lựa chọn động cơ là lựa chọn các thông số sau đây:

- Loại động cơ: động cơ xăng, động cơ diesel, có hạn chế hay không hạn chế số vòng quay,
- Công suất động cơ: công suất cực đại hoặc công suất tại số vòng quay cực đại,
- Số vòng quay cực đại,

Còn thông số mô men xoắn của động cơ sẽ được tính từ công suất và số vòng quay của động cơ.

Việc chọn các thông số trên đây dựa vào yêu cầu của ô tô thiết kế. Động cơ được lựa chọn phải thỏa mãn yêu cầu đặt ra của ô tô.

1.1. Chọn loại động cơ

Căn cứ vào loại xe thiết kế để chọn loại động cơ: Thông thường nếu xe du lịch thì chọn động cơ xăng không hạn chế số vòng quay. Xe tải và chở khách có thể chọn động cơ diesel hoặc động cơ xăng có hạn chế số vòng quay. Ngoài ra việc chọn còn phụ thuộc người đặt hàng, người sử dụng, ...

1.2. Chọn số vòng quay của động cơ

Nếu mua động cơ trên thị trường thì số vòng quay của động cơ là có sẵn. Còn trong trường hợp nhà thiết kế (chế tạo, lắp ráp) đặt hàng nhà chế tạo động cơ thì có thể chọn số vòng quay (thường là $n_{\max}$ tức $n_{\max}$ hay n_v).

Động cơ xăng không hạn chế số vòng quay dùng cho xe du lịch thường có $n_{\max} = 4000 \div 6000$ v/ph hoặc hơn nữa. Động cơ xăng hạn chế số vòng quay dùng cho xe tải, xe chở khách: $n_v = 2800 \div 4000$ v/ph. Động cơ diesel: $n_v = 2000 \div 3000$ v/ph.

1.3. Chọn công suất động cơ

Công suất động cơ để chi phí cho các hoạt động của ô tô, chủ yếu là để khắc phục các sức cản. Không thể chọn công suất tại các vị trí hoạt động bất kỳ của ô tô. Như đã trình bày ở chương III, ta phải dựa vào các vị trí làm việc đặc biệt, ở đây vị trí đặc biệt chính là khi xe chạy ở vận tốc cực đại. Khi xe chạy ở vận tốc cực đại, công suất kéo (tại bánh xe) cần khắc phục 2 công suất cản: Công suất cản lăn N_f và công suất cản không khí N_w .

Như vậy ta có công suất động cơ cần sinh ra để khắc phục các sức cản chuyển động khi xe chạy ở vận tốc cực đại như sau:

$$N_v = \left(GfV_{\max} + \frac{1}{2} \rho CAV_{\max}^3 \right) \frac{1}{\eta_t} \quad (1.1)$$

Trong đó:

ρ là mật độ không khí: $\rho = 1,24 \text{ kg/m}^3$;

C là hệ số khí động của ô tô: $C = 0,3 \div 0,45$; xe khách: $C = 0,4 \div 0,6$; xe tải: $C = 0,6 \div 0,85$.

A là diện tích chính diện của xe (m^2): Xe tải: $A = BH$; xe du lịch: $A = 0,85B_0H$

Trong đó: B là chiều rộng cơ sở của xe; B_0 là chiều rộng toàn bộ của xe; H là chiều cao của xe.

η_t là hiệu suất của hệ thống truyền lực: hệ thống truyền lực cơ khí: $\eta_t = 0,8 \div 0,85$

Trong công thức 1.1 N_v có thứ nguyên là W ; G (N); $V_{\max}$ (m/s);

Trong trường hợp N_v tính bằng kW , $V_{\max}$ tính bằng km/h ta có thể dùng công thức sau:

$$N_v = \left(\frac{GfV_{\max}}{3,6 \cdot 10^3} + \frac{\rho CAV_{\max}^3}{93,3 \cdot 10^3} \right) \frac{1}{\eta_t} \quad (1.2)$$

Động cơ lắp lên xe ngoài khắc phục các sức cản chuyển động còn phải dùng cho các công việc như chạy máy nén khí (cho hệ thống phanh), bơm dầu (cho hệ thống lái, tời cầu, ...), điều hòa nhiệt độ,.... Vì thế công suất động cơ lắp lên xe phải có công suất lớn hơn công suất tính ở công thức 1.1 (hoặc 1.2) khoảng 20 ÷ 30 %. Trong trường hợp có thể xác định được chính xác các nguồn tiêu thụ phụ thì ta tính toán và cộng vào công suất động cơ.

1.4. Xây dựng đường đặc tính ngoài của động cơ

Trong trường hợp đã có đường đặc tính ngoài của động cơ thì ta không phải xây dựng. Ví dụ ta tính toán sức kéo cho một ô tô cụ thể đã có động cơ và trong hồ sơ của động cơ đã cho sẵn đường đặc tính ngoài. Tuy nhiên không phải lúc nào ta cũng có được đường đặc tính thực tế này của động cơ, đặc biệt trong các trường hợp tính toán lý thuyết. Khi đó ta có thể xây dựng gần đúng đường đặc tính ngoài của động cơ bằng công thức Lâydecman.

Công thức Lâyđecman như sau:

Nếu ta biết công suất tại 1 điểm đặc biệt của động cơ là $N_{e\max-n_N}$ (khi động cơ không hạn chế số vòng quay) thì ta có thể tính được công suất tại các điểm khác bằng công thức sau (công thức Lâyđecman):

$$N_e = N_{e\max} \left[a \frac{n_e}{n_N} + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] \quad (1.3)$$

Trong đó: N_e là công suất tại số vòng quay bất kỳ n_e .

Các hệ số a, b, c: phụ thuộc loại động cơ: động cơ xăng: $a = b = c = 1$; điêzen 2 kỳ: $a = 0,87$; $b = 1,13$; $c = 1$; điêzen 4 kỳ buồng cháy trực tiếp: $a = 0,5$; $b = 1,5$; $c = 1$; điêzen 4 kỳ buồng cháy dự bị: $a = 0,6$; $b = 1,4$; $c = 1$; điêzen 4 kỳ buồng cháy xoáy lốc: $a = 0,7$; $b = 1,3$; $c = 1$;

Khi biết N_e và n_e ta có thể tính ra M_e

$$M_e (Nm) = \frac{10^3 N_e (kw)}{\omega_e (1/s)} = \frac{10^4 N_e (kw)}{1,047 n_e (v/ph)} = \frac{7612 N_e (ml)}{n_e (v/ph)} \quad (1.4)$$

Nếu động cơ chọn là động cơ điêzen thì số vòng quay của động cơ chọn theo mục 1.2 chính là n_N , công suất tính theo công thức 1.1 hoặc 1.2 chính là $N_{e\max}$.

Còn đối với động cơ xăng thì các giá trị công suất và số vòng quay được xác định như sau:

Động cơ xăng không hạn chế số vòng quay: số vòng quay của động cơ chọn theo mục 1.2 là $n_{e\max}$, công suất tính theo công thức 1.1 hoặc 1.2 là N_v . n_N được xác định theo điều kiện sau:

$$n_{e\max} = (\text{khoảng}) 1,2 n_N \quad (1.5)$$

Động cơ xăng hạn chế số vòng quay: số vòng quay của động cơ chọn theo mục 1.2 là n_v , công suất tính theo công thức 1.1 hoặc 1.2 là N_v . n_N được xác định theo điều kiện sau:

$$n_v = (0,8 \div 0,9) n_N \quad (1.6)$$

Khi đó công suất $N_{e\max}$ được tính như sau:

$$N_{e\max} = \frac{N_v}{\frac{n_v}{n_N} + \left(\frac{n_v}{n_N} \right)^2 - \left(\frac{n_v}{n_N} \right)^3} \quad (1.7)$$

Khi có được điểm $N_{e\max-n_N}$ ta lại dùng công thức (1.3) để tính các điểm còn lại.

Sau đây là một ví dụ:

2. TÍNH TỈ SỐ TRUYỀN CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC (HTTL)

2.1. Chọn số cấp số

Trên HTTL càng nhiều cấp số ta càng dễ chọn được vị trí làm việc thích hợp với điều kiện đường xá. Tuy nhiên số cấp nhiều thì HTTL sẽ cồng kềnh phức tạp, tốn thời gian để chuyển cấp số. Nếu số cấp số ít thì kết cấu HTTL đơn giản gọn nhẹ nhưng lại có ít phương án chọn vị trí làm việc cho thích hợp với điều kiện đường xá.

Hiện nay số cấp số trong HTTL nằm trong khoảng $3 \div 6$, phổ biến là 4 hoặc 5.

2.2. Tính tỉ số truyền của các cấp số

2.2.1. Tính tỉ số truyền cực đại $i_{t\max}$

Như đã trình bày ở chương III, $i_{t\max}$ được tính theo điều kiện xe khắc phục sức cản lớn nhất của đường.

$$i_{t\max} \geq \frac{G\psi_{\max}r_b}{M_{e\max}\eta_t} \quad (1.8)$$

Ngoài ra để xe chuyển động được cần phải thỏa mãn điều kiện bám:

$$\frac{M_{e\max}i_{t\max}}{r_b}\eta_t \leq G_\varphi\varphi \quad (1.9)$$

Trong đó G_φ là trọng lượng bám của xe; φ là hệ số bám của đường.

Khi tính toán ta lấy theo điều kiện 1.8 và kiểm tra theo điều kiện 1.9.

2.2.2. Tính tỉ số truyền cực tiểu $i_{t\min}$

Tỉ số truyền cực tiểu $i_{t\min}$ được tính theo điều kiện vận tốc cực đại $V_{\max}$:

$$i_{t\min} = \frac{\omega_{e\max}(1/s)}{V_{\max}(m/s)}r_b(m) \quad (1.10)$$

Hoặc có thể dùng công thức:

$$i_{t\min} = 0,377 \frac{n_{e\max}(v/ph)}{V_{\max}(km/h)}r_b(m) \quad (1.11)$$

Giá trị $i_{t\min}$ tính theo 1.10 hoặc 1.11 cần một điều kiện ràng buộc. Đó là tại vận tốc cực đại $V_{\max}$:

$$M_v \geq \frac{(P_f + P_\omega)r_b}{i_{t\min}\eta_t} \quad (1.12)$$

Trong đó M_v là mô men động cơ tại $\omega_{e\max}$.

Tuy nhiên cũng có thể thấy rằng nếu công suất động cơ lắp lên xe được chọn theo điều kiện 1.1 (hoặc 1.2) thì điều kiện 1.12 mặc nhiên thỏa mãn.

2.2.3. Tính tỉ số truyền các tay số trung gian

Ta đã có tỉ số truyền cao nhất và thấp nhất của HTTL, bây giờ ta sẽ tính các tỉ số truyền của các tay số còn lại, tức các tay số trung gian.

Để tính các tỉ số truyền này, trước hết ta phải xác định quy luật thay đổi tỉ số truyền.

Hiện nay trên ô tô tỉ số truyền của HTTL được tính theo cấp số nhân. Quy luật này như sau:

$$i_{t1} = a.i_{t2}; i_{t2} = a.i_{t3}; \dots i_{t(n-1)} = a.i_{tn}; \quad (1.13)$$

Trong đó: $i_{t1}, i_{t2}, \dots, i_{tn}$ là tỉ số truyền các cấp số; a là công bội: $a > 1$; n : số cấp số.

Công bội a được tính như sau:

$$a = \sqrt[n-1]{\frac{i_{t\max}}{i_{t\min}}} \quad (1.14)$$

Sau khi có giá trị a ta dễ dàng tính được giá trị tỉ số truyền của các tay số trung gian (theo biểu thức 1.13).

2.2.4. Số lùi i_l

Số lùi không thể thiếu được trên ô tô. Số lùi phải đảm bảo vận tốc để người lái lùi xe dễ dàng ($3 \div 4$) km/h

Có thể chọn: $i_l = (1,2 \div 1,3)i_{h1}$. (1.15)

Sau đó kiểm tra vận tốc khi lùi như đã nói ở trên.

2.2.5. Số truyền tăng i_{n+1}

Thường người ta chọn: $i_{n+1} = (0,7 \div 0,8)i_n$ (1.16)

Sau khi có tỉ số truyền của HTTL ta có thể tính vận tốc của xe ở các tay số:

Vận tốc xe được tính theo công thức sau:

$$V = \frac{\omega_e}{i_t} r_b \quad (1.17)$$

Hay có thể dùng công thức: $V(km/h) = 0,377 \frac{n_e(v/ph)}{i_t} r_b(m)$ (1.18)

3. CÂN BẰNG CÔNG SUẤT Ô TÔ

3.1. Phương trình cân bằng công suất

Ta có phương trình cân bằng công suất như sau:

$$N_k = N_e - N_t = N_f + N_{\omega} \pm N_i \pm N_j + N_m \quad (1.19)$$

Trong đó: N_k là công suất kéo trên bánh xe chủ động; N_t là công suất mất mát trong HTTL (ma sát, khuấy dầu, ...); N_f là công suất cản lăn; N_{ω} là công suất cản không khí; N_i là công suất cản lên dốc; N_j là công suất cản quán tính và N_m là công suất cản mooc kéo.

Các thành phần công suất được tính như sau:

Công suất kéo trên bánh xe chủ động: $N_k = \eta_t N_e$ (1.20)

Công suất cản lăn: $N_f = GfV \cos \alpha$; (1.21)

Trong đó: N_f được tính bằng w; f là hệ số cản lăn; G là trọng lượng toàn bộ ô tô tính bằng N; V là vận tốc ô tô tính bằng m/s; α là góc dốc của đường.

Nếu V tính bằng km/h thì dùng công thức: $N_f = \frac{GfV \cos \alpha}{3,6}$ (1.22)

Công suất cản không khí:

$$N_{\omega} = \frac{1}{2} \rho C A V^3 \quad (1.23)$$

hoặc $N_{\omega} = \frac{1}{93,3} \rho C A V^3$ (1.24) nếu V tính bằng km/h.

Các giá trị C ; A ; ρ xem ở mục 1.3.

Công suất cản lên dốc: $N_i = G \sin \alpha V$ (1.25)

hoặc $N_i = \frac{G \sin \alpha V}{3,6}$ (1.26) nếu V tính bằng km/h.

Công suất cản quán tính: $N_j = M_j \delta_i V$ (1.27)

hoặc $N_j = \frac{M_j \delta_i V}{3,6}$ (1.28) nếu V tính bằng km/h.

Công suất cản kéo mooc: $N_m = P_m V$ (1.29)

hoặc $N_m = \frac{P_m V}{3,6}$ (1.30) nếu V tính bằng km/h.

Phương trình cân bằng công suất tổng quát (xe không kéo mooc):

$$N_k = \eta_t N_e = GfV \cos \alpha + KfV^3 \pm G \sin \alpha V \pm M_j \delta_i V \quad (1.31)$$

$$\text{hoặc } N_k = \eta_t N_e = \frac{GfV \cos \alpha}{3,6} + \frac{1}{93,3} \rho C F_k V^3 \pm \frac{G \sin \alpha V}{3,6} \pm \frac{Mj \delta_i V}{3,6} + \frac{P_m V}{3,6} \quad (1.32)$$

nếu V tính bằng km/h.

3.2. Đồ thị cân bằng công suất:

Biểu diễn các giá trị của các thành phần trong biểu thức 1.31 hoặc 1.32 lên đồ thị $N - V(n_e)$ ta được đồ thị cân bằng công suất.

4. CÂN BẰNG LỰC KÉO Ô TÔ

Khi xe chuyển động, lực kéo phát ra tại bánh xe chủ động phải thắng các lực cản: cản lăn, cản không khí, cản lên dốc, cản quán tính và cản mooc kéo.

4.1. Phương trình cân bằng lực kéo:

$$P_k = P_f + P_\omega \pm P_i \pm P_j + P_m \quad (1.33)$$

Trong đó: P_k là lực kéo trên bánh xe chủ động; P_f là lực cản lăn; P_ω là lực cản không khí; P_i là lực cản lên dốc; P_j là lực cản quán tính và P_m là lực cản mooc kéo.

Biểu thức tính các giá trị lực kéo và lực cản đã được trình bày ở chương 2.

Cụ thể như sau:

$$\text{Lực kéo:} \quad P_k = \frac{M_e i_t \eta_t}{r_b} \quad (1.34)$$

$$\text{Lực cản lăn:} \quad P_f = Gf \quad (1.35)$$

$$\text{Lực cản không khí:} \quad P_\omega = \frac{1}{2} \rho C A V^2 \quad (V \text{ tính bằng m/s}) \quad (1.36)$$

$$\text{hoặc} \quad P_\omega = \frac{1}{25,92} \rho C A V^2 \quad (V - \text{km/h}) \quad (1.37)$$

Các giá trị C; A; ρ xem ở mục 1.3.

4.2. Đồ thị cân bằng lực kéo:

Biểu diễn các giá trị tính toán được trên đây lên đồ thị $P - V$ ta có đồ thị cân bằng lực kéo

3.5. NHÂN TỔ ĐỘNG LỰC HỌC

Như đã trình bày ở chương III, nhân tổ động lực học (ký hiệu là D) là thông số có thể đánh giá toàn diện khả năng động lực học của xe, trong đó có chứa các yếu tố lực kéo, trọng lượng và cả lực cản không khí (là lực mà khi xe chuyển động là mặc nhiên xuất hiện

5.1. Công thức tính:

$$D = \frac{P_k - P_\omega}{G} \quad (1.38)$$

Nhân tổ động lực học theo điều kiện bám D_ϕ :

$$D_\phi = \frac{P_\phi - P_\omega}{G} \quad (1.39)$$

$$\text{Trong đó } P_\phi \text{ là lực bám:} \quad P_\phi = G_\phi \phi \quad (1.40)$$

G_ϕ là trọng lượng bám: trọng lượng xe phân bố lên các bánh xe chủ động; ϕ là hệ số bám.

5.2. Đồ thị nhân tố động lực học:

Biểu diễn các giá trị của D , D_ϕ , f lên đồ thị $D - V$ ta được đồ thị nhân tố động lực học

5.3. Nhân tố động lực học ô tô khi tải trọng thay đổi:

Nhân tố động lực học vừa trình bày ở trên là cho xe chở đủ tải. Khi xe chở không đủ tải xe có thể có khả năng gia tốc, vượt dốc và vận tốc lớn hơn. Khi quá tải thì ngược lại.

5.3.1. Công thức tính:

Gọi D_x là nhân tố động lực học của xe không đủ tải (hoặc quá tải), G_x là trọng lượng xe.

$$D_x = \frac{P_k - P_\phi}{G_x} \quad (1.41)$$

Kết hợp với công thức 3.48 ta có:

$$D_x = \frac{G}{G_x} D \quad (1.42)$$

5.3.2. Xây dựng đồ thị

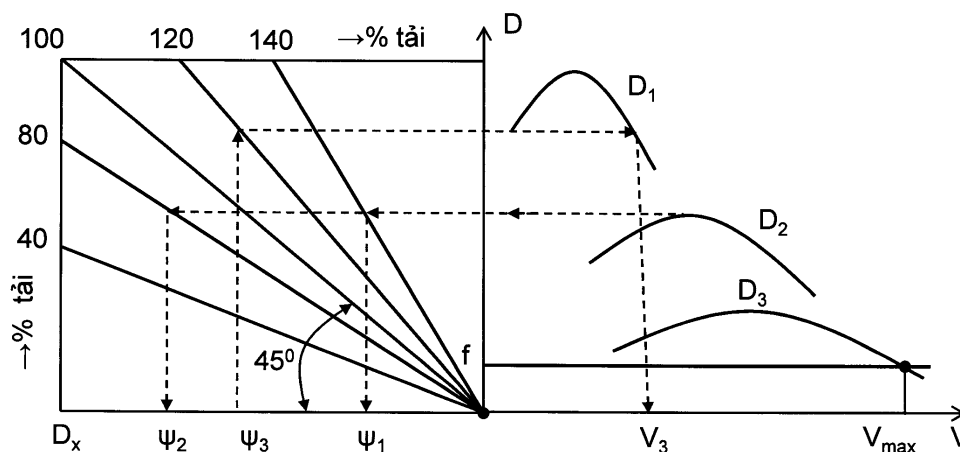
Lập đồ thị $D - D_x$ ở góc phần tư thứ 2 (hình 1.1). Từ gốc tọa độ vẽ các tia hợp với D_x 1 góc α với giá trị α theo biểu thức 1.43.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D}{D_x} = \frac{G_x}{G} \quad (1.43)$$

G_x được xác định như sau: $G_x = G_0 + aG_t$ (1.44)

a : % tải trọng; G_t : tải trọng xe (theo thiết kế); G_0 : trọng lượng xe không tải.

Đồ thị góc phần tư thứ 2 như trên hình 1.1 còn được gọi là đồ thị tia.



Hình 1.1

Đồ thị nhân tố động lực học với các tải trọng khác nhau của ô tô

6. KHẢ NĂNG TĂNG TỐC CỦA Ô TÔ

Khả năng tăng tốc được đánh giá bằng các thông số: gia tốc, thời gian tăng tốc và quãng đường tăng tốc

6.1. Gia tốc ô tô

Từ biểu thức 3.50 (chương III), nếu xe chạy trên đường bằng không kéo mooc ta có:

$$D = f + \frac{j\delta_i}{g} \rightarrow j = \frac{(D-f)g}{\delta_i} \quad (1.45)$$

δ_i là hệ số kể đến ảnh hưởng của các khối lượng của các chi tiết quay của ô tô (động cơ, HTTL, bánh xe):

$$\delta_i = 1,05 + 0,0015i_t^2 \quad (1.46)$$

Biểu diễn các giá trị j tính từ 1.45 lên đồ thị $j - V$ ta được đồ thị gia tốc ô tô.

6.2. Thời gian tăng tốc

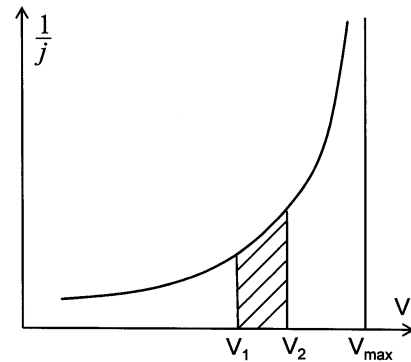
Ta có:

$$j = \frac{dV}{dt} \rightarrow dt = \frac{1}{j} dV \rightarrow t = \int_{V_1}^{V_2} \frac{1}{j} dV \quad (1.47)$$

Biểu thức 1.47 có nghĩa là: nếu có đồ thị $1/j - V$ thì thời gian tăng tốc từ V_1 đến V_2 chính là phần diện tích dưới đồ thị $1/j$ giới hạn bởi V_1 và V_2 .

Từ đó ta làm như sau:

Xây dựng đồ thị $1/j - V$ từ số liệu của đồ thị $j - V$; chia trục V thành $n-1$ đoạn nhỏ (số lượng khoảng chia quyết định mức độ chính xác của kết quả). Diện tích khoảng dưới đồ thị trong từng đoạn chính là thời gian tăng tốc của ô tô trong khoảng đó (hình 1.2). Ta lập bảng như sau để xác định giá trị thời gian tăng tốc (bảng 1)



Hình 1.2

Bảng 1

Khoảng vận tốc	$V_1 - V_2$	$V_2 - V_3$		$V_{n-1} - V_n$
Diện tích	S_1	S_2		S_{n-1}
Tổng diện tích	S_1	$S_1 + S_2$		$S_1 + S_2 + \dots + S_{n-1}$
Thời gian tăng tốc	μS_1	$\mu(S_1 + S_2)$		$\mu(S_1 + S_2 + \dots + S_{n-1})$

μ là tỉ lệ xích: $\mu = \mu_V \mu_{1/j}$ trong đó μ_V và $\mu_{1/j}$ là tỉ lệ xích của trục hoành (trục V) và trục tung (trục $1/j$)

Đồ thị: Biểu diễn các giá trị t vừa xác định được trên đồ thị $t - V$ ta được đồ thị thời gian tăng tốc

Ở đây ta coi rằng thời gian tăng tốc bắt đầu từ $V_{\min}$ và điểm xuất phát của đồ thị trên trục hoành là $V_{\min}$. Thời gian từ $V = 0$ đến $V_{\min}$ là thời gian khởi hành, thì gian trượt li hợp, thời gian này phụ thuộc người lái và một số yếu tố khác.

Tại $V_{\max} \rightarrow j = 0 \rightarrow 1/j = \infty$ do đó chỉ xây dựng đồ thị đến $90 \div 95 \% V_{\max}$.

Cách tính như trình bày ở trên đã bỏ qua thời gian sang số.

6.3. Quãng đường tăng tốc S

Cách tính:

$$\text{Ta có: } V = \frac{dS}{dt} \rightarrow dS = Vdt \rightarrow S = \int_{t_1}^{t_2} Vdt = \int_{V_1}^{V_2} Vdt \quad (1.48)$$

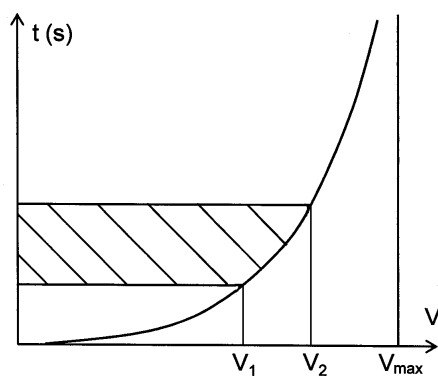
Từ 1.48 ta cũng làm tương tự như tính thời gian tăng tốc: Sau khi có đồ thị thời gian tăng tốc ($t - V$), ta chia trục hoành thành $n-1$ đoạn nhỏ. Phần diện tích tính quãng đường tăng tốc S lúc này nằm giữa đồ thị và trục t (trục tung) (hình 1.3).

Ta lập bảng như sau để xác định giá trị thời gian tăng tốc:

Bảng 9

Khoảng vận tốc	$V_1 - V_2$	$V_2 - V_3$	...	$V_{n-1} - V_n$
Diện tích	S_1	S_2	...	S_{n-1}
Tổng diện tích	S_1	$S_1 + S_2$	...	$S_1 + S_2 + \dots + S_{n-1}$
Quãng đường tăng tốc	μS_1	$\mu(S_1 + S_2)$	...	$\mu(S_1 + S_2 + \dots + S_{n-1})$

Biểu diễn các giá trị S vừa xác định được trên đồ thị $S - V$ ta được đồ thị quãng đường tăng tốc.



Hình 3.14

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Nguyễn Hữu Cần, Dư Quốc Thịnh, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Lê Thị Vàng. LÝ THUYẾT Ô TÔ MÁY KÉO. Nhà xuất bản Khoa học Kỹ thuật. Hà Nội 2007.

Lưu Văn Tuấn. NGHIÊN CỨU DAO ĐỘNG XE CA BA ĐÌNH, TRÊN CƠ SỞ ĐÓ ĐỀ XUẤT CÁC BIỆN PHÁP NÂNG CAO ĐỘ ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG. Luận án tiến sĩ kỹ thuật. 1993

Võ Văn Hường. Luận án tiến sĩ kỹ thuật. 2003

В. А. Иларионов, М. М. Сергеев, Я. Е. Фаробин, В. С. Шуляков, А. А. Юрчевский, ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛИЯ. Машиностроение, 1985

Р.В.Ротенберг, ПОДВЕСКА АВТОМАБИЛЯ. Машиностроение, 1972

Н.Н.Яшенко, О.К.Прутчиков. ПЛАВНОСТЬ ХОДА ГРУЗОВЫХ АВТОМАБИЛЕЙ. Машиностроение, 1969

J. Y. Wong. THEORY OF GROUND VEHICLÉ