

TRƯỜNG CĐKT LÝ TỰ TRỌNG
KHOA ĐỘNG LỰC
BỘ MÔN GÀM ÔTÔ

GIÁO TRÌNH

LÝ THUYẾT ÔTÔ

(HỆ TCCN)

BIÊN SOẠN : KS. NGUYỄN HỮU MẠNH

(Lưu hành nội bộ)

TP HỒ CHÍ MINH, 04 / 2014

LỜI NÓI ĐẦU

Tập bài giảng môn học "Lý thuyết ô tô" này được biên soạn cho hệ TCCN Trường CDKT Lý Tự Trọng. Nội dung của quyển sách đề cập đến những vấn đề cơ bản nhất của Lý thuyết ô tô. Dĩ nhiên Lý thuyết ô tô còn nhiều vấn đề nhất là những vấn đề có tính chất chuyên sâu chưa được đưa vào đây, nó được giành để giảng dạy ở bậc cao đẳng, đại học. Để học viên hệ TCCN có thể tiếp cận được, chúng tôi đã có sự sắp xếp lại một số nội dung và đặt vấn đề sao cho dễ hiểu. Hy vọng sau một thời gian giảng dạy, dựa trên khả năng tiếp thu của học viên và các yêu cầu về kiến thức chuyên môn của học viên hệ TCCN, chúng ta có thể điều chỉnh để có giáo án phù hợp.

Chúng tôi mong nhận được sự đóng góp ý kiến của các thầy giáo, học viên và bạn đọc gần xa về nội dung và hình thức của cuốn sách. Xin chân thành cảm ơn.

TÁC GIẢ

MỤC LỤC

CHƯƠNG I XE VÀ BÁNH XE	4
1.1. XE VÀ MỘT SỐ KHÁI NIỆM	4
1.1.1. Thuật ngữ Ô TÔ	4
1.1.2. Xe	5
1.1.3. Xe tự hành	7
1.2. BÁNH XE	9
1.2.1. Giới thiệu chung.....	9
1.2.2. Lớp xe.....	11
1.2.3. Bán kính bánh xe:.....	13
1.2.4. Cán lắn và hệ số cán lắn.....	14
1.2.5. Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số cán lắn	15
1.2.6. Bánh xe chủ động và lực kéo tiếp tuyến	16
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 tiếp tuyến P_k	24
2.2. CÁC LỰC CẢN CHUYỂN ĐỘNG.....	25
2.2.1. Lực cán lắn.....	26
2.2.2. Lực cán dốc	27
2.2.3. Lực cản không khí.....	28
2.2.4. Lực cản quán tính.....	29
2.2.5. Lực cản mooc kéo	30
2.2.6. Điều kiện chuyển động của xe	31
2.3. Phản lực từ mặt đường	31
2.3.1. Xe đứng yên trên đường bằng.....	31

2.3.2. Xe chuyển động thẳng trên đường bằng	32
CHƯƠNG III TÍNH TOÁN SỨC KÉO Ô TÔ	37
3.1. KHÁI NIỆM.....	37
3.2. SƠ LƯỢC ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH NGOÀI CỦA ĐỘNG CƠ	37
3.3. CÂN BẰNG CÔNG SUẤT Ô TÔ	39
3.3.1. Phương trình cân bằng công suất	39
3.3.2. Đồ thị cân bằng công suất:	40
3.4. CÂN BẰNG LỰC KÉO Ô TÔ	40
3.4.1. Phương trình cân bằng lực kéo:.....	40
3.4.2. Đồ thị cân bằng lực kéo:.....	41
CHƯƠNG IV SỰ PHANH Ô TÔ	42
4.1. MỞ ĐẦU:.....	42
4.1.1. Khái niệm về sự phanh.....	42
4.1.2. Hệ thống phanh	44
4.2. LỰC PHANH VÀ MÔ MEN PHANH	44
CHƯƠNG V TÍNH NĂNG DẪN HƯỚNG CỦA Ô TÔ	52
5.1. MỞ ĐẦU:.....	52
5.1.1. Các phương pháp quay vòng.....	52
5.1.2. Hệ thống lái	54
5.1.3. Tính điều khiển của ô tô:.....	55
5.2. ĐỘNG HỌC QUAY VÒNG.....	56
5.2.1. Bánh xe không biến dạng.....	56
5.2.2. Bánh xe đàn hồi.....	56
5.2. CÁC TRƯỜNG HỢP QUAY VÒNG.....	60
5.3.1. Quay vòng đủ	60
5.3.2. Quay vòng thiếu	61
5.3.3 Quay vòng thừa	62
CHƯƠNG VI TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ	65
6.1. KHÁI NIỆM.....	65
6.2. THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA XE.....	65

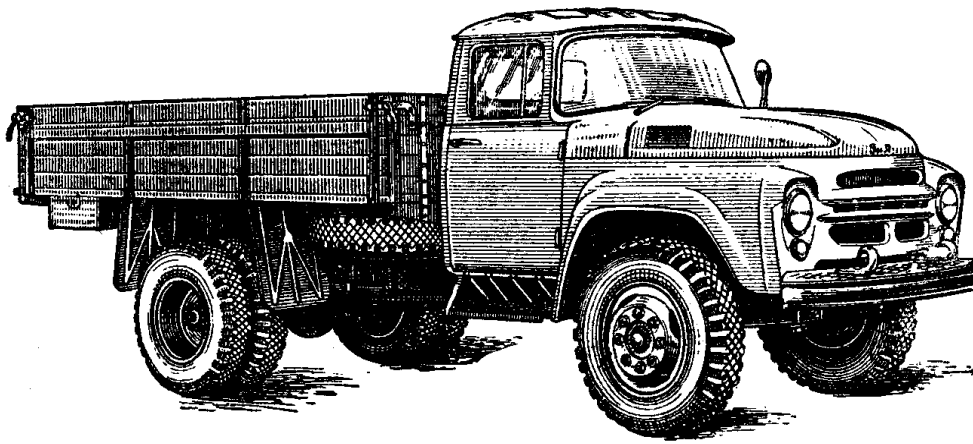
6.2.1. Khoảng sáng gầm xe	65
6.2.2. Bán kính cơ động dọc và ngang	66
6.2.3. Góc cơ động trước α_1 và góc cơ động sau α_2	66
6.2.4. Bán kính bánh xe	67
TÀI LIỆU THAM KHẢO	69

CHƯƠNG I XE VÀ BÁNH XE

1.1. XE VÀ MỘT SỐ KHÁI NIỆM

1.1.1. Thuật ngữ ÔTÔ

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 1764 do James Watt người Anh sáng chế. Theo nhiều tài liệu thì chiếc ô tô đầu tiên ra đời năm 1769 do Nicolas Joseph Cugnot 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).

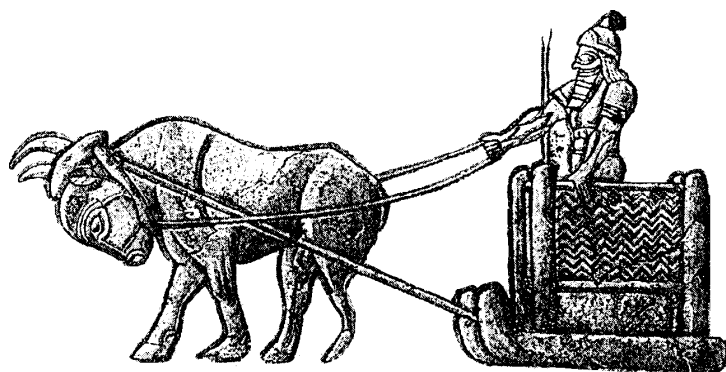
1.1.2. Xe



Hình 1.2

Các hình thức vận chuyển thời cổ xưa

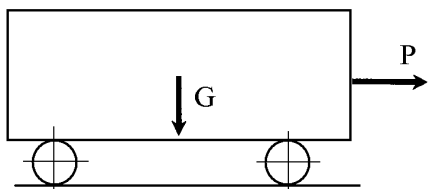
Tiếng Việt chúng ta có từ XE để chỉ một phương tiện vận chuyển rất chung. Hiện nay không ai biết xe ra đời từ lúc nào. Chúng ta biết rằng từ thời thượng cổ loài người đã có nhu cầu vận chuyển. Thoạt đầu là mang, vác, đội, kéo lê, khênh, kiệu, ... (hình 1.2). Một số hình thức này còn tồn tại đến ngày 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 súc vật kéo. Khi đó chưa có bánh xe, như vậy xe còn ra đời trước cả bánh xe.



Hình 1.3

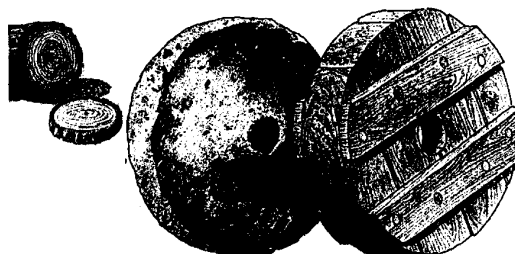
Một loại xe trượt từ thời cổ xưa

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



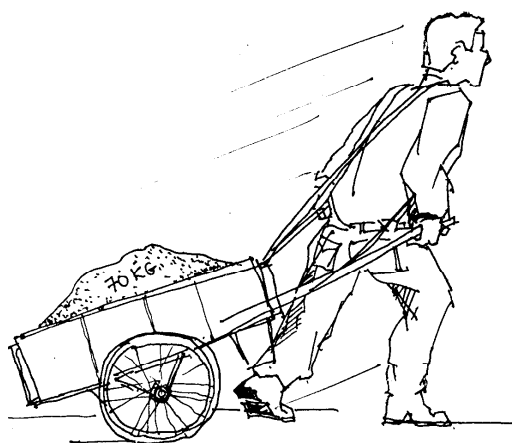
Hình 1.5

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. 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.



Hình 1.6. Xe có bánh

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:

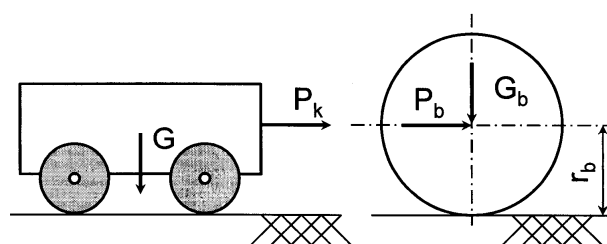
$$P_k \geq P_c = fG \quad (1.1)$$

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.

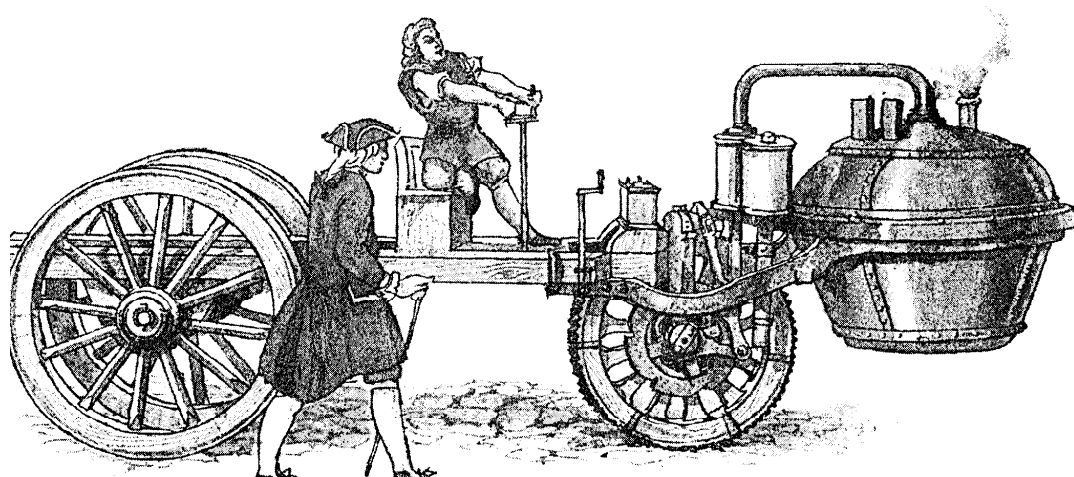
1.1.3. Xe tự hành

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.

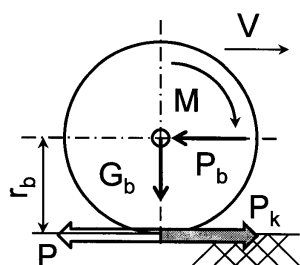


Hình 1.8. Xe tự hành (ô tô) với nguồn động lực là động cơ hơi nước

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 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 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).



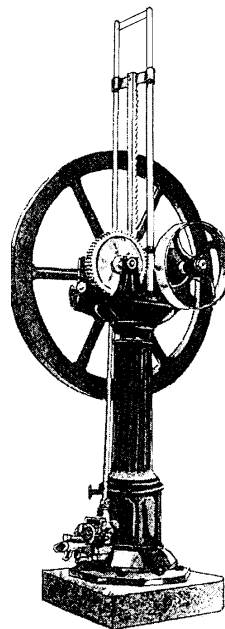
Hình 1.9

Sự làm việc của bánh xe tự hành

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: Ôtô và Langhen đã sáng chế ra động cơ đốt trong đầu tiên chạy bằng nhiên



Hình 1.10

Động cơ đốt trong chạy bằng xăng của Ôtô và Langhen

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 Điêzen sáng chế ra động cơ đốt trong chạy bằng nhiên liệu điêzen 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.

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.

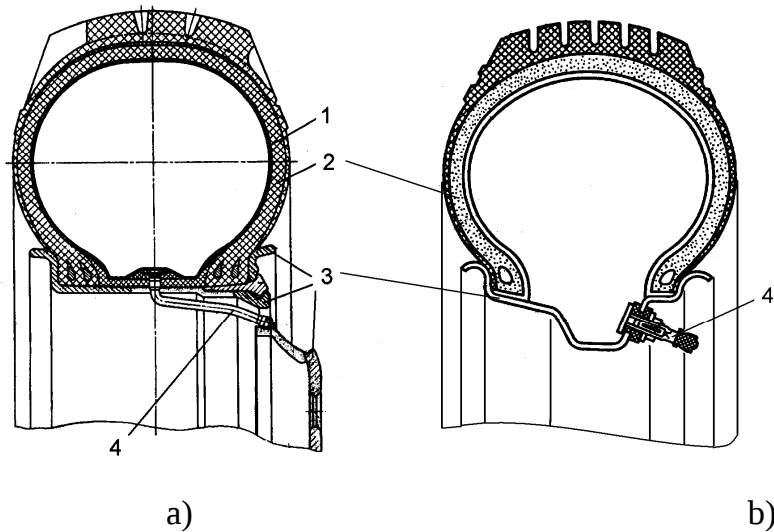
Ngày nay bánh xe được hiểu là phần tử liên kết thân xe với mặt đường. Bánh xe có các nhiệm vụ sau:

- 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 lớp (2), vành bánh xe (3), van không khí (4). Bánh xe hình 1.11.a. là bánh xe với lớp 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 lớp. Ngày nay do có thể làm kín tốt người ta dần bỏ săm đi và bánh xe với lớp 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 lớp 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. Lớp; 3. Vành bánh xe; 4. Van không khí

Bộ phận quan trọng quyết định thuộc tính của bánh xe là lớp và không khí ở trong đó. Về cấu trúc, lớp 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, lớp 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, lớp cũng biến dạng ngang. Như vậy, nếu xét chuyển động, lớp có khả năng biến dạng đàn hồi ở tất cả các phương; sự biến dạng này trước hết phụ thuộc cấu trúc của lớp và vật liệu cấu tạo lớp cao su ngoài và áp suất trong của lớp. 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, lớp 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, lớp 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, lớp cũng có mấp mô tế vi, hơn nữa lớp lại đàn hồi nên có thể coi các vấu tế vi của lớp và đường được cài vào nhau do vậy có thể coi sự truyền lực giữa lớp 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 lớp.

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 cản lăn, bám và sự trượt của bánh xe.

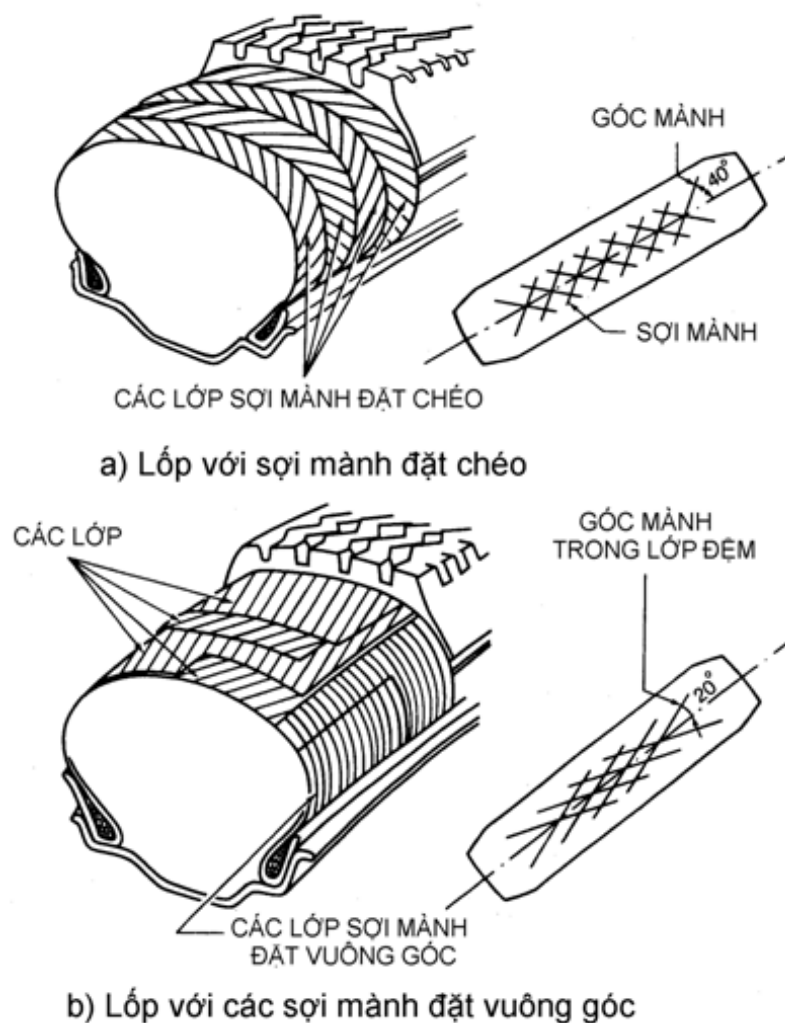
1.2.2. Lớp xe

Bánh xe đàn hồi được là nhờ lớp xe. Lớp là một balông khí có cấu tạo như hình 1.12. Phần tử cơ bản có ý nghĩa của lớp là các lớp mảnh. Mảnh lớp 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 lớp một góc nào đó gọi là góc mảnh. Góc mảnh có vai trò quyết định đến thuộc tính của lớp. Nếu góc mảnh bé, đặc tính ngang của lớp là tốt nhưng lớp lăn không được êm. Ngược lại nếu lớp 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 lớp) co vào, giãn ra giữa lớp và đường, gây mòn lớp và tăng hệ số cản lăn (với lớp 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 lớp xe cao tốc có cấu trúc mảnh vuông góc 90^0 (hình 1.12.b).

Về cấu trúc, lốp có 3 lớp: Lớp trong cùng là lớp vành vuông, đan các sợi nilông vuông góc với mặt phẳng bánh xe (góc vành 90^0 nên gọi là Radial Tire). Trên lớp vành là lớp đệm, nằm giữa lớp vành 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 lớp hướng kính, tăng cường khả năng ổn định chuyển động. Do chuyển động ngang của lớp so với đường giảm, nhiệt năng sinh ra trong lớp ít hơn 60% so với lớp vành chéo trong điều kiện tương tự nên tuổi thọ của lớp hướng kính tăng gấp 2 lần.

Với lớp hướng kính, áp suất nền hầu như không thay đổi trong bề mặt tiếp xúc. Ngược lại lớp vành 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 vành chéo, làm tăng cứng cho bề mặt lốp. Qua một số đặc điểm kết cấu ta dễ dàng thấy khả năng truyền lực của lốp là khác nhau, phụ thuộc cấu trúc, áp suất lốp và vì vậy chúng có đặc tính không giống nhau. Tính chất truyền lực phụ thuộc hai thuộc tính là biến dạng của lốp (cấu trúc lốp) và tương tác lốp - đường (quan hệ tương tác).



Hình 1.12. Lốp 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 lớp tô rôit áp suất thấp (hình 1.13). Ký hiệu lớp: B-d. Lớp tô rôit 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 lớp, áp suất lớp, 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, 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:

$$S = 2\pi r_l n$$

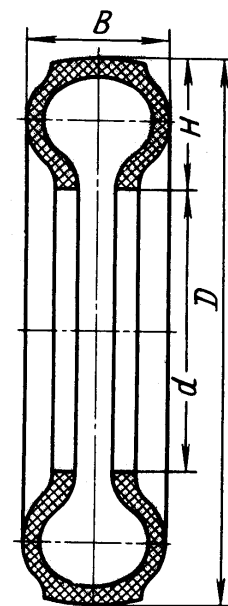
Trong đó r_l là bán kính của bánh xe giả định và cũng chính là bán kính lăn của bánh xe thực tế. Ta có công thức tính bán kính lăn:

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

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.



Hình 1.13

e. *Bán kính làm việc trung bình r_b* : Là bán kính có kể đến biến dạng của lớp 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.

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

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

Lớp 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 lớp 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 $G_b = G'_b + G''_b$

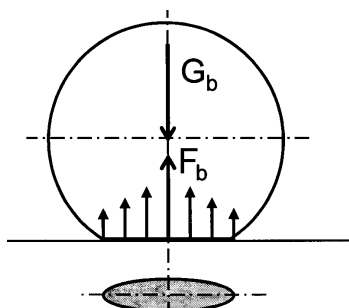
Từ phía mặt đường: Phản lực thẳng đứng F , phản lực tiếp tuyến P_f , lực ngang

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 ;

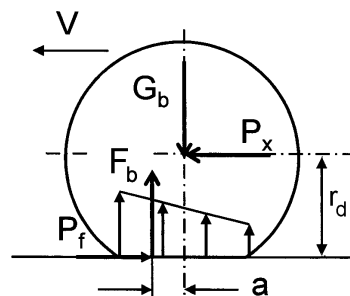
Lực thẳng đứng: Các phần tử tiếp xúc với mặt đường sẽ biến dạng, ra khỏi vùng tiếp xúc chúng lại phục hồi. Như vậy ngoài ma sát giữa lốp và mặt đường còn có ma sát giữa các lớp vật liệu lốp làm phát sinh nhiệt nung nóng lốp, mặt đường và tỏa ra ngoài. Sự biến dạng của các phần tử lốp khi đi vào vùng 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 phản 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 phản 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 phản lực mặt đường càng tăng.

- Lực ngang, góc lệch bên δ, 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 ÷ 0,020
Nhựa tốt	0,015 ÷ 0,018
Đá	0,023 ÷ 0,030
Đất khô	0,025 ÷ 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:

$$P_f = \frac{a}{r_d} F_b = f F_b = f G_b \quad (1.8)$$

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 tĩnh (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 tĩnh) 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)

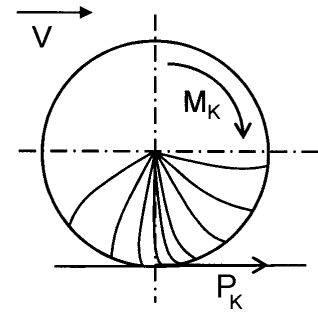
- Có sự trượt giữa hai bề mặt lốp và đường (trượt quay).

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.

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



Hình 1.16

Bánh xe chịu mô men chủ động

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

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 $\delta_k = 1$.

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.

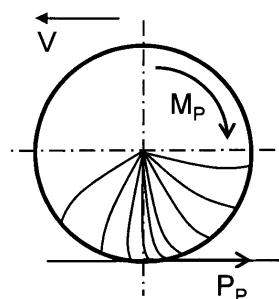
$$V_l = \frac{S_l}{t} = \frac{2\pi r_d n_b}{t} \quad (1.15)$$

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

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:

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



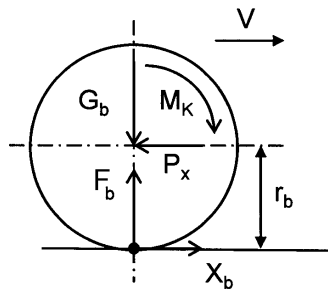
Hình 1.17

Bánh xe chịu mô men phanh

Khi $V_1 = V_t$: bánh xe không bị trượt, khi đó $\delta_p = 0$; Khi bánh xe bị hãm cứng (không quay), $V_1 = 0$: bánh xe bị trượt lết hoàn toàn, khi đó $\delta_p = 1$.

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 và 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.

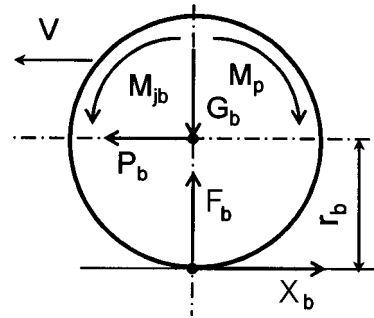
Đối với bánh xe chịu mô men phanh ta có sơ đồ như hình 1.19. Khi có mô men M_p tác dụng, phản lực tiếp tuyến từ mặt đường X_b lúc này chính là lực phanh (P_p). Tương tự như đối với bánh xe chủ động, ta có:

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

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 .



Hình 1.19

Các lực tác dụng lên bánh xe khi phanh

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

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.

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 càng 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_{emin}) 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_{bmin} là:

$$n_{b\min} = \frac{30}{\pi} \frac{V_{\min}}{r_b} \frac{1}{3,6} = \frac{30,4}{3,14 \cdot 0,53 \cdot 3,6} = 21,23 \text{ v/ph} \quad (2.1)$$

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.

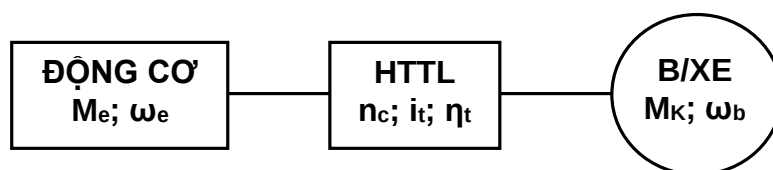
Chúng ta quan tâm đến các thông số đặc trưng sau đây của HTTL:

- 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:

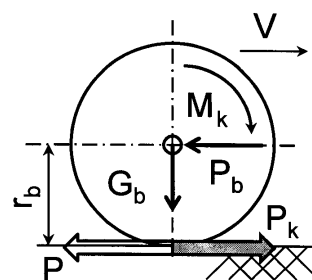
$$M_k = M_e i_t \eta_t \quad (2.3)$$

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:

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



Hình 2.3

Các lực tác dụng lên bánh xe chủ động

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.

2.2.1. Lực cản lăn

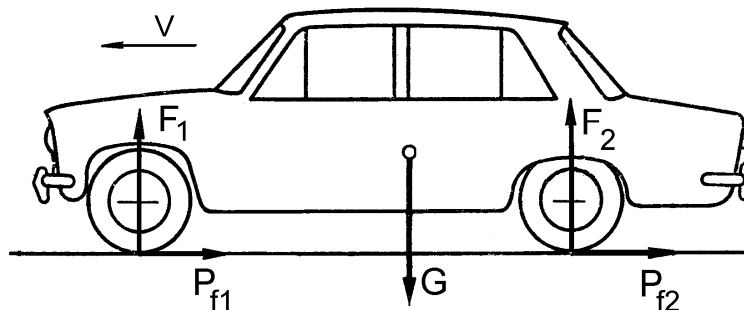
a. Công thức tính

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:

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} = F_1f_1 + F_2f_2 \quad (2.6)$$

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:

$$P_f = F_1f + F_2f = Gf \quad (2.7)$$

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.

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

Bảng 2.1.

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

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:

$$P_\psi = P_f + P_i = G \cos \alpha \cdot f + G \sin \alpha$$

$$P_\psi = G(f \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (2.10)$$

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:

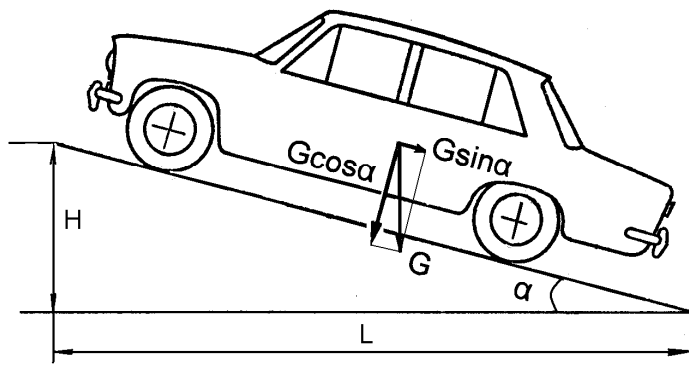
$$P_\psi = G(f + \tan \alpha) = G(f + i) = G\psi \quad (2.12)$$

$\psi = f + i$ 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

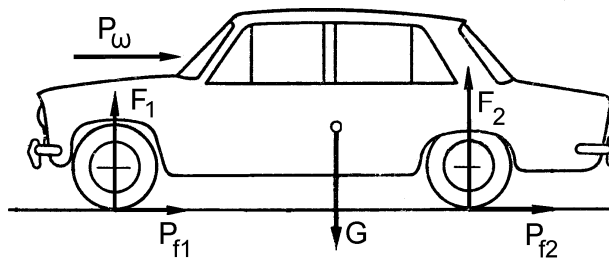
2.2.3. Lực cản không khí

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:

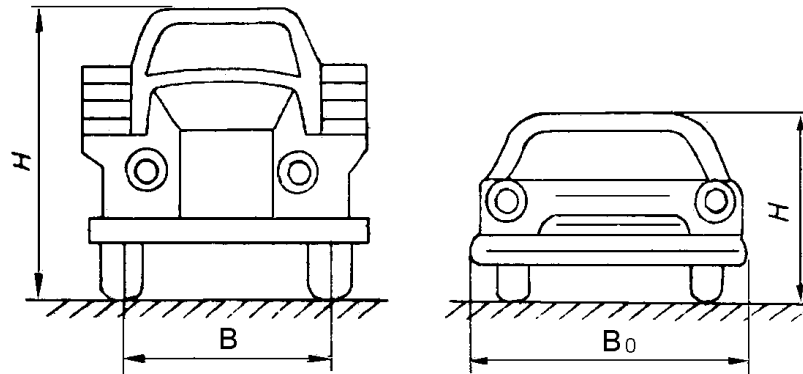
$$P_w = \frac{1}{2} \rho C A V^2 \quad (2.14)$$



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)

$$\text{Xe tải: } A = BH; \quad \text{du lịch: } A = 0,85B_0H \quad (2.15)$$

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 ÷ 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:

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

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 $P_{k\max} = P_\phi$. 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:

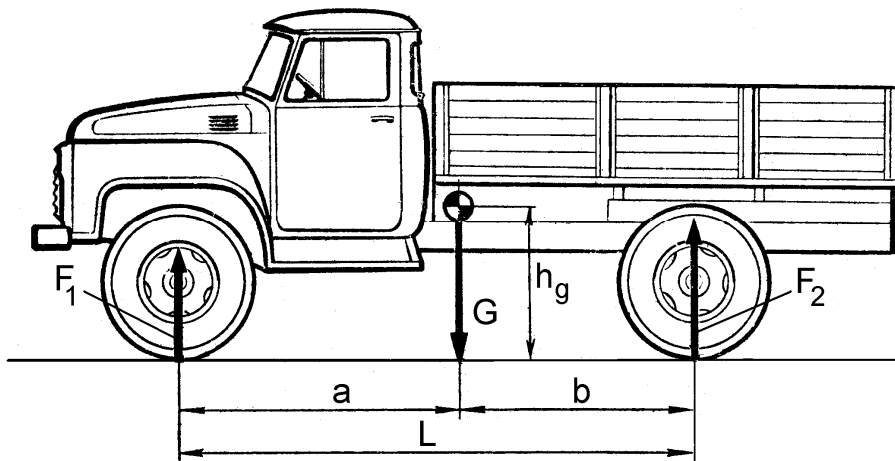
Người ta gọi m_1 là hệ số phân bố trọng lượng xe ra cầu trước và m_2 là hệ số phân bố trọng lượng xe ra cầu sau với:

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

Như vậy ta sẽ có: $F_1 = m_1 G$; $F_2 = m_2 G$

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:

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

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

Từ 2.43 kết hợp với 2.44 ta rút ra:

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

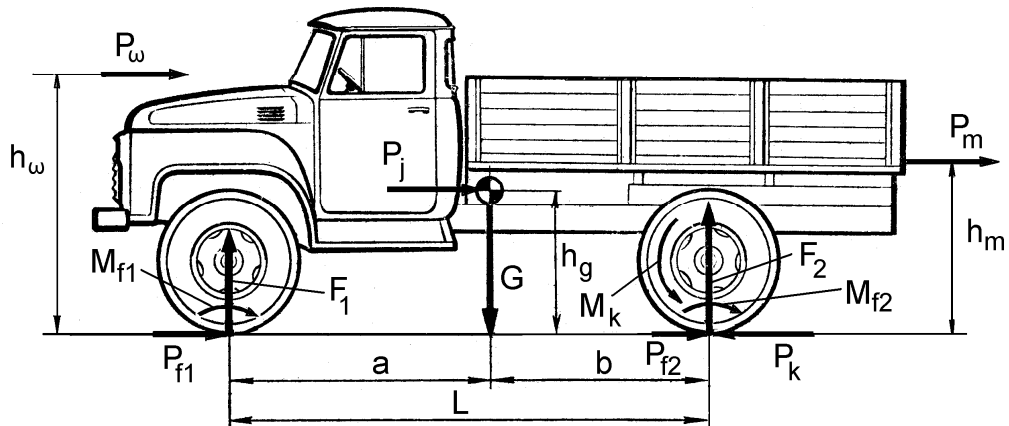
Làm tương tự ta được:

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

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

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

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



$$F_1 = \frac{G(b - f r_b) - P_\omega h_\omega}{L} \quad \text{Hình 2.35}$$

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

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

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:

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

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

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

Chiếu các lực theo phương ngang ta có:

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

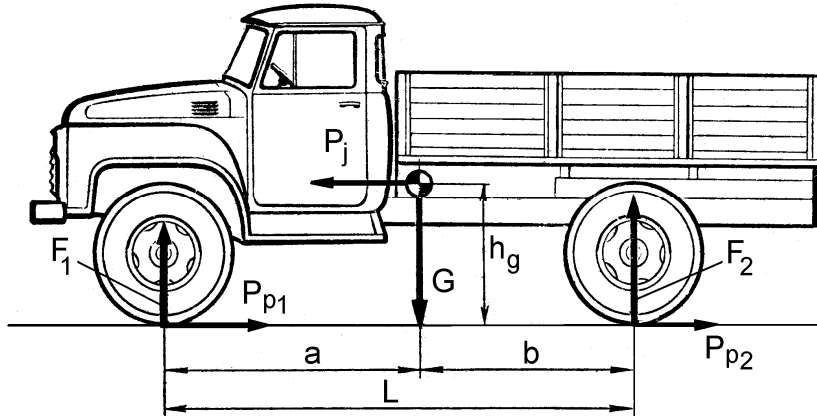
Nếu phanh cực đại (giá trị các lực phanh đạt cực đại, gia tốc chậm dần đạt cực đại và lực quán tính P_j đạt cực đại), khi đó lực phanh cực đại tại mỗi bánh xe bằng lực bám tại bánh xe đó:

$$P_{jmax} = P_{p1max} + P_{p2max} = F_1 \varphi + F_2 \varphi = (F_1 + F_2) \varphi = G \varphi \quad (2.39)$$

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

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

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

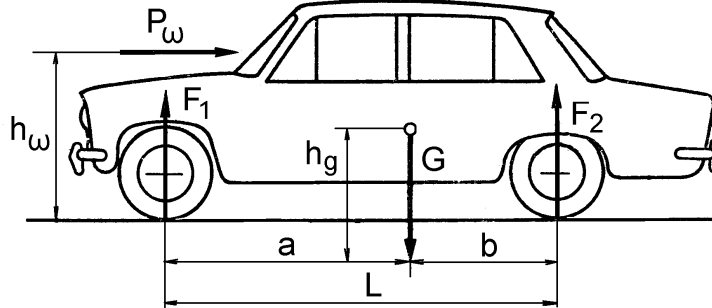


Hình 2.10.

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_{ω} 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:

$$F_1 L - Gb + P_\omega h_\omega = 0$$

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. 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 $\alpha_{\max}$ của đường.

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

3.2. 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: $n_{\text{emax}} = (\text{khoảng}) 1,2 n_N$ (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} .

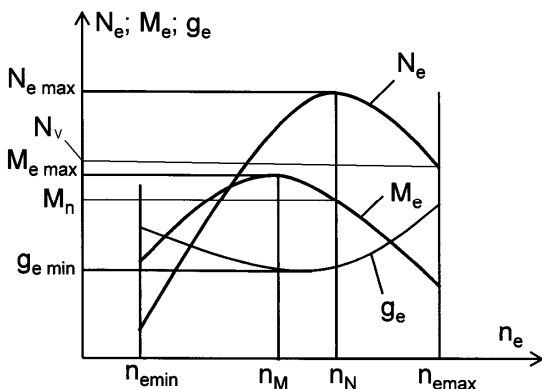
- Động cơ loại này có số vòng quay lớn tuy nhiên tại khu vực N_{emax} và n_{emax} , tiêu hao nhiên liệu lớn.

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

b. Động cơ xăng có hạn chế số vòng quay

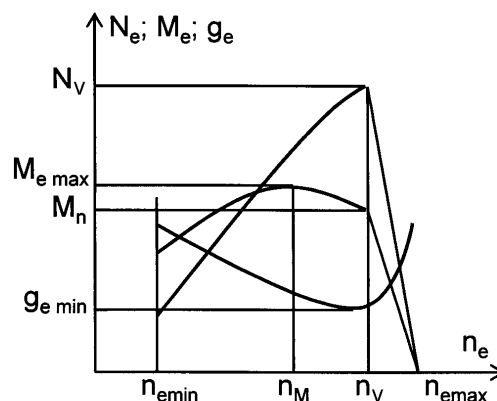
Trên loại động cơ này người ta đặt một bộ phận hạn chế nhiên liệu cấp vào động cơ khi số vòng quay đạt một giá trị nào đó. Khi bộ phận hạn chế nhiên liệu bắt đầu làm việc số vòng quay động cơ không tăng lên được nữa, vì thế được gọi là hạn chế số vòng quay. Số vòng quay mà bộ phận hạn chế bắt đầu làm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

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:

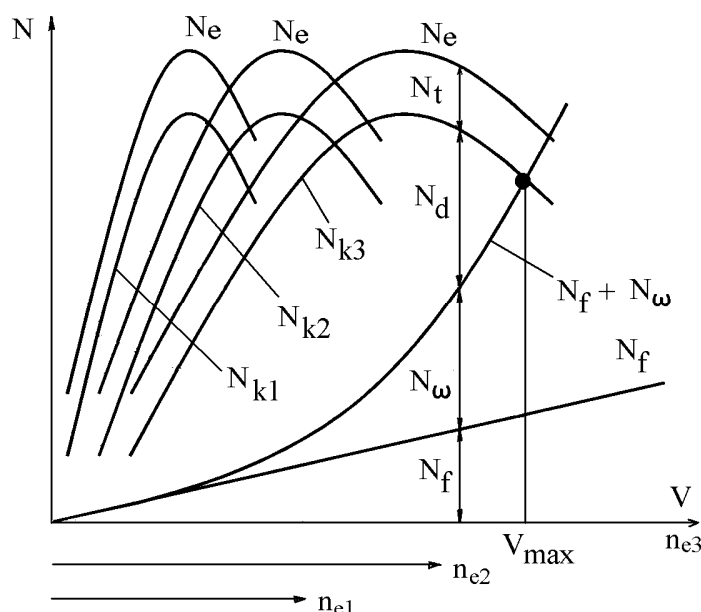
Các thành phần công suất được tính như sau:

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



Công suất cản không khí:

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

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

Các giá trị C; A; ρ xem ở mục 3.1.3.

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

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

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

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):

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

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

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.

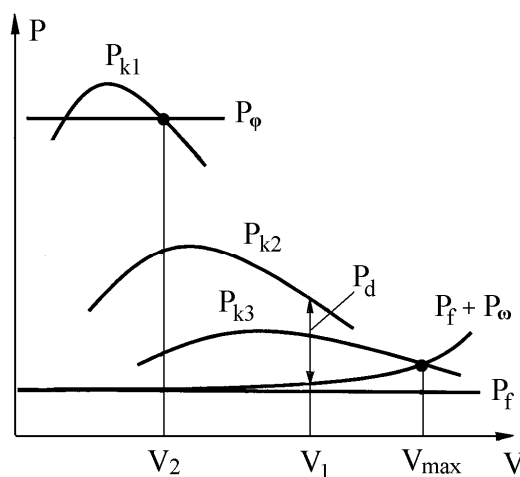
3.4.2. Đồ thị cân bằng lực kéo:

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 moóc.

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 .

$$P_f = Gf$$

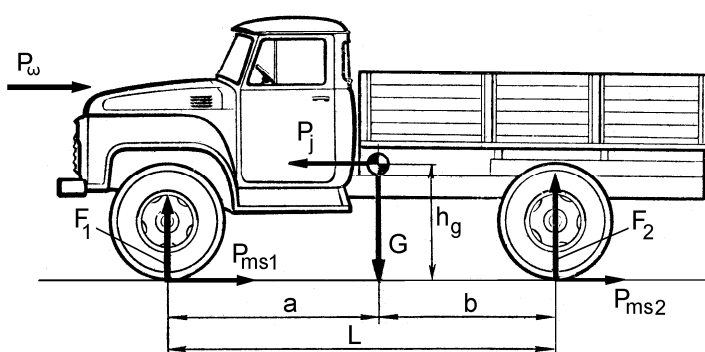
Trong đó G là trọng lượng xe; f là hệ số cản lăn.

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 trên đường tốt $\phi = 0,6 \div 0,8$ 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:

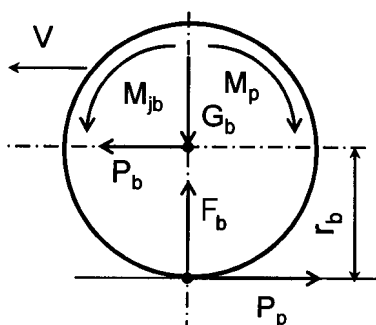
- Bộ phận cơ cấu phanh: Bộ phận này có chức năng sinh ra mô men phanh tức mô men cản lại sự quay của bánh xe. Hiện nay trên ô tô mô men phanh được sinh ra nhờ ma sát. Cơ cấu phanh có một cặp chi tiết ma sát. Một chi tiết (hoặc cụm chi tiết) gắn với bánh xe, quay cùng bánh xe; một chi tiết (hoặc cụm chi 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.

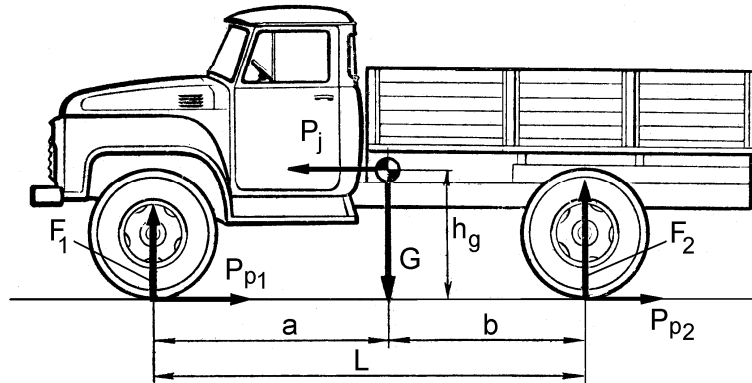
Xét sơ đồ một ô tô đang phanh trên đường bằng (hình 4.3): Xe chịu các lực: trọng lượng G ; phản lực mặt đường lên các bánh xe trước và sau F_1, F_2 ; lực phanh tại các bánh xe trước và sau P_{p1}, P_{p2} ; lực quán tính P_j (xe đang phanh: có gia tốc chậm dần). Bỏ qua lực cản lăn P_f và lực cản không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

$$\begin{aligned} F_1 L - Gb - P_j h_g &= 0 \\ F_1 &= \frac{Gb + P_j h_g}{L} \end{aligned} \quad (4.8)$$

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

Chiếu 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 $\geq$ 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 Newton: 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 moóc (hình 4.3), bỏ qua P_f , P_ω 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 $t_{\min}$:

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

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

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

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.

CHƯƠNG V TÍNH NĂNG DẪN HƯỚNG CỦA Ô TÔ

5.1. MỞ ĐẦU:

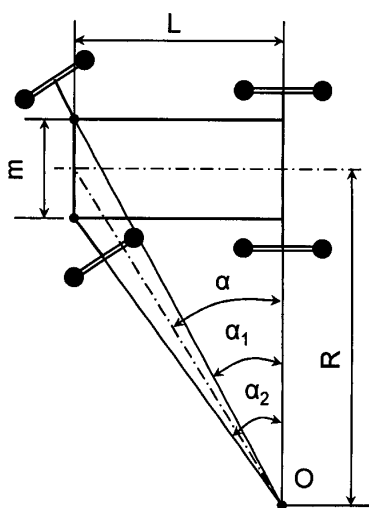
Khi di chuyển trên đường, không phải lúc nào ô tô cũng chuyển động thẳng. Tùy theo đường xá và tình huống trên đường mà ô tô phải đổi hướng chuyển động, ta gọi đó là quay vòng xe. Khi quay vòng, quỹ đạo ô tô sẽ chuyển từ đường thẳng sang đường cong và do đó xuất hiện vận tốc góc, gia tốc, ... và sẽ phát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

5.1.1. Các phương pháp quay vòng

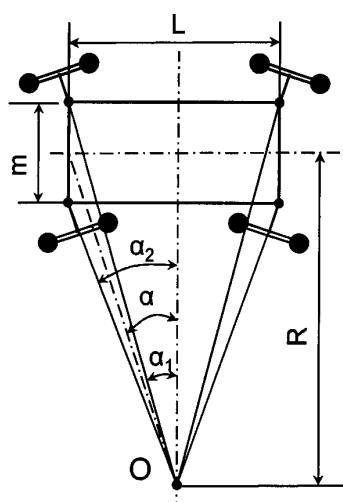
Làm thế nào để xe có thể quay vòng được. Sau đây là một số phương pháp quay vòng (tức làm đổi hướng chuyển động của xe):

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. Trục của khớp quay này (trụ đứng) gần như vuông góc với mặt đường, khi quay vòng các bánh xe trước vừa quay quanh trục 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 trục

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.



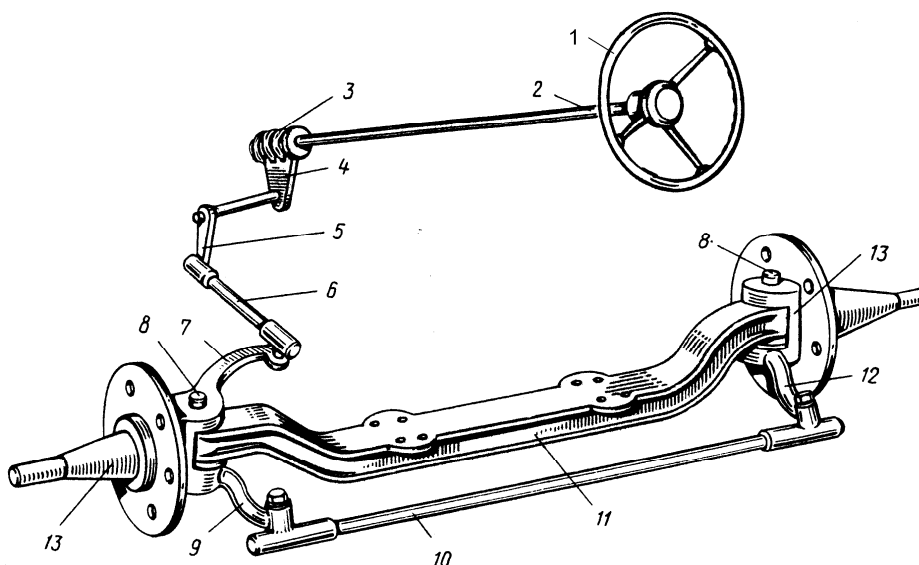
Hình 5.3

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 đầm 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. Trục 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. Đầm 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.

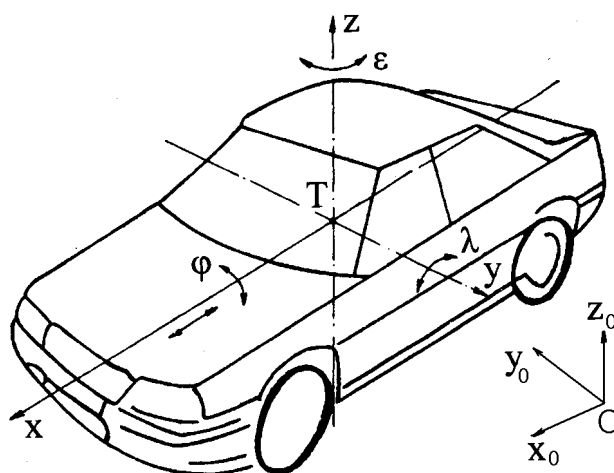
5.1.3. Tính điều khiển của ô tô:

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, ...).

Ô tô được là một hệ nhiều vật. Tuy nhiên khi khảo sát quay vòng xe, tạm thời ta coi cả xe là một vật, biến dạng của hệ thống treo cũng tạm thời được bỏ qua. Hệ tọa độ $Txyz$ gắn vào xe, T là trọng tâm xe; $Ox_0y_0z_0$ là hệ tọa độ cố định (gắn với đường) (hình 5.5). Khi có nhu cầu chuyển hướng, người lái tác động vào xe thông qua hệ thống lái bắt đầu từ vô lăng với thông số tác động là α_v . Thông qua hệ thống lái, bánh xe dẫn hướng quay một góc α . Các góc α_v và α quan hệ với nhau theo biểu thức 5.1. Khi đó xe sẽ chuyển hướng (quay vòng) và làm xuất hiện góc quay thân xe ε (hình 5.5).



Hình 5.5

5.2. ĐỘNG HỌC QUAY VÒNG

5.2.1. Bánh xe không biến dạng

Các bánh xe sử dụng trên ô tô đều là bánh xe đàn hồi (bánh hơi cao su). Khi quay vòng sẽ xuất hiện lực ngang (lực li tâm). Lực ngang này làm biến dạng lớp theo chiều ngang. Tuy nhiên để dễ tiếp cận ta xét trường hợp bánh xe không đàn hồi có nghĩa là bánh xe không bị biến dạng. Trên thực tế khi xe quay vòng ở vận tốc chuyển động thấp, ta có thể bỏ qua lực li tâm và do đó có thể coi bánh xe không biến dạng theo chiều ngang. Trong một số tài liệu người ta gọi trạng thái quay vòng này là quay vòng hình học, quay vòng Ackerman hay quay vòng không trượt.

Xét trường hợp xe quay vòng bằng cách thay đổi hướng chuyển động của các bánh xe trước. Để các bánh xe khi quay vòng không bị cưỡng bức lẫn nhau thì các bánh xe phải quay quanh cùng 1 tâm nghĩa là trục quay của các bánh xe phải cắt nhau tại một điểm. Do bánh sau không đổi hướng, trục của nó cố định cho nên tâm quay phải nằm trên đường trục bánh xe sau (hình 5.1). Giả sử trục quay của các bánh xe cắt nhau tại tâm quay O. Khi đó bánh trước phía ngoài quay một góc α_1 và bánh phía trong quay một góc α_2 , Từ hình 5.1 ta có:

$$\cot g \alpha_1 = \frac{R + \frac{m}{2}}{L}; \cot g \alpha_2 = \frac{R - \frac{m}{2}}{L} \quad (5.2)$$

Khi đó:
$$\cot g \alpha_1 - \cot g \alpha_2 = \frac{m}{L} \quad (5.3)$$

Trong đó L là chiều dài cơ sở xe, m là khoảng cách giữa 2 trụ đứng.

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

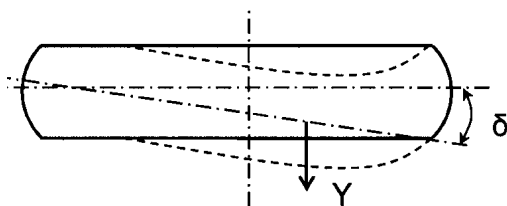
a. Biến dạng của bánh xe đàn hồi khi chịu lực ngang

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.

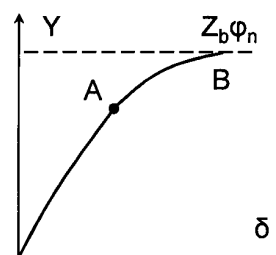
$$Y = C_L \delta \quad (5.4)$$

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.

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

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

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

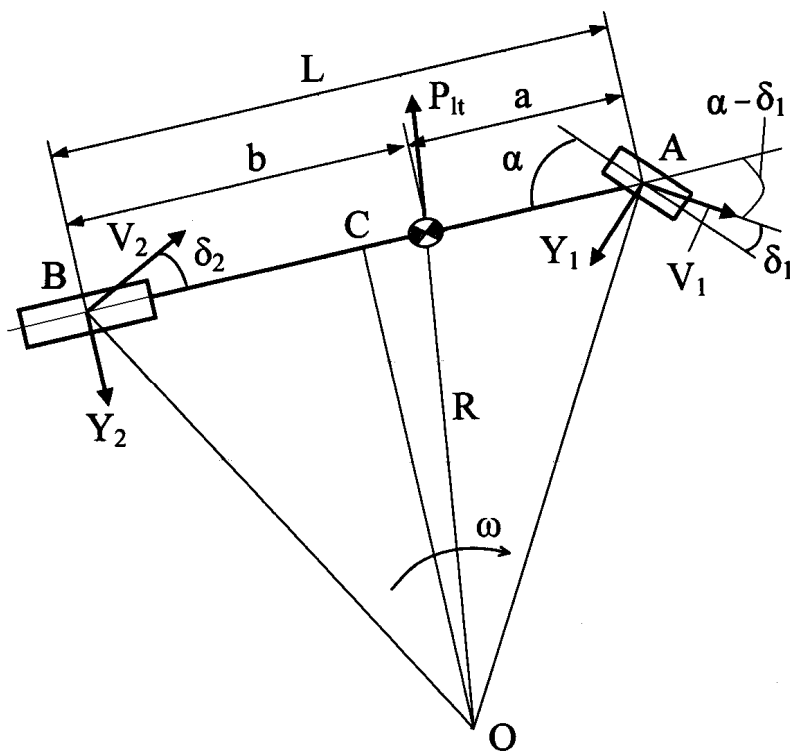
Vì các góc δ_1, δ_2 và α nhỏ nên có thể coi:

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

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

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:

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

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

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:

$$\text{tức:} \quad \delta_1 = \delta_2 \quad \text{và} \quad \frac{G_1}{C_{L1}} = \frac{G_2}{C_{L2}} \quad (5.15)$$

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

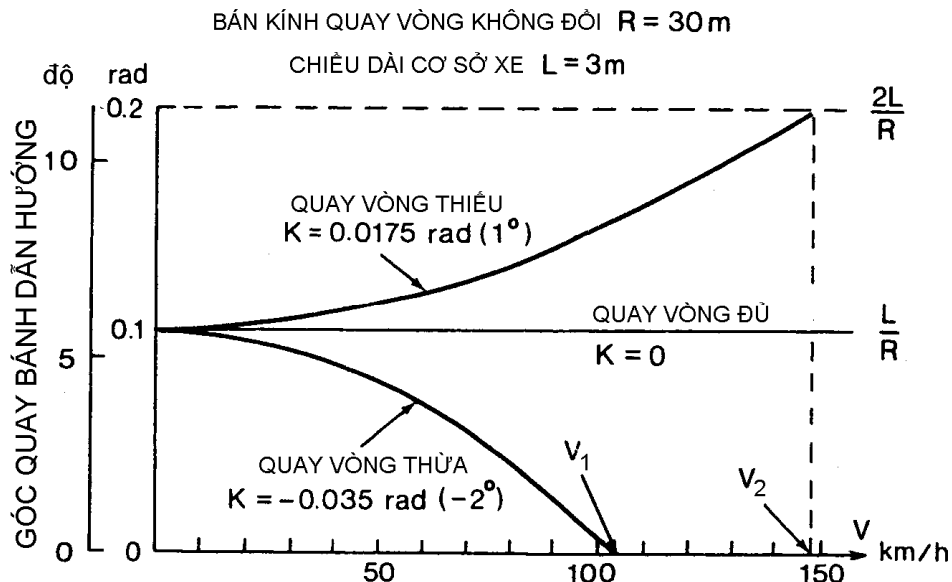
Khi hệ số quay vòng $K > 0$, tức các góc lệch của các bánh xe trước lớn hơn góc lệch bánh xe sau:

$$\text{tức: } \delta_1 > \delta_2 \quad \text{và} \quad \frac{G_1}{C_{L1}} > \frac{G_2}{C_{L2}} \quad (5.17)$$

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 $K = 0,0175 \text{ rad } (1^0)$, 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).

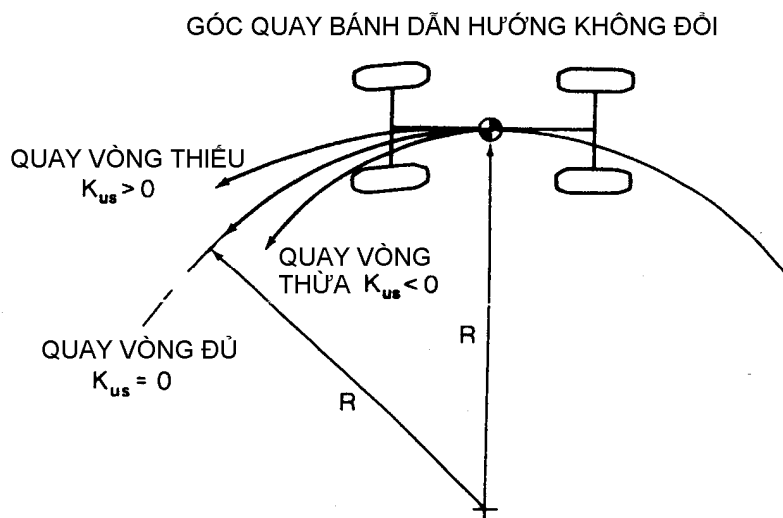
5.3.3 Quay vòng thừa

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 $K = -0.035 \text{ rad } (-2^0)$, 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).



62
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:

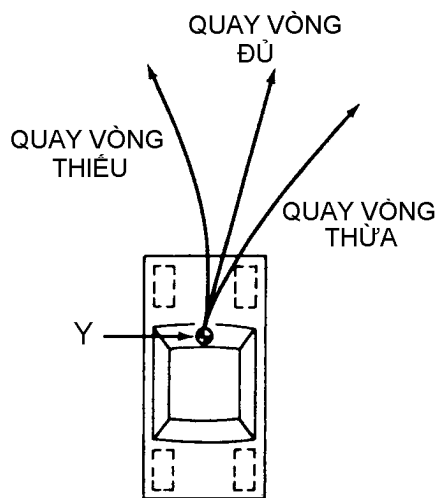
Khi xe có trạng thái quay vòng thừa hoặc thiếu, sự lệch hướng của các bánh xe sẽ tạo ra một “quay vòng phụ” theo một bán kính nào đó và sẽ tạo ra một lực li tâm. Chính lực li tâm này sẽ làm gia tăng hoặc làm giảm đi sự lệch hướng của xe tùy theo trạng thái quay vòng xe.

Trên hình 5.13 ta thấy giả sử xe đang quay vòng và có lực li tâm P , lực li tâm này làm lốp biến dạng. Tuy nhiên nếu biến dạng của lốp 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 lốp 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 lốp, 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.

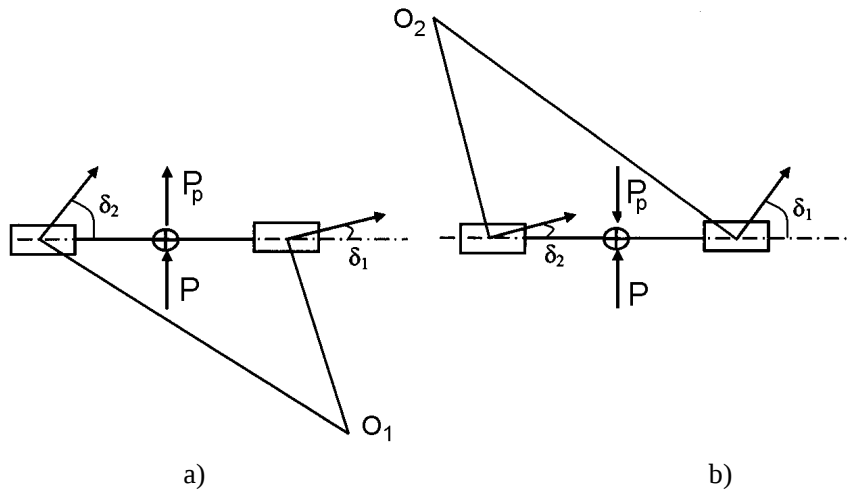
Như đã trình bày ở trên, ta thấy rằng đặc tính quay vòng phụ thuộc phân bố trọng lượng lên các cầu, độ cứng bên của lốp C_L .



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 TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ

6.1. KHÁI NIỆM

Tính năng cơ động của ô tô được hiểu là khả năng chuyển động của ô tô trong các điều kiện đường xá 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, ...

6.2. 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...

6.2.1. Khoảng sáng gầm xe

Khoảng sáng gầm xe là khoảng cách giữa mặt đường và điểm thấp nhất của gầm xe (hình 7.9).

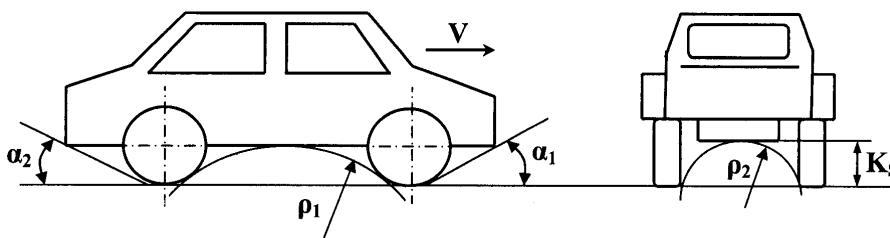
Khoảng sáng gầm xe K_s là thông số đặc trưng cho chiều cao của chướng ngại vật mà xe có thể đi qua được. Nếu chiều cao của chướng ngại vật lớn hơn khoảng sáng gầm xe thì xe không thể vượt qua được. Một số thông số tham khảo:

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.

6.2.2. 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

6.2.3. 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 đống, 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: $\alpha \geq 45^\circ \div 50^\circ$; $\alpha_2 = 35^\circ \div 40^\circ$;

6.2.4. Bán kính bánh xe

Bánh xe là nơi xe tiếp xúc với đường ngại vật. Bán kính bánh xe cũng là thông số quan trọng ảnh hưởng tới khả năng vượt đường ngại vật của xe. Ngoài ra tùy thuộc bánh xe là chủ động hay bị động mà khả năng vượt đường ngại vật của xe cũng khác nhau.

Xét một bánh xe bị động bán kính r_b đang vượt đường ngại vật có chiều cao h như hình 7.7. Bánh xe tiếp xúc với đường ngại vật tại điểm O. Điều kiện để bánh xe vượt qua đường 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.

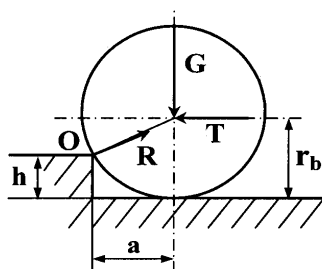
Có thể coi rằng:

$$T = P_k \quad (7.15)$$

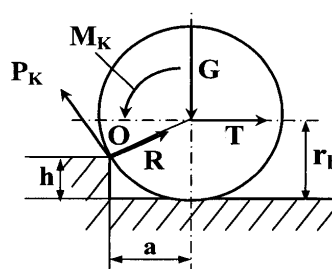
P_k là lực kéo và mô men kéo do bánh xe chủ động sinh ra.

Kết hợp 7.14, 7.1 ta có điều kiện để xe có thể vượt được đường 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 đường 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 đường 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:

$$M_k \geq Ga \quad (7.17)$$

$$\text{Hay:} \quad P_k \geq G \frac{a}{r_b} \quad (7.18)$$

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:

$$Ga \leq M_k \leq R\phi r_b \quad (7.20)$$

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Hữu Cẩn, 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.
2. PGS.TS Cao Trọng Hiền, PGS.TS Đào Mạnh Hùng, Lý thuyết ô tô- NXB Giao thông vận tải.
3. Nguyễn Khắc Trai, Cơ sở thiết kế ô tô- NXB Giao thông vận tải