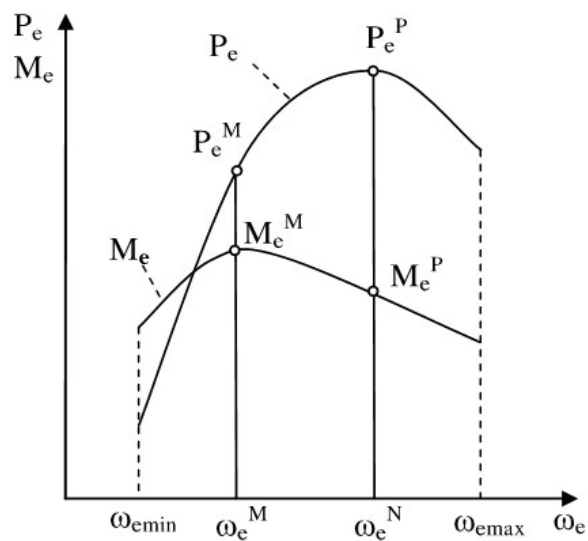
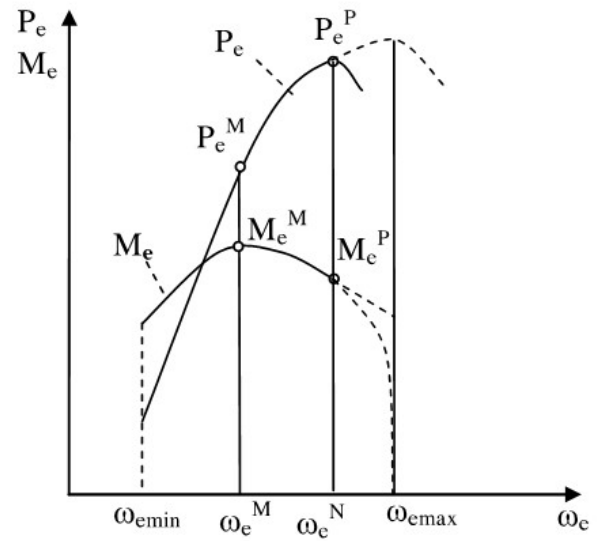


Giáo trình
LÝ THUYẾT Ô TÔ



a. Động cơ xăng



b. Động cơ diesel

CHƯƠNG 1 ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH TỐC ĐỘ CỦA ĐỘNG CƠ

Hiện nay nguồn động lực chính dùng trên ô tô phổ biến là động cơ đốt trong kiểu piston. Vì vậy cần phải nghiên cứu đường đặc tính tốc độ của động cơ đốt trong kiểu piston để làm cơ sở xác định các lực hoặc mô men tác dụng lên các bánh xe chủ động.

I. ĐỊNH NGHĨA

Đường đặc tính tốc độ của động cơ là các đồ thị biểu diễn các mối quan hệ giữa công suất P_e , moment xoắn M_e của động cơ theo số vòng quay n_e hoặc tốc độ góc ω_e của trục khuỷu.

II. PHÂN LOẠI

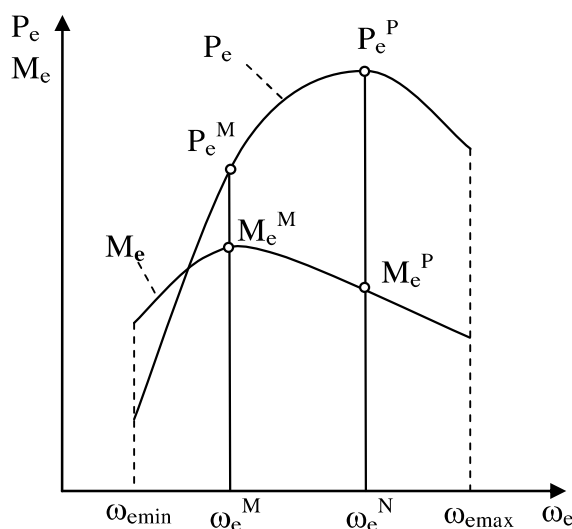
Đường đặc tính tốc độ của động cơ nhận được bằng cách thí nghiệm động cơ trên bộ thử hoặc bằng tính toán theo công thức kinh nghiệm S. RLây decman.

Khi thí nghiệm động cơ trên bộ thử nếu bướm ga mở hoàn toàn (động cơ xăng) hoặc kéo hết thanh răng nhiên liệu của bơm cao áp (động cơ dầu) tức là động cơ được cung cấp nhiên liệu tối đa thì đường đặc tính tốc độ của động cơ nhận được gọi là đường đặc tính ngoài.

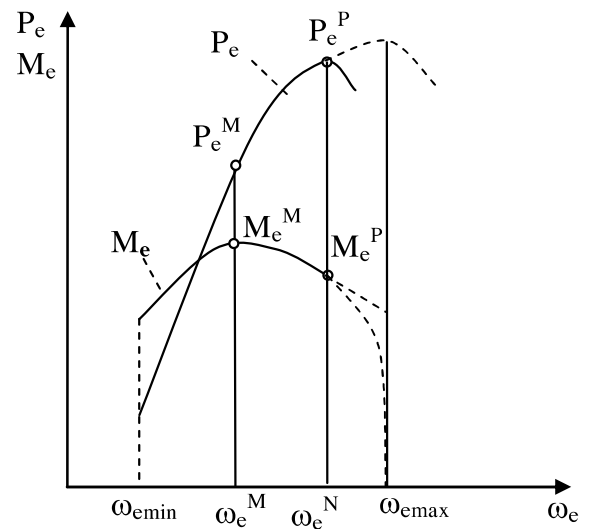
Nếu bướm ga hoặc thanh răng đặt ở vị trí trung gian thì đường đặc tính tốc độ của động cơ nhận được gọi là đường đặc tính cục bộ.

Nhận xét: vì vị trí của bướm ga mở hoàn toàn (kéo hết thanh răng) chỉ có 1, còn vị trí mở (kéo) trung gian của bướm ga (thanh răng) có vô vàn vị trí nên đối với một động cơ đốt trong sẽ có một đường đặc tính ngoài và vô số đường đặc tính cục bộ tùy thuộc vào vị trí của bướm ga hoặc thanh răng.

III. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH NGOÀI CỦA ĐỘNG CƠ BẰNG THỰC NGHIỆM



a. Động cơ xăng



b. Động cơ diesel

P_e [kW] công suất động cơ;

M_e [Nm] moment xoắn động cơ;

ω_e [rad/s] tốc độ quay của cốt máy;

ω_{emin} là tốc độ để động cơ không chết máy;

ω_{emax} là tốc độ giới hạn để đảm bảo độ bền, ổn định của các chi tiết của động cơ;

$(\omega_{emin} \div \omega_{emax})$ là khoảng làm việc của động cơ;

Chế độ công suất cực đại: P_e^P, M_e^P, ω_e^P ;

Chế độ moment cực đại: P_e^M, M_e^M, ω_e^M ;

Khi $\omega_e > \omega_e^M$: nếu sức cản của đường tăng lên sẽ làm tốc độ góc của động cơ giảm xuống (tốc độ của xe giảm) nhưng mô men xoắn của động cơ tự động được tăng lên do đó vùng $\omega_e^M \div \omega_e^P$ là vùng làm việc ổn định của động cơ.

Khi $\omega_e < \omega_e^M$: nếu sức cản của đường tăng lên sẽ làm tốc độ góc của động cơ giảm xuống (tốc độ của xe giảm) nhưng mô men xoắn của động cơ tự động giảm xuống do đó vùng $\omega_{emin} \div \omega_e^M$ là vùng làm việc không ổn định của động cơ. Đây chính là một nhược điểm của ô tô. Để khắc phục nhược điểm này trên ô tô trang bị hộp số.

Khi $\omega_e > \omega_e^P$ công suất của động cơ giảm là do quá trình cháy của động cơ xấu đi, tổn hao công suất trong động cơ tăng lên và sự mài mòn các chi tiết trong động cơ cũng tăng lên $\rightarrow$ một số động cơ dùng bộ hạn chế tốc độ để nhằm cho ω_{emax} không vượt quá $10 \div 20\% \omega_e^P$ khi xe chạy trên đường tốt, nằm ngang.

Hệ số thích ứng moment $K = M_e^M / M_e^P$: nói lên khả năng tự động thích ứng của động cơ đối với sự tăng tải do các ngoại lực tác dụng khi ô tô làm việc.

Động cơ xăng: $K = 1,2 \div 1,4$;

Động cơ dầu: $K = 1,05 \div 1,25$;

IV. XÂY DỰNG ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH NGOÀI BẰNG CÔNG THỨC S. R. Lây Décman

Hiện nay nhờ máy tính, việc sử dụng quan hệ giải tích giữa công suất, moment xoắn với số vòng quay của động cơ theo công thức Lây Décman để tính toán sức kéo sẽ thuận lợi hơn nhiều so với khi dùng đồ thị đặc tính ngoài bằng đồ thị.

LÝ THUYẾT ÔTÔ

$$P_e = P_{emax} \left[a \frac{n_e}{n_e^P} + b \left(\frac{n_e}{n_e^P} \right)^2 + c \left(\frac{n_e}{n_e^P} \right)^3 \right]$$

Trang 3

Động cơ xăng: $a = b = c = 1$;

Động cơ dầu 2 kỳ: $a = 0,87$; $b = 1,13$; $c = 1$;

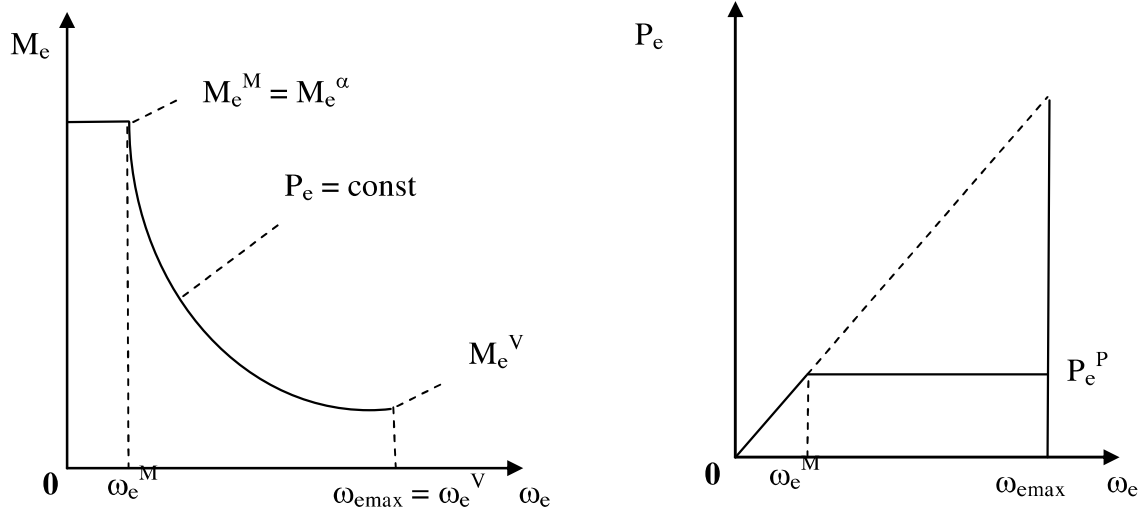
Cho các trị số ω_e khác nhau sau đó biến đổi thành n_e , dựa vào công thức trên ta tính được công suất P_e tương ứng và từ đó vẽ được đồ thị $P_e = f(\omega_e)$.

$$M_e = \frac{10^4 P_e}{1,047 n_e};$$

$$\omega_e = \frac{2\pi n_e}{60};$$

Có các giá trị P_e và ω_e ta có thể tính được các giá trị moment xoắn M_e của động cơ và từ đó vẽ được đồ thị $M_e = f(\omega_e)$.

V. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH NGOÀI LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐẶT TRÊN ÔTÔ



$$P_e = M_e \cdot \omega_e.$$

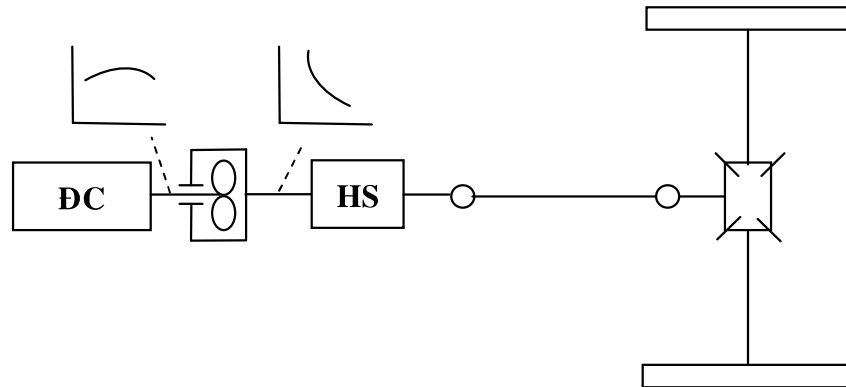
M_e^α : moment ứng với chế độ leo dốc cực đại;

M_e^V : moment ứng với chế độ tốc độ cực đại;

Đường đặc tính trên có dạng hypebon và tốc độ ô tô cần thực hiện bắt đầu từ $\omega_e = 0$.

Nếu động cơ có đường đặc tính ngoài như trên thì không cần dùng hộp số.

Để cải thiện đặc tính ngoài của động cơ (nắn lại đường đặc tính) người ta dùng biến mô thủy lực trong hệ thống truyền lực không thuận cơ khí.



VI. SỰ TRUYỀN CÔNG SUẤT TỪ ĐỘNG CƠ TỚI BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

Công suất ở bánh xe chủ động thể hiện qua hai thông số là moment xoắn và số vòng quay của bánh xe chủ động.

Công suất của động cơ được truyền tới bánh xe chủ động của ô tô qua hệ thống truyền lực. Trong quá trình truyền, công suất bị tổn hao do ma sát trong hệ thống truyền lực vì vậy công suất của bánh xe chủ động sẽ nhỏ hơn công suất của động cơ phát ra.

1. TỐC ĐỘ QUAY CỦA BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

$$i_{tl} = \frac{n_e}{n_k} = \frac{\omega_e}{\omega_k} \Rightarrow n_k = \frac{n_e}{i_{tl}}; \omega_k = \frac{\omega_e}{i_{tl}};$$

i_{tl} – tỷ số truyền của hệ thống truyền lực;

$i_{tl} = i_h \cdot i_p \cdot i_0 \cdot i_c$;

i_h – tỷ số truyền của hộp số chính;

i_p – tỷ số truyền của hộp số phụ;

i_0 – tỷ số truyền của cầu ;

i_c – tỷ số truyền của truyền lực cuối cùng (máy kéo);

n_e, ω_e – số vòng quay và tốc độ góc của động cơ;

n_k, ω_k – số vòng quay và tốc độ góc của bánh xe chủ động;

2. MOMENT XOẮN Ở BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

$$M_k = M_e \cdot i_{tl} \cdot \eta_t = M_e \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_0 \cdot i_c \cdot \eta_t ;$$

η_{tl} – hiệu suất của hệ thống truyền lực;

$$\eta_{tl} = \eta_l \cdot \eta_h \cdot \eta_{cd} \cdot \eta_0 \cdot \eta_c ;$$

η_l – hiệu suất của ly hợp (coi như ≈ 1);

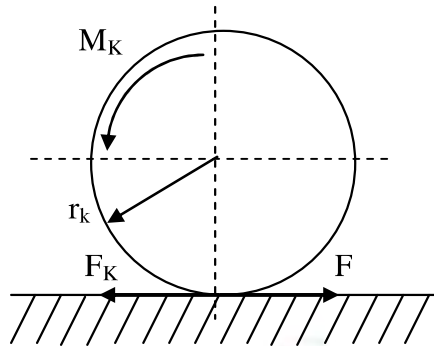
η_h – hiệu suất của hộp số và hộp số phụ (nếu có);

η_{cd} – hiệu suất của các đăng;

η_0 – hiệu suất của cầu chủ động;

η_c – hiệu suất của truyền lực cuối cùng;

3. LỰC KÉO TIẾP TUYẾN F_k



Moment M_k của bánh xe chủ động tác dụng vào mặt đường một lực F ngược chiều với chiều chuyển động của ô tô. Do tác dụng tương hỗ giữa đường và bánh xe cho nên bánh xe sẽ chịu một lực F_k tác dụng từ mặt đường có giá trị $F_k = F$ và cùng chiều với chiều chuyển động của xe ô tô.

$$F_k = \frac{M_k}{r_k}$$

CHƯƠNG 2 CƠ HỌC LĂN CỦA BÁNH XE

Bánh xe là phần tử nối giữa xe và mặt đường, nhờ có bánh xe mà ô tô có thể chuyển động được và các lực truyền được lên xe và tới mặt đường.

Bánh xe ô tô lăn trên mặt đường theo một nguyên lý vừa ma sát vừa vấu bám. Mặt khác bánh xe ô tô đàn hồi và mặt đường cũng không phải là tuyệt đối cứng. Do đó quá trình truyền năng lượng giữa bánh xe và mặt đường rất phức tạp. Trong chương này ta chỉ đề cập tới *sự lăn của bánh xe trên nền đường cứng*.

I. CÁC LOẠI BÁN KÍNH BÁNH XE

Trong quá trình chuyển động, kích thước của bánh xe luôn bị biến đổi. Để phân biệt kích thước bánh xe trong các điều kiện cụ thể ta sử dụng các loại bán kính bánh xe.

1. BÁN KÍNH DANH ĐỊNH r_j

Là bán kính của bánh xe được bơm đúng áp suất qui định nhưng không chịu tải và không quay. Bán kính này được giới thiệu trong các sổ tay kỹ thuật.

2. BÁN KÍNH TĨNH r_t

Là bán kính được đo bằng khoảng cách từ tâm trục của bánh xe đến mặt phẳng của đường khi bánh xe đứng yên và chịu tải trọng thẳng đứng.

r_t phụ thuộc vào tải trọng và áp suất lốp.

3. BÁN KÍNH ĐỘNG LỰC HỌC r_d

Là bán kính đo được bằng khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến mặt phẳng của đường khi bánh xe lăn.

Trong quá trình xe chuyển động, vận tốc xe (tốc độ quay bánh xe) luôn thay đổi do đó r_d không những phụ thuộc vào tải trọng và áp suất lốp mà còn phụ thuộc vào tốc độ quay của bánh xe.

4. BÁN KÍNH LĂN r_l

Là bán kính của một bánh xe giả định mà khi làm việc:

- + Không bị biến dạng;
- + Không bị trượt quay, trượt lết;
- + Cùng tốc độ tịnh tiến và tốc độ quay như bánh xe thực tế đang được khảo sát;

Bán kính lăn không phải là thông số hình học mà là thông số động học và được xác định bằng tỷ số:

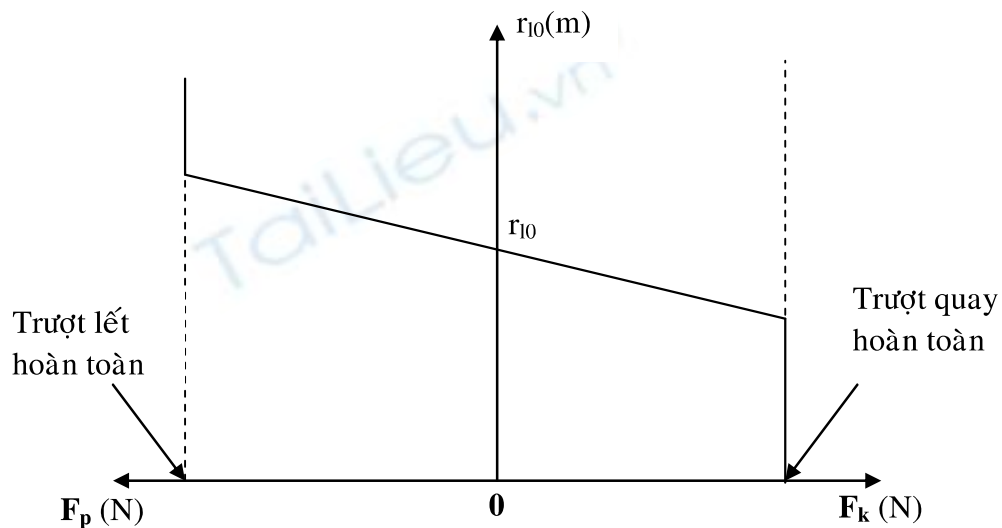
$$r_l = \frac{V}{\omega_k}; \quad \begin{array}{l} V[\text{m/s}] - \text{là tốc độ thực tế của xe ô tô;} \\ \omega_k[\text{rad/s} \sim 1/\text{s}] - \text{tốc độ góc của bánh xe;} \end{array}$$

Trạng thái trượt quay hoàn toàn (vẫn quay): $\omega_k \neq 0$; $V = 0 \rightarrow r_l = 0$;

Trạng thái trượt lết hoàn toàn (khi phanh): $\omega_k = 0$; $V \neq 0 \rightarrow r_l = \infty$;

Như vậy trong quá trình ô tô chuyển động $r_l = 0 \div \infty$ tùy thuộc vào rất nhiều các thông số như: tải trọng tác dụng, độ đàn hồi của lốp và khả năng bám của bánh xe với đường, tốc độ quay của bánh xe, lực kéo và lực phanh...những thông số này luôn thay đổi trong quá trình chuyển động. Vì vậy trong thực tế trị số của r_l chỉ có thể xác định bằng thực nghiệm.

Đối với mặt đường cụ thể, ô tô cụ thể bằng thực nghiệm ta có quan hệ giữa r_l với lực kéo và lực phanh như sau:



F_k – lực kéo tiếp tuyến;

F_p – lực phanh tại bánh xe;

λ_F – hệ số biến dạng vòng của lốp;

$r_l = r_{l0} - \lambda_F F_k$;

r_{l0} – bán kính lăn của bánh xe khi không chịu tác dụng của F_k và F_p ;

5. BÁN KÍNH TÍNH TOÁN r

Ở trên chúng ta đã định nghĩa nhiều loại bán kính và chúng phụ thuộc vào nhiều các thông số khác nhau. Điều này gây khó khăn trong việc lựa chọn một bán kính nhất định nào đó để tính toán. Để giải quyết vấn đề này người ta đưa ra một bán kính tính toán thống nhất r .

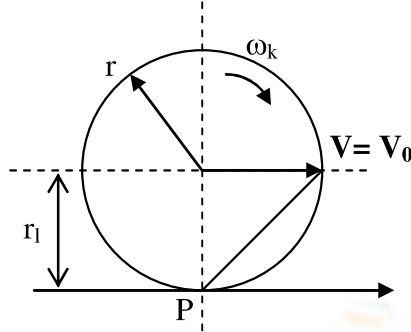
Bán kính r được chọn $r = r_{l0}$ tức là bán kính lăn của bánh xe trên đó không có tác dụng bất kỳ lực kéo, lực phanh nào hay nói cách khác, bán kính tính toán là bán kính bánh xe lăn hoàn toàn không trượt.

Trong những tính toán thông thường người ta thường giả thiết ô tô chuyển động không trượt thì bán kính r được sử dụng.

II. QUAN HỆ ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC CỦA BÁNH XE KHI LĂN

1. QUAN HỆ ĐỘNG HỌC

a. BÁNH XE LĂN KHÔNG TRƯỢT (bánh xe bị động)



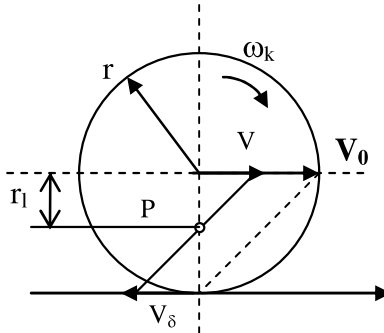
Tốc độ V của tâm bánh xe (tốc độ của xe ô tô) bằng với tốc độ lý thuyết $V_0 = \omega_k \cdot r$

$$V = V_0 = \omega_k \cdot r$$

Do vậy tâm quay tức thời P của bánh xe nằm trên vòng bánh và $r = r_1$.

Nếu chọn $r = r_{10}$ thì trạng thái này chỉ có được ở bánh xe bị động với $M_k = 0$.

b. BÁNH XE KHI LĂN CÓ TRƯỢT QUAY (bánh xe chủ động)



Tốc độ V của tâm bánh xe nhỏ hơn tốc độ lý thuyết V_0 , do đó P nằm bên trong vòng bánh xe vì vậy $r_1 < r$.

Trong vùng tiếp xúc của bánh xe với mặt đường sẽ xuất hiện một vận tốc trượt V_δ (tốc độ mất mát khi trượt).

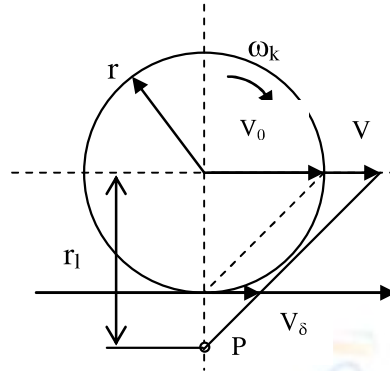
Sự trượt của bánh xe được đánh giá bằng hệ số trượt δ_k :

$$V_\delta = V - V_0 < 0;$$

$$\delta_k = -\frac{V_\delta}{V_0} = -\frac{V - V_0}{V_0} = 1 - \frac{r_1}{r} > 0;$$

Khi trượt quay hoàn toàn $r_l = 0 \rightarrow \delta_k = 1'$

c. BÁNH XE KHI LĂN CÓ TRƯỢT LẾT (bánh xe khi phanh)



Tốc độ V lớn hơn tốc độ V_0 , do đó cực P nằm bên ngoài vòng bánh xe và $r_l > r$

$$V_\delta = V - V_0 > 0;$$

$$\delta_p = -\frac{V_\delta}{V} = -\frac{V - V_0}{V} = \frac{V_0}{V} - 1 = \frac{r}{r_l} - 1 > 0;$$

Khi trượt lết hoàn toàn $r_l = \infty \rightarrow \delta_p = -1$;

2. QUAN HỆ ĐỘNG LỰC HỌC

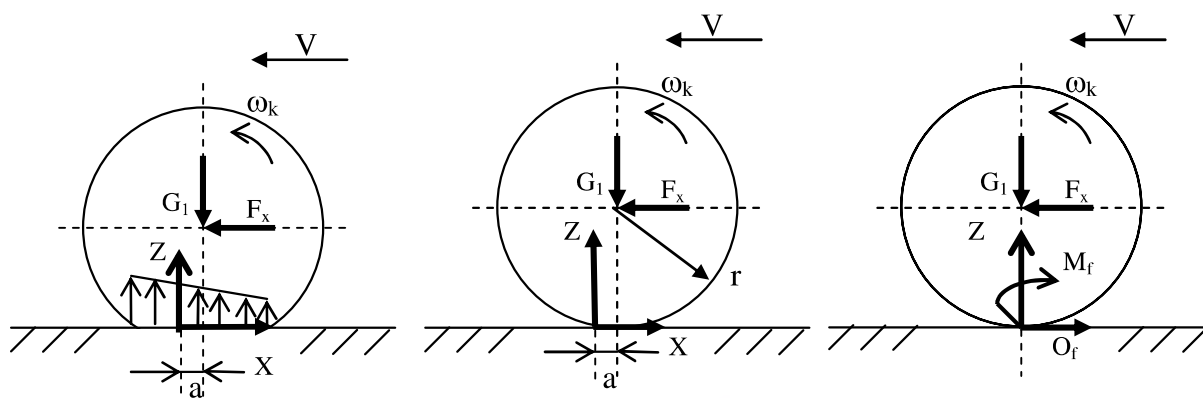
a. PHẢN LỰC CỦA MẶT ĐƯỜNG TÁC DỤNG LÊN BÁNH XE

Khi ô tô chuyển động, bề mặt của bánh xe tiếp xúc với đường ở rất nhiều điểm tạo thành một khu vực tiếp xúc. Do tác dụng tương hỗ giữa bánh xe với mặt đường, tại khu tiếp xúc sẽ xuất hiện các phản lực riêng phần từ đường tác dụng lên bánh xe. Hợp các phản lực riêng phần ta sẽ được một phản lực tập trung từ đường tác dụng lên bánh xe. Phân tích hợp lực này theo 3 phương trong hệ tọa độ $Oxyz$ ta có:

Z - Phản lực pháp tuyến vuông góc với mặt đường;

Y - Phản lực tiếp tuyến theo phương ngang, nằm trong mặt phẳng song song với đường, tác dụng vuông góc với mặt phẳng dọc xe;

X – phản lực tiếp tuyến, nằm trong mặt phẳng của đường, phương của trục OX ;

b. BÁNH XE BỊ ĐỘNG

Tải trọng tác dụng lên bánh xe G_1 ;

Lực đẩy của khung xe đặt vào tâm bánh xe, hướng theo chiều chuyển động;

Hợp lực Z của các phản lực pháp tuyến từ đường tác dụng lên bánh xe:

Khi bánh xe lăn, các phần tử của bánh xe lần lượt tiếp xúc với đường và bị nén lại; các phần tử của bánh xe ở phía sau sẽ lần lượt ra khỏi khu vực tiếp xúc và phục hồi lại trạng thái ban đầu vì thế các phản lực riêng phần của đường tác dụng lên bánh xe ở phần trước của khu vực tiếp xúc sẽ lớn hơn ở phần sau; tổng hợp lực Z sẽ bị lệch về phía trước một khoảng a so với đường thẳng đứng đi qua tâm trục của bánh xe.

Hợp lực X của các phản lực tiếp tuyến song song với mặt đường và ngược chiều chuyển động của xe; X cản trở sự lăn của bánh xe nên còn gọi là lực cản lăn và ký hiệu là O_f ;

$$\left. \begin{array}{l} Z \times a = O_f \times r \\ Z = G_1 \end{array} \right\} \Rightarrow O_f = Z \times \frac{a}{r} = G_1 \times \frac{a}{r};$$

$$\text{đặt } f = \frac{a}{r} \Rightarrow O_f = f \times Z = f \times G_1;$$

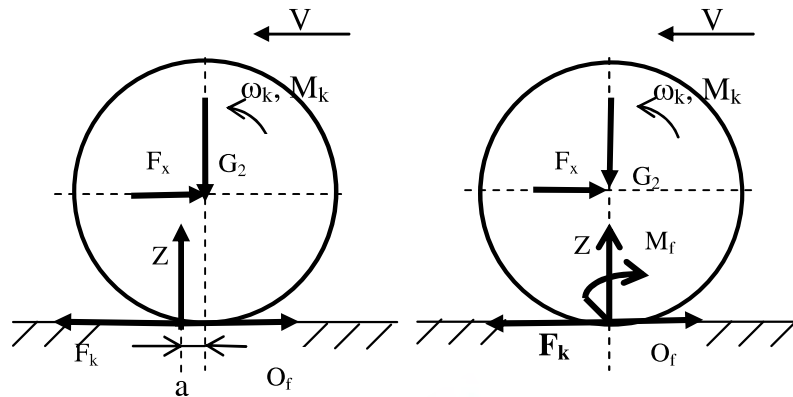
f – hệ số cản lăn; $f = 0,01 \div 0,015$;

Như vậy O_f phụ thuộc vào hệ số cản lăn và tải trọng Z ;

Khi dời lực về điểm tiếp xúc, ta có M_f gọi là moment cản lăn:

$$M_f = Z \cdot a = O_f \cdot r;$$

c. BÁNH XE CHỦ ĐỘNG



Trên bánh xe chủ động có tác dụng của moment kéo M_k từ động cơ truyền xuống;

G_2 tải trọng thẳng đứng;

Lực cản F_x từ khung xe tác dụng lên bánh xe đặt tại tâm trục bánh xe và ngược chiều chuyển động;

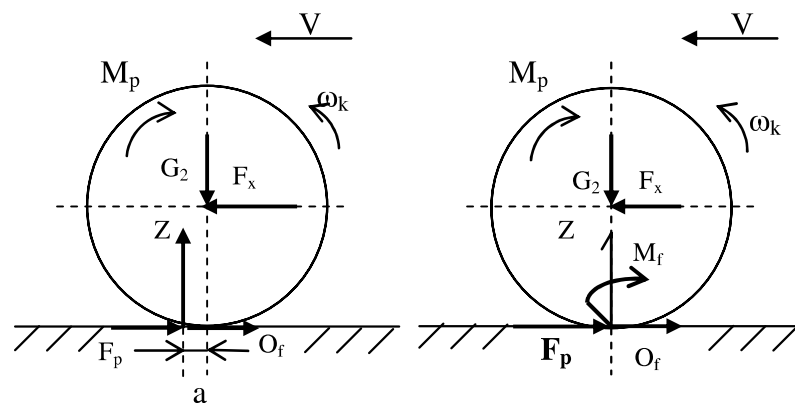
Z phản lực pháp tuyến;

O_f, M_f là lực cản lăn và moment cản lăn;

F_k là lực kéo tiếp tuyến, $F_k = M_k / r$;

X hợp lực của các phản lực tiếp tuyến của mặt đường tác dụng lên bánh xe hay còn gọi là phản lực đẩy của đường, $X = F_k - O_f$;

d. BÁNH XE PHANH



M_p moment phanh do cơ cấu phanh sinh ra;

F_p lực phanh (phản lực tiếp tuyến của mặt đường do M_p tác dụng vào mặt đường);

$$F_p = \frac{M_p}{r};$$

X hợp lực của các phản lực tiếp tuyến của mặt đường tác dụng lên bánh xe hay còn gọi là phản lực phanh, $X = F_p + O_f$;

e. KHẢ NĂNG BÁM CỦA BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

Để cho bánh xe chủ động không bị trượt quay khi ô tô chuyển động thì lực kéo F_k từ động cơ truyền xuống phải thỏa mãn điều kiện:

$$F_k \leq Z\varphi;$$

$$F_k = \frac{M_e \cdot i_{tl} \cdot \eta_{tl}}{r} \leq Z\varphi;$$

Z – phản lực pháp tuyến tác dụng lên bánh xe chủ động;

φ - hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường; φ phụ thuộc vào tình trạng mặt đường (đường trơn φ giảm, đường tốt φ tăng);

Đường đóng băng: $\varphi = 0,1 \div 0,2$;

Đường bê tông khô: $\varphi = 0,8$;

Đặt $F_\varphi = Z\varphi$; F_φ được gọi là lực bám và điều kiện trên có thể viết lại như sau:

$$F_k \leq F_\varphi;$$

$$M_k \leq M_\varphi = F_\varphi \cdot r;$$

Từ điều kiện trên ta có:

$$F_{kmax} = F_\varphi = Z \cdot \varphi;$$

$$M_{kmax} = M_\varphi = Z \cdot \varphi \cdot r;$$

Tương tự như vậy trong quá trình phanh, lực phanh do cơ cấu phanh sinh ra bị hạn chế bởi lực bám:

$$F_p \leq F_\varphi;$$

$$M_p \leq M_\varphi;$$

$$F_{pmax} = F_\varphi = Z \cdot \varphi;$$

$$M_{pmax} = M_\varphi = Z \cdot \varphi \cdot r;$$

Trong trường hợp chung, nếu ở vùng tiếp xúc của bánh xe chủ động với mặt đường có cả phản lực tiếp tuyến X và phản lực ngang Y của đường tác dụng lên bánh xe thì điều kiện để bánh xe không bị trượt là:

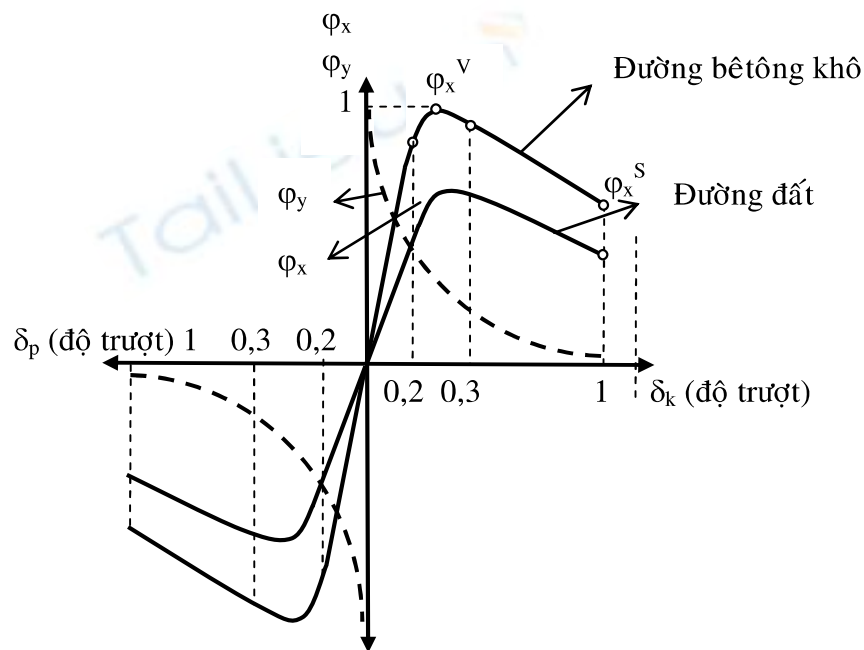
$$\sqrt{X_{max}^2 + Y_{max}^2} \leq Z \cdot \varphi_t;$$

φ_t – hệ số bám của bánh xe chủ động với mặt đường theo hướng véc tơ hợp lực của các lực $X_{\max}$, $Y_{\max}$.

f. ĐẶC TÍNH TRƯỢT

Như đã nói ở trên hệ số bám φ đặc trưng cho khả năng bám và phụ thuộc vào tình trạng mặt đường.

Bằng thực nghiệm người ta lại chứng minh được rằng φ không những phụ thuộc vào tình trạng mặt đường mà còn phụ thuộc vào độ trượt (tình trạng trượt) của bánh xe khi lăn trên đường đó. Hiện tượng này được mô tả thông qua một đặc tính gọi là đặc tính trượt như sau:



φ_x – là hệ số bám theo phương dọc xe (chính là φ nói từ đầu tới giờ);

φ_y – hệ số bám theo phương ngang;

Từ đồ thị ta có một số nhận xét:

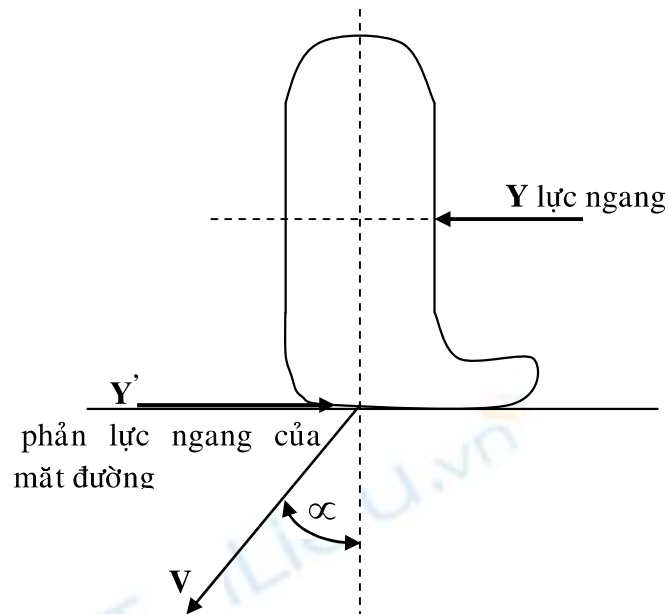
φ_x thay đổi theo δ_k .

Ở trạng thái trượt hoàn toàn $\delta_k = 1$ ta có $\varphi_x = \varphi_x^S$ không phải là giá trị lớn nhất, $\varphi_y \approx 0$ do đó bánh xe không còn khả năng bám ngang, rất nguy hiểm vì chỉ cần đụng nhẹ xe có thể bị lật;

$\delta_k = 0,2 \div 0,3$ có φ_x^V là giá trị lớn nhất của φ_x , φ_y tăng lên đáng kể so với trường hợp $\delta_k = 1$;

Phần đường đặc tính có $\delta_k = 0,2 \div 0,3$ được áp dụng cho hệ thống phanh ABS.

g. SỰ LĂN CỦA BÁNH XE ĐÀN HỒI CHỊU LỰC NGANG – GÓC LỆCH HƯỚNG



Bánh xe đàn hồi khi lăn trên đường có tác dụng của lực ngang Y sẽ bị biến dạng ngang. Khi đó tốc độ tịnh tiến V của tâm bánh xe sẽ không nằm trong mặt phẳng đối xứng dọc của bánh xe mà lệch đi một góc α gọi là góc lệch hướng (góc lăn lệch)

$$Y = C_y \cdot \alpha \Rightarrow \alpha = \frac{Y}{C_y}$$

C_y – độ cứng hướng;

Y – có thể là lực ly tâm khi xe quay vòng, lực gió ngang, lực sinh ra do đường nghiêng ngang...

α - là một thông số liên quan đến tính chuyển động ổn định của ô tô;

Góc lệch hướng α phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố C_y , Z , X , Y , loại lốp... trong đó chủ yếu là phụ thuộc vào lực ngang và độ đàn hồi của lốp;

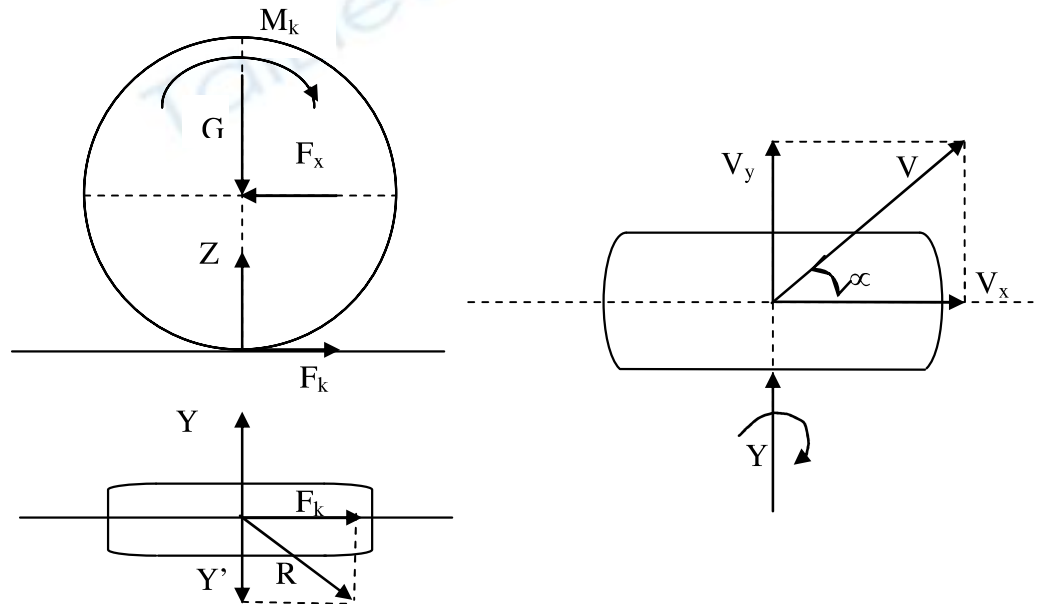
Trường hợp bánh xe chủ động lăn chịu lực ngang Y : bánh xe sẽ chịu các lực như hình vẽ: R là hợp lực của F_k và phản lực ngang Y' do lực ngang Y

$$R = \sqrt{F_k^2 + Y'^2}$$

Theo điều kiện bám $R = R_{\max} = \phi G$ và phản lực ngang cũng đạt giá trị cực đại $Y = Y_{\max}$.

$$Y_{\max} = \sqrt{R_{\max}^2 - F_k^2} = \sqrt{(\phi G)^2 - F_k^2};$$

Từ công thức trên, nếu F_k càng lớn thì Y càng nhỏ. Khi lực F_k hoặc lực F_p đạt đến giới hạn bám thì $Y_{\max} = 0$. do đó chỉ cần một lực ngang nhỏ tác dụng lên bánh xe thì nó bắt đầu trượt $\Rightarrow$ sinh ra góc lệch hướng.



CHƯƠNG 3 CƠ HỌC CHUYỂN ĐỘNG THẲNG CỦA ÔTÔ

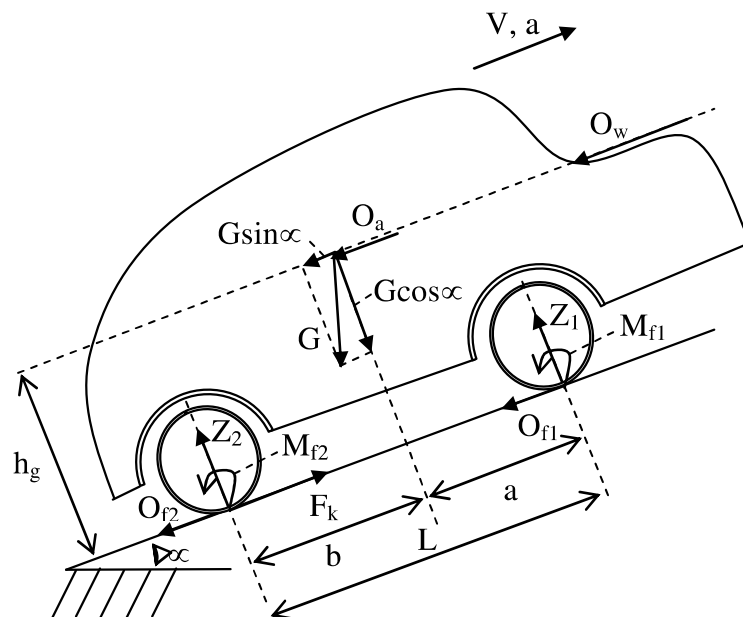
I. ĐẶT VẤN ĐỀ

Mục đích của chương này xác định các lực tác dụng lên xe ô tô trong quá trình chuyển động từ đó xác định tính toán các thông số động lực học chủ yếu của xe: tốc độ cực đại của xe $V_{\max}$, độ dốc cực đại mà xe có thể leo được $s_{\max}$, khả năng tăng tốc cực đại của xe $a_{\max}$.

Trong chương này thừa nhận một số giả thiết:

1. Dòng công suất (M, ω) truyền tới các bánh xe chủ động hay tới các cầu chủ động của xe nhiều cầu là như nhau. Do đó có thể chỉ coi có một dòng công suất duy nhất truyền từ động cơ tới một bánh xe chủ động đại diện mà thôi (dùng model phẳng một vết).
2. Bỏ qua ảnh hưởng của quá trình đóng mở ly hợp tức là không quan tâm đến ly hợp trong quá trình truyền lực. Không nghiên cứu ảnh hưởng của ly hợp thuỷ lực.
3. Trong các bài toán của chương này sẽ sử dụng đặc tính ngoài của động cơ.
4. Trong chương này chưa quan tâm đến sự trượt và biến dạng của bánh xe.

II. CÁC LỰC TÁC DỤNG LÊN ÔTÔ



α - góc dốc mặt đường;

h_g, a, b là tọa độ trọng tâm của xe ô tô;

L - chiều dài cơ sở của xe;

1. TRỌNG LƯỢNG CỦA XE G

G đặt tại trọng tâm (h_g, a, b) của xe;

G gồm 2 lực thành phần:

- + $G \cos \alpha$ thẳng góc với mặt đường;
- + $G \sin \alpha$ song song với mặt đường;

2. PHẢN LỰC PHÁP TUYẾN Z

$$Z = Z_1 + Z_2 = G \cos \alpha;$$

Z_1, Z_2 – là phản lực pháp tuyến của mặt đường tác dụng lên bánh xe cầu trước và cầu sau;

3. LỰC CẢN DỐC O_α

$$O_\alpha = G \sin \alpha;$$

Mức độ dốc của mặt đường được thể hiện qua góc dốc α hoặc qua độ dốc $s = \tan \alpha$; khi $\alpha < 5^\circ$ có thể coi $s = \tan \alpha = \sin \alpha$;

Xe lên dốc thì O_α ngược chiều chuyển động;

Xe xuống dốc O_α cùng chiều chuyển động và trở thành lực đẩy;

4. LỰC CẢN LĂN O_f VÀ MOMENT CẢN LĂN M_f

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

$$\left. \begin{array}{l} O_{f1} = Z_1 \cdot f_1 \\ O_{f2} = Z_2 \cdot f_2 \end{array} \right\} \Rightarrow O_f = Z_1 \cdot f + Z_2 \cdot f_2;$$

f_1, f_2 – là hệ số cản lăn tương ứng của bánh xe trước và bánh xe sau;

$$\text{nếu coi } f \approx f_1 \approx f_2 \Rightarrow O_f = (Z_1 + Z_2) f = G \cos \alpha \cdot f;$$

M_{f1} và M_{f2} – mômen cản lăn ở bánh xe trước và sau:

$$M_{f1} + M_{f2} = M_f = O_f \cdot r = G f r \cdot \cos \alpha;$$

5. LỰC CẢN TỔNG CỘNG CỦA ĐƯỜNG O_ψ

$$O_\psi = O_f \pm O_\alpha = G(f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \approx G(f \pm s);$$

$$\text{Hệ số cản tổng cộng của đường: } \psi = f \pm s \Rightarrow O_\psi = \psi \cdot G;$$

6. LỰC CẢN GIÓ O_w

Lực được đặt tại tâm của diện tích cản chính diện của ô tô cách mặt đường ở độ cao $\approx h_g$, ngược chiều với chiều chuyển động;

$$O_w = 0,63 \cdot C_x \cdot v^2 \cdot S;$$

C_x là hệ số cản không khí phụ thuộc vào hình dạng khí động học và chất lượng bề mặt;

S diện tích cản chính diện ;

v vận tốc của xe;

7. LỰC CẢN QUÁN TÍNH O_a

Khi xe chuyển động không ổn định, lực quán tính của các khối lượng chuyển động tịnh tiến và các khối lượng vận động quay xuất hiện;

$$O_a = m_{tg} \cdot a = m \cdot \delta_a \cdot a;$$

m_{tg} là khối lượng thu gọn của xe;

m là khối lượng tĩnh của xe;

δ_a là hệ số khối lượng quay;

a là gia tốc của xe;

O_a đặt tại trọng tâm của xe;

Khi tăng tốc $a > 0$ thì O_a ngược chiều chuyển động; khi giảm tốc $a < 0$ thì O_a cùng chiều chuyển động;

8. LỰC KÉO TIẾP TUYẾN

F_k – lực kéo tiếp tuyến:

$$F_k = \frac{M_k}{r};$$

III. ĐIỀU KIỆN ĐỂ ÔTÔ CÓ THỂ CHUYỂN ĐỘNG ĐƯỢC

Để cho ô tô có thể chuyển động được mà không bị trượt quay thì lực kéo tiếp tuyến sinh ra ở vùng tiếp xúc giữa bánh xe chủ động và mặt đường phải lớn hơn hoặc bằng tổng các lực cản chuyển động, nhưng phải nhỏ hơn hoặc bằng lực bám giữa bánh xe với mặt đường, nghĩa là:

$$O_f + O_w \pm O_\infty \pm O_a \leq F_k \leq F_\phi;$$

O_∞ lấy dấu + khi lên dốc, lấy dấu – khi xuống dốc;

O_a lấy dấu + khi tăng tốc, lấy dấu – khi giảm tốc;

IV. CÂN BẰNG LỰC KÉO CỦA ÔTÔ

1. PHƯƠNG TRÌNH CÂN BẰNG LỰC KÉO

Lực kéo F_k từ động cơ truyền xuống dùng để khắc phục các lực cản chuyển động của ô tô.

$$F_k = O_f + O_w \pm O_\infty \pm O_a;$$

Phương trình trên gọi là phương trình cân bằng lực kéo;