

Chương 1

TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC KÉO CỦA Ô TÔ – MÁY KÉO

1.1. Những thông số cơ bản của ô tô – máy kéo

Đây là những thông số mô tả khái quát các hệ thống trên ô tô - máy kéo mà nhà sản xuất cần phải cung cấp cho người sử dụng để đánh giá, so sánh và lựa chọn các loại ô tô – máy kéo phù hợp với nhu cầu sử dụng. Bài giảng chỉ trình bày những thông số cơ bản để phục vụ cho việc tính toán và khảo sát trong phạm vi của môn học lý thuyết ô tô.

1.1.1. Thông số cơ bản của động cơ

- *Loại động cơ*: loại nhiên liệu động cơ sử dụng, số kỳ, và các bộ phận đặc trưng khác như hệ thống nhiên liệu, bôi trơn...
- *Công suất cực đại/tốc độ phát ra công suất cực đại* $N_{\max}/n_N$
- *Momen cực đại/tốc độ phát ra momen cực đại*, $M_{\max}/n_M$

1.1.2. Những thông số hình học của ô tô

- *Kích thước cơ sở*:
 - ✓ Chiều rộng cơ sở (ở mỗi cầu), hay còn gọi là: vết bánh xe là khoảng cách giữa hai tâm của lốp xe ở cầu xe.
 - ✓ Chiều dài cơ sở là: khoảng cách giữa hai trục bánh xe trước và sau, đối với ô tô có hệ thống treo cân bằng ở phía sau thì chiều dài cơ sở là khoảng cách từ cầu trước đến vị trí liên kết giữa của cầu cân bằng.
- *Kích thước toàn bộ*: bao gồm Dài x Rộng x Cao toàn bộ của ô tô.
- *Khoảng sáng gầm xe*: là khoảng cách từ mặt đường đến vị trí thấp nhất của gầm xe

1.1.3. Thông số về trọng lượng

- *Trọng lượng toàn bộ*: trọng lượng của ô tô và hàng hóa hay người ở trạng thái đầy tải được tính bằng Tấn hay kG
- *Trọng lượng không tải*: là trọng lượng bản thân ô tô.
- *Tải trọng phân bố ở mỗi cầu xe*

1.1.4. Thông số về hệ thống truyền lực

- *Hộp số*: loại hộp số, số cấp và tỷ số truyền ở mỗi cấp.
- *Truyền lực chính và vi sai*: tỷ số truyền của truyền lực chính, loại vi sai...

1.1.5. Thông số về hệ thống treo và di chuyển

Thông số của bánh xe: loại lốp xe sử dụng, các kích thước và đặc tính cơ bản của lốp thể hiện qua ký hiệu của lốp.

1.1.6. Thông số về tính năng sử dụng

- *Tốc độ tối đa* (km/h)
- *Độ dốc tối đa ô tô có thể vượt được* (độ hay %)
- *Bán kính quay vòng nhỏ nhất*, $R_{\min}$

1.2. Đặc tính cơ bản của động cơ

1.2.1. Các đường đặc tính của động cơ trên ô tô

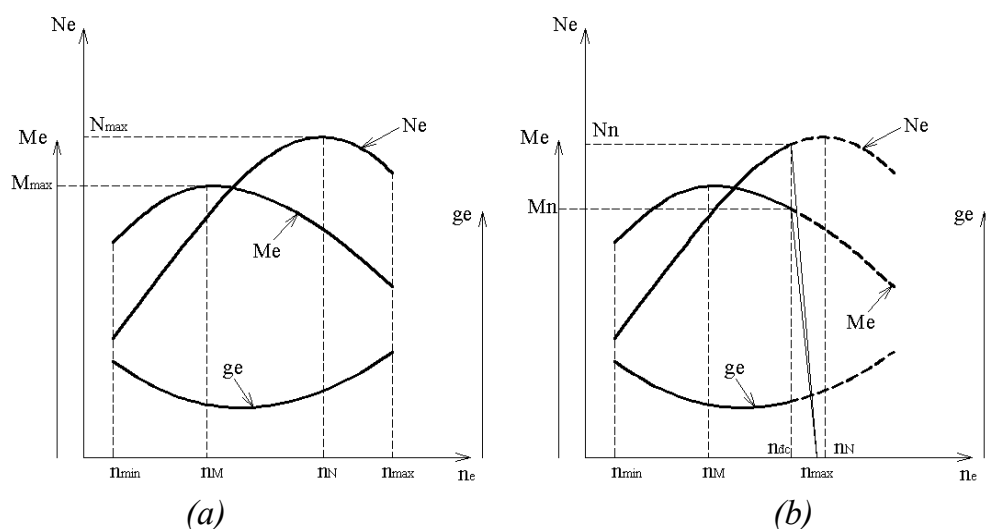
Khi động cơ làm việc, nó tiêu thụ nhiên liệu, biến nhiệt năng từ việc đốt cháy nhiên liệu trong buồng cháy thành cơ năng dưới dạng chuyển động quay của trục khuỷu ra bánh đà để đưa đến các bộ phận tiêu thụ khác và cung cấp cho các bộ phận phụ như hệ thống làm mát, bôi trơn, phát điện, nhiên liệu... nhưng lượng cơ năng ở trục khuỷu không những phụ thuộc vào lượng nhiên liệu cung cấp vào trong buồng cháy của động cơ (được điều khiển bằng bàn đạp ga), điều kiện đốt cháy hỗn hợp mà

còn phụ thuộc vào tốc độ quay của trục khuỷu. Ở cùng một chế độ phụ tải (lượng nhiên liệu cung cấp vào trong động cơ) nếu tốc độ quay của động cơ khác nhau sẽ cho công suất, momen và suất tiêu hao nhiên liệu sẽ khác nhau. Đồ thị biểu diễn mối liên hệ giữa các thông số đầu ra của động cơ và tốc độ được gọi là *đặc tính tốc độ của động cơ*.

Đường đặc tính tốc độ của động cơ là đồ thị biểu thị sự phụ thuộc của công suất có ích N_e , momen xoắn có ích M_e , và suất tiêu hao nhiên liệu g_e theo số vòng quay n_e hoặc theo tốc độ góc ω_e trục khuỷu của động cơ.

Có hai loại đường đặc tính tốc độ của động cơ:

- Đường đặc tính tốc độ cục bộ.
- Đường đặc tính tốc độ ngoài, gọi tắt là đường đặc tính ngoài của động cơ.

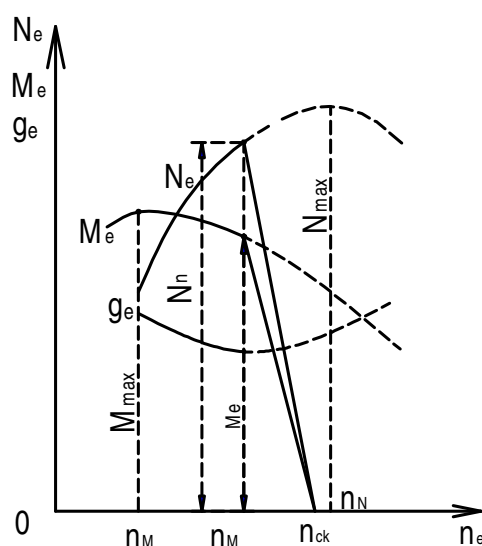


Hình 1.1: Đường đặc tính ngoài của động cơ xăng.

a – Không hạn chế số vòng quay; *b* – Có hạn chế tốc độ vòng quay

Đường đặc tính ngoài nhận được bằng cách thí nghiệm trên bệ thử khi lượng nhiên liệu cấp cho động cơ là cực đại, tức là bướm ga mở hoàn toàn đối với động cơ xăng hoặc thanh răng của bơm cao áp ứng với chế độ cấp nhiên liệu hoàn toàn đối với động cơ diesel. Còn nếu bướm ga hoặc thanh răng của bơm cao áp ở các vị trí trung gian thì ta nhận được họ các *đường đặc tính cục bộ*.

Đối với đường đặc tính ngoài không hạn chế tốc độ (hình 1.1a): số vòng quay n_{min} của trục khuỷu là số vòng quay nhỏ nhất mà động cơ có thể làm việc ổn định ở chế độ toàn tải. Khi tăng số vòng quay thì công suất N_e và momen M_e tăng lên. Momen xoắn đạt giá trị cực đại M_{max} ở số vòng quay n_M và công suất đạt giá trị cực đại N_{max} tại số vòng quay n_N . Động cơ làm việc chủ yếu ở trong vùng $n_M - n_N$.



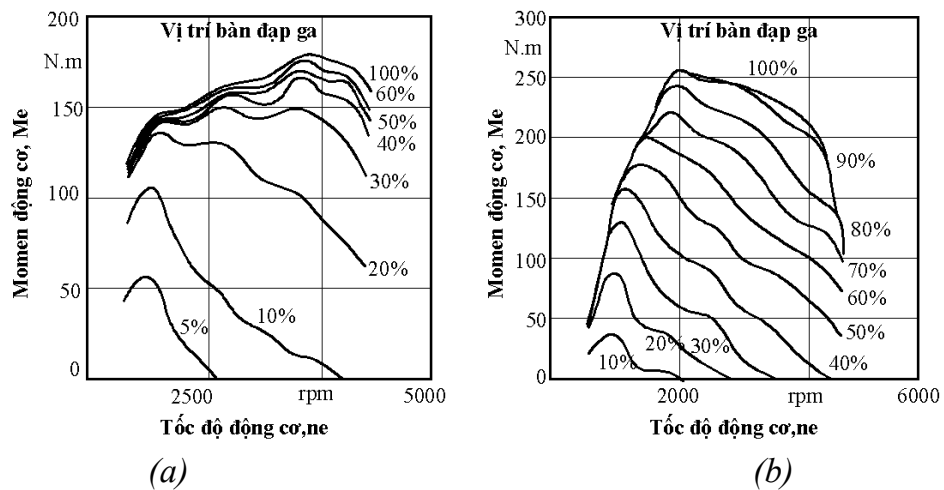
Hình 1.2: Đường đặc tính ngoài động cơ diesel khi có bộ điều tốc

Khi tăng số vòng quay của trục khuỷu lớn hơn giá trị n_N thì công suất sẽ giảm, chủ yếu là do sự nạp hỗn hợp khí kém, thời gian đốt cháy nhiên liệu trong buồng cháy bị ngắn lại nên sự chuyển hóa cơ năng sẽ bị kém đi, và do tăng số vòng quay sẽ làm tăng tải trọng động gây hao mòn nhanh các chi tiết. Vì vậy, muốn nâng cao hiệu quả làm việc của động cơ, người ta không muốn động cơ làm việc ở vùng tốc độ này vì thế trong hệ thống cung cấp nhiên liệu có trang bị bộ phận hạn chế tốc độ của động cơ.

Hình 1.1b là đường đặc tính ngoài của động cơ xăng có bộ phận hạn chế tốc độ. Bộ phận này có tác dụng làm giảm lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ khi động cơ đạt tốc độ tính toán nào đó (có thể là vùng gần công suất cực đại) vì thế sẽ giảm làm giảm công suất, momen của động cơ, tốc độ động cơ sẽ không tăng lên nữa.

Đối với động cơ diesel thì thường trang bị bộ điều tốc để cho động cơ làm việc ở vùng có suất tiêu hao nhiên liệu g_e thấp nhất (hình 1.2)

Công suất cực đại của động cơ khi làm việc có bộ điều tốc gọi là công suất định mức của động cơ N_n , momen xoắn ứng với công suất đó gọi là momen định mức M_n .



Hình 1.3: Các đường đặc tính cục bộ ứng với các thành phần tải khác nhau của động cơ

a) Động cơ xăng 2.0 lít công suất 111kW, 6 xilanh, 24 xupap

b) Động cơ turbo diesel 2.5 lít với intercooler công suất 105 kW, 6 xilanh

Hình 1.3 là họ các đường đặc tính cục bộ của một số động cơ tham khảo.

1.2.2. Phương pháp xây dựng đường đặc tính ngoài của động cơ

Đường đặc tính ngoài chính xác của động cơ chỉ có thể có được bằng phương pháp thực nghiệm khi tiến hành thí nghiệm động cơ trên bệ thử chuyên dùng. Nhưng ta có thể xây dựng gần đúng bằng công thức kinh nghiệm của Lây-Đécman.

Công thức Lây-Đécman có dạng như sau:

$$N_e = N_{e\max} \left[a \cdot \frac{n_e}{n_N} + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] \quad (1.1)$$

Trong đó:

- ✓ N_e , n_e : công suất hữu ích của động cơ và số vòng quay của trục khuỷu ứng với một điểm bất kì của đồ thị đặc tính ngoài.
- ✓ $N_{e\max}$, n_N : công suất có ích cực đại và số vòng quay ứng với công suất nói trên.
- ✓ a , b , c : hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào loại động cơ và có thể tham khảo theo bảng 1.1 dưới đây:

Bảng 1.1: Hệ số Lây – Đécman của một số loại động cơ

Loại động cơ	a	b	c
Động cơ xăng	1	1	1
Động cơ diesel buồng cháy thống nhất	0,87	1,13	1
Động cơ diesel buồng cháy ngăn cách	0,6	1,4	1
Động cơ diesel buồng cháy xoáy lốc	0,7	1,3	1

Cho các trị số n_e khác nhau, dựa theo công thức trên ta sẽ tính được N_e tương ứng và từ đó xây dựng được đồ thị $N_e = f(n_e)$

Từ đó ta xác định được giá trị momen của động cơ M_e bằng cách chia hai vế của phương trình (1.1) cho n_e , ta được phương trình Lây – Đécman tính theo momen như sau:

$$M_e = M_N \left[a + b \times \frac{n_e}{n_N} - c \times \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right] \quad (1.2)$$

Trong đó: M_N là momen của động cơ tại tốc độ mà động cơ đạt công suất cực đại (n_N).

1.2.3. Một số khái niệm khác

- **Hệ số thích ứng momen:** là tỷ số giữa momen cực đại của động cơ và momen tại chế độ công suất cực đại. thông số này để xét khả năng thích ứng của động cơ đối với sự tăng tải do ngoại lực tác dụng khi ô tô – máy kéo làm việc.

$$K_M = \frac{M_{\max}}{M_N} \quad (1.3)$$

Bảng 1.2: Hệ số thích ứng momen của động cơ

Loại động cơ		K_M
Xăng		1,1 ÷ 1,35
Diesel	Không có phun đậm đặc	1,1 ÷ 1,15
	Có phun đậm đặc	1,1 ÷ 1,25

- **Hệ số số vòng quay cực đại của động cơ λ_n :** là tỷ số giữa tốc độ cực đại của động cơ và tốc độ của động cơ ở chế độ phát ra công suất cực đại.

$$\lambda_n = \frac{n_{e\max}}{n_N} = \frac{\omega_{\max}}{\omega_N} \quad (1.4)$$

Bảng 1.3: Hệ số tốc độ vòng quay cực đại của động cơ

Loại động cơ	Xăng, không hạn chế số vòng quay	Xăng, hạn chế số vòng quay	Diesel
λ_n	1,1 – 1,3	0,8 – 0,9	0,8 – 0,9

Ví dụ 1.1:

1. Hãy vẽ đường đặc tính ngoài của động cơ xăng đặt trên ô tô Porsche 911 có các thông số như sau: $N_{e\max}=353\text{kW}=480\text{HP}$ tại $n_N=6.000\text{rpm}$; $n_{e\max}=7.000\text{rpm}$.

2. Hãy vẽ đường đặc tính ngoài của động cơ diesel D6CB38 đặt trên ô tô HYUNDAI 4X2 HD500 trọng tải 11,5 tấn có các thông số như sau: $N_{e\max}=380\text{HP}$ tại $n_N=1.900\text{rpm}$; $n_{e\max}=1.800\text{rpm}$. Cho động cơ D6CB38 có buồng cháy thống nhất.

Ghi chú: tốc độ tối thiểu của động cơ có thể làm việc ở chế độ toàn tải là $n_{\min} = 600\text{rpm}$

Giải:

1. Hãy vẽ đường đặc tính ngoài của động cơ xăng đặt trên xe Porsche 911 có các thông số như sau: $N_{e\max}=353\text{kW}=480\text{HP}$ tại $n_N=6.000\text{rpm}$; $n_{e\max}=7.000\text{rpm}$.

Áp dụng công thức thực nghiệm để xây dựng đường đặc tính ngoài của Lây-Đécman (công thức 1.1); có dạng như sau:

$$N_e = N_{e\max} \left[a \cdot \frac{n_e}{n_N} + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right]$$

Ta có: đối với động cơ xăng: $a = b = c = 1$

Nên đường đặc tính ngoài được thể hiện như sau:

$$N_e = 353 \left[\frac{n_e}{6000} + \left(\frac{n_e}{6000} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{6000} \right)^3 \right] \text{ (kW)}$$

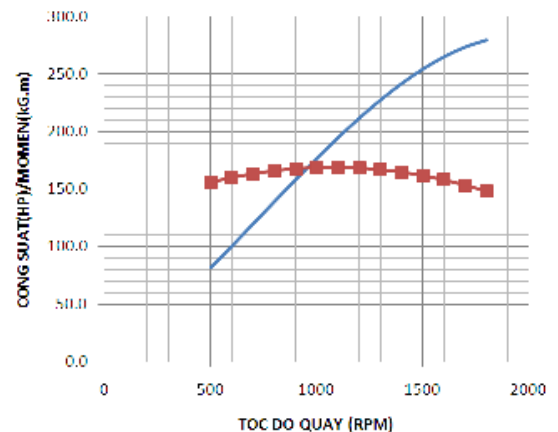
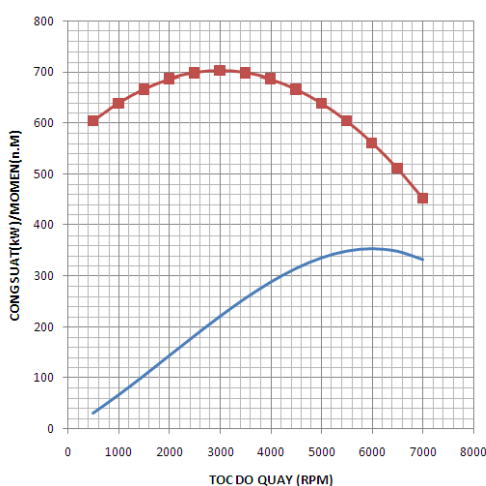
với n_e tính bằng rpm (vòng/phút)

Và Momen của động cơ có thể được xác định theo công thức (1.2) hay công thức đơn giản sau: $M_e = \frac{N_e}{n_e}$

Ta lập được bảng giá trị như sau:

n_e (rpm)	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000
N_e (kW)	31,7	67,0	104,8	143,8	182,8	220,6	256,0	287,6	314,4	335,0	348,3	353,0	347,9	331,8
M_e (N.m)	605,0	640,2	667,5	687,0	698,7	702,6	698,7	687,0	667,5	640,2	605,0	562,1	511,4	452,8

Và đồ thị đường đặc tính ngoài được xây dựng như sau:



Đường đặc tính ngoài đặt trên xe Porsche 911

Đường đặc tính ngoài động cơ D6CB38

Lưu ý: Việc tính các giá trị của momen M_e và công suất N_e của động cơ phụ thuộc vào các giá trị của tốc độ n_e có thể tính từng giá trị, nhưng để nhanh chóng, Sinh

viên nên sử dụng phần mềm Excel để tính và có thể vẽ trực tiếp ra đồ thị từ những giá trị đã tính được.

2. Hãy vẽ đường đặc tính ngoài của động cơ diesel D6CB38 đặt trên xe HYUNDAI 4X2 HD500 trọng tải 11,5 tấn có các thông số như sau: $N_{\text{emax}}=380\text{HP}$ tại $n_N=1.900\text{rpm}$; $n_{\text{emax}}=1.800\text{rpm}$. Cho động cơ D6CB38 có buồng cháy thống nhất.

Tương tự như phần 1 của ví dụ 1.1, ta xây dựng phương trình đặc tính ngoài với các hệ số như sau:

$$a = 0,87; b = 1,13; \text{ và } c = 1.$$

Ta xây dựng phương trình đặc tính ngoài như sau:

$$N_e = 380 \left[0,87 \frac{n_e}{1900} + 1,13 \left(\frac{n_e}{1900} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{1900} \right)^3 \right]$$

Ta lập được bảng giá trị như sau:

ne (rpm)	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800
Ne (kW)	102,0	125,6	149,6	173,7	197,5	220,7	243,0	264,1	283,8	301,6	317,4	330,7	341,3	348,8
Me(kG.m)	194,9	200,1	204,2	207,4	209,6	210,8	211,1	210,3	208,6	205,9	202,2	197,5	191,8	185,1

Lưu ý: tuy động cơ đạt công suất tối đa tại tốc độ 1900rpm, nhưng do trong động cơ có bộ hạn chế tốc độ, không chế tốc độ của động cơ không vượt quá 1800 rpm, vì vậy đây là tốc độ lớn nhất của động cơ có thể làm việc được.

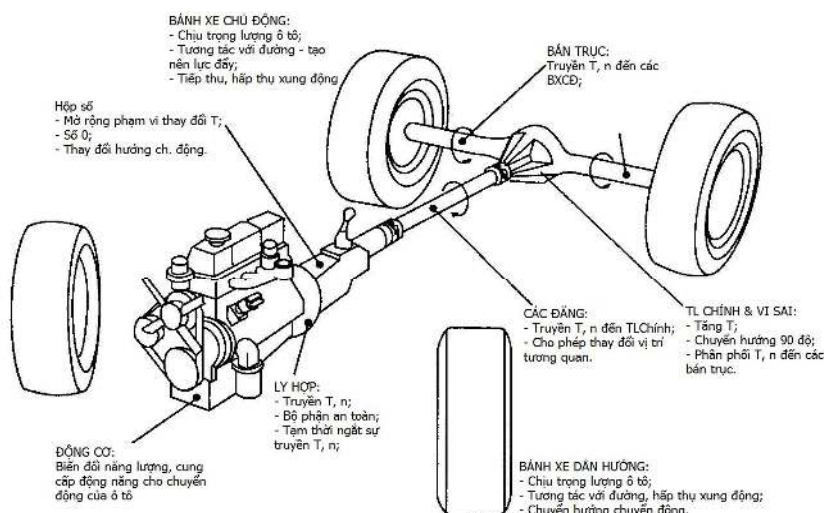
1.3. Momen kéo và lực kéo tại bánh xe chủ động

1.3.1. Momen kéo tại bánh xe chủ động

1.3.1.1. Khi chuyển động ổn định

Khi động cơ tạo ra một momen ổn định M_e thông qua hệ thống truyền động có tỷ số truyền là i_t , hiệu suất truyền động là η_t thì khi đó tại bánh xe chủ động nhận được momen M_k được xác định như sau:

$$M_k = M_e \cdot i_t \cdot \eta_t \quad (1.5)$$



Hình 1.4: Sự truyền mô men từ động cơ đến bánh xe chủ động

Trong đó:

- η_t là hiệu suất của hệ thống truyền động, phản ánh sự tổn hao do ma sát trong hệ thống, có thể được xác định theo bảng 1.4:

Bảng 1.4: Hiệu suất của hệ thống truyền lực

Loại ô tô	Hiệu suất thuận	Hiệu suất nghịch
Ô tô thể thao, ô tô đua	0,90 – 0,95	0,80 – 0,85
Ô tô con	0,90 – 0,92	0,80 – 0,82
Ô tô tải, ô tô khách, bus	0,82 – 0,85	0,75 – 0,78
Ô tô có tính cơ động cao	0,80 – 0,85	0,73 – 0,76

- i_t : tỷ số truyền của cả hệ thống truyền lực, tính từ động cơ đến bánh xe chủ động, bao gồm tỷ số truyền của hộp số i_h , hộp số phụ i_p , truyền lực chính i_0 và truyền lực cuối cùng i_c , các bộ truyền này được nối tiếp nhau nên tỷ số truyền tổng cộng của hệ thống truyền lực được xác định như sau:

$$i_t = i_h \times i_p \times i_0 \times i_c \quad (1.6)$$

1.3.1.2. Khi chuyển động không ổn định

Khi ô tô chuyển động có gia tốc thì momen tại bánh xe chủ động ngoài momen do động cơ tạo ra còn có momen quán tính của các chi tiết chuyển động quay trong hệ thống truyền lực và bánh xe, các giá trị momen này ảnh hưởng đến giá trị momen nhận được ở bánh xe chủ động, cụ thể được xác định như sau:

$$M_k = M_e \cdot i_t \cdot \eta_t - I_e \cdot \varepsilon_e \cdot i_t \cdot \eta_t - \sum I_n \cdot \varepsilon_n \cdot i_n \cdot \eta_n - \sum I_b \cdot \varepsilon_b ; (N.m) \quad (1.7)$$

Trong đó:

- I_e : Momen quán tính của bánh đà động cơ và các chi tiết quay khác của động cơ quy dẫn về trục khuỷu; $kg.m^2$
- I_n : momen quán tính của chi tiết quay thứ n nào đó của hệ thống truyền lực đối với trục quay của chính nó; $kg.m^2$
- I_b : Momen quán tính của một bánh xe chủ động nào đó đối với trục quay của nó; $kg.m^2$
- $\varepsilon_e, \varepsilon_n, \varepsilon_b$: Lần lượt là gia tốc góc của trục khuỷu động cơ, chi tiết quay thứ n, và của bánh xe chủ động. Lưu ý rằng: các gia tốc góc mang giá trị (+) khi các chi tiết đó chuyển động nhanh dần và ngược lại; rad/s^2
- i_n : Tỷ số truyền của chi tiết quay thứ n nào đó trong hệ thống truyền lực so với bánh xe chủ động.
- η_t, η_n : Hiệu suất của hệ thống truyền lực và chi tiết quay thứ n nào đó tính đến bánh xe chủ động.

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

$$\varepsilon_e = \varepsilon_b \cdot i_t = \frac{d\omega_b}{dt} \cdot \frac{r_b}{r_b} \cdot i_t = j \cdot \frac{i_t}{r_b}$$

Gia tốc của các chi tiết chuyển động quay thứ n trong hệ thống truyền lực:

$$\varepsilon_n = \varepsilon_b \cdot i_n = \frac{d\omega_n}{dt} \cdot \frac{r_b}{r_b} \cdot i_n = j \cdot \frac{i_n}{r_b}$$

Và của bánh xe:

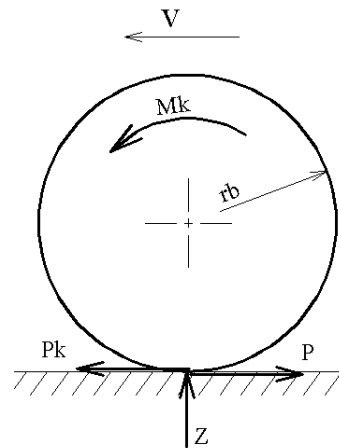
$$\varepsilon_b = \frac{d\omega_b}{dt} = j \cdot \frac{1}{r_b}$$

Trong đó:

- ✓ r_b : bán kính bánh xe (m)
- ✓ j : Gia tốc chuyển động tịnh tiến của ô tô (m/s^2)

1.3.2. Lực kéo của bánh xe chủ động

Do có sự tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường nên momen xoắn của bánh xe chủ động tác dụng vào mặt đường một lực P ngược chiều với chiều chuyển động của ô tô. Nhờ có lực tác dụng tương hỗ giữa đường và bánh xe nên bánh xe chịu lực P_k ngược chiều và có giá trị bằng P . P_k này được gọi là lực kéo tiếp tuyến của bánh xe chủ động.



Hình 1.5: Sự tạo ra lực kéo tiếp tuyến từ momen kéo của bánh xe chủ động

P_k được xác định theo công thức:

$$P_k = \frac{M_k}{r_b} = \frac{M_e \cdot i_t \cdot \eta_t}{r_b} = \frac{M_e \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_o \cdot i_c \cdot \eta_t}{r_b} ; (N) \quad (1.8)$$

Nhờ có lực kéo tiếp tuyến mà ô tô-máy kéo có thể thắng được các lực cản chuyển động để tiến về phía trước.

Ví dụ 1.2: Hãy xác định lực kéo tại bánh xe chủ động khi động cơ ở momen cực đại của ô tô tải trong ví dụ 1.1, mục 2, cho biết ô tô sử dụng bánh xe 12R22.5 (bỏ qua biến dạng của bánh xe dưới tác dụng của tải trọng), các số truyền của hộp số như sau: số I:6,35; số V:1,0 và tỷ số truyền của truyền lực chính là 4,875 và hiệu suất của hệ thống truyền lực là không đổi và bằng 0,84.

Giải

1. Xác định momen cực đại của động cơ:

Qua công thức (1.2), ta thấy rằng momen của động cơ phụ thuộc bậc hai vào tốc độ quay của trục khuỷu n_e , từ đó ta cũng xác định được tốc độ quay của trục khuỷu động cơ khi Momen M_e đạt giá trị cực đại (tại tốc độ mà Momen của động cơ M_e đạt cực trị) là:

$$n_M = \frac{b}{2c} n_N = \frac{1.13}{2} \times 1900 = 1073,5 \text{ (rpm)}$$

Và momen của động cơ tại công suất cực đại là: $M_N = \frac{N_{e \max}}{n_N \cdot \frac{3,14}{30}} = 1423,6 \text{ (N.m)}$

Vậy momen cực đại được xác định từ phương trình (1.2):

$$M_{e \max} = M_N \left[a + b \cdot \frac{n_M}{n_N} - c \cdot \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^2 \right] = 1423,6 \left[0.87 + 1,13 \cdot \frac{1073,5}{1900} - \left(\frac{1073,5}{1900} \right)^2 \right] = 1692,9 \text{ (N.m)}$$

2. Tính bán kính bánh xe:

Ô tô sử dụng bánh xe có ký hiệu: 12R22.5:

$$R_b = \left(12 + \frac{22,5}{2} \right) \times 0,0254 = 0.59 \text{ (m)}$$

Áp dụng công thức $M_K = M_{e\max} \cdot i_0 \cdot i_h \cdot \eta_t$ ta tính được Momen tại bánh xe chủ động ứng với các tỷ số truyền khác nhau của hộp số như sau:

Số I: $M_{KI} = 1692,9 \times 4,875 \times 6,35 \times 0,84 = 44021 \text{ (N.m)}$

Số V: $M_{KV} = 1692,9 \times 4,875 \times 1 \times 0,84 = 6932 \text{ (N.m)}$

Và lực kéo tại bánh xe chủ động: $P_K = \frac{M_K}{R_b}$

Số I: $P_{KI} = \frac{M_{KI}}{R_b} = \frac{44021}{0,59} = 74611 \text{ (N)}$; Số V: $P_{KV} = \frac{M_{KV}}{R_b} = \frac{6932}{0,59} = 11749 \text{ (N)}$

1.3.3. Động học và động lực học bánh xe

1.3.3.1. Các loại bán kính bánh xe và ký hiệu lớp xe

a) Các loại bán kính bánh xe

- **Bán kính thiết kế:**

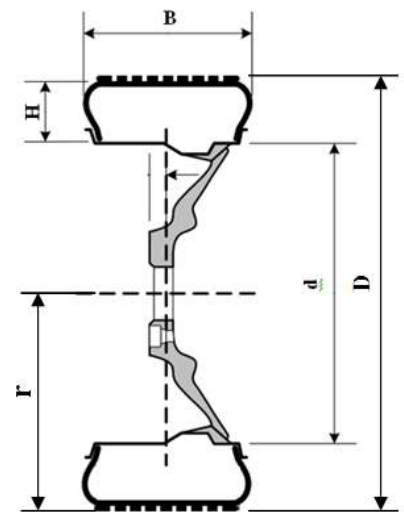
Là bán kính được xác định theo kích thước tiêu chuẩn, ký hiệu là r_0 .

Tùy theo ký hiệu bánh xe mà ta có phương pháp xác định bán kính thiết kế của lớp xe khác nhau:

Ví dụ: ký hiệu theo hệ Anh: B – d (đối với loại lốp ký hiệu theo kiểu này thì chiều rộng B gần bằng chiều cao H), thì bán kính thiết kế được xác định như sau:

$$r_0 = \left(B + \frac{d}{2} \right) \cdot 25,4 \text{ (mm)} \quad (1.9)$$

Trong đó: B và d được thể hiện trong hình vẽ 1.6 và được xác định bằng đơn vị Inch



Hình 1.6: Thông số hình học cơ bản của bánh xe

- **Bán kính tĩnh của bánh xe.**

Là bán kính đo được bằng khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến mặt phẳng của đường khi bánh xe đứng yên và chịu tác dụng của tải trọng thẳng đứng, ký hiệu là r_t .

- **Bán kính động lực học.**

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

Trị số này phụ thuộc vào:

- Tải trọng thẳng đứng
- Áp suất hơi trong lốp
- Momen kéo M_k hoặc momen phanh M_p .
- Lực ly tâm khi bánh xe quay.

- **Bán kính lăn của bánh xe**

Là bán kính của một bánh xe giả định r_l , bánh xe giả định này không bị biến dạng khi làm việc nếu không bị trượt lết, trượt quay thì có cùng tốc độ tịnh tiến và tốc độ quay như bánh xe thực tế.

Bán kính động lực học r_d và bán kính lăn r_l phụ thuộc rất nhiều vào thông số bên ngoài và luôn thay đổi trong quá trình chuyển động của ô tô-máy kéo. Vì vậy, trị số này chỉ có thể xác định bằng thực nghiệm.

- *Bán kính làm việc trung bình*

Thực tế, người ta sử dụng bán kính của lốp mà có kể đến sự biến dạng của lốp do ảnh hưởng của các thông số đã trình bày như trên gọi là bán kính trung bình r_b . Giá trị này so với thực tế không khác nhiều và được xác định theo biểu thức sau:

$$r_b = \lambda \cdot r_o \quad (1.10)$$

Trong đó:

- ✓ r_o : bán kính thiết kế của bánh xe.
- ✓ λ : hệ số kể đến sự biến dạng của lốp.

Đối với lốp có áp suất thấp: $\lambda=0,930 \div 0,935$

Đối với lốp có áp suất cao: $\lambda=0,945 \div 0,950$

a) *Ký hiệu lốp xe*

Các kích thước cơ bản của lốp được xác định trên hình 1.6, nhưng các kích thước này không được ghi rõ trên lốp mà phải xác định thông qua những ký hiệu của lốp. Hiện nay có nhiều kiểu quy định ký hiệu lốp khác nhau tùy thuộc vào từng nước, từng nhà sản xuất... như của Châu Âu (EEC), của Mỹ và của Nga, nhưng nó vẫn chung nhau các kích thước cơ bản, nên ta cần biết hai loại ký hiệu sử dụng phổ biến nhất hiện nay.

- *Ký hiệu theo hệ Anh:*

B – d

- ✓ B: Chiều rộng của lốp tính theo đơn vị inch
- ✓ d: Đường kính trong của bánh xe hay đường kính của vành xe, inch

Ví dụ: Ô tô IFA sử dụng lốp xe có kích thước 9.00 – 20. Tức là chiều ngang B và chiều cao H của lốp gần bằng nhau và bằng 9 inch, đường kính trong hay đường kính của vành là d = 20 inch. Hãy tính bán kính thiết kế r_o của bánh xe đó?

Khi đó bán kính thiết kế của bánh xe đó được xác định theo công thức 1.9 như sau:

$$r_o = \left(9 + \frac{20}{2} \right) \times 25,4 = 482,6(mm)$$

Tương tự ta tính bán kính thiết kế của bánh xe trước lắp trên xe Honda Dream: trước: 2.25 – 17; bánh sau: 2.50 – 17. Hay xe KAMAZ – 55111 sử dụng lốp 10.00 – 20.

- *Ký hiệu theo hệ hỗn hợp:*

Ví dụ: Một lốp xe dùng trên ô tô du lịch có ký hiệu lốp như sau:

P 215 / 60 R 15 96 H

- ✓ **P**: là loại lốp, thể hiện loại lốp đó thích hợp với loại xe nào, **P** (passenger car): là xe khách, **ST** (special trailer): là dùng cho mooc kéo; **LT** (light truck): dùng cho xe tải nhẹ.
- ✓ **215**: chiều rộng B của lốp, được tính theo đơn vị mm, được xác định khi lốp không chất tải.

- ✓ **60**: tỷ số giữa chiều cao H và chiều rộng B của lốp nhân với 100.
- ✓ **R**: cấu trúc của lốp, R (radial): là lốp bố ngang; B (bias): là lốp bố chéo, đối với lốp bố chéo thông thường ký hiệu lốp không ghi gì cả.
- ✓ **15**: đường kính trong của lốp hay đường kính vành, được tính bằng inch
- ✓ **96**: tải trọng tối đa cho phép của lốp, số 96 tương ứng với tải trọng tối đa cho phép một chiếc lốp này chịu được là 760 kG khi áp suất trong của lốp đúng yêu cầu.
- ✓ **H**: thông số này cho biết tốc độ chuyển động tối đa cho phép, H: 210 km/h

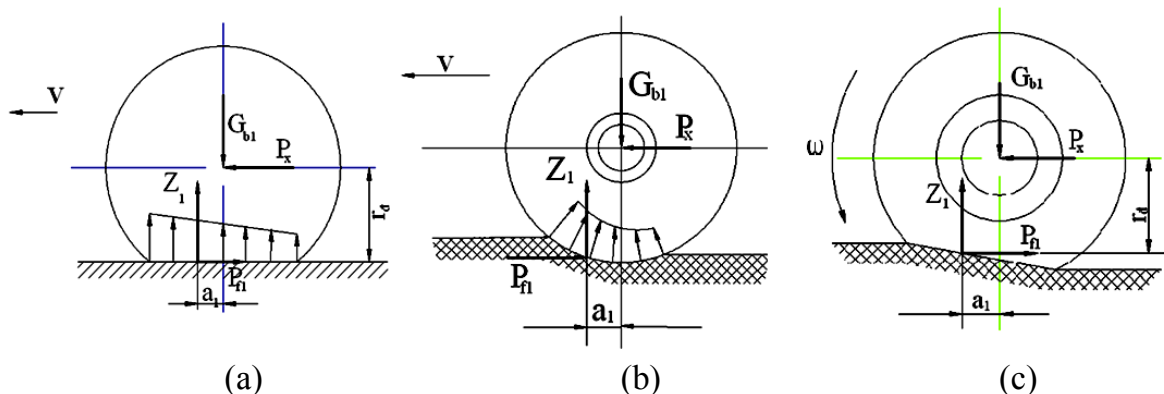
Ví dụ: Ô tô Ford Transit XLT sử dụng lốp 265/70 R15; Ford Modeo sử dụng lốp 205 / 55 R16. Hãy tính bán kính thiết kế r_0 của bánh xe đó?

- Đối với xe Ford Transit XLT: $r_0 = 265 \times 0,7 + \frac{15}{2} \times 25,4 = 376(mm)$
- Đối với xe Ford Modeo: $r_0 = 205 \times 0,55 + \frac{16}{2} \times 25,4 = 315,95(mm)$

Ghi chú: ngoài các thông số trên, trên lốp xe còn thể hiện các giá trị: áp suất hơi cho phép của lốp, số lốp mòn tiêu chuẩn, ...

1.3.3.2. Động lực học bánh xe bị động

Khi bánh xe lăn trên đường, lốp và đường tạo thành một khu vực tiếp xúc, tại đây xuất hiện các phản lực riêng phần của đường tác dụng lên bánh xe. Phản lực đó bao gồm:



Hình 1.7: Sơ đồ lực tác dụng của bánh xe trên đường

(a) Bánh xe đàn hồi lăn trên đường cứng; (b) Bánh xe cứng lăn trên đường đàn hồi; (c) Bánh xe đàn hồi lăn trên đường biến dạng

- **Phản lực pháp tuyến**: là thành phần vuông góc với mặt đường Z, thành phần này là phản lực thẳng đứng của nền đường tác dụng lên bánh xe tại vị trí tiếp xúc.
- **Phản lực tiếp tuyến**: tác dụng trong mặt phẳng bánh xe, P_f
- **Phản lực ngang**: nằm trong mặt phẳng của đường và vuông góc với mặt phẳng bánh xe, Y
- **Tải trọng thẳng đứng** G_b .
- **Lực đẩy khung tác dụng lên trục**, P_x .

a) Trường hợp bánh xe đàn hồi lăn trên đường cứng (hình 1.7a)

Khi bánh xe lăn các phần tử phía trước của lốp lần lượt tiếp xúc với mặt đường và bị nén lại, các phần tử phía sau lần lượt ra khỏi khu vực tiếp xúc và phục hồi trạng

thái như cũ. Do đó giữa các phần tử của lớp sẽ nảy sinh ra ma sát biến thành nhiệt và toả ra ngoài môi trường làm tổn hao một phần năng lượng.

Khi bánh xe lăn, sự biến dạng của phần trước lớp đi vào khu vực tiếp xúc với mặt đường sẽ lớn hơn so với phần sau đi ra khỏi khu vực tiếp xúc. Vì vậy các phản lực riêng phần ở phần trước của vết tiếp xúc lớn hơn phần sau đó là nguyên nhân làm cho hợp lực Z_1 dịch chuyển về phía trước một khoảng a_1 .

Để xác định trị số lực cản lăn P_{f1} và hệ số cản lăn ta lập phương trình momen của tất cả các lực tác dụng vào bánh xe đối với tâm trục quay, ta có được:

$$P_{f1} = Z_1 \cdot \frac{a_1}{r_d} = G_{b1} \cdot \frac{a_1}{r_d}$$

Như vậy momen cản lăn tác dụng vào bánh xe là: $M_{f1} = P_{f1} \cdot r_d$

Và hệ số cản lăn được xác định như sau: $f_1 = \frac{a_1}{r_d}$ và lực cản lăn: $P_{f1} = Z_1 \cdot f_1$

b) Trường hợp bánh xe cứng lăn trên đường đàn hồi (hình 1.7b)

Ở trường hợp này năng lượng tổn thất là do sự biến dạng của mặt đường. Bánh xe làm dịch chuyển đất và ép đất tạo thành vết, công chủ yếu để nén đất được thực hiện ở phần trước vết tiếp xúc, do đó hợp lực của các phản lực pháp tuyến riêng phần sẽ bị dịch chuyển về phía trước một khoảng a .

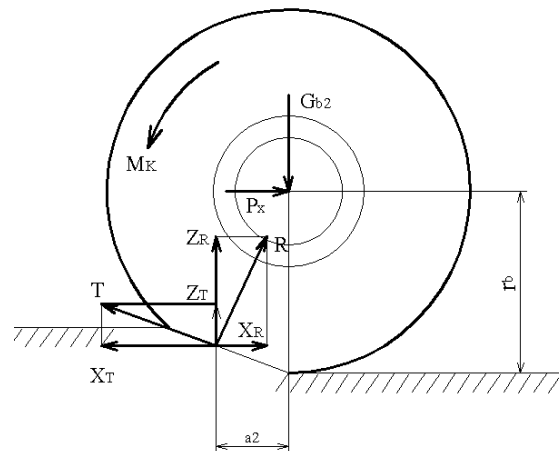
c) Trường hợp bánh xe đàn hồi lăn trên đường biến dạng (hình 1.7c)

Năng lượng tiêu hao là để khắc phục những tổn thất cho cả sự biến dạng của lớp và mặt đường.

Độ biến dạng của lớp trong trường hợp này nhỏ hơn trường hợp 1, và của đường nhỏ hơn trong trường hợp 2, và độ biến dạng của đường lớn hơn của lớp.

1.3.3.3. Động lực học bánh xe chủ động

Với bánh xe xe chủ động cũng xảy ra 3 trường hợp như đối với bánh bị động. Ở đây ta chỉ xét trường hợp chung là: bánh xe đàn hồi lăn trên đường mềm (Trường hợp bánh xe cao su lăn trên đường đất): Trong trường hợp này thì cả bánh xe và mặt đường đều bị biến dạng. Nhưng biến dạng của lớp sẽ nhỏ hơn so với trường hợp 1 còn biến dạng của đường sẽ nhỏ hơn so với trường hợp 3. Các lực và mômen tác dụng lên bánh xe được thể hiện trên hình vẽ như sau:



Hình 1.8: Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động

- G_{b2} là tải trọng thẳng đứng (phần trọng lượng tác dụng lên mỗi bánh xe sau)
- Lực cản P_x tác dụng lên bánh xe đặt tại tâm trục của nó và ngược chiều chuyển động của xe.
- Mômen xoắn chủ động M_k truyền từ bán trục tới bánh xe. Mômen này làm cho các thớ lớp hướng kính bị biến dạng vòng. Khi bánh xe lăn thì các thớ lớp đi vào khu vực tiếp xúc sẽ bị uốn cong và nén lại, khi ra khỏi khu vực tiếp xúc thì chúng dần ra. Như vậy một phần năng lượng bị tiêu hao cho biến dạng vòng của lớp.

- R là hợp lực của các phản lực pháp tuyến riêng phần từ đường tác dụng lên bánh xe.
- T là hợp lực của các phản lực tiếp tuyến hướng theo chiều chuyển động của bánh xe.

Điểm đặt lực của hợp lực T và R sẽ nằm tại điểm cách giao điểm của đường thẳng đứng qua tâm trục bánh xe và đường một đoạn là a_2 . Do ảnh hưởng của momen kéo M_k nên trị số a_2 sẽ lớn hơn so với bánh xe bị động a_1 .

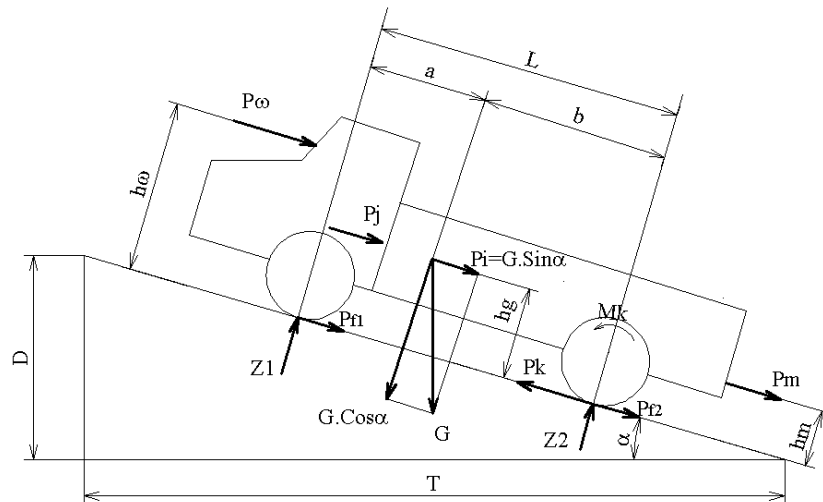
Lực cản lăn được xác định như sau:

$$P_{f2} = Z_2 f_2 = G_{b2} \cdot f_2 \quad \text{với} \quad f_2 = \frac{a_2}{r_b}$$

Ngoài những nguyên nhân ảnh hưởng đến a_2 giống như a_1 , a_2 còn ảnh hưởng của momen kéo M_k , do đó $a_2 > a_1$, có nghĩa là tổn thất của bánh xe chủ động lớn hơn so với bị động, nên hệ số bánh cản lăn của bánh xe chủ động lớn hơn bị động. Nhưng để đơn giản cho quá trình tính toán ta coi hệ số cản lăn của bánh bị động và chủ động là giống nhau.

1.4. Lực cản tác dụng vào ô tô trong lúc chuyển động

Trong phần trước ta đã biết momen truyền đến bánh xe từ động cơ thông qua hệ thống truyền lực làm quay bánh xe chủ động, do sự tiếp xúc với mặt đường nên giữa mặt đường và bánh xe có sự tương tác với nhau tạo lên lực đẩy bánh xe về phía trước. Khi ô tô chuyển động sẽ xuất hiện các lực cản tùy thuộc vào trạng thái chuyển động của ô tô. Trong trường hợp tổng quát các lực cản tác dụng vào ô tô khi chuyển động là:



Hình 1.9: Các lực tác dụng vào ô tô khi chuyển động trên đường dốc

- Lực cản lăn, P_f
- Lực cản lên dốc, P_i
- Lực cản không khí, P_ω
- Lực cản quán tính khi chuyển động không ổn định, P_j
- Lực cản ở móc kéo, P_m .

1.4.1. Lực cản lăn, P_f

Khi xe chuyển động trên mặt đường, tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường có lực tác dụng song song với mặt đường và ngược chiều chuyển động. Lực

này sinh ra do sự biến dạng của lốp và mặt đường, do sự tạo thành vết bánh xe trên đường và do sự ma sát ở bề mặt tiếp xúc giữa lốp với đường.

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

$$P_f = P_{f1} + P_{f2}$$

Trong đó:

- ✓ P_f : Lực cản lăn tổng cộng của ô tô-máy kéo
- ✓ P_{f1} : Lực cản lăn của các bánh trước
- ✓ P_{f2} : Lực cản lăn của các bánh sau

Và được xác định như sau:

$$P_{f1} = Z_1 \cdot f_1$$

$$P_{f2} = Z_2 \cdot f_2$$

f_1, f_2 : Hệ số cản lăn của bánh trước và bánh sau. Nếu xem hai giá trị này là như nhau thì lúc đó:

$$P_f = (Z_1 + Z_2) \cdot f = f \cdot G \cdot \cos \alpha \quad (1.11)$$

Với α : Góc dốc của mặt đường, tức là độ nghiêng của mặt đường theo phương ngang tính theo phương đi chuyển của ô tô.

Khi ô tô-máy kéo chuyển động trên mặt đường nằm ngang ($\alpha=0$) thì:

$$P_f = f \cdot G$$

• *Hệ số cản lăn và các nhân tố ảnh hưởng đến hệ số cản lăn:*

- Tính chất cơ lý và trạng thái của mặt đường. Mức độ biến dạng của đường khi bánh xe lăn chính là một trong những nguyên nhân ảnh hưởng đầu tiên.
- Tải trọng tác dụng lên bánh xe. Khi tải trọng tăng thì làm tăng độ biến dạng của đường và của lốp xe nên tăng hệ số cản.
- Vật liệu chế tạo lốp và áp suất không khí trong lốp.
- Momen xoắn tác dụng lên bánh xe chủ động càng lớn thì hệ số cản của đường càng tăng. Vì momen xoắn tăng lên làm cho các thớ lốp không chỉ bị biến dạng hướng kính mà còn biến dạng tiếp tuyến, làm tổn thất do nội ma sát tăng lên.
- Những yếu tố gây ra biến dạng bên của bánh xe.
- Tốc độ chuyển động của xe. Thực nghiệm chứng tỏ rằng khi tốc độ của xe nhỏ hơn 80 (km/h) hoặc 22,2 (m/s) thì trị số của hệ số cản lăn hầu như không thay đổi. nhưng khi tốc độ lớn hơn 22,2 (m/s) thì hệ số cản lăn sẽ tăng lên rõ rệt, vì khi chạy ở tốc độ cao thì biến dạng của lốp cũng tăng, và các thành phần biến dạng chưa kịp đàn hồi trở lại trạng thái ban đầu. Lúc đó hệ số cản lăn được tính như sau:

$$f = f_0 \left(1 + \frac{v^2}{1500} \right) \quad (1.12)$$

Trong đó

- f_0 : Hệ số cản lăn ứng với tốc độ chuyển động của xe ($v \leq 22,2 \text{ m/s}$)
- v : Vận tốc chuyển động của xe (m/s)

Bảng 1.5: Hệ số cản lăn của bánh xe với các loại mặt đường khác nhau, f_0

Loại đường	Hệ số cản lăn f_0 (Ứng với tốc độ nhỏ hơn 80km/h)
Đường nhựa	0,012÷0,018
Đường rải đá	0,023÷0,03
Đường đất khô	0,025÷0,035
Đường đất sau khi mưa	0,05÷0,015
Đường cát	0,1÷0,3

Ví dụ 1.3: Một ô tô có trọng lượng toàn bộ là 7.500 kG, chuyển động trên đường nhựa có hệ số cản lăn là 0,016. Xác định lực cản lăn tác dụng vào ô tô đó khi di chuyển với tốc độ

- 50 km/h.
- 95 km/h.

Giải

Khi đi với vận tốc 50 km/h = 13,9 (m/s) < 22,2 (m/s) vì vậy hệ số cản lăn $f = f_0$

Nên lực cản lăn được xác định như sau: $P_{f1} = 7500 \times 0.016 = 120$ (kG)

Khi đi với vận tốc 95 km/h = 26,39 (m/s) > 22,2 (m/s) vì vậy hệ số cản lăn f được tính như sau:

$$f = f_0 \left(1 + \frac{v^2}{1500} \right) = 0,016 \left(1 + \frac{26,39^2}{1500} \right) = 0,0234$$

Nên lực cản lăn được xác định như sau: $P_{f2} = 7500 \times 0,0234 = 175,7$ (kG)

Qua ví dụ 1.3 ta thấy rằng, dù đi trên đường có cùng hệ số cản lăn như nhau nhưng khi đi với tốc độ khác nhau thì lực cản lăn tác dụng lên ô tô cũng khác nhau.

1.4.2. Lực cản lên dốc, P_i

Khi ô tô-máy kéo chuyển động trên đường dốc dọc thì trọng lượng G của ô tô có thể được phân tích thành hai thành phần:

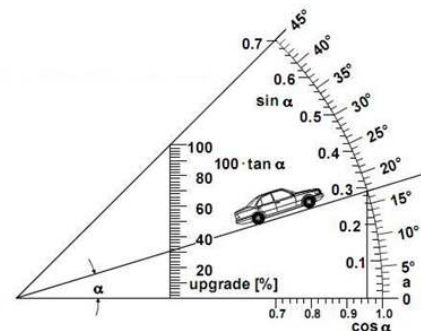
- $G \cdot \cos \alpha$: vuông góc với mặt đường gây ra phản lực thẳng đứng với đường.
- $G \cdot \sin \alpha$: song song với mặt đường, ngăn cản sự chuyển động của ô tô-máy kéo khi lên dốc được gọi là lực cản lên dốc.

$$P_i = G \cdot \sin \alpha = G \cdot i \quad (1.13)$$

Trong đó:

- ✓ i : được gọi là độ dốc của đường được xác định bằng công thức $i = \frac{D}{T} = \tan \alpha$,

Thông thường độ dốc i được xác định theo (%). Trên hình 1.10 thể hiện mối quan hệ giữa góc dốc tính bằng độ và %.



Hình 1.10: Mối quan hệ giữa độ và % của góc nghiêng

Trong đó: D, T : kích thước của đường dốc được xác định như trong hình (1.9)

Khi $\alpha \leq 5^\circ$ thì $i \approx \tan \alpha \approx \sin \alpha \approx \alpha$ (rad)

Khi ô tô-máy kéo chuyển động xuống dốc thì lực P_i cùng chiều chuyển động của xe nên P_i là lực hỗ trợ chuyển động. Khi ô tô-máy kéo lên dốc thì P_i có giá trị (+) còn xuống dốc thì có giá trị (-).

Người ta sử dụng khái niệm lực cản của đường là lực cản tổng cộng của P_f và P_i .

$$P_\psi = P_f + P_i = G \times (f \times \cos \alpha + \sin \alpha) = G \times (f + i)$$

Lưu ý: i mang giá trị (+) khi xe đi lên dốc và (-) khi xe xuống dốc

Đại lượng $(f + i)$ được gọi là hệ số cản tổng cộng của đường và ký hiệu là ψ

$$\psi = f + i \quad (1.14)$$

$$\Rightarrow P_\psi = G \times \psi$$

Ví dụ 1.4: Hãy tính lực cản tổng cộng của đường tác dụng lên ô tô như ví dụ 1.3 khi đi trên đường có độ dốc là 8% trong hai trường hợp:

- Ô tô đi lên dốc.
- Ô tô đi xuống dốc.

Giải

Với độ dốc của đường là 8% vì vậy lực tác dụng do độ nghiêng dọc của nền đường vào ô tô là: $7500 \cdot 0,08 = 620$ (kG)

- **Trong trường hợp lên dốc:** lực tác dụng này đóng vai trò là lực cản nên:

$$P_{i1} = 620 \text{ (kG)}$$

Vì vậy khi xe đi với tốc độ 50km/h: lực cản tổng cộng của đường là:

$$P_{\psi 1} = P_{f1} + P_{i1} = 120 + 620 = 740 \text{ (kG)}$$

Khi xe đi với vận tốc 95 km/h: $P_{\psi 1} = P_{f2} + P_{i1} = 175,7 + 620 = 795,7$ (kG)

- **Trong trường hợp xuống dốc** lực tác dụng này đóng vai trò là ngược với lực cản hay hỗ trợ cho sự chuyển động nên:

$$P_{i1} = - 620 \text{ (kG)}$$

Vì vậy khi xe đi với tốc độ 50km/h: lực cản tổng cộng của đường là:

$$P_{\psi 2} = P_{f1} + P_{i2} = 120 - 620 = - 500 \text{ (kG)}$$

Khi xe đi với vận tốc 95 km/h: $P_{\psi 1} = P_{f2} + P_{i2} = 175,7 - 620 = - 444,3$ (kG)

Cả hai trường hợp này, do góc dốc lớn nên thành phần lực P_ψ cùng chiều chuyển động, đóng vai trò là lực hỗ trợ chuyển động.

1.4.3. Lực cản không khí, P_ω

Một vật bất kỳ khi chuyển động trong môi trường không khí sẽ gây nên sự dịch chuyển các phân tử không khí bao quanh nó và gây nên sự ma sát giữa không khí với bề mặt của vật thể đó, vì vậy tạo nên lực cản chuyển động gọi là lực cản không khí. Lực cản không khí P_ω đặt tại tâm của diện tích cản chính diện của ô tô-máy kéo cách mặt đường ở độ cao h_ω . Và từ thực nghiệm ta có lực cản không khí được xác định như sau:

$$P_\omega = K \cdot F \cdot v_0^2; \text{ (N)} \quad (1.15)$$

- K : Hệ số cản không khí, nó phụ thuộc vào hình dạng ô tô và chất lượng bề mặt của nó, phụ thuộc vào mật độ không khí, Ns^2/m^4 (có bảng tra). Khi có moóc kéo

theo sau thì hệ số cản không khí K sẽ tăng lên từ (9÷32)% tùy theo moóc bố trí xa hoặc gần ô tô kéo.

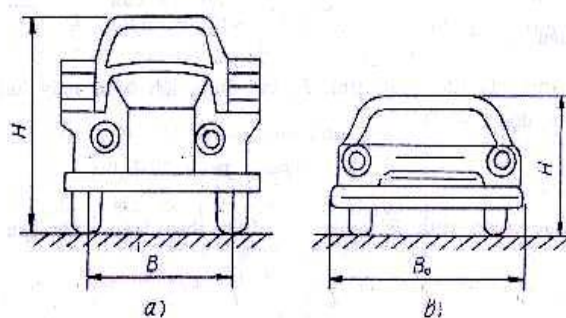
- F: diện tích cản chính diện của ô tô-máy kéo, tức là diện tích hình chiếu của ô tô-máy kéo trên mặt phẳng vuông góc với trục dọc của chúng, m².

Trong thực tế người ta xác định F như sau:

✓ Đối với ô tô vận tải: $F=B.H$

✓ Đối với ô tô du lịch: $F=0,8.B_o.H$

v_0 : tốc độ tương đối của ô tô-máy kéo và không khí.



Hình 1.11: Sơ đồ xác định lực cản chính diện của ô tô

$$v_0 = v \pm v_g ; \text{ (m/s)} \quad (1.16)$$

Trong đó:

- ✓ v : tốc độ chuyển động của ô tô, m/s
- ✓ v_g : tốc độ chuyển động của gió so với phương dịch chuyển của xe, m/s. Trong công thức (1.16), biểu thức mang dấu (+) ứng với trường hợp ô tô đi ngược chiều với chiều của gió, còn mang giá trị (–) ứng với trường hợp ô tô đi cùng chiều gió.

Đối với ô tô du lịch có tốc độ chuyển động cao, lực cản không khí có giá trị khá lớn. Còn đối với máy kéo có tốc độ chuyển động tương đối thấp nên trong quá trình tính toán có thể bỏ qua.

Tích số $W=K.F$ được gọi là nhân tố cản không khí có đơn vị là $N.s^2/m^2$.

$$\Rightarrow P_o = W.v_o^2$$

Bảng 1.6: Hệ số cản không khí và diện tích cản chính diện của một số loại xe

Loại xe	K (Ns ² /m ⁴)	F (m ²)
Ô tô du lịch		
Vỏ kín	0,2÷0,35	1,6÷2,8
Vỏ hở	0,4÷0,5	1,5÷2,0
Ô tô tải	0,6÷0,7	3,0÷5,0
Ô tô khách	0,25÷0,4	4,5÷6,5
Ô tô thể thao	0,13÷0,15	1,0÷1,3

Ví dụ 1.5: hãy xác định giá trị lực cản không khí tác dụng lên ô tô có diện tích cản chính diện là $F = 4,2 \text{ m}^2$, và hệ số cản không khí $K=0,65 \text{ Ns}^2/\text{m}^4$, tốc độ di chuyển của ô tô lúc này là 70 km/h trong các trường hợp sau:

- Ô tô di chuyển trong điều kiện không có gió.
- Ô tô di chuyển cùng chiều gió với vận tốc 10 km/h.
- Ô tô di chuyển ngược chiều gió vận tốc 10 km/h.

Giải

• **Trong trường hợp không có gió:**

Vận tốc tương đối của xe so với không khí chính bằng vận tốc chuyển động của xe $v_1 = 70 \text{ km/h} = 19,44 \text{ (m/s)}$

Lực cản không khí lúc đó là: $P_{\omega 1} = K.F.v_1^2 = 0,65 \cdot 4,2 \cdot 19,44^2 = 1031,7 \text{ (N)}$

• **Trong trường hợp xe di chuyển cùng chiều của gió:**

Vận tốc tương đối của xe so với không khí được xác định như sau:

$$v_2 = v_1 - v_g = 70 - 10 = 60 \text{ km/h} = 16,67 \text{ m/s}$$

$$P_{\omega 2} = K.F.v_2^2 = 0,65 \cdot 4,2 \cdot 16,67^2 = 758,3 \text{ (N)}$$

• **Trong trường hợp xe di chuyển ngược chiều của gió:**

Vận tốc tương đối của xe so với không khí được xác định như sau:

$$v_3 = v_1 + v_g = 70 + 10 = 80 \text{ km/h} = 22,22 \text{ m/s}$$

$$P_{\omega 3} = K.F.v_3^2 = 0,65 \cdot 4,2 \cdot 22,22^2 = 1348,1 \text{ (N)}$$

Ngoài kiểu tính lực cản không khí ở trên còn có một cách khác để xác định thành phần lực cản không khí như sau:

$$P_{\omega} = \frac{1}{2} \rho v_0^2 C_D F$$

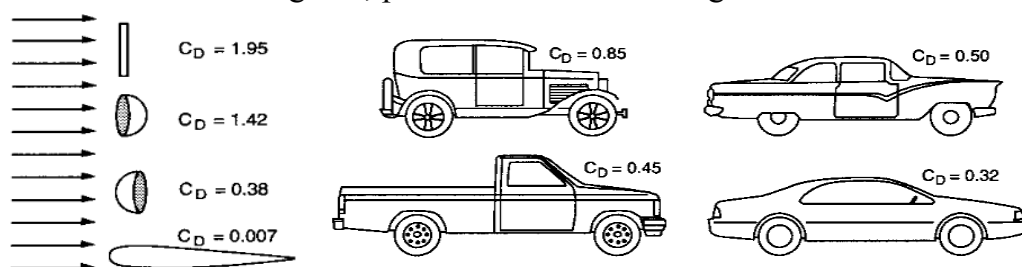
Trong đó:

ρ : mật độ không khí, được xác định như sau:

$$\rho = 1,225 \left(\frac{P_r}{101,325} \right) \left(\frac{288,16}{273,16 + T_r} \right) \text{ với: } P_r: \text{Áp suất của không khí, tính bằng KPa; } T_r:$$

Nhiệt độ của không khí tính bằng $^{\circ}\text{C}$.

C_D : hệ số cản khí động học, phụ thuộc vào hình dạng và bề mặt của ô tô



Hình 1.12: Hệ số cản khí động phụ thuộc vào hình dạng của ô tô

1.4.4. Lực quán tính của ô tô-máy kéo, P_j

Khi ô tô-máy kéo chuyển động không ổn định (có gia tốc) sẽ xuất hiện lực quán tính P_j , lực quán tính P_j có thể được phân ra thành các thành phần sau:

- Lực quán tính do gia tốc các khối lượng chuyển động tịnh tiến của ô tô-máy kéo, P'_j , thành phần này là lực quán tính của tổng trọng lượng của ô tô và hàng hóa:

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

- Bên cạnh đó, khi ô tô chuyển động không ổn định, các chi tiết quay: như bánh xe hay các chi tiết trong hệ thống truyền lực của ô tô cũng chuyển động có gia tốc, vì vậy phải chi phí một momen nào đó để gia tốc cho các bộ phận này, các momen quán tính này được quy về lực kéo tại bánh xe chủ động và có giá trị là P''_j .

Việc xác định P''_j một cách chính xác rất phức tạp, nên để dễ dàng cho quá trình tính toán, người ta xác định lực quán tính tổng cộng của ô tô khi tăng tốc bằng lực quán tính của khối lượng chuyển động tịnh tiến có tính thêm hệ số kể đến sự ảnh

hướng của các chi tiết chuyển động quay trong hệ thống truyền lực. Vì vậy lực quán tính tổng cộng của ô tô khi tăng tốc được xác định theo công thức sau:

$$P_j = P'_j + P''_j = \delta_j \frac{G}{g} j ; N \quad (1.17)$$

Với δ_i : Hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay. δ_i có thể lấy theo công thức gần đúng sau đây:

$$\delta_i = 1,05 + 0,05 \cdot i_h^2 \quad (1.18)$$

Với i_h : tỷ số truyền của hộp số.

Lưu ý: giá trị của P_j phụ thuộc vào trạng thái chuyển động của ô tô, nếu xe giảm tốc thì lực quán tính cùng chiều với chuyển động (gia tốc ngược chiều chuyển động) đóng vai trò hỗ trợ chuyển động nên có giá trị (-).

Ví dụ 1.6: Hãy tính giá trị lực quán tính và xác định chiều của nó khi ô tô ở ví dụ 1.3 đang tăng tốc với gia tốc là $j = 0,20 \text{ m/s}^2$ ở số 2 với tỷ số truyền của hộp số tại số 2 là $i_{h2} = 3,4$.

Giải

Ô tô có trọng lượng là $G = 7.500 \text{ kG} = 7500 \times g \text{ (N)} \approx 75000 \text{ (N)}$

Lực quán tính được xác định theo công thức (1.17)

Trong đó δ_j được xác định như sau: $\delta_2 = 1,05 + 0,05 \times 3,4^2 = 1,628$

$$\Rightarrow P_j = \delta_j \frac{G}{g} j = 1,628 \times \frac{7500 \times g}{g} \times 0,2 = 2442 \text{ (N)}$$

Vì ô tô đang tăng tốc nên lực quán tính có chiều ngược với chiều chuyển động của ô tô.

1.4.5. Lực cản của móc kéo, P_m

Khi ô tô-máy kéo có kéo móc thì lực cản ở móc kéo tính theo phương ngang P_m được tính như sau:

$$P_m = n \cdot Q \cdot \psi \quad (1.19)$$

Trong đó:

- Q : Trọng lượng toàn bộ của một móc, gồm trọng lượng bản thân và tải trọng đặt trên đó.
- n : Số lượng móc được kéo theo.
- ψ : Hệ số cản của đường.

1.5. Lực bám giữa bánh xe chủ động với mặt đường

1.5.1. Khái niệm về lực bám giữa bánh xe chủ động với nền đường

Trong quá trình làm việc, tại khu vực tiếp xúc giữa bánh xe ô tô với mặt đường có phát sinh các phân lực như sau:

- *Thành phần tiếp tuyến:* nằm trong mặt phẳng tiếp xúc của lốp và mặt đường, hướng theo phương mặt phẳng quay của bánh xe, thành phần này do mô men xoắn hoặc phanh gây ra.
- *Thành phần pháp tuyến:* vuông góc với mặt phẳng tiếp xúc của bánh xe và mặt đường.

– *Thành phần nằm ngang*: vuông góc với mặt phẳng quay của bánh xe và nằm trong mặt phẳng tiếp xúc của lốp và mặt đường. Thành phần này do lực ngang gây ra

Khi bánh xe nhận momen (kéo từ động cơ đến hay phanh), do sự tương tác giữa bánh xe với mặt đường nên tại khu vực tiếp xúc phát sinh những phản lực, thành phần phản lực tiếp tuyến với mặt phẳng quay của bánh xe làm cho ô tô chuyển động về phía trước khi kéo hoặc hãm ô tô lại khi phanh.

Giá trị thành phần phản lực này phụ thuộc vào mối liên kết giữa bánh xe và mặt đường. Sự liên kết giữa bánh xe và mặt đường bao gồm 2 cơ chế:

- *Sự bám dính bề mặt*: dựa vào liên kết giữa cao su và các mấp mô nhỏ trên mặt đường, sự bám dính này chiếm phần lớn trong điều kiện đường khô nhưng sẽ giảm đi nhiều nếu đường ướt.
- *Sự bám cơ học*: tạo nên do sự biến dạng đàn hồi của lốp tại vị trí mấp mô của mặt đường hoặc do sự cản trượt của lốp xe khi các mấp mô bám vào các vân lốp, sự bám cơ học không bị ảnh hưởng bởi trạng thái khô hay ướt của mặt đường.

Giá trị phản lực này phụ thuộc vào giới hạn của mối liên kết này, khi vượt quá giá trị giới hạn đó thì liên kết giữa bánh xe và mặt đường bị phá vỡ, lúc đó người ta gọi là xe không còn bám trên mặt đường hay gọi là xe mất bám hay bánh xe bị trượt. Khả năng phát hoặc thu nhận những lực tiếp tuyến hoặc ngang của bánh xe với mặt đường được đặc trưng bởi một thông số, gọi là tính chất bám giữa bánh xe và mặt đường. Tính chất bám được đánh giá bởi hệ số bám φ .

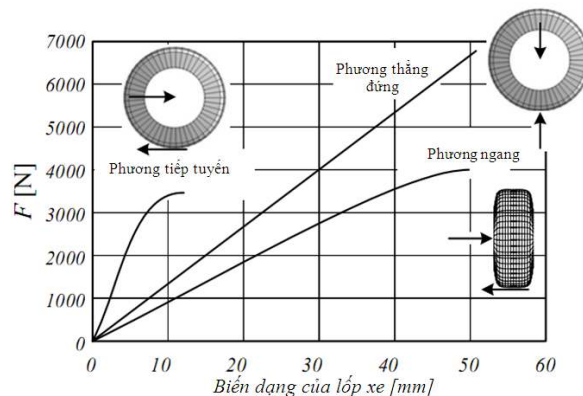
Hệ số bám được xác định như sau:

$$\varphi = \frac{P_{k \max}}{G_{\varphi}} \quad (1.20)$$

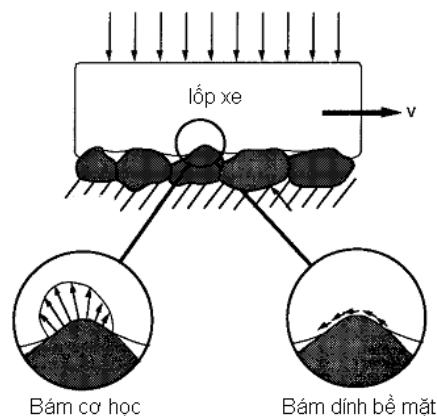
Trong đó:

- ✓ $P_{k \max}$: Lực kéo tiếp tuyến cực đại
- ✓ G_{φ} : Trọng lượng bám, tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe chủ động trong trường hợp kéo hoặc bánh xe đặt cơ cấu phanh trong trường hợp phanh.

Điều kiện để cho bánh xe chủ động không bị trượt quay khi ô tô-máy kéo chuyển động thì lực kéo tiếp tuyến cực đại phát sinh tại bánh chủ động do động cơ phải nhỏ hơn hoặc bằng lực bám P_{φ} .



Hình 1.13: Giá trị phản lực của nền đường tác dụng lên bánh xe theo các phương khác nhau



Hình 1.14: Cơ chế liên kết giữa bánh xe với mặt đường