

## Chương VI

# TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA Ô TÔ-MÁY KÉO

## I. TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA Ô TÔ

### 1. Các chỉ tiêu đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của ô tô

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

Tổng giá thành chuyên chở của ô tô phụ thuộc vào : kết cấu của ô tô, tình trạng kỹ thuật của chúng, giá thành lượng nhiên liệu tiêu thụ, điều kiện đường xá, điều kiện khí hậu khi sử dụng ô tô, tiền lương phải trả ... Trong giáo trình này, chúng ta chỉ xem xét tính kinh tế nhiên liệu của ô tô.

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

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

$$q_d = \frac{100 Q}{S^*} ; \frac{l}{100 \text{ km}} \quad (\text{VI-1})$$

Ở đây :

$Q$  - lượng tiêu hao nhiên liệu, l ;

$S^*$  - quãng đường chạy được của ô tô, km.

Mức tiêu hao nhiên liệu trên đơn vị quãng đường chạy tính theo công thức (VI-1) không kể đến khối lượng hàng hóa mà ô tô vận chuyển được mặc dù khi ô tô chuyên chở hàng hóa thì lượng nhiên liệu tiêu thụ sẽ lớn hơn khi nó không chuyên chở hàng hóa. Cho nên cần đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của ô tô theo một đơn vị hàng hóa vận chuyển. Thí dụ đối với ô tô vận tải, mức tiêu hao nhiên liệu cho một đơn vị hàng hóa  $q_c$  được tính theo biểu thức sau :

$$q_c = \frac{Q \cdot \rho_n}{G_t \cdot S_t} ; \frac{\text{kg}}{\text{t} \cdot \text{km}} \quad (\text{VI-2})$$

Ở đây :

$G_t$  - khối lượng hàng hóa chuyên chở, t ;

$S_t$  - quãng đường chuyên chở của ô tô khi có hàng hóa, km ;

$\rho_n$  - tỷ trọng của nhiên liệu, kg/l.

## 2. Phương trình tiêu hao nhiên liệu của ô tô

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

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

$$G_T = \frac{Q \cdot \rho_n}{t} ; \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad (\text{VI-3})$$

Ở đây :

$t$  - thời gian làm việc của động cơ, h.

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

$$g_c = \frac{G_T}{N_e} = \frac{Q \cdot \rho_n}{N_e \cdot t} ; \frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \quad (\text{VI-4})$$

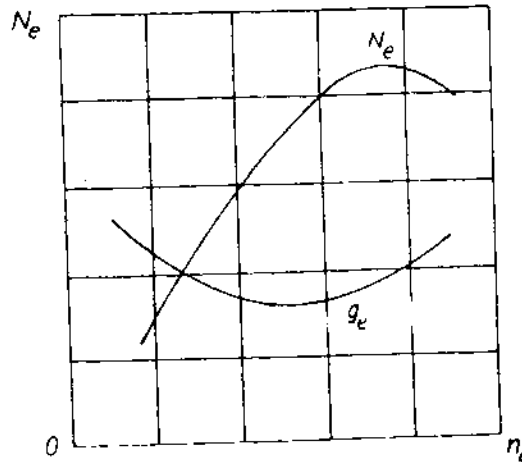
Ở đây :

$N_e$  - công suất có ích của động cơ, kW.

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

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

Đồ thị này trình bày trên hình VI-1 và được gọi là đường đặc tính ngoài của động cơ.



Hình VI-1. Đường đặc tính ngoài của động cơ.

Từ các công thức (VI-1) và (VI-4) ta rút ra được biểu thức để xác định mức tiêu hao nhiên liệu như sau :

$$q_d = \frac{100 g_e \cdot N_e \cdot t}{S^* \cdot \rho_n} = \frac{100 g_e \cdot N_e}{v \cdot \rho_n} ; \frac{1}{100 \text{ km}} \quad (\text{VI-5})$$

Ở đây :

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

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

$$N_e = \frac{(P_\psi + P_\omega \pm P_j) v}{1000 \eta_t} ; \text{ kW} \quad (\text{VI-6})$$

Ở đây :

$P_\psi, P_\omega, P_j$  - các lực cản chuyển động của ô tô, N.

$v$  - vận tốc chuyển động của ô tô, m/s.

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

$$q_d = \frac{0,36 g_e (P_\psi + P_\omega \pm P_j)}{\rho_n \cdot \eta_t} ; \frac{1}{100 \text{ km}} \quad (\text{VI-7})$$

Phương trình (VI-7) gọi là phương trình đánh giá mức tiêu hao nhiên liệu khi ô tô chuyển động không ổn định.

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

$$q_d = \frac{0,36 g_e (P_\psi + P_\omega)}{\rho_n \cdot \eta_t} ; \frac{1}{100 \text{ km}} \quad (\text{VI-8})$$

Từ các phương trình (VI-7) và (VI-8), ta có nhận xét sau

đây:

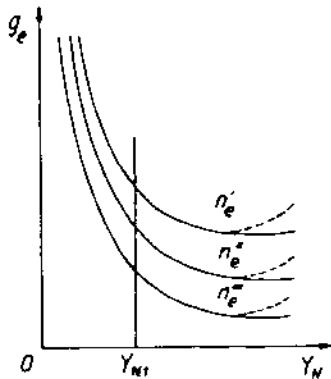
Mức tiêu hao nhiên liệu trên một đơn vị quãng đường chạy giảm khi suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ giảm, nghĩa là nếu động cơ có kết cấu và quá trình làm việc hoàn thiện thì giảm được mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô trên một đơn vị quãng đường chạy.

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

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

### 3. Đường đặc tính kinh tế nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định

Sử dụng phương trình (VI-8) để phân tích tính toán mức tiêu hao nhiên liệu, ta sẽ gặp rất nhiều khó khăn vì trị số suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ  $g_e$  phụ thuộc vào



Hình VI-2. Đồ thị đặc tính tải trọng của động cơ ( $n_e^+ > n_e^0 > n_e^-$ ).

số vòng quay của trục khuỷu động cơ  $n_e$  và mức độ sử dụng công suất động cơ  $Y_N$ . Vì vậy ta giải quyết vấn đề này bằng phương pháp xây dựng đường đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô.

Trước tiên, dựa vào thí nghiệm động cơ trên bộ thí nghiệm để lập đồ thị suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động

cơ theo mức độ sử dụng công suất động cơ  $g_e = f(Y_N)$  tương ứng với các số vòng quay khác nhau của động cơ (hình VI-2).

Qua đồ thị này, ta có nhận xét sau đây :

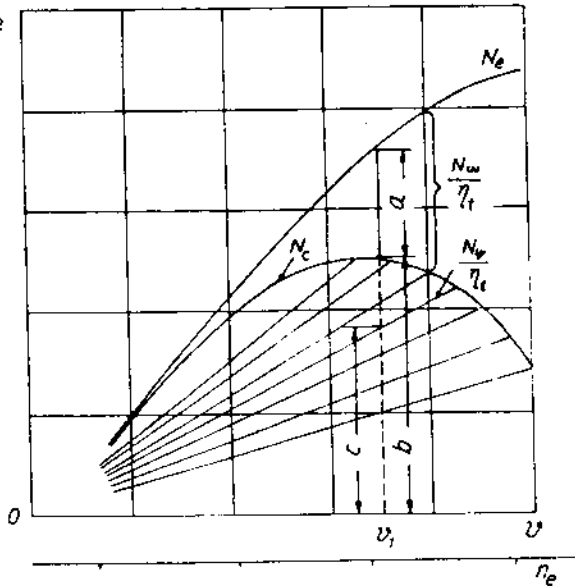
Mức độ sử dụng công suất động cơ càng tăng và số vòng quay của trục khuỷu động cơ càng giảm thì mức tiêu hao nhiên liệu càng giảm, vì  $g_e$  càng giảm. Vì thế khi mức độ sử dụng công suất động cơ như nhau (ví dụ tại điểm  $Y_{N1}$ ) thì suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ  $g_e$  ở vận tốc góc  $n_2''$  sẽ nhỏ hơn khi ở vận tốc góc  $n_2'$  và  $n_2$ .

Tiếp đó ta xây dựng đồ thị cân bằng công suất của ô tô khi chuyển động ổn định với các hệ số cản  $\psi$  của các loại mặt đường khác nhau để tìm được mức độ sử dụng công suất khác nhau của động cơ  $Y_N$  (hình VI-3). Ta xây dựng đồ thị  $N_e = f(v)$  cho một tỷ số truyền  $N_e$  của hệ thống truyền lực.

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

$$N_e = \frac{N_{\psi} + N_w}{\eta_t}$$

Lập đường cong công suất phát ra của động cơ  $N_e = f(v)$ , xuất phát từ đường



Hình VI-3. Đồ thị cân bằng công suất của ô tô ứng với các hệ số cản  $\psi$  khác nhau của mặt đường

cong này, xây dựng về phía dưới của nó đường cong biểu thị công suất tiêu hao cho lực cản không khí và có kể đến công suất tiêu hao cho ma sát trong hệ thống truyền lực :

$$\frac{N_w}{\eta_t} = f(v) = \frac{W v^3}{\eta_t}$$

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

$$\frac{N_\psi}{\eta_t} = \frac{\psi G v}{\eta_t}$$

Dựa vào đồ thị hình VI-3, ta có thể xác định được mức độ sử dụng công suất của động cơ  $Y_N$  ứng với một số vòng quay nào đó của động cơ, tức là ứng với một vận tốc  $v$  nào đó ở số truyền đã cho và phụ thuộc vào điều kiện đường xá đã cho.

Ví dụ, để đảm bảo cho ô tô có thể chuyển động được với vận tốc  $v_1$  trên loại đường có hệ số cản là  $\psi_1$  thì cần phải có công suất được xác định bằng tổng số hai đoạn (a+c). Còn công suất của động cơ phát ra tại vận tốc này bằng tổng số hai đoạn (a+b). Từ đó ta xác định được mức độ sử dụng công suất động cơ  $Y_N$  theo tỷ số :

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

Nếu tính  $Y_N$  theo phần trăm, ta có

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

Như vậy dựa vào đồ thị hình VI-3, ta xác định được trị số  $Y_N$  (ứng với  $v$ ,  $\psi$  cho trước) ; cũng tương ứng với vận tốc  $v$  và số truyền đã cho, ta xác định được số vòng quay của

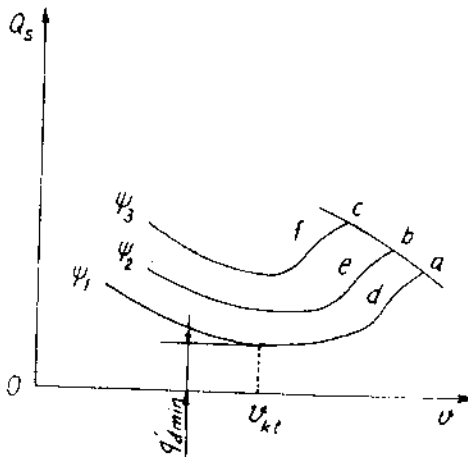
trục khuỷu động cơ  $n_c$  tương ứng theo biểu thức :

$$n_c = \frac{60 \cdot v_t}{2\pi \cdot r_b} \cdot \frac{v_g}{ph}$$

Từ trị số  $Y_N$  và  $n_c$  tìm được, dựa vào đồ thị hình VI-2, ta xác định được trị số suất tiêu hao nhiên liệu cố ích của động cơ  $g_c$ .

Sau khi tính toán được trị số của các lực cản chuyển động  $P_v$  và  $P_w$ , rồi thay các trị số vừa tìm được :  $g_c$ ,  $P_v$ ,  $P_w$  vào phương trình VI-8, ta xác định được trị số của mức

tiêu hao nhiên liệu và từ đó xây dựng đường cong mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định. Đồ thị này trình bày trên hình VI-4 và gọi là đồ thị đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định.



Hình VI-4. Đồ thị đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định.

Đồ thị hình VI-4 cho phép ta xác định được mức độ tiêu hao nhiên liệu (l/100 km) khi biết các trị số  $\psi$  và  $v$ . Qua đồ thị, ta có nhận xét rằng :

Trên mỗi đường cong của đồ thị có hai điểm đặc trưng cơ bản nhất. Điểm thứ nhất xác định mức tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất  $q_{dmin}$  khi ô tô chuyển động trên loại đường có hệ số cản  $\psi$  (ví dụ  $q_{dmin}$  ứng với đường  $\psi_1$ ), vận tốc tại điểm



đó được gọi là vận tốc kinh tế và ký hiệu là  $v_{kt}$ . Điểm thứ hai của đường cong (điểm nút cuối của các đường cong) đặc trưng cho lượng tiêu hao nhiên liệu khi động cơ làm việc ở chế độ toàn tải (các điểm a, b, c). Các điểm này tương ứng với vận tốc chuyển động lớn nhất của ô tô  $v_{max}$  với các hệ số cản  $\psi$  khác nhau.

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

Cần chú ý rằng, khi ô tô chuyển động với vận tốc kinh tế  $v_{kt}$  thì đạt được mức tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất  $q_{dmin}$ . Tuy nhiên điều này không có nghĩa là ta mong muốn ô tô chuyển động ở vận tốc này, vì tăng vận tốc chuyển động của ô tô sẽ có khả năng tăng được năng suất vận chuyển và giảm được giá thành chung trong vận tải ô tô. Vì vậy khi chọn vận tốc chuyển động thích hợp, không nhất thiết xuất phát từ điều kiện tính kinh tế nhiên liệu của ô tô mà cần căn cứ vào các điều kiện sau đây :

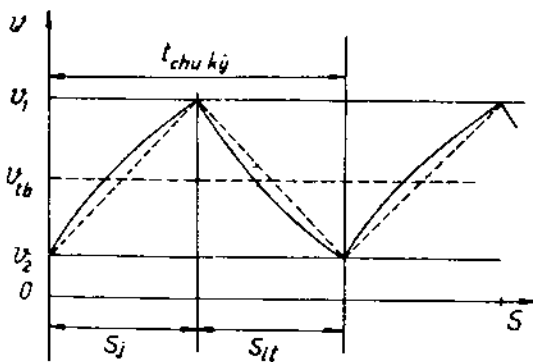
- Thời gian vận chuyển cần ít;
- Đảm bảo an toàn chuyển động trong điều kiện đã cho;
- Đảm bảo điều kiện thích nghi cho người lái và hành khách.

#### 4. Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô khi chuyển động không ổn định

Trong điều kiện sử dụng thực tế của ô tô, tình trạng mặt đường luôn luôn thay đổi, do đó vận tốc của ô tô cũng luôn luôn thay đổi và chế độ tải của động cơ cũng luôn luôn thay đổi. Vì vậy phần lớn thời gian hoạt động của ô tô là chuyển động không ổn định, lúc thì chuyển động có gia tốc, lúc thì lăn trơn, lúc thì phanh ô tô.

Khi ô tô chuyển động tăng tốc thì tốc độ của ô tô tăng lên, làm tăng lực cản chuyển động và dẫn đến làm tăng mức tiêu hao nhiên liệu. Tuy nhiên lúc đó lại sử dụng tốt nhất công suất của động cơ và dẫn đến giảm suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ.

Lượng tiêu hao nhiên liệu trong thời gian ô tô chuyển động tăng tốc sẽ lớn hơn so với khi ô tô chuyển động với vận tốc không đổi ( $v = \text{const}$ ;  $j = 0$ ) vì ngoài phần nhiên liệu tiêu hao để khắc phục các lực cản chuyển động, còn phần



Hình VI-5. Đồ thị ô tô chuyển động gia tốc - lăn trơn.

nhiều như cho ô tô chuyển động tăng tốc đến vận tốc  $v_1$ , rồi sau đó cho ô tô chuyển động lăn trơn đến khi vận tốc giảm đến  $v_2$  thì phần động năng này được trả lại (khi ô tô lăn trơn thì động cơ làm việc ở

chế độ không tải hoặc tải hẳn máy) lượng tiêu hao nhiên liệu rất nhỏ. Vì vậy mức tiêu hao nhiên liệu chung có thể giảm hơn so với khi chuyển động với vận tốc không thay đổi. Quá trình ô tô chuyển động tăng tốc và lăn trơn gọi là chu kỳ gia tốc - lăn trơn và được minh họa trên đồ thị hình VI-5. Chu kỳ này được lặp đi lặp lại. Sau đây chúng ta sẽ xác định mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô trong quá trình gia tốc - lăn trơn.

### a. Lượng tiêu hao nhiên liệu trong quá trình tăng tốc của ô tô

Lượng tiêu hao trong quá trình này được tính theo biểu thức sau đây :

$$Q_j = A_t \cdot \frac{g_{ctb}}{36.10^5} \quad (\text{VI-9})$$

Ở đây :

$Q_j$  - lượng tiêu hao nhiên liệu của ô tô trong quá trình tăng tốc, kg;

$g_{ctb}$  - suất tiêu hao nhiên liệu có ích trung bình của động cơ trong khoảng vận tốc từ  $v_1$  đến  $v_2$ , kg/kWh

$A_t$  - tổng số công tiêu tốn trong quá trình tăng tốc ô tô có kể đến tổn thất năng lượng cho lực cản trong hệ thống truyền lực :

$$A_t = \frac{A_c + A_d}{\eta_t}$$

Trong đó :

$A_c$  - công tiêu tốn để khắc phục các lực cản khi ô tô chuyển động tăng tốc :

$$A_c = (P_\psi + P_w)S_j ;$$

$S_j$  - quãng đường ô tô chuyển động tăng tốc  $m$  ;

$P_w$  - lực cản của không khí :

$$P_w = W.v_{tb}^2 ;$$

$v_{tb}$  - vận tốc trung bình của ô tô :

$$v_{tb} = \frac{v_1 + v_2}{2} .$$

$P_\psi$  - lực cản tổng cộng của đường :

$$P_\psi = \psi.G .$$

$A_d$  - công cần thiết để tăng động năng của ô tô khi chuyển động tăng tốc, N.m.

$$A_d = \frac{G}{2g} (v_1^2 - v_2^2) + \frac{1}{2} J_b (\omega_{b1}^2 - \omega_{b2}^2) .$$

Trong đó :

$J_b$  - tổng mômen quán tính của các bánh xe;

$\omega_{b1}, \omega_{b2}$  - vận tốc góc của các bánh xe ứng với lúc cuối và lúc bắt đầu quá trình tăng tốc (ứng với vận tốc  $v_1$  và  $v_2$  của ô tô).

### **b. Xác định lượng tiêu hao nhiên liệu của ô tô trong thời gian chuyển động lăn trơn**

Nếu trong thời gian một giờ, lượng tiêu hao nhiên liệu là  $G_{xx}$  (kg) thì trong thời gian  $t_{tt}$  (s) nào đó, lượng tiêu hao nhiên liệu khi lăn trơn sẽ là :

$$Q_{tt} = \frac{G_{xx} t_{tt}}{3600} ; \text{ kg.} \quad (\text{VI-10})$$

Thời gian chuyển động lăn trơn  $t_{tt}$  xác định theo biểu

thức :

$$t_u = \frac{v_1 - v_2}{j_{tb}} ; \text{ s} \quad (\text{VI-11})$$

Ở đây :

$j_{tb}$  - gia tốc chậm dần trung bình khi ô tô chuyển động  
lăn trơn,  $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ .

$$j_{tb} = \left[ \psi + \frac{(P_\psi + P_{xx})}{G} \right] \frac{g}{\delta_i} ; \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Trong đó :

$P_{xx}$  - lực ma sát trong hệ thống truyền lực khi động  
cơ làm việc ở chế độ không tải thu gọn về bánh  
xe chủ động, N;

$\delta_i$  - hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng  
quay khi ô tô chuyển động lăn trơn.

Thay trị số  $t_u$  ở công thức (VI-11) vào công thức (VI-10),  
ta được :

$$Q_u = \frac{G_{xx}(v_1 - v_2)}{3600 j_{tb}} ; \text{ kg.} \quad (\text{VI-12})$$

Như vậy tổng lượng tiêu hao nhiên liệu cho một chu kỳ  
gia tốc - lăn trơn sẽ là :

$$Q_t = Q_j + Q_u, \text{ kg.}$$
$$Q_t = \frac{A_t g_{ctb}}{36 \cdot 10^5} + \frac{G_{xx}(v_1 - v_2)}{3600 j_{tb}} ; \text{ kg.} \quad (\text{VI-13})$$

Nếu xác định được quãng đường khi ô tô chuyển động  
tăng tốc  $S_j$  và khi chuyển động lăn trơn  $S_{lt}$ , ta có thể tìm  
được mức tiêu hao nhiên liệu trên một đơn vị quãng đường

chạy như sau :

$$Q_{st} = \frac{100 Q_t}{(S_j + S_{tt}) \rho_n} ; \frac{1}{100 \text{km}} \quad (\text{VI-14})$$

Cần chú ý rằng, ở phương trình (VI-14), ta không tính đến năng lượng tiêu hao cho phần gia tốc bánh đà động cơ và các tiêu hao nhiên liệu phụ khác nữa dẫn đến một lượng tiêu hao nhiên liệu phụ thêm vào lượng tiêu hao nhiên liệu chung.

## 5. Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô có truyền động thủy lực

Xác định các chỉ tiêu đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của ô tô khi có truyền động bằng thủy lực (ví dụ có biến mô thủy lực) cũng không khác gì so với loại ô tô có truyền lực bằng cơ khí nhưng cần lưu ý rằng :

- Cần có các đường đặc tính "không thứ nguyên" của biến mô.

- Cần có các đồ thị thực nghiệm thể hiện quan hệ mômen xoắn của trục khuỷu động cơ  $M_c$  và mức tiêu hao nhiên liệu - giờ  $G_T$  với số vòng quay của trục khuỷu động cơ  $n_c$  ở các mức độ sử dụng công suất khác nhau.

- Cần xây dựng quan hệ làm việc đồng thời giữa động cơ và biến mô thủy lực.

- Và cuối cùng là xác định được các thông số ra cần thiết đặt tại trục sơ cấp của hộp số như :  $n_T$  - số vòng quay của trục tuabin và  $M_T$  - mômen xoắn của trục tuabin.

Sau khi đã có các thông số cần thiết đặt tại trục sơ cấp của hộp số, ta có thể đánh giá được mức tiêu hao nhiên liệu theo phương trình (VI-8) và (VI-7) khi ô tô chuyển động ổn

định và không ổn định.

Đối với ô tô có trang bị hộp số vô cấp, về nguyên lý mà nói, nó có thể đảm bảo cho động cơ làm việc ở chế độ kinh tế nhiên liệu tốt nhất trong bất kỳ điều kiện đường xá như thế nào. Tuy nhiên khi có truyền động thủy lực thì hiệu suất truyền động sẽ giảm, nhất là ở khu vực tỷ số truyền  $i_{bm}$  nhỏ. Vì vậy khi đặt biển mô thủy lực lên ô tô thì mức tiêu hao nhiên liệu sẽ tăng, đôi khi tăng từ 25 - 30%.

Để khắc phục vấn đề này, người ta đặt thêm một hộp số cơ khí để tăng số vòng quay của trục tuabin trong khi tốc độ của ô tô vẫn như cũ, do đó nâng cao được hiệu suất truyền động. Tuy nhiên biện pháp này sẽ làm phức tạp về kết cấu, tăng trọng lượng và giá thành của ô tô.

## 6. Khái niệm về định mức tiêu hao nhiên liệu

Ở phần trên đã trình bày các công thức và phân tích một số nhân tố ảnh hưởng để xác định mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô. Tuy nhiên trong điều kiện sử dụng thực tế còn rất nhiều nhân tố ảnh hưởng đến mức tiêu hao nhiên liệu của nó, ví dụ như quay trở đầu xe, lùi xe, xếp dỡ hàng hóa, qua phà ...

Qua phân tích các công thức lý thuyết kết hợp với điều kiện sử dụng thực tế thì xác định mức tiêu hao nhiên liệu cho 100 km quãng đường chạy được biểu thị theo công thức sau đây :

$$q_d = \left( \frac{K_1 S}{100} + \frac{K_2 P}{100} + K_3 z \right) ; l \quad (VI-15)$$

Ở đây :

$K_1$  - định mức tiêu hao nhiên liệu cho bản thân ô tô

chuyển động và tổn thất nội năng của động cơ,  
l/100 km ;

$K_2$  - định mức tiêu hao nhiên liệu cho một tấn hàng  
hóa vận chuyển trong 100 km, (l/t.100 km) ;

$K_3$  - định mức tiêu hao nhiên liệu phụ, cho mỗi một  
lần quay trở đầu xe ..., cho một chuyến, l/lần ;

$P$  - công vận tải, t.km;

$S$  - quãng đường đi được của ô tô, km ;

$z$  - số lần quay trở đầu xe, ..., cho một chuyến.

## II. TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA MÁY KÉO

Chỉ tiêu đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của máy kéo trên một đơn vị diện tích canh tác (với máy kéo nông nghiệp) hoặc trên một tấn-km hàng hóa vận chuyển (với máy kéo vận chuyển) ; ngoài ra còn đánh giá theo suất tiêu hao nhiên liệu có ích  $g_m$  cho một kW - giờ ở móc kéo.

Đánh giá suất tiêu hao nhiên liệu và xây dựng đồ thị của nó đã được trình bày khi tính toán sức kéo cho máy kéo. Tuy nhiên nó chưa phản ánh hết các nhân tố ảnh hưởng đến toàn bộ lượng tiêu hao nhiên liệu của máy kéo như việc hợp lý hóa tổ chức công việc, chọn liên hợp máy phù hợp với máy kéo, sử dụng số truyền và vận tốc thích hợp, thời gian quay vòng máy kéo không tải ở các đầu bờ, dừng máy kéo do các nguyên nhân kỹ thuật, điều kiện đất đai v.v.

Để đánh giá đúng đắn tính kinh tế nhiên liệu của máy kéo, ta thường xác định mức tiêu hao nhiên liệu tổng cộng sau một ca làm việc của máy kéo theo biểu thức sau đây :

$$Q_c = Q_m.t_1 + Q_o.t_o + Q_d.t_d ; \quad (VI-16)$$

Ở đây :



$Q_m, Q_o, Q_d$  - mức tiêu hao nhiên liệu tương ứng với khi máy kéo làm việc có tải trọng, chuyển động không có tải trọng và dừng máy kéo nhưng động cơ vẫn hoạt động trong một ca làm việc ;

$t_1, t_o, t_d$  - thời gian làm việc của máy kéo tương ứng với khi có tải trọng, khi không có tải trọng và khi dừng máy kéo nhưng động cơ vẫn hoạt động trong một ca làm việc.

Mức tiêu hao nhiên liệu cho một đơn vị diện tích canh tác được tính theo biểu thức sau đây :

$$Q_c = \frac{Q'_c}{W} = \frac{10}{B.v} \left( Q_m + Q_o \frac{t_o}{t_1} + Q_d \frac{t_d}{t_1} \right); \quad (VI-17)$$

Ở đây :

$W$  - năng suất của máy kéo trong một ca làm việc tính theo héc-ta :

$$W = 0,1 \text{ But}_L$$

Trong đó :

$B$  - chiều rộng canh tác của nông cụ, m ;

$v$  - vận tốc chuyển động của máy kéo, km/h ;

$t_1$  - thời gian làm việc có tải trọng của máy kéo trong một ca làm việc, h.

Để giảm mức tiêu hao nhiên liệu cho một héc-ta canh tác, cần phải tăng chiều dài quãng đường làm việc có tải trọng của máy kéo và giảm quãng đường quay vòng ở đầu bờ ...

## Chương VII

# TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ- MÁY KÉO

### I. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ TÍNH ỔN ĐỊNH

Nói một cách khái quát, tính ổn định của ô tô-máy kéo là khả năng đảm bảo giữ được quỹ đạo chuyển động theo yêu cầu trong mọi điều kiện chuyển động khác nhau. Tùy thuộc điều kiện sử dụng, ô tô-máy kéo có thể đứng yên, chuyển động trên đường dốc (đường có góc nghiêng dọc hoặc nghiêng ngang), có thể quay vòng hoặc phanh ở các loại đường khác nhau (đường tốt, đường xấu ...). Trong những điều kiện chuyển động phức tạp như vậy, ô tô-máy kéo phải giữ được quỹ đạo chuyển động của nó sao cho không bị lật đổ, không bị trượt hoặc thùng xe không bị nghiêng, cầu xe bị quay lệch trong giới hạn cho phép để đảm bảo cho chúng chuyển động an toàn. Mục đích của việc thiết kế tính toán các cụm chi tiết cũng như việc sử dụng, đều nhằm tăng khả năng an toàn chuyển động để nâng cao vận tốc chuyển động của xe, có nghĩa là tăng tính kinh tế và tính ổn định của ô tô-máy kéo trong mọi điều kiện làm việc.

Tính ổn định của ô tô-máy kéo khi chuyển động, quay vòng hoặc khi phanh sẽ được khảo sát ở chương VIII và IX. Trong chương này, ta chỉ nghiên cứu tính ổn định của ô tô-máy kéo để đảm bảo khả năng không bị lật đổ hoặc bị trượt trong các điều kiện chuyển động khác nhau. Sau đây ta sẽ

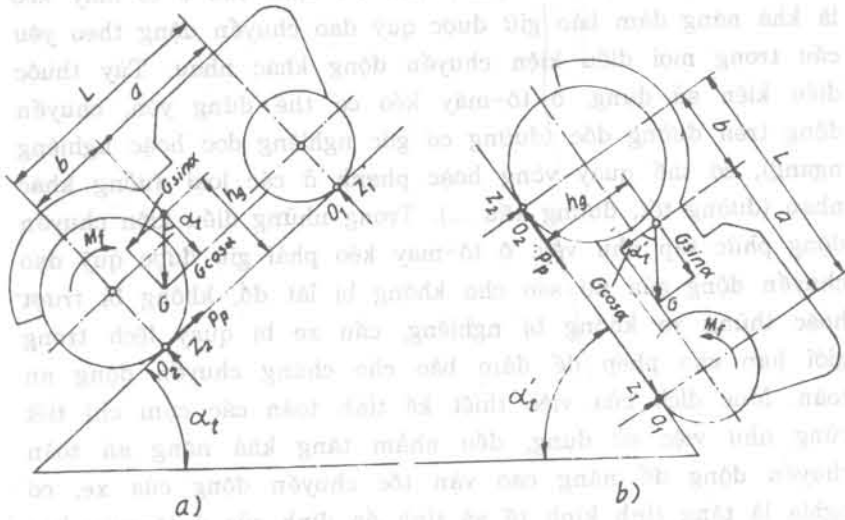
trình bày từng trường hợp.

## II. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ- MÁY KÉO BÁNH XE

### 1. Tính ổn định dọc của ô tô - máy kéo bánh xe

#### a. Tính ổn định dọc tĩnh

Tính ổn định dọc tĩnh của ô tô- máy kéo bánh xe là khả năng đảm bảo cho xe không bị lật hoặc bị trượt khi đứng yên trên đường dốc dọc.



Hình VII-1. Sơ đồ lực và mômen tác dụng lên ô tô, máy kéo bánh hơi khi đứng yên.

- a. Đứng quay đầu lên dốc;
- b. Đứng quay đầu xuống dốc.

Hình VII-1 trình bày sơ đồ lực và mômen tác dụng lên máy kéo bánh xe khi đứng trên dốc.

Khi ô tô-máy kéo đứng trên dốc nghiêng quay đầu lên dốc sẽ chịu tác dụng của các lực sau :

- Trọng lượng của ô tô-máy kéo đặt tại trọng tâm xe là  $G$ . Do có góc dốc  $\alpha$  nên  $G$  được phân ra làm hai thành phần  $G\cos\alpha$  và  $G\sin\alpha$ .

- Hợp lực của các phản lực thẳng đứng của đường tác dụng lên bánh xe trước là  $Z_1$  và bánh xe sau là  $Z_2$ . Ta có  $Z_1 + Z_2 = G\cos\alpha$ .

- Do tác dụng của thành phần trọng lượng  $G\sin\alpha$ , xe có thể bị trượt xuống dốc mặc dù có mômen cản lăn cản lại. Trị số của mômen cản lăn nhỏ nên phải đặt phanh ở các bánh xe sau.

Trường hợp xe đứng trên dốc quay đầu lên (hình VII-1a), khi góc dốc  $\alpha$  tăng dần cho tới lúc bánh xe trước nhấc khỏi mặt đường, lúc đó hợp lực  $Z_1 = 0$  và xe sẽ bị lật quanh điểm  $O_2$  ( $O_2$  là giao điểm của đường và trục thẳng đứng qua tâm bánh xe sau). Để xác định góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ khi đứng quay đầu lên dốc, ta lập phương trình mômen của tất cả các lực đối với điểm  $O_2$  rồi rút gọn với  $Z_1 = 0$  sẽ được :

$$G.b\cos\alpha_1 - Gh_g\sin\alpha_1 = 0; \quad (\text{VII-1})$$

$$\text{tg}\alpha_1 = \frac{b}{h_g}. \quad (\text{VII-2})$$

Trong đó :  $\alpha_1$  - góc dốc giới hạn mà xe bị lật khi đứng quay đầu lên dốc.

Trường hợp khi xe đứng trên dốc quay đầu xuống ta cũng làm tương tự bằng cách lấy mômen đối với điểm  $O_1$ , thay  $Z_2 = 0$  rồi rút gọn ta được :

$$\text{tg}\alpha_1 = \frac{a}{h_g}. \quad (\text{VII-3})$$

Ở đây :

$\alpha_1$  - góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ đứng khi xe quay đầu xuống dốc.

Cần chú ý rằng trong các phương trình trên đã bỏ qua mômen cản lăn nhằm tăng tính ổn định tĩnh của xe.

Qua các biểu thức trên ta thấy rằng góc dốc giới hạn lật đổ tĩnh chỉ phụ thuộc vào tọa độ trọng tâm của xe.

Một số trị số của góc dốc giới hạn ở một số loại ô tô-máy kéo khi đứng trên dốc.

+ Đối với xe du lịch và vận tải khi không tải :

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 60^\circ.$$

+ Xe vận tải và máy kéo bánh xe khi đầy tải :

$$\alpha_1 = 35 + 40^\circ; \quad \alpha_2 \geq 60^\circ.$$

+ Xe tự đổ khi không tải :

$$\alpha_1 = (20 + 35)^\circ; \quad \alpha_2 > 60^\circ.$$

Sự mất ổn định dọc tĩnh của ô tô-máy kéo không chỉ do sự lật đổ dọc mà còn do sự trượt trên dốc do không đủ lực phanh hoặc do bám không tốt giữa bánh xe và đường. Trong trường hợp này, để tránh cho xe khỏi trượt lăn xuống dốc, người ta thường bố trí phanh ở các bánh xe. Khi lực phanh lớn nhất đạt đến giới hạn bám, xe có thể bị trượt xuống dốc, góc dốc giới hạn khi xe bị trượt được xác định như sau :

$$P_{pmax} = G \sin \alpha_t = \varphi Z_2 \quad (VII-4)$$

Trong đó :

$P_{pmax}$  - lực phanh lớn nhất đặt ở bánh xe sau;

$\varphi$  - hệ số bám dọc của bánh xe với đường;

$Z_2$  - hợp lực của các phản lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe sau.

Theo phương pháp xác định ở chương II ta có :

$$Z_2 = \frac{G a \cos\alpha + G h_g \sin\alpha}{L} \quad (\text{II-23})$$

Thay giá trị của  $Z_2$  vào (VII-4) rồi rút gọn, ta sẽ xác định được góc dốc giới hạn khi ô tô-máy kéo đứng trên dốc bị trượt :

$$\operatorname{tg}\alpha_t = \varphi \frac{a}{L - \varphi h_g} \quad (\text{VII-5})$$

Khi xe đứng trên dốc quay đầu xuống, ta cũng xác định được góc dốc giới hạn khi xe bị trượt bằng cách tương tự như khi xe đứng quay đầu lên dốc :

$$\operatorname{tg}\alpha'_t = \varphi \frac{a}{L + \varphi h_g} \quad (\text{VII-6})$$

Trong đó :

$\alpha_t$  - góc dốc giới hạn bị trượt khi xe đứng trên dốc quay đầu lên;

$\alpha'_t$  - góc dốc giới hạn bị trượt khi xe đứng trên dốc quay đầu xuống.

Đối với ô tô, cơ cấu phanh được bố trí ở tất cả các bánh xe. Do đó lực phanh cực đại  $P_{pmax} = \varphi.G.\cos\alpha$ . Cũng xác định tương tự như trên ta có điều kiện để xe đứng trên dốc bị trượt như sau :

$$\operatorname{tg}\alpha_t = \operatorname{tg}\alpha'_t = \varphi \quad (\text{VII-7})$$

Để đảm bảo an toàn khi xe đứng trên dốc người ta thường để điều kiện xe bị trượt trước khi bị lật đổ, điều đó được xác định bằng biểu thức :

$$\operatorname{tg}\alpha_t < \operatorname{tg}\alpha'_t \quad (\text{VII-8})$$

$$\text{hay : } \left. \begin{aligned} \frac{\varphi a}{L - \varphi h_g} &< \frac{b}{h_g} \\ \varphi &< \frac{b}{h_g} \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII-9})$$

Qua các trường hợp trên, ta có nhận xét rằng góc giới hạn khi ô tô-máy kéo đứng trên dốc bị trượt hoặc lật đổ chỉ phụ thuộc vào tọa độ trọng tâm của xe và chất lượng mặt đường.

### b. Tính ổn định dọc động

Khi ô tô-máy kéo chuyển động trên đường dốc có thể bị mất ổn định (bị lật đổ hoặc bị trượt) dưới tác dụng của các lực và mômen hoặc bị lật đổ khi ô tô chuyển động ở tốc độ cao trên đường bằng. Ở đây ta chỉ xét khả năng xe bị lật đổ, còn khả năng dẫn hướng sẽ được nghiên cứu ở chương VIII.

#### a. Trường hợp tổng quát

Hình VII-2 trình bày sơ đồ lực và mômen tác dụng lên ô tô-máy kéo khi chuyển động lên dốc không ổn định, có kéo móc.

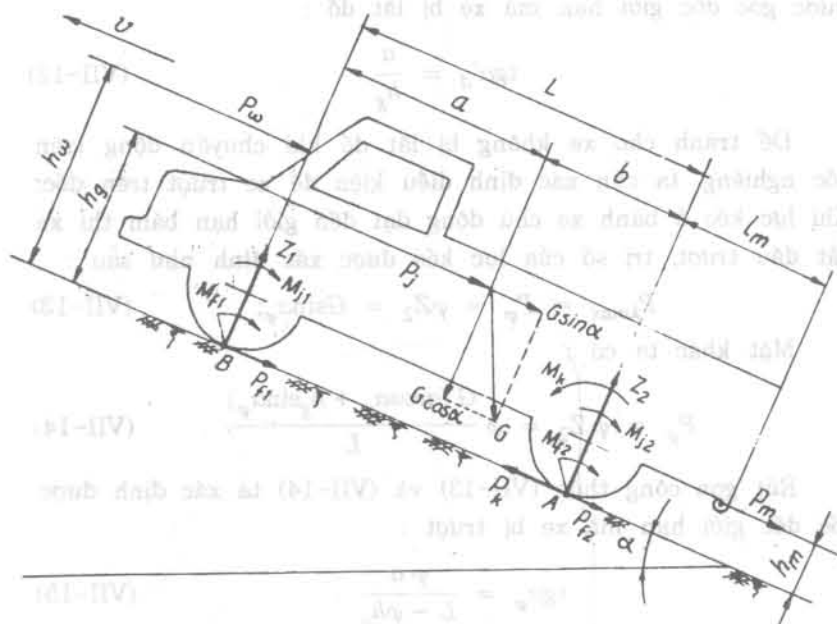
Sử dụng công thức tính các hợp lực của các phân lực thẳng góc từ đường tác dụng lên các bánh xe ở chương II ta có :

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_1 = \frac{G \cos \alpha (b - f r_h) - (G \sin \alpha + P_j + P_w) h_g - P_m h_m}{L} \\ Z_2 = \frac{G \cos \alpha (a + f r_h) + (G \sin \alpha + P_j + P_w) h_g + P_m h_m}{L} \end{array} \right.$$

Khi tăng góc dốc  $\alpha$  đến giá trị giới hạn thì xe sẽ bị lật đổ ứng với lúc  $Z_1 = 0$ , bánh xe trước bị nhấc khỏi mặt đường. Cách làm tương tự như phần ổn định tĩnh, ta xác định được ngay góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ khi chuyển động lên dốc hoặc xuống dốc.

Để đơn giản ta xét trường hợp ô tô-máy kéo chuyển động ổn định lên dốc, không kéo móc. Do đó lực quán tính  $P_j = 0$  và  $P_m = 0$

Góc dốc giới hạn khi xe bị lật đổ (coi  $\cos \alpha \approx 1$ ):



Hình VII-2. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô-máy kéo bánh xe khi chuyển động lên dốc.

$$\operatorname{tg} \alpha_d = \frac{b - fr_b}{h_g} - \frac{P_w}{G} \quad (\text{VII-10})$$

b. Trường hợp xe chuyển động lên dốc với tốc độ nhỏ, không kéo moóc và chuyển động ổn định

Trường hợp này  $P_j = 0$ ;  $P_m = 0$ ,  $P_w \approx 0$  và  $P_f \approx 0$  vì lực cản lăn nhỏ có thể bỏ qua. Do đó ta xác định được góc dốc giới hạn khi xe chuyển động lên dốc bị lật đổ :

$$\operatorname{tg} \alpha_d = \frac{b}{h_g} \quad (\text{VII-11})$$



Trường hợp xe chuyển động xuống dốc với vận tốc nhỏ, không kéo theo móc, chuyển động ổn định ta cũng xác định được góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ :

$$\operatorname{tg}\alpha'_d = \frac{a}{h_g} \quad (\text{VII-12})$$

Để tránh cho xe không bị lật đổ khi chuyển động trên dốc nghiêng, ta cần xác định điều kiện để xe trượt trên dốc: Khi lực kéo ở bánh xe chủ động đạt đến giới hạn bám thì xe bắt đầu trượt, trị số của lực kéo được xác định như sau :

$$P_{kmax} = P_\varphi = \varphi Z_2 = G \sin \alpha_\varphi; \quad (\text{VII-13})$$

Mặt khác ta có :

$$P_\varphi = \varphi Z_2 = \varphi \frac{G (a \cos \alpha_\varphi + h_g \sin \alpha_\varphi)}{L} \quad (\text{VII-14})$$

Rút gọn công thức (VII-13) và (VII-14) ta xác định được góc dốc giới hạn mà xe bị trượt :

$$\operatorname{tg}\alpha_\varphi = \frac{\varphi a}{L - \varphi h_g} \quad (\text{VII-15})$$

Ở đây :

$P_{kmax}$  - lực kéo tiếp tuyến lớn nhất ở bánh xe chủ động,

$P_\varphi$  - lực bám của bánh xe chủ động .

$\varphi$  - hệ số bám dọc của bánh xe với đường.

Điều kiện để đảm bảo cho xe bị trượt trước khi bị lật đổ cũng được xác định tương tự như phân ổn định tĩnh.

*c. Trường hợp xe kéo móc chuyển động lên dốc với vận tốc nhỏ và ổn định*

Ở đây ta cũng xét trong điều kiện đoàn xe chuyển động ổn định  $P_j = 0$ , vận tốc nhỏ nên  $P_\omega \approx 0$ , lực cản lăn nhỏ  $P_f \approx 0$ . Khi chuyển động lên dốc đoàn xe cũng có thể bị mất ổn định theo hai khả năng sau :

- Bị lật đổ qua điểm tiếp xúc của bánh xe sau của xe kéo với đường.

- Bị trượt dọc khi lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động đạt đến giới hạn bám.

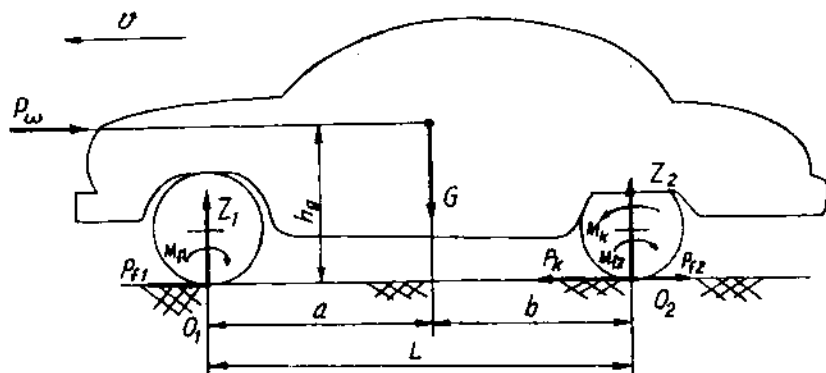
Bằng phương pháp xác định tương tự như trên, ta có thể xác định được góc dốc giới hạn mà đoàn xe bị trượt khi coi  $P_m = G_m \sin \alpha$  và bỏ qua thành phần cân lăn của moóc :

$$\operatorname{tg} \alpha_{\varphi} = \frac{\varphi a G}{G(L - \varphi h_g) + G_m(L - \varphi h_m)} \quad (\text{VII-16})$$

Trong đó :  $G_m$  - trọng lượng toàn bộ của moóc.

d. Trường hợp xe chuyển động ổn định với vận tốc cao trên đường nằm ngang, không kéo moóc.

Trên hình VII-3 trình bày sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động với vận tốc cao ( bỏ qua ảnh hưởng của cân lăn )



hình VII-3. Lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động ở tốc độ cao.

Trong trường hợp này (thường là xe du lịch) xe có khả năng bị lật do lực cân không khí gây ra khi chuyển động với tốc độ rất lớn. Lực cân không khí tăng đến trị số giới hạn, xe sẽ bị lật quanh điểm  $O_2$  ( $O_2$  là giao điểm của mặt phẳng qua trục bánh xe sau với đường), lúc đó phản lực  $Z_1 = 0$ .

Để xác định vận tốc giới hạn mà xe bị lật đổ, ta sử dụng công thức (II-24) ở chương II.

$$Z_1 = \frac{G(b - fr_b) - P_\omega h_g}{L}$$

Ta coi  $M_f = 0$  vì trị số của nó rất nhỏ so với  $P_\omega$ , thay trị số  $P_\omega = k.F.v^2/13$  và rút gọn ta có vận tốc nguy hiểm mà xe bị lật đổ :

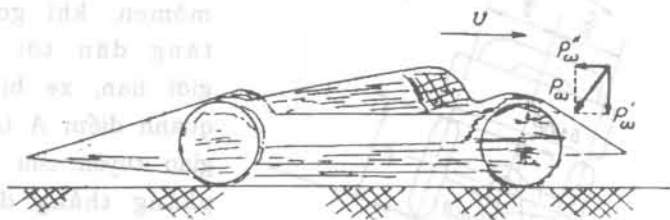
$$v_n = 3,6 \sqrt{\frac{Gb}{kF.h_g}}; \quad (\text{VII-17})$$

Trong đó :  $v$  - vận tốc của xe tính theo km/h;

$v_n$  - vận tốc nguy hiểm khi xe bị lật đổ.

Từ công thức (VII-17) nhận xét rằng vận tốc nguy hiểm mà xe chuyển động bị mất ổn định phụ thuộc vào trọng tâm và nhân tố cân không khí. Vì thế khi thiết kế các loại xe có vận tốc lớn như xe đua người ta cố gắng hạn chế sự mất ổn định do lực cân không khí. Bằng cách làm cho phía trước của xe có hình dạng đặc biệt để một thành phần của lực cân không khí  $P_\omega$  có tác dụng ép bánh xe xuống mặt đường, sơ đồ được trình bày trên hình VII-4.

Qua nghiên cứu về tính ổn định dọc của ô tô-máy kéo bánh xe, ta có nhận xét rằng sự mất ổn định của chúng phụ thuộc vào các thông số như tọa độ trọng tâm của xe và moóc, vị trí đặt moóc kéo, hệ số bám... Vì vậy để tăng tính ổn định của xe, khi thiết kế thường người ta tìm cách hạ thấp trọng tâm của xe.



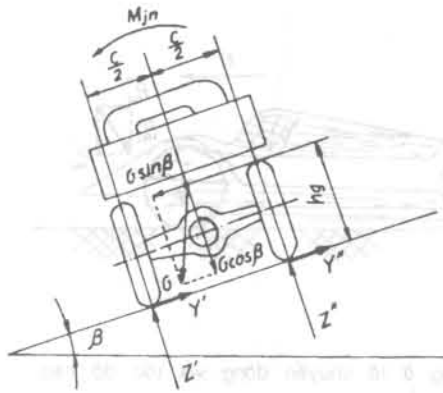
Hình VII-4. Hình dáng ô tô chuyển động với tốc độ cao.

## 2. Tính ổn định ngang của ô tô-máy kéo bánh xe

### a. Tính ổn định động ngang của ô tô-máy kéo bánh xe khi chuyển động trên đường nghiêng ngang

Hình VII-5 trình bày sơ đồ lực và mômen tác dụng lên ô tô-máy kéo bánh xe khi chuyển động trên đường nghiêng ngang không kéo móc. Trường hợp này giả thiết vết của bánh xe trước và sau trùng nhau, trọng tâm của xe nằm trong mặt phẳng đối xứng dọc, lực và mômen tác dụng lên ô tô-máy kéo gồm :

- Trọng lượng của ô tô-máy kéo là  $G$  được phân ra hai thành phần theo góc nghiêng ngang  $\beta$ .
- Mômen của các lực quán tính tiếp tuyến  $M_{jn}$  tác dụng trong mặt phẳng ngang khi xe chuyển động không ổn định.
- Các phân lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe bên trái  $Z'$  và bánh xe bên phải  $Z''$ .
- $\beta$  : góc nghiêng ngang của đường
- Các phân lực ngang  $Y'$  và  $Y''$ .



Hình VII-5. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô - máy kéo bánh xe khi chuyển động trên đường nghiêng ngang.

Dưới tác dụng của các lực và mômen, khi góc  $\beta$  tăng dần tới góc giới hạn, xe bị lật quanh điểm A (A là giao tuyến của mặt phẳng thẳng đứng qua trục bánh xe bên trái và mặt đường) lúc đó  $Z'' = 0$ , ta sử dụng công thức II-31 ở chương II và rút gọn ta được:

$$Z'' = \frac{G \frac{C}{2} \cos \beta_d - G h_g \sin \beta_d - M_{jn}}{C} = 0.$$

Ở đây coi  $M_{jn} \approx 0$  vì trị số của nó nhỏ có thể bỏ qua, xe không kéo moóc nên  $P_m = 0$ . Ta xác định được góc giới hạn lật đổ khi xe chuyển động trên đường nghiêng ngang :

$$\operatorname{tg} \beta_d = \frac{C}{2h_g} \quad (\text{VII-18})$$

Trong đó :  $\beta_d$  - góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ.

Khi chất lượng bám của bánh xe với đường kém, xe cũng có thể bị trượt khi chuyển động trên đường nghiêng ngang. Để xác định góc giới hạn khi xe bị trượt, ta lập phương trình hình chiếu các lực lên mặt phẳng song song với mặt đường :

$$G \sin \beta_\varphi = Y' + Y'' = \varphi_y (Z' + Z'') = \varphi_y G \cos \beta_\varphi ; (\text{VII-19})$$

Trong đó :

$\beta_\varphi$  - góc dốc giới hạn mà ô tô-máy kéo bị trượt.

$\varphi_y$  - hệ số bám ngang giữa bánh xe và đường.

Rút gọn công thức (VII-19) ta được :

$$\operatorname{tg}\beta_\varphi = \varphi_y \quad (\text{VII-20})$$

Điều kiện để xe trượt trước khi bị lật khi chuyển động trên đường nghiêng ngang :

$$\operatorname{tg}\beta_\varphi < \operatorname{tg}\beta_d \text{ hay } \varphi_y < \frac{C}{2h_g} \quad (\text{VII-21})$$

Khi ô tô-máy kéo đứng yên trên đường nghiêng ngang, ta cũng xác định được góc nghiêng giới hạn mà tại đó xe bị lật đổ hoặc bị trượt.

Ở trường hợp này, ô tô-máy kéo chỉ chịu tác dụng của trọng lượng. Phương pháp xác định cũng tương tự như phần trên, ta có ngay góc giới hạn mà xe bị lật đổ :

$$\operatorname{tg}\beta_l = \frac{C}{2h_g} \quad (\text{VII-22})$$

Cũng tương tự ta có góc giới hạn mà xe bị trượt và điều kiện để xe trượt khi lật đổ như sau :

$$\operatorname{tg}\beta_\varphi = \varphi_y$$
$$\operatorname{tg}\beta_\varphi < \operatorname{tg}\beta_l \text{ hay } \varphi_y < \frac{C}{2h_g} \quad (\text{VII-23})$$

#### b. Tính ổn định động ngang của ô tô-máy kéo bánh xe khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang

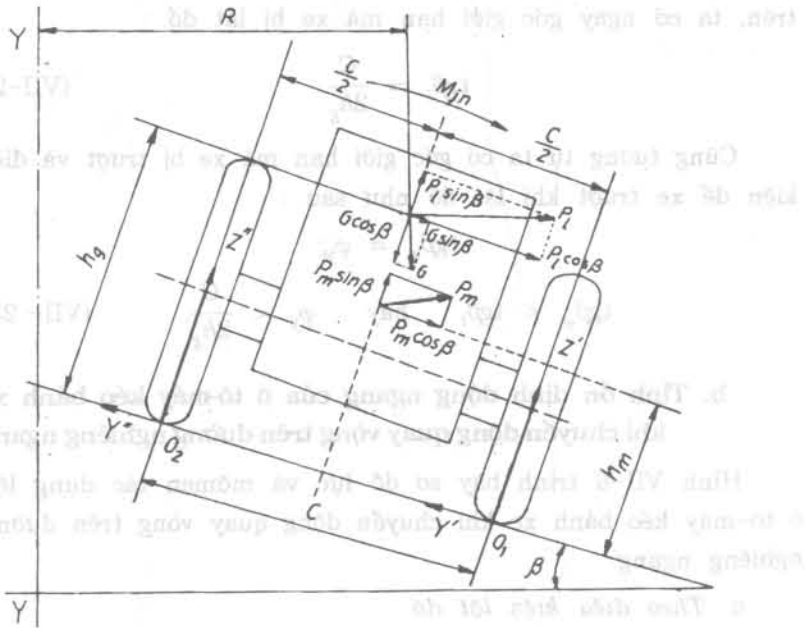
Hình VII-6 trình bày sơ đồ lực và mômen tác dụng lên ô tô-máy kéo bánh xe khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang.

##### a. Theo điều kiện lật đổ

Khi xe quay vòng ta xem như xe đang chuyển động quanh sườn đồi, ngoài các lực đã trình bày ở phần trên, xe còn chịu

tác dụng của lực ly tâm  $P_l$  đặt tại trọng tâm xe (trục quay là YY) và lực kéo ở móc kéo  $P_m$ . Trường hợp này coi phương của lực  $P_m$  tác dụng theo phương nằm ngang. Các lực  $P_l$  và  $P_m$  đều phân ra hai thành phần do góc nghiêng ngang  $\beta$ . Khi góc  $\beta$  tăng dần, đồng thời dưới tác dụng của lực  $P_l$ , xe sẽ bị lật đổ quanh mặt phẳng đi qua  $O_1$  (là giao tuyến giữa mặt đường và mặt phẳng thẳng góc qua trục bánh xe bên phải) ứng với vận tốc giới hạn và hợp lực  $Z'' = 0$ .

Sử dụng công thức xác định các phân lực  $Z''$  ở chương II, mặt khác ta thay trị số của lực ly tâm  $P_l = \frac{G v_n^2}{g R}$  vào công thức rồi rút gọn ta có :



Hình VII-8. Sơ đồ lực và mômen tác dụng lên ô tô-máy kéo bánh xe khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang.

$$v_n^2 = \frac{\left[ G\left(\frac{C}{2} \cos\beta_d - h_g \sin\beta_d\right) - P_m(h_m \cos\beta_d + \frac{C}{2} \sin\beta_d) \right] g R}{G\left(h_g \cos\beta_d + \frac{C}{2} \sin\beta_d\right)}. \quad (\text{VII-24})$$

Trường hợp ô tô, máy kéo không kéo móc thì  $P_m = 0$ , ta xác định được vận tốc giới hạn (hay còn gọi là vận tốc nguy hiểm) khi xe bị lật như sau :

$$v_n^2 = \frac{G\left(\frac{C}{2} \cos\beta_d - h_g \sin\beta_d\right) g R}{G\left(h_g \cos\beta_d + \frac{C}{2} \sin\beta_d\right)};$$

Rút gọn ta có :

$$\left. \begin{aligned} v_n &= \sqrt{\frac{g R (C/2 \cos\beta_d - h_g \sin\beta_d)}{h_g \cos\beta_d + C/2 \sin\beta_d}} \quad \text{hay} \\ v_n &= \sqrt{\frac{g R (C/2 h_g - t g \beta_d)}{1 + C/2 h_g t g \beta_d}} \end{aligned} \right\}; \quad (\text{VII-25})$$

Trong đó :

$\beta_d$  - góc dốc giới hạn khi xe quay vòng bị lật đổ;

$R$  - bán kính quay vòng của xe;

$v$  - vận tốc chuyển động quay vòng, m/s;

$v_n$  - vận tốc giới hạn (hay vận tốc nguy hiểm);

$g$  - gia tốc trọng trường.

Nếu hướng nghiêng của đường cùng phía với trục quay vòng thì vận tốc nguy hiểm khi xe bị lật đổ là :

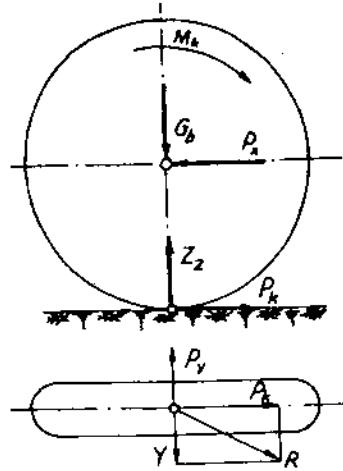
$$v_n = \sqrt{\frac{g R (C/2 h_g + t g \beta_d)}{1 - C/2 h_g t g \beta_d}}. \quad (\text{VII-26})$$



a. Theo điều kiện bị trượt bên

Khi quay vòng trên đường nghiêng ngang, xe có thể bị trượt bên dưới tác dụng của thành phần lực  $G \sin \beta$  và  $P_1 \cos \beta$  do điều kiện bám ngang của bánh xe và đường không đảm bảo.

Để xác định vận tốc giới hạn khi xe bị trượt bên ta cũng làm tương tự như phần trên bằng cách sử dụng phương trình hình chiếu và rút gọn ta được :



Hình VII-7. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động khi có lực ngang tác dụng.

$$\begin{aligned} & P_1 \cos \beta_\varphi + G \sin \beta_\varphi \\ & = Y' + Y'' = \varphi_y (Z' + Z'') \\ & = \varphi_y (G \cos \beta_\varphi - P_1 \sin \beta_\varphi) . \end{aligned}$$

Thay trị số của  $P_1$  và rút gọn ta xác định được vận tốc tới hạn khi xe bị trượt bên :

$$\left. \begin{aligned} v_\varphi &= \sqrt{\frac{g R (\varphi_y \cos \beta_\varphi - \sin \beta_\varphi)}{\cos \beta_\varphi + \varphi_y \sin \beta_\varphi}} \\ v_\varphi &= \sqrt{\frac{g R (\varphi_y - \operatorname{tg} \beta_\varphi)}{1 + \varphi_y \operatorname{tg} \beta_\varphi}} \end{aligned} \right\} \text{ hay } \quad \text{(VII-27)}$$

Nếu hướng nghiêng của đường cùng phía với trục quay vòng thì vận tốc tới hạn khi xe bị trượt bên :

$$v_{\varphi} = \sqrt{\frac{g R (\varphi_y + \operatorname{tg} \beta_{\varphi})}{1 - \varphi_y \operatorname{tg} \beta_{\varphi}}} \quad (\text{VII-28})$$

Trường hợp xe quay vòng trên đường nằm ngang thì vận tốc tối hạn để xe bị trượt bên :

$$v_{\varphi} = \sqrt{g R \varphi_y} \quad (\text{VII-29})$$

Trong đó :

$\beta_{\varphi}$  - góc giới hạn của đường ứng với vận tốc tối hạn;

$\varphi_y$  - hệ số bám ngang của đường và bánh xe.

Qua các công thức được trình bày ở trên, có thể nhận xét rằng góc dốc giới hạn và vận tốc nguy hiểm mà tại đó ô tô-máy kéo bị lật đổ hoặc bị trượt bên khi chuyển động trên đường nghiêng ngang phụ thuộc vào tọa độ trọng tâm, bán kính quay vòng và hệ số bám ngang của bánh xe với đường.

Ngoài ra, khi xe chuyển động còn bị mất ổn định ngang do ảnh hưởng của các yếu tố khác như lực gió ngang, do đường mấp mô và do phanh trên đường trơn...

Để nghiên cứu trường hợp bánh xe chủ động lăn chịu lực gió ngang  $P_y$ , ta sử dụng sơ đồ hình VII-7. Bánh xe lăn sẽ chịu tác dụng của các lực và mômen :  $M_k$ ,  $G_b$ ,  $P_x$ ,  $P_k$ ,  $P_y$  và các phản lực  $Z$ ,  $Y$ .

Theo sơ đồ hình VII-7 ta biết  $R$  là hợp lực của lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  và lực ngang  $Y$  (phản lực ngang  $Y$  do lực ngang  $P_y$  tác dụng). Hợp lực  $R$  có điểm đặt là điểm tiếp xúc giữa bánh xe và đường qua trục bánh xe và được xác định theo công thức :

$$R = \sqrt{P_k^2 + Y^2} \quad (\text{VII-30})$$

Theo điều kiện bám  $R = R_{max} = \varphi.G_b$  và phân lực ngang cũng đạt giá trị của cực đại  $Y = Y_{max}$ .

Thay giá trị của  $R_{max}$  và  $Y_{max}$  vào (VII-30) ta có :

$$Y_{max} = \sqrt{R_{max}^2 - P_k^2} = \sqrt{(\varphi G_b)^2 - P_k^2}. \quad (\text{VII-31})$$

Theo công thức (VII-31) ta thấy lực kéo  $P_k$  càng lớn thì  $Y$  càng nhỏ. Khi lực kéo  $P_k$  hoặc lực phanh  $P_p$  đạt đến giới hạn lực bám thì  $Y_{max} = 0$ . Do đó chỉ cần một lực ngang rất nhỏ tác dụng lên bánh xe thì nó bắt đầu trượt. Sự trượt này sẽ dẫn đến hiện tượng quay vòng thiếu (khi bánh xe trước xảy ra sự trượt) hoặc quay vòng thừa (khi bánh xe sau bị trượt). Hiện tượng quay vòng thừa rất nguy hiểm trong quá trình chuyển động của xe khi có lực ngang tác dụng.

### III. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA MÁY KÉO XÍCH

#### 1. Tính ổn định dọc của máy kéo xích

Ở máy kéo xích, người ta sử dụng các loại hệ thống treo khác với hệ thống treo của ô tô-máy kéo bánh xe. Đó là hệ thống treo cứng và hệ thống treo điều hòa. Sự phân bố các phân lực thẳng góc từ đường tác dụng lên dải xích cũng khác với ô tô và máy kéo bánh xe. Hợp lực của các phân lực này được đặt tại tâm áp lực nằm ở khu vực tiếp xúc giữa đường và dải xích. Vì thế phương pháp xác định tính ổn định của máy kéo xích cũng khác với ô tô - máy kéo bánh xe.

Tính ổn định của máy kéo xích được đánh giá bằng góc giới hạn lớn nhất mà máy kéo xích bị lật đổ khi đứng yên hoặc chuyển động trên đường dốc. Sau đây ta sẽ khảo sát từng trường hợp cụ thể.

### a. Tính ổn định dọc tĩnh của máy kéo xích

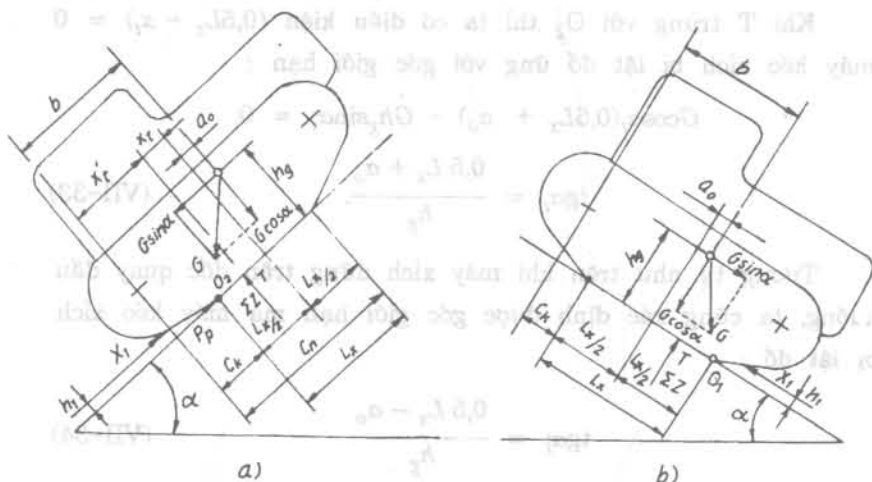
Tính ổn định dọc tĩnh được đặc trưng bằng góc dốc giới hạn mà máy kéo xích bị lật đổ khi đứng trên dốc.

1. Máy kéo xích đứng trên dốc, có hệ thống treo cứng và không kéo moóc hoặc nông cụ

Trong trường hợp này các lực tác dụng lên máy kéo xích gồm (xem hình VII-8):

- Trọng lượng của máy kéo xích  $G$  phân ra hai thành phần do góc nghiêng  $\alpha$  của đường.

- Hợp lực của các phản lực thẳng đứng từ đường tác dụng lên dải xích ký hiệu  $\Sigma Z$ . Hợp lực này đặt tại tâm áp lực  $T$  cách trục sau bánh xe một khoảng  $x_T$ .



Hình VII-8. Sơ đồ lực tác dụng lên máy kéo xích khi đứng yên trên dốc.

- Đứng quay đầu lên dốc;
- Đứng quay đầu xuống dốc.

- Lực cân theo phương tiếp tuyến, song song với mặt đường ký hiệu  $X_1$ .

- Các khoảng cách :  $C_k, C_n, L_x, a_o, b, h_g, h_1$  được trình bày trên hình VII-8.

Khi tăng dần góc dốc  $\alpha$ , hợp lực  $\sum Z$  sẽ thay đổi và dịch chuyển về phía sau của bề mặt tựa của dãi xích cho tới khi tâm áp lực T trùng với  $O_2$  ( $O_2$  là điểm cuối của dãi xích tiếp xúc với bề mặt tựa) thì máy kéo xích bị lật đổ qua điểm  $O_2$ . Để xác định góc giới hạn mà máy kéo xích bị lật ta xét điều kiện cân bằng lực đối với  $O_2$  như sau (bỏ qua mômen của lực  $X_1$  do  $h_1$  rất nhỏ).

$$G \cos \alpha (0,5L_x + a_o) - Gh_g \sin \alpha - \sum Z(0,5L_x - x_i) = 0 \quad (\text{VII-32})$$

Trong đó :

$x_i$  - khoảng cách từ tâm áp lực đến điểm giữa bề mặt tựa của dãi xích.

Khi T trùng với  $O_2$  thì ta có điều kiện  $(0,5L_x - x_i) = 0$  máy kéo xích bị lật đổ ứng với góc giới hạn :

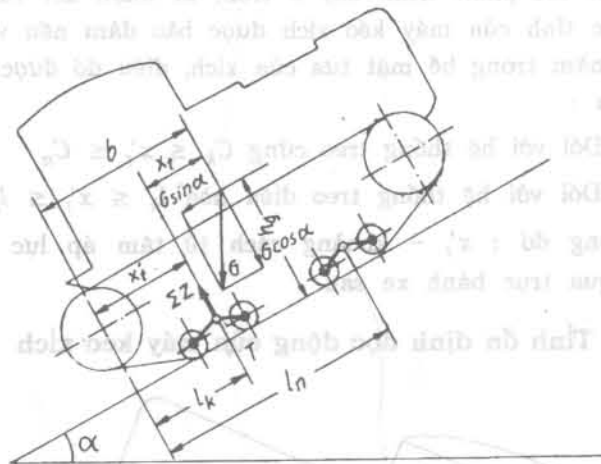
$$G \cos \alpha_i (0,5L_x + a_o) - Gh_g \sin \alpha_i = 0;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{0,5L_x + a_o}{h_g} \quad (\text{VII-33})$$

Tương tự như trên khi máy xích đứng trên dốc quay đầu xuống, ta cũng xác định được góc giới hạn mà máy kéo xích bị lật đổ :

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{0,5L_x - a_o}{h_g} \quad (\text{VII-34})$$

2. Máy kéo xích đứng trên dốc với hệ thống treo điều hòa  
Trường hợp này được trình bày trên sơ đồ hình VII-9.



Hình VII-9. Sơ đồ máy kéo xích có hệ thống treo điều hòa dùng trên dốc.

Ở hệ thống treo điều hòa tâm áp lực sẽ đi qua trục của bộ treo điều hòa phía sau và ta có :

$l_k$  - khoảng cách từ trục bộ treo sau đến trục bánh sao chủ động ở phía sau.

$l_n$  - khoảng cách từ trục bộ treo điều hòa trước tới trục bánh sau.

Bằng cách lập phương trình mômen như trên ta cũng xác định được góc dốc giới hạn khi máy kéo xích có hệ thống treo điều hòa bị lật đổ.

Trường hợp quay đầu lên dốc :

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{b - l_k}{h_g} \quad (\text{VII-35})$$

Trường hợp máy kéo xích đứng trên dốc quay đầu xuống :

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{l_n - b}{h_g} \quad (\text{VII-36})$$

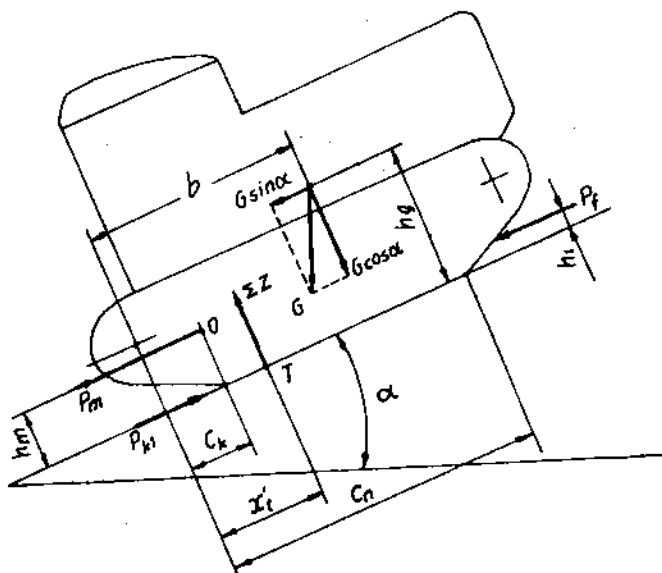
Qua các phân trình bày ở trên, ta nhận xét rằng sự ổn định dọc tĩnh của máy kéo xích được bảo đảm nếu vị trí tâm áp lực nằm trong bề mặt tựa của xích, điều đó được thể hiện như sau :

+ Đối với hệ thống treo cứng  $C_k \leq x'_i \leq C_n$  (VII- 37)

+ Đối với hệ thống treo điều hòa  $l_k \leq x'_i \leq l_n$

Trong đó :  $x'_i$  - khoảng cách từ tâm áp lực đến mặt phẳng qua trục bánh xe sau.

### b. Tính ổn định dọc động của máy kéo xích



Hình VII-10. Sơ đồ lực tác dụng lên máy kéo xích chuyển động lên dốc.

Theo sơ đồ VII-10 ta khảo sát tính ổn định dọc động của máy xích khi chuyển động lên dốc có kéo moóc. Ở trường hợp này máy xích sẽ chịu tác dụng của các lực sau : Trọng lượng

$G$ ; lực cản  $P_f$ ; lực kéo ở móc kéo  $P_m$ ; lực kéo tiếp tuyến  $P_k$ ; hợp lực của phần lực pháp tuyến  $\sum Z$ ; lực quán tính và mômen quán tính tác dụng theo trục ngang khi máy kéo xích chuyển động không ổn định.

Trường hợp đang xét là máy kéo xích chuyển động ổn định  $P_f = 0$ ; lực cản lăn nhỏ  $P_f \approx 0$ ; lực cản không khí  $P_w \approx 0$  vì vận tốc chuyển động nhỏ.

Để xác định khả năng ổn định của máy kéo xích, ta lập phương trình mômen của tất cả các lực đối với điểm O (là giao điểm của đường kéo dài của lực kéo móc và mặt phẳng thẳng góc qua điểm cuối của bề mặt tựa của dải xích với đường). Ta có :

$$\sum Z(x_i - C_k) = G(b - C_k)\cos\alpha - G(h_g - h_m)\sin\alpha - P_{k1}h_m \quad (\text{VII-38})$$

Điều kiện để đảm bảo ổn định cho máy kéo xích là  $x_i - C_k \geq 0$ . Thay vào trên và rút gọn ta có (đối với máy kéo xích có hệ thống treo cứng) :

$$P_{k1} \leq G \frac{(b - C_k)\cos\alpha - (h_g - h_m)\sin\alpha}{h_m} = f(\alpha); \quad (\text{VII-39})$$

$$\text{hay : } P_{k1} \leq G \frac{(b - C_k)\cos\alpha - h_g \sin\alpha}{h_m} + G \sin\alpha. \quad (\text{VII-40})$$

Đối với máy xích có hệ thống treo điều hòa ta chỉ cần thay trị số  $C_k$  bằng  $l_k$  trong biểu thức (VII-40).

Trong đó  $P_{k1}$  là lực kéo tiếp tuyến lớn nhất ở móc kéo được phát ra khi máy kéo chuyển động ổn định (ở số truyền 1 của nhóm số truyền làm việc chủ yếu) ứng với mômen định mức của động cơ.

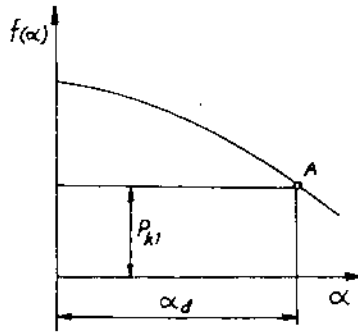
\* Chú ý rằng tử số của thành phần đầu tiên ở vế phải của biểu thức (VII-40) chính là mômen trọng lực của máy kéo đối với điểm tựa phía sau của dải xích.



Khi góc  $\alpha$  tăng đến trị số giới hạn thì mômen này bằng không. Do đó điều kiện ổn định dọc của máy kéo xích là :

$$P_{kl} \leq G \sin \alpha_d \quad (\text{VII-41})$$

Từ biểu thức (VII-41) ta thấy rằng, để máy kéo xích chuyển động ổn định trên dốc thì lực kéo tiếp tuyến  $P_{kl}$  không được lớn hơn thành phần nằm ngang của trọng lượng ứng với góc giới hạn. Điều này còn có thể minh họa bằng đặc tính ổn định biểu thị trên sơ đồ hình VII-11.



Hình VII-11. Đồ thị đặc tính ổn định dọc của máy kéo xích.

Trên hệ tọa độ  $f(\alpha) - \alpha$  ta biểu diễn như sau :

Trục tung ứng với giá trị hàm  $f(\alpha)$  theo công thức (VII-40). Trục hoành biểu diễn trị số góc  $\alpha$ .

Hai vế của biểu thức (VII-40) được biểu diễn trên đồ thị. Vế phải biểu diễn bằng hàm số  $f(\alpha)$ . Vế trái được biểu diễn bằng đường thẳng có trị số là  $P_{kl} = G \sin \alpha$ . Đường  $P_{kl}$  cắt đường  $f(\alpha)$  tại A, từ A dóng xuống trục hoành ta được góc dốc giới hạn  $\alpha_d$ . Phương pháp này có thể dùng để xét điều kiện ổn định của máy kéo bánh xe.

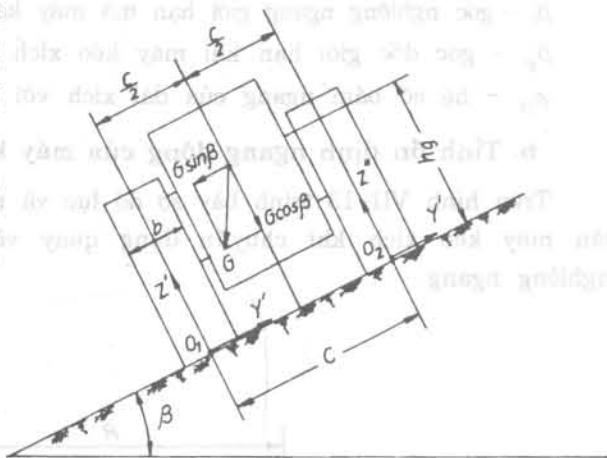
## 2. Tính ổn định ngang của máy kéo xích

### a) Tính ổn định ngang tĩnh của máy kéo xích

Hình VII-12 trình bày sơ đồ lực tác dụng lên máy kéo

xích, khi chuyển động trên đường nghiêng ngang.

Ở đây ta cũng áp dụng phương pháp xác định góc dốc giới hạn như ở phần ổn định ngang của ô tô-máy kéo bánh xe khi đứng trên dốc nghiêng ngang.



Hình VII-12. Sơ đồ lực tác dụng lên máy kéo xích khi đứng yên trên đường nghiêng ngang.

Theo sơ đồ hình VII-12 ta xác định được góc giới hạn mà máy kéo xích bị lật đổ khi đứng trên đường nghiêng ngang như sau :

$$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{C}{2 h_g} \quad (\text{VII-42})$$

Khi sự bám của dải xích và bề mặt tựa không tốt, máy kéo xích sẽ bị trượt bên. Tương tự như ở phần trên ta cũng xác định được góc dốc giới hạn mà máy kéo xích bị trượt ngang :

$$\operatorname{tg} \beta_\varphi = \varphi_{yx} \quad (\text{VII-43})$$

Để máy kéo xích trượt trước khi lật đổ, ta có :

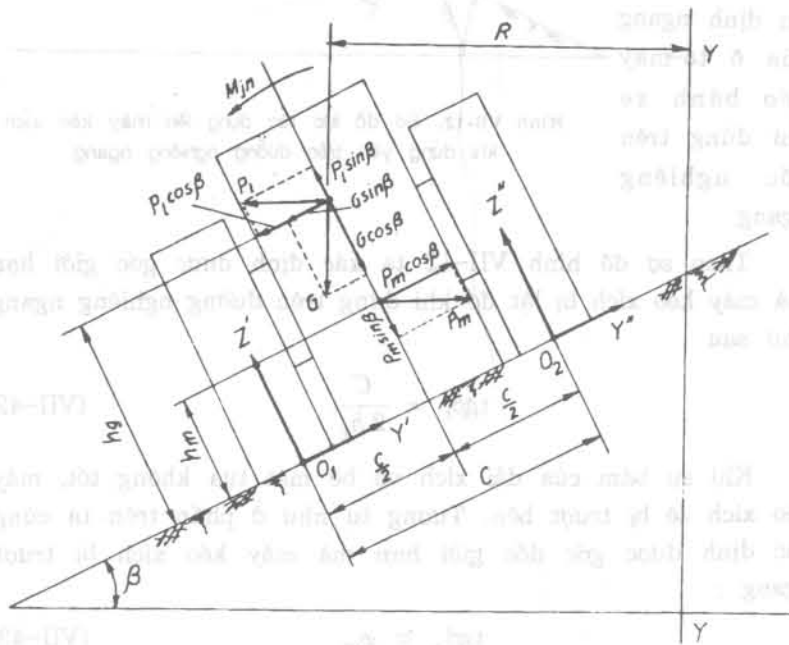
$$\operatorname{tg} \beta_\varphi < \operatorname{tg} \beta_i \quad \text{hay} \quad \varphi_{yx} < \frac{C}{2 h_g}$$

Trong đó :

$\beta_t$  - góc nghiêng ngang giới hạn mà máy kéo xích bị lật đổ;  
 $\beta_\varphi$  - góc dốc giới hạn khi máy kéo xích bị trượt;  
 $\varphi_{yx}$  - hệ số bám ngang của dải xích với bề mặt tựa.

**b. Tính ổn định ngang động của máy kéo xích**

Trên hình VII-13 trình bày sơ đồ lực và mômen tác dụng lên máy kéo xích khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang.



Hình VII-13. Sơ đồ lực và mômen tác dụng lên máy kéo xích khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang.

Máy kéo xích chuyển động quay vòng quanh trục  $YY'$  và chịu tác dụng của các lực và mômen sau :

- Trọng lượng của máy kéo xích  $G$ .
- Các phản lực thẳng đứng  $Z'$ ,  $Z''$  ở hai dài xích cùng các phản lực ngang  $Y'$ ,  $Y''$ .

- Lực ly tâm khi máy kéo xích quay vòng  $P_l = \frac{G v^2}{g R}$

- Mômen của các lực quán tính tiếp tuyến  $M_{jn}$  tác dụng trong mặt phẳng ngang khi chuyển động không ổn định. Khi tính toán coi  $M_{jn} \approx 0$

- Lực kéo ở móc kéo  $P_m$ . Trong trường hợp này thành phần của lực kéo ở móc kéo có xu hướng tăng khả năng ổn định cho máy kéo nên ta không đưa vào phương trình dưới đây để xét.

Khi máy kéo xích chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang với tốc độ lớn, lực ly tâm sẽ làm cho máy kéo bị lật đổ qua mặt phẳng bên đi qua điểm  $O_1$ . Phương pháp xác định tương tự như phân ổn định động ngang của máy kéo bánh xe.

Do đó ta có thể sử dụng các công thức đã có để xác định vận tốc nguy hiểm mà máy kéo xích bị lật đổ :

$$v_n = \sqrt{g R \frac{C/2h_g - tg\beta_d}{1 + C/2h_g tg\beta_d}} \quad (VII-44)$$

Nếu trục quay vòng cùng hướng với hướng nghiêng của đường thì ta có :

$$v_n = \sqrt{g R \frac{C/2h_g + tg\beta_d}{1 - C/2h_g tg\beta_d}} \quad (VII-45)$$

Qua các công thức trên, ta có nhận xét rằng tính ổn định của máy kéo xích phụ thuộc vào tọa độ trọng tâm và hệ số bám ngang của dải xích với bề mặt tựa.

## Chương VIII

# TÍNH NĂNG DẪN HƯỚNG CỦA Ô TÔ-MÁY KÉO

### I. ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC QUAY VÒNG CỦA Ô TÔ - MÁY KÉO

Để thực hiện quay vòng ô tô và máy kéo bánh xe, người ta có thể sử dụng một trong các biện pháp sau :

*Biện pháp thứ nhất* : quay vòng các bánh xe dẫn hướng phía trước hoặc quay vòng đồng thời cả các bánh dẫn hướng phía trước và phía sau.

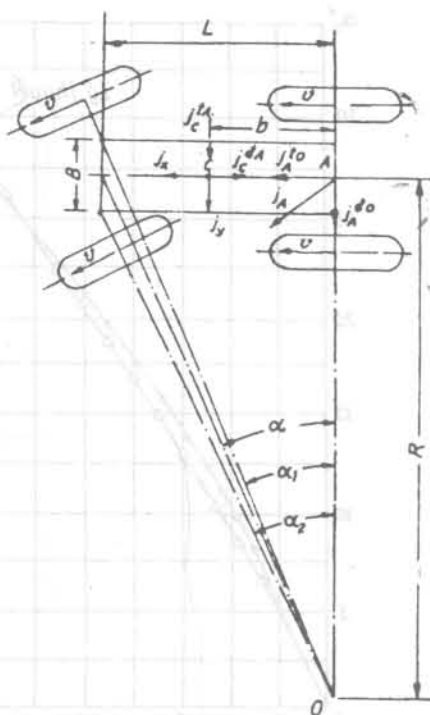
*Biện pháp thứ hai* : truyền những mômen quay có các trị số khác nhau tới các bánh xe dẫn hướng chủ động bên phải và bên trái, đồng thời sử dụng thêm phanh để hãm các bánh xe phía trong so với tâm quay vòng khi cần quay vòng ngoặt. Biện pháp này thường được sử dụng ở những chủng loại máy kéo bánh xe cỡ lớn với các bánh đều là chủ động.

*Biện pháp thứ ba* : kết hợp cả hai biện pháp nói trên và quay vòng phần khung phía trước. Biện pháp này thường sử dụng ở loại máy kéo bánh xe có khung rời.

Trên hình VIII-1 biểu thị động học quay vòng của ô tô và máy kéo bánh xe có hai bánh dẫn hướng phía trước.

Khi xe vào đường vòng, để đảm bảo các bánh xe dẫn hướng không bị trượt lết hoặc trượt quay thì đường vuông góc với các vectơ vận tốc chuyển động của tất cả các bánh xe phải gặp nhau tại một điểm, điểm đó chính là tâm quay vòng tức thời của xe (điểm O trên hình VIII-1).

Từ sơ đồ trên hình VIII-1, ta rút ra được biểu thức về mối quan hệ giữa các góc quay vòng của hai bánh xe dẫn hướng để đảm bảo cho chúng không bị trượt khi xe vào đường vòng:



Hình VIII-1. Sơ đồ động học quay vòng của ô tô-máy kéo có hai bánh xe dẫn hướng phía trước.

$$\cot \alpha_1 - \cot \alpha_2 = \frac{B}{L}; \quad (\text{VIII-1})$$

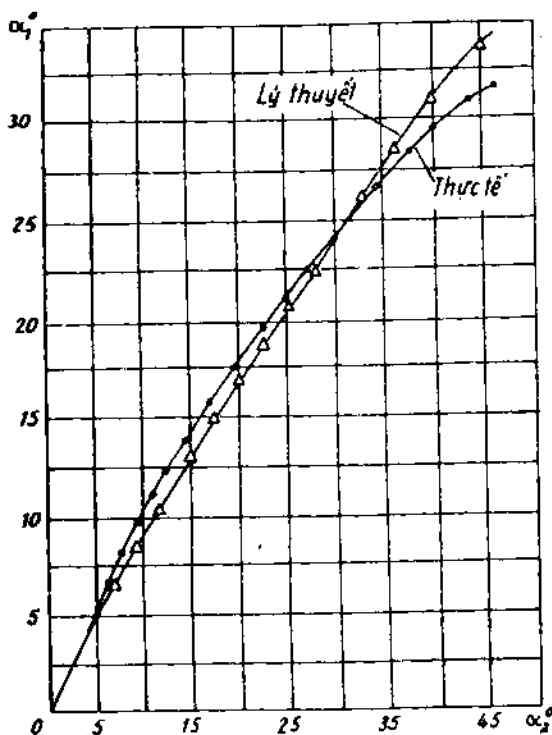
Ở đây:

$\alpha_1$  và  $\alpha_2$  - góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong so với tâm quay vòng của xe;

$B$  - khoảng cách giữa hai đường tâm trụ quay đứng;

$L$  - chiều dài cơ sở của xe.

Với biểu thức (VIII-1) ta có thể xây dựng được đường cong lý thuyết  $\alpha_1 = f(\alpha_2)$  (hình VIII-2).



Hình VIII-2. Đồ thị lý thuyết và thực tế về mối quan hệ giữa các góc quay vòng của hai bánh xe dẫn hướng.

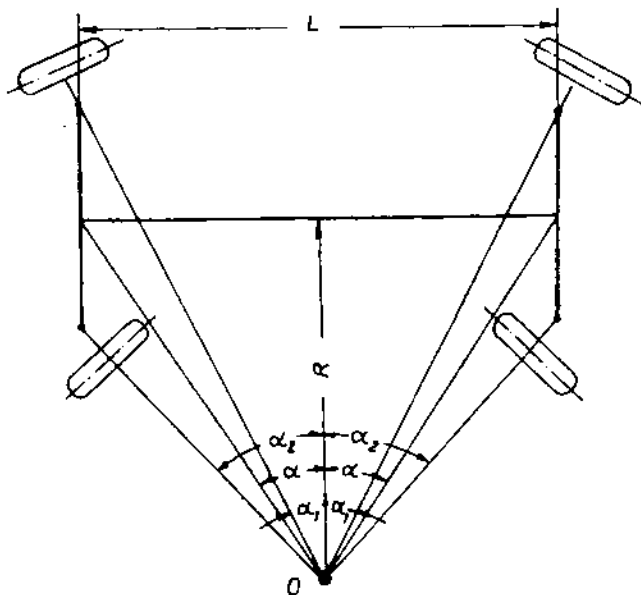
Như vậy, về phương diện lý thuyết để đảm bảo cho các bánh xe dẫn hướng lăn tinh (không bị trượt) khi xe vào đường vòng thì hiệu  $\cotg$  của các góc quay vòng bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong, phải luôn luôn bằng hằng số  $B/L$ .

Trong thực tế, để duy trì được mối quan hệ động học quay vòng giữa các bánh xe dẫn hướng, trên các ô tô-máy kéo bánh xe hiện nay người ta thường phải sử dụng một hệ thống các khâu khớp tạo nên hình thang lái.

Hình thang lái đơn giản về mặt kết cấu nhưng không

đảm bảo được mối quan hệ chính xác giữa những góc quay vòng của các bánh xe dẫn hướng như nêu trong biểu thức (VIII-1). Mức độ sai khác này phụ thuộc vào việc chọn lựa kích thước của các khâu tạo nên hình thang lái.

Để dễ dàng so sánh sự sai khác của mối quan hệ lý thuyết và thực tế giữa các góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong, trên hình VIII-2 ta dựng thêm đường cong thực tế  $\alpha_1 = f(\alpha_2)$ . Độ sai lệch giữa góc quay vòng thực tế và lý thuyết cho phép lớn nhất ở những góc quay lớn, nhưng cũng không được vượt quá  $1,5^\circ$ .



Hình VIII-3. Sơ đồ quay vòng của ô tô-máy kéo có bốn bánh dẫn hướng.

Từ sơ đồ trên hình VIII-1 ta dễ dàng xác định được mối quan hệ giữa bán kính quay vòng  $R$ , chiều dài cơ sở của xe  $L$  và góc quay vòng  $\alpha$  :



$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\alpha} \quad (\text{VIII-2})$$

Trường hợp tất cả các bánh xe đều là bánh dẫn hướng (hình VIII-3) thì ứng với cùng một góc quay vòng  $\alpha$ , bán kính quay vòng của xe sẽ giảm đi một nửa :

$$R = \frac{L}{2\operatorname{tg}\alpha}$$

Vận tốc góc của xe khi quay vòng được xác định theo biểu thức :

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{v}{L} \operatorname{tg}\alpha; \quad (\text{VIII-3})$$

Ở đây :  $v$  - vận tốc tịnh tiến của tâm trục sau xe.

Gia tốc góc của xe được xác định bằng cách vi phân phương trình (VIII-3) :

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{L} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L \cos^2\alpha} \frac{d\alpha}{dt} \quad (\text{VIII-4})$$

Từ sơ đồ hình VIII-1 ta có :

$$\operatorname{cosa} = \frac{R}{\sqrt{L^2 + R^2}} \quad (\text{VIII-5})$$

Thay các giá trị tương ứng từ biểu thức (VIII-5) và (VIII-2) vào phương trình (VIII-4) ta nhận được :

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{R} \left[ \frac{dv}{dt} + \frac{v(L^2 + R^2)}{LR} \frac{d\alpha}{dt} \right] \quad (\text{VIII-6})$$

Gia tốc tác dụng dọc theo trục của ô tô-máy kéo  $J_x$  và vuông góc với nó  $J_y$  được xác định theo phương pháp trình bày dưới đây :

Gia tốc toàn bộ của tâm trục sau ô tô-máy kéo (điểm A trên hình VIII-1)  $J_A$  là tổng của gia tốc hướng tâm  $J_A^{\text{do}}$  và

tiếp tuyến  $J_A^o$  đối với tâm quay tức thời O :

$$J_A = J_A^{do} + J_A^o = R\omega^2 + R\frac{d\omega}{dt} = R\omega^2 + \frac{dv}{dt}.$$

Tương tự gia tốc của trọng tâm ô tô - máy kéo (điểm C trên hình VIII-1)  $J_c$  đối với tâm trục sau A có thể biểu thị như tổng của gia tốc hướng tâm  $J_c^{dA}$  và tiếp tuyến  $J_c^{tA}$  đối với điểm A :

$$J_c = J_c^{dA} + J_c^{tA} = b\omega^2 + b\frac{d\omega}{dt}.$$

Như vậy gia tốc của trọng tâm ô tô - máy kéo hướng theo trục dọc của xe tìm được theo công thức :

$$J_x = J_A^o - J_c^{tA} = \frac{dv}{dt} - b\omega^2.$$

Gia tốc của trọng tâm ô tô - máy kéo hướng vuông góc với trục dọc của xe được tính theo công thức :

$$J_y = J_A^{do} + J_c^{dA} = R\omega^2 + b\frac{d\omega}{dt}.$$

Lực quán tính tác dụng dọc theo trục của ô tô - máy kéo  $P_{jx}$  và vuông góc với trục này được xác định bằng tích của khối lượng  $m$  của xe và gia tốc tương ứng :

$$P_{jx} = mJ_x = \frac{G}{g} \left( \frac{dv}{dt} - b\omega^2 \right) = \frac{G}{g} \left( \frac{dv}{dt} - b\frac{v^2}{R^2} \right);$$

$$P_{jy} = mJ_y = \frac{G}{g} \left( R\omega^2 + b\frac{d\omega}{dt} \right) = \frac{G}{gR} \left\{ \left[ \frac{dv}{dt} + \frac{v(L^2 + R^2)}{LR} \frac{d\alpha}{dt} \right] b + v^2 \right\}.$$

Trường hợp ô tô - máy kéo chuyển động đều theo một quỹ đạo tròn ( $dv/dt = 0$ ,  $\alpha = \text{const}$ ) ta có :

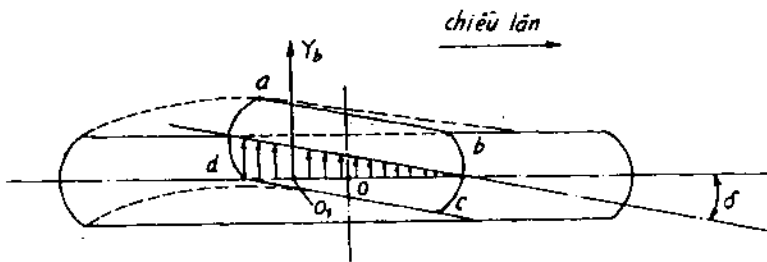
$$P_{jx} = -\frac{G b v^2}{g R^2};$$

$$P_{\beta} = \frac{G v^2}{g R}$$

Như vậy, trường hợp ô tô-máy kéo chuyển động ổn định theo quỹ đạo tròn ( $R = \text{const}$ ) ; ngoài khối lượng, các lực ly tâm đặt tại trọng tâm của xe còn phụ thuộc rất nhiều vào vận tốc tịnh tiến của xe trên đường vòng.

## II. ẢNH HƯỞNG ĐỘ ĐÀN HỒI CỦA LỚP TỐI TÍNH NĂNG QUAY VÒNG CỦA Ô TÔ - MÁY KÉO

Ở phần trên, khi nghiên cứu động học và động lực học quay vòng của ô tô và máy kéo bánh xe ta không tính đến ảnh hưởng của độ đàn hồi bên của lớp. Trong thực tế sử dụng, nhân tố này có ảnh hưởng ở mức độ nhất định tới tính năng quay vòng và tính an toàn chuyển động của ô tô và máy kéo bánh bom, đặc biệt ở những xe có vận tốc lớn.

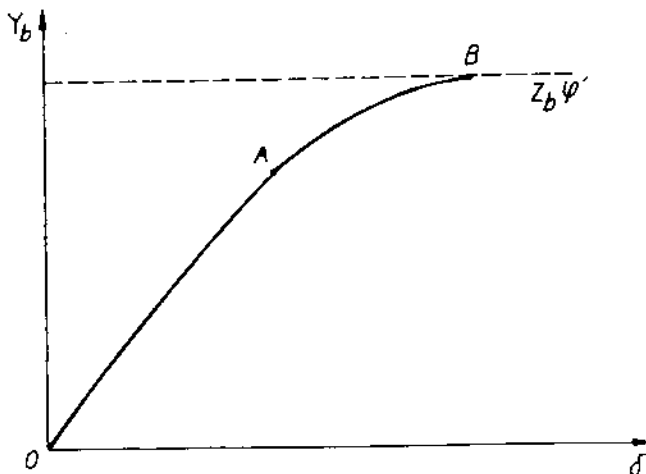


Minh VIII-4. Sơ đồ bánh xe lăn khi lớp bị biến dạng dưới tác động của lực bên.

Trên hình VIII-4 biểu thị sơ đồ biến dạng của lớp đàn hồi của một bánh xe lăn dưới tác dụng của lực bên. Diện tích abcd biểu thị vết tiếp xúc của lớp với mặt đường. Giả sử lực bên tác dụng lên bánh xe chưa vượt quá lực bám của bánh

xe với mặt đường, khi đó sẽ xảy ra hiện tượng lệch bên của lốp, có nghĩa là vùng tiếp xúc của lốp với mặt đường sẽ bị lệch đi một góc  $\delta$  so với mặt phẳng quay của bánh xe, người ta gọi góc này là góc lệch bên.

Mối quan hệ giữa phân lực bên  $Y_b$  tác dụng vào bánh xe và góc lệch bên  $\delta$  của lốp được trình bày bằng đồ thị trên hình VIII-5.



Hình VIII-5. Đồ thị quan hệ giữa phân lực bên  $Y_b$  và góc lệch bên  $\delta$  của lốp.

Đoạn thẳng OA tương ứng với sự lệch tinh của lốp (không có sự trượt bên), đoạn AB đặc trưng cho sự trượt cục bộ từ lúc bắt đầu (điểm A) tới khi trượt hoàn toàn (điểm B). Tại thời điểm này (điểm B) phân lực bên  $Y_b$  đạt tới giá trị của lực bám ngang của lốp với mặt đường :

$$Y_b = Z_b \varphi';$$

Ở đây :  $\varphi'$ - hệ số bám ngang của lốp

Khả năng của lốp chống lại sự lệch bên (đoạn OA) được

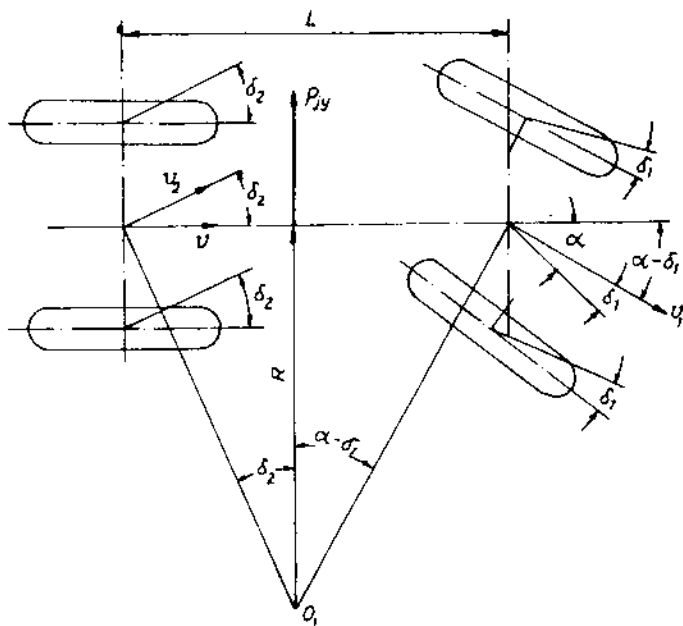
đánh giá bằng hệ số cân lệch  $k$  :

$$k = Y_b / \delta ; \text{ N/dộ.}$$

Trị số của hệ số cân lệch bên đối với lớp của :

- ô tô du lịch :  $k = 250 \div 750 \text{ N/dộ}$ ;

- ô tô vận tải :  $k = 1150 \div 1650 \text{ N/dộ}$ .



Hình VIII-8. Sơ đồ chuyển động quay vòng của ô tô - máy kéo khi lớp bị biến dạng bên

Trên hình VIII-6 biểu thị chuyển động trên đường vòng của ô tô-máy kéo có lớp đàn hồi theo hướng bên. Thành phần bên  $P_{jy}$  của lực quán tính được đặt tại trọng tâm của xe. Dưới tác dụng của lực này, lớp của các bánh xe trước và sau bị

lệch đi những góc tương ứng là  $\delta_1$  và  $\delta_2$ . Ở các bánh xe trước, ngoài góc lệch  $\delta_1$  chúng còn được quay đi một góc  $\alpha$ , do đó hướng của vectơ của trục trước sẽ tạo với trục dọc của xe một góc bằng  $\alpha - \delta_1$ .

Theo phương pháp trình bày ở phần I ta dễ dàng xác định được tâm quay tức thời  $O_1$  của xe và bán kính quay vòng  $R$ .

Đối với ô tô và máy kéo có lớp đàn hồi theo hướng bên thì góc quay vòng cần thiết  $\alpha$  của các bánh dẫn hướng để xe có thể chuyển động trên đường cong có bán kính  $R$  sẽ phụ thuộc không những vào chiều dài cơ sở của xe mà còn vào khả năng chống lệch bên của lớp.

Từ hình VIII-6 chúng ta xác định được :

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\delta_2 + \operatorname{tg}(\alpha - \delta_1)} \quad (\text{VIII-7})$$

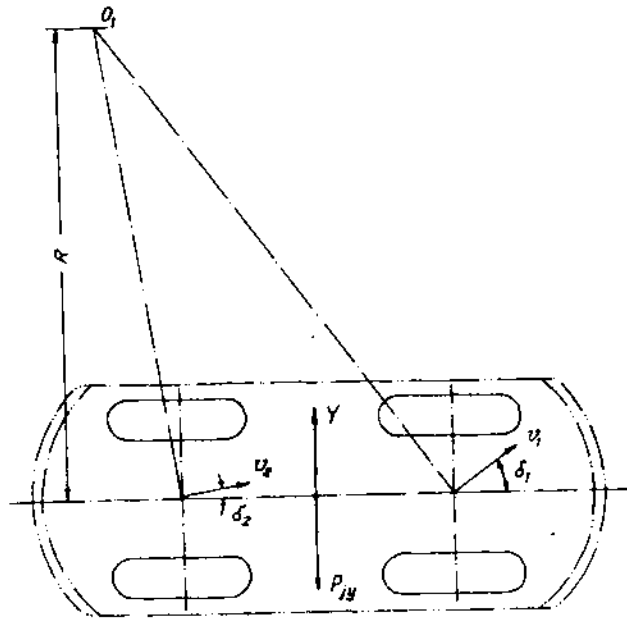
Ứng với những giá trị nhỏ của các góc :

$$R \approx \frac{L}{\alpha + \delta_2 - \delta_1} \quad (\text{VIII-8})$$

Phương trình này đặc trưng cho tính năng quay vòng của ô tô - máy kéo bánh bơm và có thể xảy ra các trường hợp sau :

1. Trường hợp  $\delta_1 = \delta_2$  : xe có tính năng quay vòng định mức. Ở trường hợp này để giữ cho xe chuyển động thẳng khi có lực bên tác dụng thì người lái cần quay vành tay lái như thế nào để xe lệch khỏi trục đường một góc  $\delta = \delta_1 = \delta_2$ .

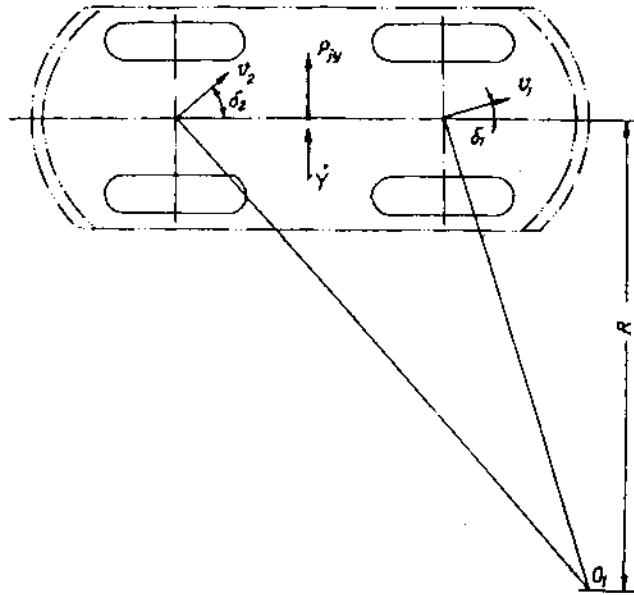
2. Trường hợp  $\delta_1 > \delta_2$  : xe có tính năng quay vòng thiếu (hình VIII-7). Ở trường hợp này xe có khả năng tự giữ được hướng chuyển động thẳng nhờ lực ly tâm  $P_y$  có chiều ngược



Hình VIII-7. Sơ đồ chuyển động của ô tô-máy kéo có tính năng quay vòng thiếu.

với chiều tác động của lực  $Y$ .

3. Trường hợp  $\delta_1 < \delta_2$  : xe có tính năng quay vòng thừa (hình VIII-8). Ở trường hợp này xe bị mất khả năng chuyển động thẳng ổn định vì chiều của lực ly tâm  $P_{ly}$  trùng với chiều của lực tác động  $Y$ . Sự mất ổn định càng lớn khi vận tốc của xe càng cao, vì lực ly tâm tỷ lệ bậc hai với vận tốc. Để tránh khả năng lật đổ xe trong những trường hợp này, người lái phải nhanh chóng đánh tay lái theo hướng ngược lại với chiều xe bị lệch để mở rộng bán kính quay vòng.



Hình VIII-8. Sơ đồ chuyển động của ô tô-máy kéo có tính năng quay vòng thừa.

### III. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA CÁC BÁNH XE DẪN HƯỚNG

Tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng được hiểu là khả năng của chúng giữ được vị trí ban đầu ứng với khi xe chuyển động thẳng và tự quay trở về vị trí này sau khi bị lệch.

Nhờ tính ổn định mà khả năng dao động của các bánh xe dẫn hướng và tải trọng tác dụng lên hệ thống lái được giảm đáng kể.

Tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng được duy trì dưới tác dụng của các thành phần phản lực : thẳng đứng, bên



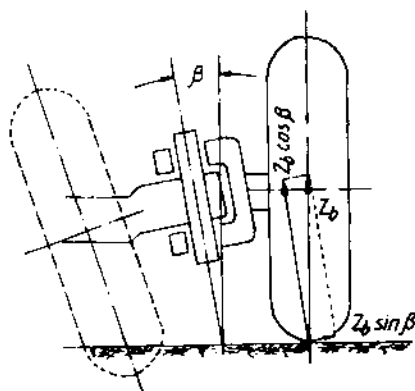
và tiếp tuyến tác dụng lên chúng khi xe chuyển động.

Ba nhân tố kết cấu sau đây đảm bảo tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng.

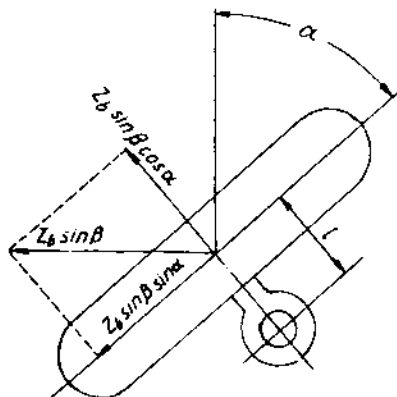
1. Độ nghiêng ngang của trụ đứng cam quay.
2. Độ nghiêng dọc của trụ đứng cam quay.
3. Độ đàn hồi của lớp theo hướng ngang.

\* Khi trụ đứng được đặt nghiêng ngang thì phản lực thẳng đứng của đất tác dụng lên trục trước của xe sẽ được sử dụng để đảm bảo tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng, bởi vì trên mặt đường cứng khi các bánh xe dẫn hướng bị lệch khỏi vị trí trung gian của chúng thì trục trước của xe sẽ được nâng lên.

Sơ đồ của bánh xe dẫn hướng có trụ quay đứng đặt nghiêng ngang một góc  $\beta$  được biểu thị trên hình VIII-9. Nếu xem như bánh xe không có góc doãng thì ta có thể phân phản lực thẳng đứng của đất  $Z_b$  làm hai thành phần :  $Z_b \cos \beta$  song song với đường tâm trụ quay đứng và  $Z_b \sin \beta$  vuông góc với nó.



Hình VIII-9. Góc nghiêng của trụ quay đứng trong mặt phẳng ngang của xe.



Hình VIII-10. Sơ đồ phân tích phản lực của đường tảo nên mômen ổn định.

Trên hình VIII-10 biểu thị bánh xe và các lực tác dụng lên nó trong mặt phẳng đường. Giả sử rằng bánh xe được quay đi một góc là  $\alpha$ , khi đó lực  $Z_b \sin \beta$  có thể chia làm hai lực thành phần:  $Z_b \sin \beta \cos \alpha$  tác dụng trong mặt phẳng đi qua đường tâm của cam quay và  $Z_b \sin \beta \sin \alpha$  tác dụng trong mặt phẳng giữa của bánh xe.

Từ hình VIII-10 ta tìm được mômen ổn định tạo nên bởi tác động của phần lực thẳng đứng của đất lên bánh xe và độ nghiêng bên của trụ đứng:

$$M_{z\beta} = Z_b l \sin \beta \sin \alpha; \quad (\text{VIII-9})$$

Ở đây:  $l$  - khoảng cách từ tâm bề mặt tựa của bánh xe tới đường tâm của trụ đứng.

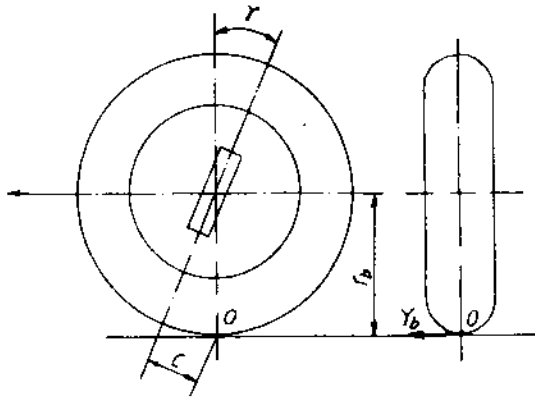
Mômen ổn định  $M_{z\beta}$  tăng lên cùng với sự tăng của góc quay vòng  $\alpha$  của bánh xe dẫn hướng. Ứng với những góc quay vòng nhỏ của các bánh xe dẫn hướng, mômen  $M_{z\beta}$  nhỏ và ảnh hưởng của nó tới tính ổn định không lớn. Mômen này có ý nghĩa chủ yếu là làm cho các bánh xe dẫn hướng tự động quay về vị trí trung gian sau khi thực hiện quay vòng.

Khi quay vòng bánh xe dẫn hướng, mômen ổn định  $M_{z\beta}$  sẽ chống lại sự quay vòng, vì vậy cần phải tăng thêm lực tác dụng lên vành tay lái. Mặt khác, nhờ độ nghiêng ngang của trụ đứng mà mômen do phần lực tiếp tuyến của đất tác dụng lên bánh xe sẽ giảm xuống, vì cánh tay đòn của nó được giảm đi.

Trị số của góc nghiêng ngang của trụ đứng ở các ô tô hiện nay thường dao động trong giới hạn từ 0 đến 8°.

\* Ngoài góc nghiêng ngang trụ đứng còn được đặt nghiêng về phía sau so với chiều chuyển động tiến của xe (hình VIII-11). Dưới tác động của lực ly tâm khi xe vào đường vòng, lực gió bên hoặc thành phần bên của trọng lực khi xe chạy trên mặt

đường nghiêng, ở khu vực tiếp xúc của các bánh xe với mặt đường sẽ xuất hiện các phản lực bên  $Y_b$ .



Hình VIII-11. Góc nghiêng của trụ quay đứng trong mặt phẳng dọc của xe.

Khi trụ quay đứng được đặt nghiêng về phía sau một góc  $\gamma$  so với chiều tiến của xe thì phản lực bên  $Y_b$  của đường sẽ tạo với tâm tiếp xúc O một mômen ổn định :

$$M_{yy} = Y_b C. \quad (\text{VIII-10})$$

Mômen này có xu hướng làm quay bánh xe trở về vị trí trung gian ban đầu khi nó bị lệch khỏi vị trí này.

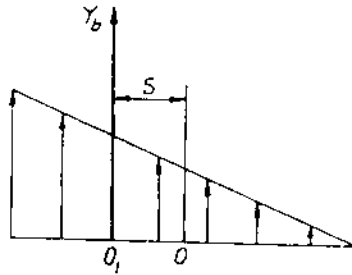
Vì  $C = r_b \sin \gamma$ , (xem hình VIII-11) nên mômen ổn định có thể viết dưới dạng sau :

$$M_{yy} = Y_b r_b \sin \gamma. \quad (\text{VIII-11})$$

Khi quay vòng, người lái phải tạo ra một lực để khắc phục mômen này, vì vậy góc  $\gamma$  thường không lớn. Trị số của góc  $\gamma$  đối với ô tô hiện nay là  $0 \div 3^\circ$ . Mômen ổn định  $M_{yy}$  không phụ thuộc vào góc quay vòng của các bánh xe dẫn hướng.

\* Đối với các bánh xe lớp lớp đàn hồi, dưới tác động của phân lực bên, bánh xe sẽ bị lệch bên và vết tiếp xúc của lớp với mặt đường sẽ bị lệch so với mặt phẳng giữa của bánh xe một góc  $\delta$  (hình VIII-4).

Phần trước của vết tiếp xúc, lớp chịu biến dạng không lớn và độ biến dạng này tăng dần cho tới mép sau cùng của vết. Các phân lực riêng phần bên được phân bố tương ứng với khoảng biến dạng nói trên. Biểu đồ phân bố các phân lực riêng phần theo chiều dài của vết có dạng hình tam giác, do đó điểm đặt  $O_1$  của hợp lực sẽ lùi về phía sau so với tâm tiếp xúc  $O$  của vết và nằm ở khoảng cách chừng một phần ba chiều dài của vết tính từ mép sau cùng của nó (hình VIII- 12).



Hình VIII-12 Biểu đồ phân bố các phân lực bên ở vết tiếp xúc của lớp với đường.

Như vậy, do độ đàn hồi bên của lớp, mômen ổn định được tạo nên ở bánh xe là :

$$M_{y\delta} = Y_b S; \quad (\text{VIII-12})$$

Ở đây :

$S$  - khoảng cách  $O-O_1$ , bằng khoảng dịch chuyển của điểm đặt hợp lực bên lên bánh xe đối với tâm tiếp xúc.

Mômen này sẽ tăng lên cùng với sự tăng độ đàn hồi bên của lớp ; vì vậy đối với những lớp có độ đàn hồi lớn người ta có thể giảm bớt góc nghiêng dọc của trụ đứng. Những số liệu thực nghiệm cho biết rằng : tác dụng ổn định của góc

nghiêng ngang  $1^\circ$  cũng bằng góc nghiêng dọc của trụ đứng từ  $5 - 6^\circ$ .

Bản thân các bánh xe dẫn hướng của ô tô và máy kéo cũng có những góc đặt, gọi là góc đoãng và góc chụm.

Trên hình VIII-13 biểu thị góc đoãng của bánh dẫn hướng trước. Góc này có công dụng như sau :

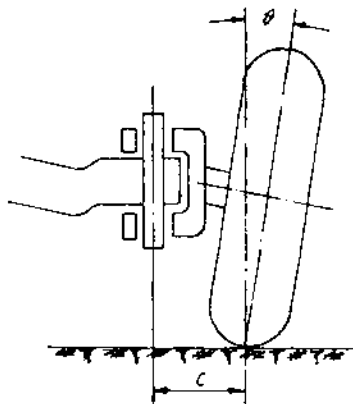
1. Ngăn ngừa khả năng bánh xe bị nghiêng theo chiều ngược lại dưới tác động của trọng lượng xe do các khe hở và sự biến dạng trong các chi tiết của trục trước và hệ thống treo trước.

2. Tạo nên thành phần chiếu trục từ trọng lực xe chống lại lực

$Z_b \sin \beta \cos \alpha$  và giữ cho bánh xe trên trục của cam quay.

3. Giảm cánh tay đòn C của phân lực tiếp tuyến đối với trục trụ đứng, để làm giảm tải trọng tác dụng lên dẫn động lái và giảm lực lên vành tay lái.

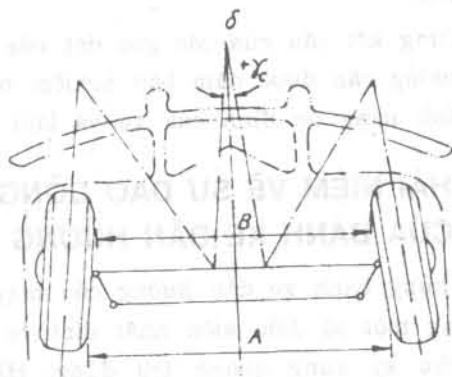
Khi bánh xe bị đặt nghiêng, nó có xu hướng lăn theo một cung tròn với tâm quay là giao điểm của đường tâm bánh xe và mặt đường. Điều này dẫn đến làm nảy sinh ở vùng tiếp xúc của bánh xe với mặt đường phân lực bên hướng về phía nghiêng của bánh xe. Như vậy, lực cản lăn đối với bánh xe nghiêng và độ mài mòn lốp sẽ tăng lên.



Hình VIII-13. Góc đoãng của bánh xe dẫn hướng phía trước.

Ngoài góc doăng, các bánh xe dẫn hướng thường có góc chụm trong mặt phẳng ngang (hình VIII-14).

Góc chụm  $\gamma_c$  là góc được tạo nên bởi hình chiếu lên mặt phẳng ngang của đường kính hai bánh dẫn hướng. Độ chụm cũng được đặc



Hình VIII-14. Góc chụm (độ chụm) của các bánh xe dẫn hướng phía trước.

trưng bằng hiệu số của hai khoảng cách A và B, đo được giữa các mép trong của lốp trong mặt phẳng ngang đi qua tâm của hai bánh xe khi chúng nằm ở vị trí trung gian. Góc chụm có công dụng như sau :

1. Ngăn ngừa khả năng gây ra độ chụm âm do tác động của lực cản lăn khi xuất hiện những khe hở và đàn hồi trong hệ thống trục trước và dẫn động lái.

2. Làm giảm ứng suất trong vùng tiếp xúc của bánh xe với mặt đường cho góc doăng của bánh xe dẫn hướng gây nên. Những kết quả nghiên cứu cho biết rằng ứng suất nhỏ nhất trong vùng tiếp xúc của bánh xe với mặt đường sẽ đạt được ở trường hợp nếu góc chụm bằng khoảng 0,15 - 0,20 góc doăng.

Tóm lại ô tô và máy kéo có độ ổn định tốt, các bánh xe dẫn hướng phải tự động giữ được chuyển động thẳng theo hướng đã cho mà không tiêu hao lực của người lái và các bánh dẫn hướng tự động quay trở về vị trí trung gian khi chúng bị lệch khỏi vị trí này do độ nhấp nhô của mặt đường

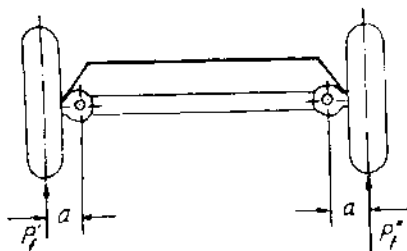
gây nên.

Từng kết cấu của các góc đặt của trụ đứng và các bánh dẫn hướng cần được đảm bảo nghiêm ngặt, nếu không sẽ làm xấu tính năng ổn định của xe và làm tăng độ mòn của lốp.

#### IV. KHÁI NIỆM VỀ SỰ DAO ĐỘNG CỦA BÁNH XE DẪN HƯỚNG

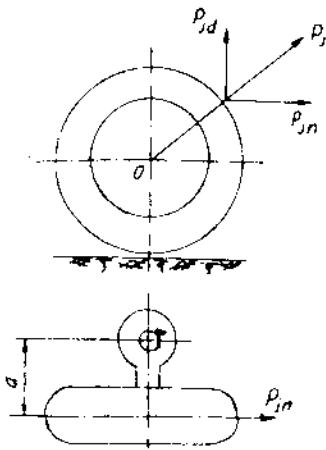
Những bánh xe dẫn hướng của máy kéo và đặc biệt là ở tốp trong một số điều kiện nhất định bị dao động góc có tính chất chu kỳ xung quanh trụ đứng. Hiện tượng này thường được cảm nhận ở tay người lái. Những dao động mạnh của các bánh dẫn hướng có thể làm mất tính năng dẫn hướng của ô tô-máy kéo.

Thông thường những dao động này là hậu quả của những lực tác động lên bánh xe khi xe chạy trên mặt đường gồ ghề và các bánh xe không được cân bằng tốt. Cũng có trường hợp những dao động này là do sự phối hợp không đúng về động học dịch chuyển của các thanh kéo lái và nhíp hoặc do tác động của mômen hiệu ứng con quay khi các bánh xe dẫn hướng bị thay đổi mặt phẳng quay.

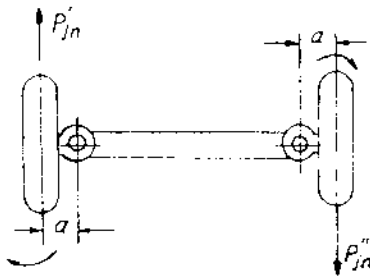


Hình VIII-15. Sơ đồ các lực cân lăn có trị số khác nhau tác động lên hai bánh dẫn hướng

Khi máy kéo làm việc trên đồng ruộng, lực cân lăn ở bánh xe bên trái  $P_j$  và bên phải  $P_j^*$  có thể khác nhau rất lớn về trị số. Những lực này với cánh tay đòn  $a$  (hình VIII-15) sẽ tạo nên mômen  $P_j a$  và  $P_j^* a$ . Dưới tác động của hiệu hai



Hình VIII-16. Sơ đồ lực ly tâm tác động lên một bánh dẫn hướng



Hình VIII-17. Sơ đồ các thành phần nằm ngang của lực ly tâm tác động vào hai bánh dẫn hướng

mômen  $P_j a$  và  $P_j a$ . Các bánh xe có thể quay xung quanh trụ đứng và tạo nên những dao động góc.

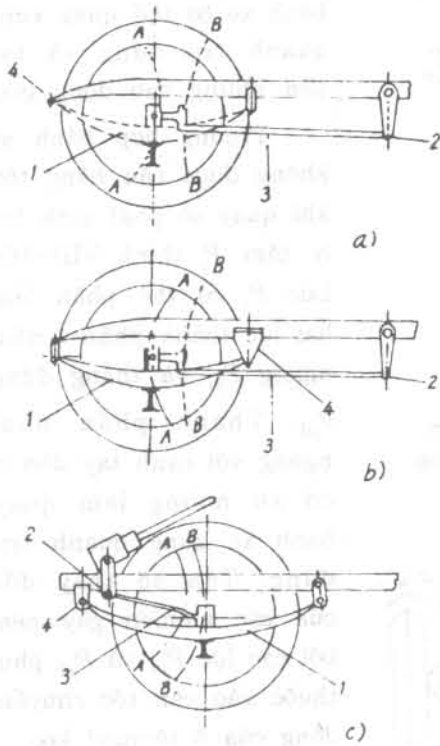
Trường hợp bánh xe không được cân bằng tốt, khi quay sẽ phát sinh lực ly tâm  $P_j$  (hình VIII-16). Lực  $P_j$  có thể phân làm hai lực thành phần : nằm ngang  $P_{jn}$  và thẳng đứng  $P_{jd}$ . Thành phần nằm ngang với cánh tay đòn  $a$  có xu hướng làm quay bánh xe xung quanh trụ đứng. Tần số thay đổi của các mômen gây nên bởi các lực  $P_{jn}$  và  $P_{jd}$  phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của ô tô-máy kéo.

Nếu khi các bánh xe dẫn hướng quay mà các khối lượng không cân bằng của chúng nằm ở hai phía đối diện đối với trục trước của xe thì sẽ

dẫn tới sự dao động góc của các bánh xe (hình VIII-17)

Một nguyên nhân khác gây nên những dao động góc của bánh dẫn hướng khi xe chạy trên mặt đường gồ ghề có thể là do sự phối hợp không đúng về động học di chuyển của các





Hình VIII-18. Sơ đồ về sự phối hợp động học giữa hệ thống treo nhíp và dẫn động lái.

còn động học của thanh kéo dọc 3 lại làm cho bánh xe di chuyển theo cung BB với tâm quay ở khớp cầu 2 của đòn quay đứng. Điều này sẽ dẫn tới việc làm nảy sinh những dao động góc của các bánh xe dẫn hướng do tác động của những dao động thẳng đứng.

Để phối hợp động học đúng của hệ thống treo và dẫn động lái, người ta sử dụng các cách bố trí như biểu thị trên

thanh kéo lái và nhíp. Nếu khi các bánh dẫn hướng dịch chuyển thẳng đứng mà động học của các điểm giữ bánh xe hoặc trục trước với nhíp và của đòn quay ngang với thanh kéo dọc hệ thống lái không có sự phối hợp đúng thì cũng có thể gây nên những dao động góc của các bánh dẫn hướng. Thí dụ động học của bộ phận đàn hồi hệ thống treo có thể làm cho tâm bánh xe di chuyển theo cung AA với tâm dao động ở điểm 4 của khớp quay trước của nhíp 1 (hình VIII-18a),

hình VIII-18b và VIII-18c, với mục đích để quỹ đạo dao động của nửa nhíp và thanh kéo dọc có cùng hướng.

Những dao động góc mạnh (còn gọi là hiện tượng vẩy) của các bánh xe dẫn hướng có thể phá hỏng tính năng dẫn hướng của xe. Những dao động này có hai tần số : cao và thấp. Những dao động có tần số thấp (nhỏ hơn 1 Hz) và biên độ lớn  $2-3^\circ$  là có hại hơn cả ; những dao động có tần số cao (lớn hơn 10 Hz) nhưng biên độ nhỏ  $1,5-2^\circ$  thì ít nguy hiểm hơn.

Khi thiết kế và trong quá trình sử dụng, người ta cố gắng tìm mọi biện pháp để giảm dao động góc của các bánh xe dẫn hướng như : tăng độ cứng của hệ thống dẫn động lái, đảm bảo độ cân bằng động của các bánh xe, điều chỉnh đúng dẫn động lái và không để những khe hở lớn do mài mòn trong các chi tiết của cầu trước.

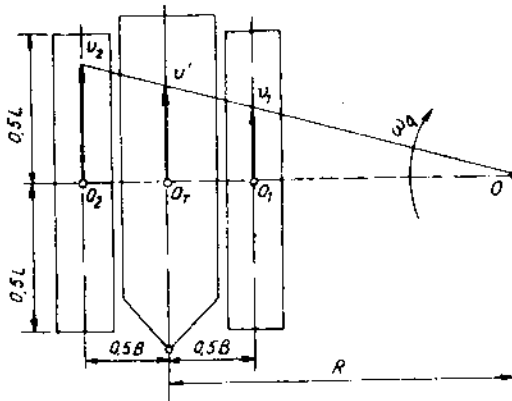
## V. ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC QUAY VÒNG CỦA MÁY KÉO XÍCH

Khi máy kéo xích chuyển động ổn định trên đường vòng có thể xem như nó đang quay xung quanh một trục nào đó với bán kính không đổi. Trong trường hợp đơn giản nhất, khi máy kéo chuyển động vòng trên mặt đất nằm ngang với tốc độ nhỏ và không đổi, không có lực cản ở móc kéo và có sự phân bố đồng đều áp suất lên đất.

Hình VIII- 19 trình bày sơ đồ vận tốc của máy kéo xích khi quay vòng : O - tâm quay vòng và R - bán kính quay vòng. Trên đường vòng, bánh sao chủ động của các dải xích bên trái và bên phải sẽ quay với những vận tốc góc khác nhau. So với tâm quay vòng, bánh ngoài sẽ quay nhanh so với bánh trong.

Giả sử máy kéo quay vòng xung quanh tâm quay O với vận tốc góc là  $\omega_q$  thì trị số của  $\omega_q$  sẽ được xác định như sau:

$$\omega_q = \frac{v'}{R} \quad (\text{VIII-13})$$



Hình VIII-19. Sơ đồ vận tốc của máy kéo xích khi quay vòng.

Ở đây :  
 $v'$  - vận tốc tịnh tiến của điểm  $O_T$ , giao điểm của trục dọc máy kéo và bán kính quay vòng.

Sự chuyển động của các dải xích trên đường vòng có thể phân làm hai chuyển động : quay

quanh tâm  $O_2$  và  $O_1$  với vận tốc góc  $\omega_q$  và tịnh tiến với vận tốc  $v_2$  và  $v_1$ .

Vận tốc tịnh tiến của các dải xích được biểu thị bằng các phương trình sau :

$$\left. \begin{aligned} v_2 &= \omega_q (R + 0,5B) = v' \frac{R + 0,5B}{R} \\ v_1 &= \omega_q (R - 0,5B) = v' \frac{R - 0,5B}{R} \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII-14})$$

Ở đây :  $B$  - bề rộng cơ sở của máy kéo xích.

Khi các dải xích quay quanh  $O_2$  và  $O_1$ , giữa xích và đường sẽ phát sinh lực ma sát và các phản lực bên chống lại sự quay vòng. Mômen cản quay vòng  $M_c$  được xác định như sau (hình VIII-20) :

Chúng ta chia cả hai dải xích thành những đoạn nhỏ có độ dài  $dx$ , được đặt cách đường  $O_2O_1$  một đoạn là  $x$ . Tải trọng thẳng đứng tác dụng lên các phần tử xích theo chiều dài của bề mặt tựa sẽ là :

$$dG = \frac{0,5G}{L} dx;$$

Ở đây :

$0,5G$  - trọng lượng đặt lên một dải xích;

$L$  - chiều dài bề mặt tựa của xích.

Mômen cản quay vòng của các phần tử xích  $M_{cx}$  sẽ là :

$$M_{cx} = \mu dGx$$

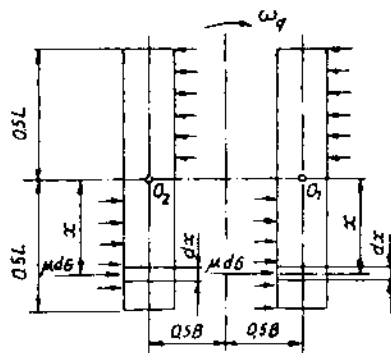
Ở đây :

$\mu$  - hệ số cản quay vòng, bao gồm hệ số ma sát ở mặt tựa xích với đất và hệ số cản chèn dấp của đất.

Như vậy, mômen cản quay vòng tổng cộng lên toàn bộ cả hai dải xích sẽ là :

$$M_c = 4 \int_0^{0,5L} \mu \frac{0,5G}{L} x dx = \frac{\mu GL}{4} \quad (\text{VIII-15})$$

Từ biểu thức (VIII-15) ta thấy rằng mômen cản quay vòng tỷ lệ tuyến tính với trọng lượng máy kéo, chiều dài bề mặt tựa xích và hệ số cản quay vòng.



Hình VIII-20. Sơ đồ để xác định trị số của mômen cản quay vòng  $M_c$ .

Trị số của hệ số cản quay vòng  $\mu$  phụ thuộc vào tính chất cơ lý của đất, kết cấu của dải xích, độ lún sâu vào đất và đặc biệt là bán kính quay vòng. Bán kính quay vòng càng nhỏ thì hệ số  $\mu$  càng lớn và ngược lại.

Tùy theo địa hình làm việc, hệ số cản quay vòng  $\mu$  của máy kéo xích thường nằm trong giới hạn từ 0,4 đến 0,7.

\* Phần dưới đây chúng ta sẽ nghiên cứu sự quay vòng của máy kéo xích trong trường hợp có lực cản ở móc kéo. (hình VIII-21) :

Lực cản ở móc kéo  $P_{mk}$  hướng theo đường tiếp tuyến với cung quay vòng và lệch một góc  $\gamma$  so với trục đối xứng dọc của máy kéo, có thể phân làm hai lực thành phần :  $P_{mk} \sin \gamma$  và  $P_{mk} \cos \gamma$ . Dưới tác dụng của những lực này, tâm quay vòng của các dải xích sẽ bị dịch về phía sau một khoảng là  $x_0$  so với tâm hình học. Trị số của  $x_0$  được xác định như sau :

Lập phương trình cân bằng đối với tổng hình chiếu của các lực tác dụng lên trục  $O_2-O_1$ , ta có :

$$P_{mk} \sin \gamma + \frac{\mu G}{L} (0,5L - x_0) = \frac{\mu G}{L} (0,5L + x_0). \quad (\text{VIII-16})$$

Từ (VIII-16) ta tìm được :

$$x_0 = \frac{P_{mk} L \sin \gamma}{2 \mu G}. \quad (\text{VIII-17})$$

Chính sự dịch chuyển của tâm quay của các dải xích đã gây nên sự tăng mômen cản quay vòng. Ở trường hợp này, mômen cản quay vòng đối với một dải xích, chẳng hạn ở trước điểm  $A_1$  (hình VIII-21) là tổng mômen của các phần lực bên của đất trên chiều dài  $(0,5L + x_0)$ , còn ở sau điểm  $A_1$  là tổng mômen của các phần lực bên của đất nhưng trên chiều

dài  $(0,5L - x_0)$ . Mômen cân quay vòng tổng cộng của máy kéo trong trường hợp có sự dịch chuyển của tâm quay các dải xích sẽ là :

$$\begin{aligned}
 M_c &= \frac{\mu G}{L} \left( \int_0^{0,5L+x_0} x dx + \int_0^{0,5L-x_0} x dx \right) = \\
 &= \frac{\mu G [(0,5L+x_0)^2 + (0,5L-x_0)^2]}{2L} = \frac{\mu G}{2L} \left( \frac{L^2}{2} + 2x_0^2 \right) \\
 &= \frac{\mu GL}{4} \left[ 1 + \left( \frac{2x_0}{L} \right)^2 \right]. \quad (\text{VIII-18})
 \end{aligned}$$

Như vậy, mômen cân quay vòng sẽ tăng theo tỷ lệ bình phương đối với khoảng dịch chuyển của tâm quay của các dải xích.

Sử dụng sơ đồ lực và mômen tác dụng lên máy kéo trên hình VIII-21, chúng ta viết được điều kiện cân bằng của máy kéo đối với các tâm quay  $A_1$  và  $A_2$  :

$$P_{k2}B = P_{f2}B + M_c + 0,5BP_{mk}\cos\gamma + P_{mk}(l-x_0)\sin\gamma$$

$$P_{k1}B = P_{f1}B - M_c + 0,5BP_{mk}\cos\gamma - P_{mk}(l-x_0)\sin\gamma$$

Ở đây :

$l$  - khoảng cách từ điểm đặt móc kéo tới tâm mặt tựa của xích.

Trừ vế đối vế của hai phương trình trên và xem như  $P_{f1} = P_{f2} = 0,5P_f$ , ta được phương trình sau :

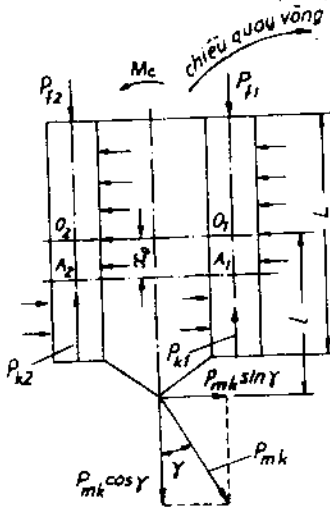
$$(P_{k2} - P_{k1}) \frac{B}{2} = M_c + P_{mk} \sin\gamma (l - x_0).$$

Các thành phần nằm ở phía phải của phương trình trên là tổng các mômen chống lại sự quay vòng của máy kéo, bao gồm :  $M_c$  - mômen cân quay vòng của bản thân máy kéo (gắn với khoảng dịch chuyển  $x_0$  của tâm quay các dải xích) và  $P_{mk}\sin\gamma (l - x_0)$  - mômen cân quay vòng tạo nên bởi lực cân

kéo ở móc kéo.

Tổng của hai thành phần mômen cân nối trên được gọi là mômen cân quay vòng tổng hợp  $M_{ct}$  :

$$M_{ct} = \frac{\mu GL}{4} \left[ 1 + \left( \frac{2x_0}{L} \right)^2 \right] + P_{mk} (l - x_0) \sin \gamma. \quad (\text{VIII-19})$$



Hình VIII-21. Sơ đồ các lực tác động lên máy kéo khi quay vòng.

còn lực kéo tiếp tuyến của dải xích quay chậm  $P_{k1}$  thì tùy thuộc vào điều kiện quay vòng nó có thể có giá trị dương hoặc âm. Chúng ta dễ dàng nhận thấy rằng giá trị âm của  $P_{k1}$  sẽ đạt được khi ngắt dòng công suất từ động cơ truyền cho dải xích quay chậm và phanh nó lại (lúc này chiều của  $P_{k1}$  ngược với chiều chuyển động của máy kéo).

Khi có lực cân ở móc kéo, để đảm bảo máy kéo có thể quay vòng được thì lực kéo tiếp tuyến của dải xích quay nhanh

Để giảm  $M_{ct}$  cần tìm biện pháp để giảm khoảng cách từ điểm đặt móc kéo tới tâm quay của xích.

Mômen cân quay vòng tổng hợp  $M_{ct}$  được khắc phục bằng mômen  $(P_{k2} - P_{k1}) \frac{B}{2}$ , tạo nên bởi hiệu lực kéo tiếp tuyến trên hai dải xích và được gọi là mômen quay vòng  $M_q$  :

$$M_q = (P_{k2} - P_{k1}) \frac{B}{2}. \quad (\text{VIII-20})$$

Lực kéo tiếp tuyến của dải xích quay nhanh  $P_{k2}$  luôn luôn có giá trị dương,

phải được kiểm tra theo điều kiện bám :

$$P_{k2max} = \frac{M_{ct}}{B} + \frac{f_2 G}{2} + \frac{P_{mk} \cos \gamma}{2} \leq \frac{\varphi G}{2};$$

Ở đây :

$\varphi$  - hệ số bám của xích;

$G$  - trọng lượng sử dụng của máy kéo xích.

## VI. ĐẶC ĐIỂM ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC CỦA CÁC LOẠI CƠ CẤU QUAY VÒNG MÁY KÉO XÍCH

Cơ cấu quay vòng sử dụng trong máy kéo xích cần phải thỏa mãn tới mức tối đa các chỉ tiêu cơ bản sau :

1. Có lực kéo lớn ở dải xích quay nhanh và giảm tới mức tối thiểu tải trọng phụ lên động cơ khi quay vòng.
2. Giữ được ổn định của máy kéo khi chuyển động thẳng.
3. Tổn thất bên trong của cơ cấu quay vòng là tối thiểu.
4. Có khả năng quay vòng với bán kính nhỏ.

Để làm chức năng của một cơ cấu quay vòng máy kéo xích, người ta có thể sử dụng các loại cơ cấu sau : vi sai đơn và vi sai kép, ly hợp chuyển hướng và hành tinh.

Dưới đây trình bày đặc điểm về mặt động học và động lực học của các loại cơ cấu quay vòng nói trên.

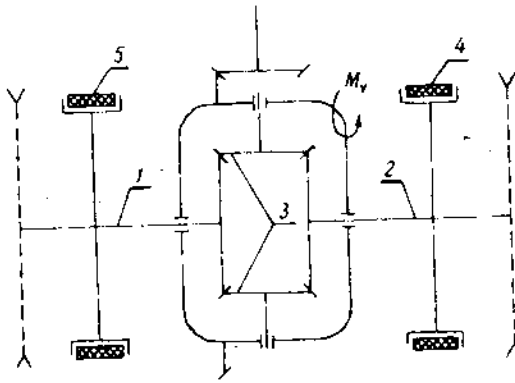
### 1. Cơ cấu quay vòng vi sai đơn

Hình VIII-22 trình bày sơ đồ cơ cấu quay vòng vi sai đơn. Khi máy kéo chuyển động thẳng, cả hai phanh 4 và 5 cần phải nhả ra. Nếu lực cần ở dải xích bên phải và trái là như nhau thì các bánh răng hành tinh 3 sẽ không quay quanh trục của chúng và cả hai bán trục 1 và 2 sẽ quay với cùng một số vòng quay.



$$n_2 = n_1 = n_v$$

Ở đây :  $n_v$  - số vòng quay của hộp vi sai.



Hình VIII-22. Sơ đồ cơ cấu quay vòng vi sai đơn

Sự quay vòng máy kéo được thực hiện bằng cách hãm một bên bán trục. Khi đó, các bánh răng hành tinh sẽ bắt đầu quay quanh trục của chúng và kết quả là số vòng quay của bán trục hãm bị giảm còn số vòng quay của

bán trục bên kia tăng lên, nhưng nửa tổng số của hai số vòng quay này luôn bằng số vòng quay của hộp vi sai, tức là

$$\frac{n_1 + n_2}{2} = n_v$$

Khi không bị trượt thì vận tốc tịnh tiến của các dải xích sẽ tỷ lệ thuận với số vòng quay của các bán trục tương ứng, vì vậy dựa vào phương trình (VIII-14) chúng ta sẽ dễ dàng xác lập được mối quan hệ giữa số vòng quay của các bán trục và bán kính quay vòng của máy kéo :

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{R + 0,5B}{R - 0,5B}$$

Từ đó rút ra :

$$R = B \frac{n_1 + n_2}{2(n_2 - n_1)} = B \frac{n}{n_2 - n_1} \quad (\text{VIII-21})$$

Số vòng quay của dải xích quay chậm  $n_1$  có thể thay đổi trong giới hạn từ giá trị cực đại  $n_1 = n_2$  khi chuyển động thẳng tới giá trị cực tiểu  $n_1 = 0$  khi bán trục được hãm hoàn toàn. Như vậy, trong phạm vi của giới hạn số vòng quay nói trên, máy kéo có thể đạt được những bán kính quay vòng bất kỳ, từ giá trị cực đại  $R_{max} = \infty$  (chuyển động thẳng) đến cực tiểu  $R_{min} = B \frac{n_1}{n_2}$  (khi một bán trục bị hãm cứng) Vì khi  $n_1 = 0$  thì bán trục quay nhanh sẽ quay với số vòng quay  $n_2 = 2n_1$ , nên :

$$R_{min} = 0,5B. \quad (\text{VIII-22})$$

\* Để đơn giản cho vấn đề nghiên cứu việc phân bố mômen giữa các dải xích khi máy kéo đặt cơ cấu quay vòng vi sai đơn, chúng ta xem như máy kéo không có bộ truyền lực cuối cùng và các bánh sao chủ động được đặt trực tiếp trên bán trục

Nếu bỏ qua ma sát trong vi sai thì ở vi sai đối xứng mỗi bán trục sẽ nhận được một nửa giá trị mômen ở hộp vi sai ( $0,5 M_v$ ). Ở bán trục quay nhanh, mômen này được cân bằng với mômen tạo nên bởi lực kéo tiếp tuyến của dải xích  $P_{k2}$ , ở bán trục quay chậm mômen này được cân bằng với mômen của lực ma sát của phanh  $M_f$  và mômen tạo nên bởi lực kéo tiếp tuyến của dải xích  $P_{k1}$ . Như vậy, khi máy kéo xích quay vòng ta xác định được :

$$P_{k2} = \frac{0,5 M_v}{r_b}$$

$$P_{k1} = \frac{0,5 M_v - M_f}{r_b}$$

Ở đây :

$M_v$  - mômen truyền tới hộp vi sai;

$r_b$  - bán kính của bánh sao chủ động.

Từ biểu thức trên ta nhận thấy lực kéo tiếp tuyến ở đai xích quay chậm nhỏ hơn ở đai xích quay nhanh. Khi mômen phanh  $M_r < 0,5 M_v$  thì  $P_{k1}$  có giá trị dương, còn khi  $M_r > 0,5 M_v$  nó có giá trị âm.

Mômen quay vòng sẽ nảy sinh từ sự mất cân bằng của lực kéo tiếp tuyến  $P_{k2}$  và  $P_{k1}$ , trị số của nó được xác định như sau :

$$\begin{aligned} M_q &= 0,5 (P_{k2} - P_{k1}) B = \\ &= \frac{0,5B}{r_b} [0,5M_v - (0,5M_v - M_r)] = \frac{0,5B}{r_b} M_r \quad (\text{VIII-23}) \end{aligned}$$

Như vậy, mômen quay vòng được tạo nên bởi cơ cấu quay vòng vi sai đơn được điều chỉnh bằng mức độ xiết phanh ở đai xích quay chậm và thay đổi theo trị số của mômen phanh.

Vì mômen của cả hai bán trục bằng nhau nên công suất từ động cơ truyền tới hộp vi sai sẽ phân phối cho các bán trục theo tỷ lệ số vòng quay của chúng. Nếu bán trục quay chậm ở trạng thái phanh nhưng vẫn còn quay thì một phần công suất truyền tới nó sẽ tiêu hao cho ma sát ở phanh. Khi bán trục quay chậm được hãm cứng thì công suất truyền tới nó sẽ bằng không và toàn bộ công suất được truyền từ động cơ xuống sẽ cấp cho đai xích quay nhanh. Tăng công suất cho đai xích quay nhanh không làm tăng được lực kéo tiếp tuyến mà chỉ làm tăng vận tốc của nó.

Khi lực kéo tiếp tuyến  $P_{k1}$  trở thành âm thì đai xích quay chậm sẽ chuyển từ đai xích chủ động sang bị động và được dẫn động không phải bằng hộp vi sai mà bằng lực đẩy từ

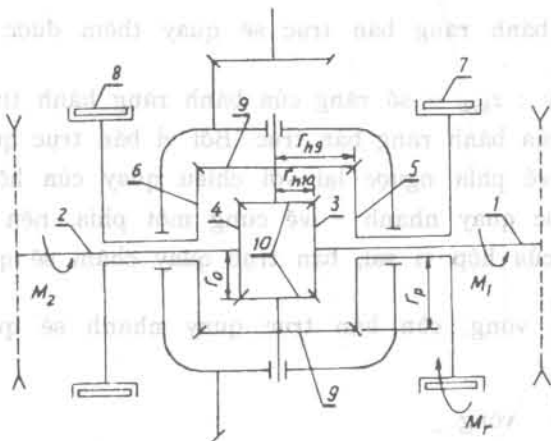
khung máy kéo truyền tới. Công suất được tạo nên bởi lực kéo âm sẽ truyền cho phanh và tiêu hao cho công ma sát ở phanh.

## 2. Cơ cấu quay vòng vi sai kép

Sơ đồ cơ cấu quay vòng vi sai kép được trình bày ở hình VIII-23.

Đặc điểm của cơ cấu này là sử dụng bánh răng hành tinh kép : bánh răng 10 ăn khớp với các bánh răng bán trục 3 và 4 ; còn bánh răng 9 ăn khớp với các bánh răng phanh 5 và 6.

Khi máy kéo chuyển động thẳng, cả hai phanh được nhả ra và vi sai kép làm việc như vi sai đơn. Sự quay vòng được thực hiện bằng cách xiết phanh ở dải xích cần quay chậm. Khi đó, các bánh răng hành tinh 9 sẽ bắt đầu lăn trên bánh



Hình VIII-23. Sơ đồ cơ cấu quay vòng vi sai kép.

ràng phanh tương ứng và quay quanh trục của chúng. Các bánh răng hành tinh 10 cũng quay cùng với bánh răng 9, làm cho bán trục cần quay nhanh tăng thêm một vận tốc góc phụ và làm giảm vận tốc góc của bán trục quay chậm một giá trị tương ứng.

Bán kính quay vòng của máy kéo sẽ đạt được giá trị tối thiểu  $R_{min}$  khi một bánh răng phanh bị hãm cứng. Để xác định giá trị của  $R_{min}$  chúng ta cần tính mối tương quan giữa số vòng quay  $n_2$  của bán trục quay nhanh và số vòng quay  $n_1$  của bán trục quay chậm khi một bánh răng phanh không quay. Ở trường hợp này, sau một vòng quay của hộp vi sai

các bánh răng hành tinh sẽ quay quanh trục của chúng  $\frac{z_p}{z_{h9}}$

vòng (ở đây  $z_p$  - số răng của bánh răng phanh,  $z_{h9}$  - số răng của bánh răng hành tinh 9). Do sự quay quanh trục của mình của các bánh răng hành tinh, nên sau một vòng quay của hộp

vi sai các bánh răng bán trục sẽ quay thêm được  $\frac{z_p}{z_{h9}} \cdot \frac{z_{h10}}{z_o}$

vòng. Ở đây :  $z_{h10}$  - số răng của bánh răng hành tinh 10,  $z_o$  - số răng của bánh răng bán trục. Bởi vì bán trục quay chậm được quay về phía ngược lại với chiều quay của hộp vi sai, còn bán trục quay nhanh - về cùng một phía, nên sau một vòng quay của hộp vi sai, bán trục quay chậm sẽ quay được

$1 - \frac{z_p}{z_{h9}} \cdot \frac{z_{h10}}{z_o}$  vòng, còn bán trục quay nhanh sẽ quay được

$1 + \frac{z_p}{z_{h9}} \cdot \frac{z_{h10}}{z_o}$  vòng.

Chúng ta gọi tích số  $\frac{z_{h9}}{z_p} \cdot \frac{z_o}{z_{h10}}$  là tỷ số truyền của vi sai

kép và ký hiệu là  $i_v$ .

Trên cơ sở của những điều vừa trình bày ở trên, khi hãm hoàn toàn một phanh của vi sai kép, ta có mối quan hệ sau :

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{1 + \frac{z_p}{z_{h9}} \cdot \frac{z_{h10}}{z_o}}{1 - \frac{z_p}{z_{h9}} \cdot \frac{z_{h10}}{z_o}} = \frac{1 + i_v^{-1}}{1 - i_v^{-1}} = \frac{i_v + 1}{i_v - 1}$$

Với tỷ số  $\frac{n_2}{n_1}$  xác định ở trên, khi máy kéo quay vòng với bán kính quay vòng cực tiểu, từ sơ đồ vận tốc (hình VIII-19) ta xác định được :

$$\frac{R_{min} + 0,5B}{R_{min} - 0,5B} = \frac{i_v + 1}{i_v - 1}$$

Từ đó :  $R_{min} = 0,5 B i_v$  (VIII-24)

Tỷ số truyền của các vi sai kép thường nằm trong giới hạn từ 2,5 ÷ 3 nên bán kính quay vòng cực tiểu của máy kéo đặt cơ cấu quay vòng vi sai kép sẽ lớn gấp từ 2,5 ÷ 3 lần so với vi sai đơn. Bán trục của dải xích quay chậm không ngừng quay ngay cả khi máy kéo quay vòng với bán kính tối thiểu.

Khi sử dụng cơ cấu quay vòng vi sai (đơn hoặc kép), vận tốc tịnh tiến trung bình  $v'$  của máy kéo không phụ thuộc vào bán kính quay vòng, bởi vì độ giảm vận tốc ở dải xích quay chậm sẽ được bù vào độ tăng vận tốc ở dải xích quay nhanh.

\* Chúng ta nghiên cứu sự phân bố mômen giữa các dải xích của máy kéo khi quay vòng ở trường hợp sử dụng cơ cấu quay vòng vi sai kép :

Từ điều kiện cân bằng mômen ta có :

$$M_v = M_2 + M_1 + M_r$$

Do đó :  $M_2 + M_1 = M_v - M_r$ ; (VIII -25)

Ở đây :

$M_2$  và  $M_1$  - mômen chủ động ở dải xích quay nhanh và quay chậm;

$M_r$  - mômen ma sát trong phanh của vi sai kép.

Mặt khác, từ điều kiện cân bằng của bánh răng hành tinh kép xung quanh trục của nó (hình VIII-23) ta viết được :

$$\frac{M_2}{r_o} r_{h10} = \frac{M_1}{r_o} r_{h10} + \frac{M_r}{r_p} r_{h9}$$

Vì tỷ số của bán kính các bánh răng bằng tỷ số số răng của chúng, nên từ phương trình trên ta rút ra được :

$$M_2 - M_1 = M_r \frac{r_{h9}}{r_p} \cdot \frac{r_o}{r_{h10}} = M_r i_v \quad \text{(VIII-26)}$$

Giải đồng thời hai phương trình VIII- 25 và VIII- 26 ta được :

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= 0,5 [ M_v - M_r (i_v + 1) ] \\ M_2 &= 0,5 [ M_v + M_r (i_v - 1) ] \end{aligned} \right\} \quad \text{(VIII-27)}$$

Mômen  $M_1$  ở dải xích quay chậm có giá trị dương khi mômen ma sát của phanh  $M_r < \frac{M_v}{1 + i_v}$ . Khi mômen phanh

lớn hơn giá trị này thì mômen  $M_1$  sẽ trở thành âm, có nghĩa là dải xích quay chậm sẽ từ chủ động chuyển thành bị động và nó chuyển động được là nhờ lực đẩy từ khung tới. Dưới tác dụng của lực đẩy này, trên dải xích quay chậm sẽ có lực kéo âm hướng ngược lại với chiều chuyển động của nó.

Với giá trị của mômen  $M_2$  và  $M_1$  vừa xác định và căn cứ vào phương trình (VIII-20), ta tính được mômen quay vòng của máy kéo khi sử dụng cơ cấu quay vòng vi sai kép :

$$M_q = \frac{0,5 (M_2 - M_1) B}{r_b} = \frac{0,5B}{r_b} M_r i_v \quad (\text{VIII-28})$$

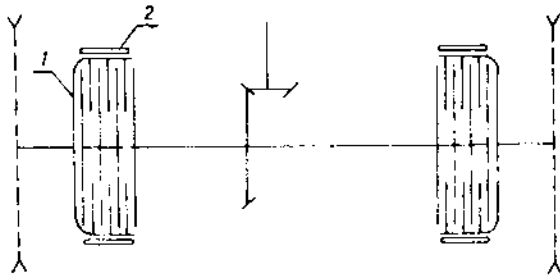
Từ công thức trên ta nhận thấy : trị số của mômen quay vòng được tạo nên bởi cơ cấu quay vòng vi sai kép phụ thuộc vào mức độ xiết phanh ở đai xích quay chậm. Nó lớn gấp  $i_v$  lần mômen quay vòng được tạo nên bởi cơ cấu quay vòng vi sai đơn khi chúng có cùng một mômen phanh.

Nhược điểm chung của tất cả các loại cơ cấu quay vòng vi sai đơn cũng như kép là không giữ được độ ổn định khi máy kéo chuyển động thẳng : với độ chênh lệch không lớn của lực cản chuyển động ở hai đai xích cũng làm cho máy kéo mất hướng chuyển động ban đầu.

### 3. Cơ cấu quay vòng ly hợp chuyển hướng

Cơ cấu quay vòng ly hợp chuyển hướng được trình bày ở hình VIII-24.

Mỗi bên đai xích bố trí một ly hợp 1 phối hợp với phanh 2 để đảm bảo sự chuyển động thẳng và quay vòng của máy kéo. Khi máy kéo chuyển động thẳng, cả hai ly hợp chuyển



Hình VIII-24. Cơ cấu quay vòng ly hợp chuyển hướng.



hướng phải đóng và các phanh phải mở hoàn toàn. Ở trường hợp này, hai dải xích di chuyển với cùng một vận tốc còn mômen chủ động phân phối cho các dải xích sẽ phụ thuộc vào lực cản chuyển động tác động lên chúng.

Khi quay vòng, ly hợp bên dải xích quay chậm phải được mở (tách ly hợp) một phần hoặc hoàn toàn. Trong một số trường hợp, để quay vòng ngoặt máy kéo ngoài việc mở hoàn toàn ly hợp chuyển hướng còn phải xiết phanh bên dải xích quay chậm. Vận tốc  $v_2$  của dải xích quay nhanh luôn luôn bằng vận tốc  $v$  của máy kéo khi chuyển động thẳng. Dải xích quay chậm chuyển động với vận tốc  $v_1$  nhỏ hơn, trị số của nó phụ thuộc và bán kính quay vòng của máy kéo. Vận tốc trung bình của máy kéo khi quay vòng  $v' = 0,5 (v_2 + v_1)$ . Từ sơ đồ vận tốc trên hình VIII-19, trị số của  $v'$  có thể biểu thị bằng phương trình sau :

$$v' = v \frac{R}{R + 0,5B}$$

Biểu thức này cho thấy : khi sử dụng cơ cấu quay vòng ly hợp chuyển hướng, vận tốc tịnh tiến trung bình của máy kéo khi quay vòng bao giờ cũng nhỏ hơn so với khi chuyển động thẳng ( $v$  - vận tốc của máy kéo khi chuyển động thẳng).

Khi vận tốc của dải xích quay chậm  $v_1 = 0$  thì bán kính quay vòng của máy kéo có giá trị cực tiểu  $R_{min} = 0,5 B$  và vận tốc tịnh tiến của nó sẽ là  $v' = 0,5 v$ .

Dưới đây chúng ta sẽ nghiên cứu sự phân bố mômen giữa hai dải xích khi máy kéo quay vòng ở trường hợp sử dụng cơ cấu quay vòng ly hợp chuyển hướng.

Nếu sự quay vòng được thực hiện khi không sử dụng đến phanh ở dải xích quay chậm thì mômen truyền tới cầu chủ động  $M_{cd}$  được phân cho hai dải xích như sau :

Ở dải xích quay chậm :  $M_1 = M_m$

Ở dải xích quay nhanh :  $M_2 = M_{cd} - M_m$ .

Ở đây :  $M_m$  - mômen ma sát của ly hợp ở dải xích quay chậm.

Mômen quay vòng được điều chỉnh bằng cách thay đổi mômen ma sát của ly hợp, dựa vào phương trình (VIII-20) ta xác định được giá trị của mômen quay vòng  $M_q$  :

$$M_q = 0,5B \left( \frac{M_{cd} - M_m}{r_b} - \frac{M_m}{r_b} \right) = \frac{0,5B}{r_b} (M_{cd} - 2M_m).$$

Khi mở hoàn toàn một bên ly hợp thì  $M_m = 0$ , ta có :

$$M_q = \frac{0,5B}{r_b} M_{cd}. \quad (\text{VIII-29})$$

Ở trường hợp này  $M_2 = M_{cd}$ , có nghĩa là toàn bộ mômen truyền tới cầu chủ động của máy kéo được truyền hết cho bán trục quay nhanh.

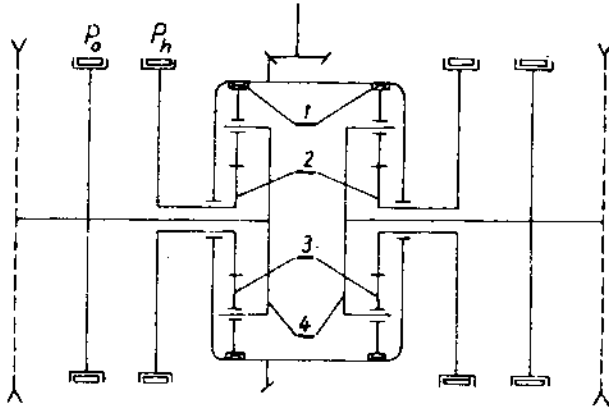
Khi quay vòng máy kéo được thực hiện bằng cách mở ly hợp và xiết phanh của dải xích quay chậm thì toàn bộ mômen  $M_{cd}$  được truyền cho dải xích quay nhanh, còn ở dải xích quay chậm sẽ có mômen âm, về trị số bằng mômen ma sát  $M_p$  của phanh. Ở trường hợp này, mômen quay vòng sẽ được xác định bằng công thức sau :

$$M_q = 0,5B \frac{M_{cd} - (-M_p)}{r_b} = \frac{0,5B}{r_b} (M_{cd} + M_p).$$

Như vậy, trị số của mômen quay vòng được điều chỉnh bằng mức độ xiết phanh ở dải xích quay chậm.

#### 4. Cơ cấu quay vòng hành tinh một cấp

Cơ cấu quay vòng hành tinh một cấp được trình bày ở hình VIII-25.



Hình VIII-25. Sơ đồ cơ cấu quay vòng hành tinh một cấp.

Cơ cấu có bánh răng trong 1, bánh răng mặt trời 2 và các bánh răng hành tinh 3. Bánh răng trong được gắn trong vỏ hộp hành tinh. Bánh răng mặt trời được nối với phanh  $P_h$  của cơ cấu hành tinh. Trục của các bánh răng hành tinh được gắn với thanh dẫn 4 và qua chúng gắn với bán trục của cầu sau. Ngoài các phanh của cơ cấu hành tinh, còn có phanh  $P_o$  được đặt trực tiếp lên các bán trục.

Khi máy kéo chuyển động thẳng, các phanh bán trục  $P_o$  phải được nhả ra, còn các phanh của cơ cấu hành tinh được xiết chặt. Ở trường hợp này, cơ cấu hành tinh đóng vai trò của một bộ giảm tốc với tỷ số truyền :

$$i_{hi} = \frac{z_k + z_T}{z_T};$$

Ở đây :  $z_k$  và  $z_T$  - số răng của bánh răng trong 1 và bánh răng mặt trời 2.

Để quay vòng máy kéo, cần nhả một phần hoặc toàn bộ phanh  $P_h$  của cơ cấu hành tinh ở dải xích quay chậm. Trong một số trường hợp, để quay vòng ngoài cần xiết thêm phanh  $P_o$  ở bán trục tương ứng.

Về mặt thao tác, sự làm việc của cơ cấu quay vòng hành tinh một cấp khi máy kéo quay vòng được thực hiện tương tự như sự làm việc của cơ cấu quay vòng ly hợp chuyển hướng.

Việc nhả phanh  $P_h$  của cơ cấu hành tinh tương đương với việc tách ly hợp chuyển hướng. Các phanh bán trục có chức năng giống nhau ở cả hai loại cơ cấu quay vòng.

Nếu sự quay vòng được thực hiện khi không phanh dải xích quay chậm thì trị số mômen quay vòng được điều chỉnh bằng cách thay đổi lực xiết của phanh cơ cấu hành tinh.

Ở những trường hợp muốn máy kéo quay vòng với bán kính quay vòng nhỏ hơn thì cần nhả hoàn toàn phanh  $P_h$  của cơ cấu hành tinh và xiết thêm phanh  $P_o$  của bên bán trục quay chậm, trị số của mômen quay vòng được điều chỉnh bằng cách thay đổi lực xiết ở phanh  $P_o$  này.

Như vậy, động học và động lực học quay vòng của máy kéo xích có cơ cấu quay vòng hành tinh một cấp cũng được nghiên cứu giống như đối với máy kéo xích có cơ cấu quay vòng ly hợp chuyển hướng.

## Chương IX

# SỰ PHANH Ô TÔ

Trên ô tô có trang bị hệ thống phanh nhằm mục đích giảm vận tốc hoặc dừng hẳn khi cần thiết. Lúc đó người lái giảm lượng nhiên liệu cung cấp vào động cơ, đồng thời phanh để hãm xe lại. Nhờ có hệ thống phanh mà người lái có thể nâng cao vận tốc chuyển động trung bình của ô tô và đảm bảo an toàn khi chuyển động. Do vận tốc chuyển động ngày càng cao cho nên việc đi sâu nghiên cứu để hoàn thiện sự làm việc của hệ thống phanh nhằm đảm bảo an toàn chuyển động của ô tô ngày càng cấp thiết.

## I. LỰC PHANH SINH RA Ở BÁNH XE

Trên hình IX-1 trình bày lực và mômen tác dụng lên bánh xe khi phanh.

Khi người lái tác dụng vào bàn đạp phanh thì ở cơ cấu phanh sẽ tạo ra mômen ma sát còn gọi là mômen phanh  $M_p$  nhằm hãm bánh xe lại. Lúc đó ở bánh xe xuất hiện phản lực tiếp tuyến  $P_p$  ngược với chiều chuyển động (hình IX-1). Phản lực tiếp tuyến này được gọi là lực phanh và xác định theo biểu thức :

$$P_p = \frac{M_p}{r_b} \quad (IX-1)$$

Ở đây :

$M_p$  - mômen phanh tác dụng lên bánh xe;

$P_p$  - lực phanh tác dụng tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường;

$r_b$  - bán kính làm việc của bánh xe.

Lực phanh lớn nhất bị giới hạn bởi điều kiện bám giữa bánh xe với mặt đường, nghĩa là :

$$P_{pmax} = P_\varphi = Z_b \cdot \varphi \quad (\text{IX-2})$$

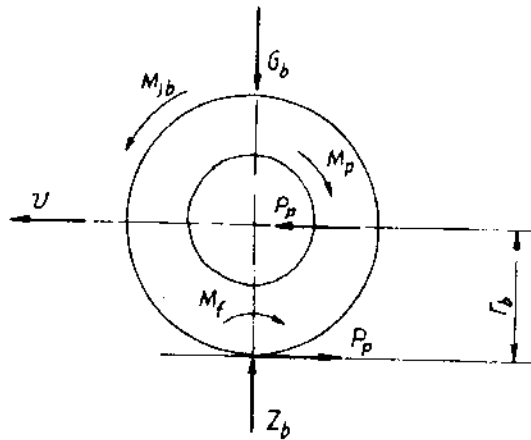
Ở đây :

$P_{pmax}$  - lực phanh cực đại có thể sinh ra từ khả năng bám của bánh xe với mặt đường;

$P_\varphi$  - lực bám giữa bánh xe với mặt đường;

$Z_b$  - phản lực pháp tuyến tác dụng lên bánh xe;

$\varphi$  - hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường.



Hình IX-1. Sơ đồ lực và mômen tác dụng lên bánh xe khi phanh

Khi phanh thì bánh xe chuyển động với gia tốc chậm dần, do đó trên bánh xe sẽ có mômen quán tính  $M_{jb}$  tác dụng, mômen này cùng với chiều chuyển động của bánh xe ; ngoài ra

còn có mômen cản lăn  $M_f$  tác dụng. mômen này ngược với chiều chuyển động và có tác dụng hãm bánh xe lại. Như vậy trong khi phanh bánh xe thì lực hãm tổng cộng  $P_{pv}$  sẽ là :

$$P_{pv} = \frac{M_p + M_f - M_{jb}}{r_b} = P_p + \frac{M_f - M_{jb}}{r_b}$$

Trong quá trình phanh ô tô, mômen phanh sinh ra ở cơ cấu phanh tăng lên, đến một lúc nào đấy sẽ dẫn đến sự trượt lê bánh xe. Khi bánh xe bị trượt lê hoàn toàn thì hệ số bám  $\varphi$  có giá trị thấp nhất (xem đồ thị ở hình I-4d), cho nên khi bánh xe bị trượt lê hoàn toàn thì lực phanh sinh ra giữa bánh xe và mặt đường là nhỏ nhất, dẫn tới hiệu quả phanh thấp nhất. Không những thế, nếu các bánh xe trước bị trượt lê sẽ làm mất tính dẫn hướng khi phanh, còn nếu các bánh xe sau bị trượt lê sẽ làm mất tính ổn định khi phanh.

Vì vậy để tránh hiện tượng trượt lê hoàn toàn bánh xe (tức là không để bánh xe bị hãm cứng khi phanh) thì trên ô tô hiện đại có đặt bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh.

Từ biểu thức (IX-2) thấy rằng muốn có lực phanh lớn không những cần có hệ số bám  $\varphi$  có giá trị cao mà còn phải có phân lực pháp tuyến  $Z_b$  lớn. Cũng vì vậy để sử dụng được hết toàn bộ trọng lượng bám của ô tô cần phải bố trí cơ cấu phanh ở tất cả các bánh xe của ô tô.

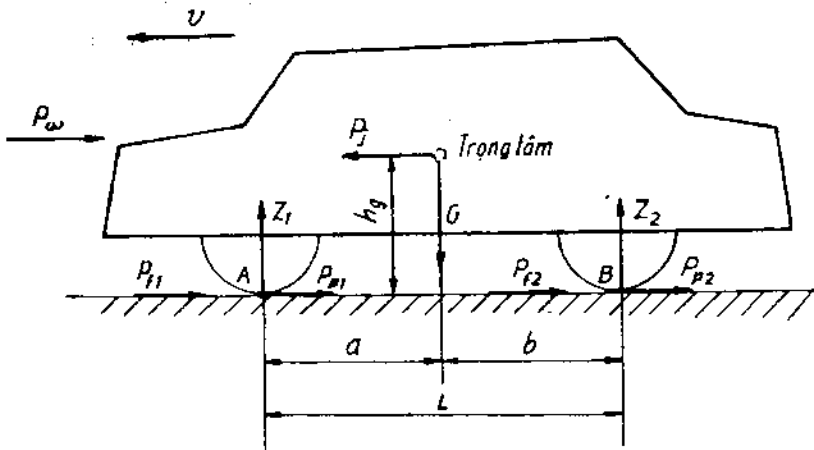
Trong quá trình phanh xe, động năng hoặc thế năng (khi ô tô chuyển động xuống dốc) của xe bị tiêu hao cho ma sát giữa trống phanh và má phanh, giữa lớp và mặt đường cũng như để khắc phục sức cản lăn, sức cản không khí, ma sát trong hệ thống truyền lực, ma sát trong động cơ. Năng lượng bị tiêu hao trong quá trình phanh phụ thuộc vào chế độ phanh của xe.

Mômen phanh càng tăng thì cơ năng biến thành nhiệt

năng giữa trống phanh và má phanh cũng như sự trượt lê giữa lốp và mặt đường càng tăng, còn năng lượng để khắc phục các sức cản khác tương đối nhỏ. Khi các bánh xe bị hãm cứng hoàn toàn thì công ma sát giữa trống phanh và má phanh cũng như sự cản lăn hoàn toàn không có nữa, tất cả năng lượng hầu như biến thành nhiệt ở khu vực tiếp xúc giữa lốp và mặt đường. Sự trượt lê sẽ làm giảm hiệu quả phanh, tăng độ mòn lốp, tăng độ trượt dọc và ảnh hưởng xấu đến tính ổn định ngang của xe.

## II. ĐIỀU KIỆN ĐẢM BẢO SỰ PHANH TỐI ƯU

Để xét điều kiện đảm bảo phanh tối ưu (phanh có hiệu quả nhất) chúng ta dùng sơ đồ ở hình IX-2 trình bày các lực tác dụng lên ô tô khi phanh ở trường hợp xe không kéo móc trên mặt phẳng nằm ngang.



Hình IX-2. Lực tác dụng lên ô tô khi phanh

Khi phanh sẽ có những lực sau tác dụng lên ô tô : trọng



lượng ô tô  $G$  đặt tại trọng tâm, lực cản lăn  $P_{f1}$  và  $P_{f2}$  ở các bánh xe trước và sau, phân lực thẳng góc lên các bánh xe trước và sau ( $Z_1$  và  $Z_2$ ), lực phanh ở các bánh xe trước và sau  $P_{p1}$  và  $P_{p2}$ , lực cản không khí  $P_w$ , lực quán tính  $P_j$  sinh ra do khi phanh sẽ có gia tốc chậm dần.

Lực phanh  $P_{p1}$  và  $P_{p2}$  đặt tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường và ngược với chiều chuyển động của ô tô, còn lực quán tính  $P_j$  đặt tại trọng tâm và cùng với chiều chuyển động của ô tô.

Lực quán tính  $P_j$  được xác định theo biểu thức sau:

$$P_j = \frac{G}{g} j_p \quad (\text{IX-3})$$

Ở đây :

$g$  - gia tốc trọng trường ( $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ );

$j_p$  - gia tốc chậm dần khi phanh.

Khi phanh thì lực cản không khí  $P_w$  và lực cản lăn  $P_{f1}$  và  $P_{f2}$  không đáng kể, có thể bỏ qua. Sự bỏ qua này chỉ gây sai số khoảng  $1,5 + 2\%$ .

Bằng cách lập các phương trình cân bằng mômen của các lực tác dụng lên ô tô khi phanh đối với các điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường A và B, ta có thể xác định các phân lực thẳng góc  $Z_1$  và  $Z_2$  như sau :

$$Z_1 = \frac{Gb + P_j h_g}{L} ; \quad (\text{IX-4})$$

$$Z_2 = \frac{Ga - P_j h_g}{L} \quad (\text{IX-5})$$

Ở đây :

$a, b, h_g$  - tọa độ trọng tâm của ô tô;

$L$  - chiều dài cơ sở của ô tô.

Thay giá trị  $P_j$  từ công thức (IX-3) vào (IX-4) và (IX-5), ta được :

$$Z_1 = \frac{G}{L} \left( b + \frac{j_p h_g}{g} \right). \quad (\text{IX-6})$$

$$Z_2 = \frac{G}{L} \left( a - \frac{j_p h_g}{g} \right). \quad (\text{IX-7})$$

Để sử dụng hết trọng lượng bám của ô tô thì cơ cấu phanh được bố trí ở các bánh xe trước và sau và lực phanh lớn nhất đối với toàn bộ xe là :

$$P_{pmax} = G \cdot \varphi. \quad (\text{IX-8})$$

Sự phanh có hiệu quả nhất là khi lực phanh sinh ra ở các bánh xe tỷ lệ thuận với tải trọng tác dụng lên chúng, mà tải trọng tác dụng lên các bánh xe trong quá trình phanh lại thay đổi do có lực quán tính  $P_j$  tác dụng (xem biểu thức IX-4 và IX-5).

Trong trường hợp phanh có hiệu quả nhất thì tỷ số giữa các lực phanh ở các bánh xe trước và lực phanh ở các bánh xe sau sẽ là :

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{\varphi Z_1}{\varphi Z_2} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (\text{IX-9})$$

Lắp các biểu thức (IX-4) và (IX-5) vào (IX-9) ta được :

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{Gb + P_j h_g}{Ga - P_j h_g} \quad (\text{IX-10})$$

Trong quá trình phanh thì lực cản lăn  $P_{f1}$  và  $P_{f2}$  không đáng kể, có thể bỏ qua, do đó có thể viết :

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

và 
$$P_{jmax} = P_{pmax} = G \cdot \varphi \quad (\text{IX-11})$$

Lắp giá trị  $P_{jmax}$  từ biểu thức (IX-11) vào (IX-10) ta có :

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{b + \varphi h_g}{a - \varphi h_g} \quad (\text{IX-12})$$

Biểu thức (IX-12) chính là điều kiện để đảm bảo sự phanh có hiệu quả nhất, nghĩa là muốn phanh đạt hiệu quả nhất (quãng đường phanh nhỏ nhất, hoặc gia tốc chậm dần lớn nhất, hoặc thời gian phanh nhỏ nhất) thì trong quá trình phanh quan hệ giữa lực phanh ở các bánh xe trước  $P_{p1}$  và lực phanh ở các bánh xe sau  $P_{p2}$  phải luôn thỏa mãn biểu thức (IX-12).

Từ biểu thức (IX-12) thấy rằng, trong điều kiện sử dụng của ô tô thì tọa độ trọng tâm luôn thay đổi do chất tải khác nhau và hệ số bám  $\varphi$  cũng thay đổi do ô tô có thể chạy trên các loại đường khác nhau, do vậy tỷ số  $P_{p1}/P_{p2}$  luôn thay đổi trong điều kiện sử dụng. Nghĩa là để đảm bảo hiệu quả phanh tốt cần phải có lực phanh  $P_{p1}$  và  $P_{p2}$  thích hợp để thỏa mãn điều kiện nêu ở biểu thức (IX-12). Muốn vậy phải thay đổi được mômen phanh  $M_{p1}$  và  $M_{p2}$  sinh ra ở các cơ cấu phanh trước và phanh sau. Trong điều kiện đối với cơ cấu phanh đã thiết kế thì mômen phanh của cơ cấu phanh có thể thay đổi bằng cách thay đổi áp suất dầu hoặc áp suất khí nén dẫn đến các xylanh bánh xe hoặc dẫn đến bầu phanh (phanh khí). Đa số các xe sản xuất trước kia thường có áp suất dầu hoặc khí nén dẫn động ra cơ cấu phanh trước và cơ cấu phanh sau như nhau, như vậy không đảm bảo được điều kiện (IX-12) ở các trường hợp sử dụng khác nhau. Vì thế để thỏa mãn tốt hơn điều kiện (IX-12) nhằm tăng hiệu quả phanh thì ngày nay trên nhiều loại xe đã bố trí bộ điều hòa lực phanh hoặc bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh. Các cơ cấu này sẽ tự động điều chỉnh lực phanh ở các bánh xe bằng cách thay đổi quan hệ áp suất dẫn động ra cơ cấu phanh trước và cơ cấu phanh sau.

### III. CÁC CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ CHẤT LƯỢNG CỦA QUÁ TRÌNH PHANH

Để đánh giá chất lượng của quá trình phanh có thể dùng các chỉ tiêu sau : quãng đường phanh, gia tốc chậm dần, thời gian phanh, lực phanh. Chúng ta sẽ lần lượt xem xét các chỉ tiêu nói trên.

#### 1. Gia tốc chậm dần khi phanh

Gia tốc chậm dần khi phanh là một trong những chỉ tiêu quan trọng để đánh giá chất lượng phanh ô tô. Khi phân tích các lực tác dụng lên ô tô có thể viết phương trình cân bằng lực kéo khi phanh ô tô như sau :

$$P_j = P_p + P_f + P_w + P_\eta \pm P_i \quad (IX-13)$$

Ở đây :

$P_j$  - lực quán tính sinh ra khi phanh ô tô;

$P_p$  - lực phanh sinh ra ở các bánh xe;

$P_f$  - lực cản lăn;

$P_w$  - lực cản không khí;

$P_\eta$  - lực để thắng tiêu hao cho ma sát cơ khí (ma sát ở ổ bi v.v.);

$P_i$  - lực cản lên dốc. Khi phanh trên đường nằm ngang thì lực cản lên dốc  $P_i = 0$ .

Thực nghiệm chứng tỏ rằng các lực  $P_f$ ,  $P_w$ ,  $P_\eta$  cản lại sự chuyển động của ô tô có giá trị rất bé so với lực phanh  $P_p$ . Lực phanh  $P_p$  chiếm đến 98% của tổng các lực có xu hướng cản sự chuyển động của ô tô. Vì thế cho nên có thể bỏ qua các lực  $P_f$ ,  $P_w$ ,  $P_\eta$  trong phương trình (IX-13) và khi ô tô phanh trên đường nằm ngang ( $P_i = 0$ ), ta có phương trình

sau :

$$P_j = P_p \quad (\text{IX-14})$$

Lực phanh lớn nhất  $P_{pmax}$  được xác định theo điều kiện bám khi các bánh xe bị phanh hoàn toàn và đồng thời theo biểu thức :

$$P_{pmax} = \varphi G$$

Từ đó, phương trình (IX-14) có thể viết như sau :

$$\delta_i \frac{G}{g} j_{pmax} = \varphi G \quad (\text{IX-15})$$

Ở đây :

$\delta_i$  - hệ số tính đến ảnh hưởng các trọng khối quay của ô tô.

Từ biểu thức (IX-15) có thể xác định gia tốc chậm dần cực đại khi phanh :

$$j_{pmax} = \frac{\varphi g}{\delta_i} \quad (\text{IX-16})$$

Để tăng gia tốc chậm dần khi phanh cần phải giảm hệ số  $\delta_i$ . Vì vậy khi phanh đột ngột người lái cần cắt ly hợp để tách động cơ ra khỏi hệ thống truyền lực, lúc đó  $\delta_i$  sẽ giảm và  $j_{pmax}$  sẽ tăng.

Gia tốc chậm dần cực đại phụ thuộc vào hệ số bám  $\varphi$  giữa lốp và mặt đường mà giá trị của hệ số bám lớn nhất  $\varphi_{max} = 0,75 + 0,8$  trên đường nhựa tốt. Nếu coi  $\delta_i = 1$  và gia tốc trọng trường  $g \approx 10 \text{ m/s}^2$  thì gia tốc chậm dần cực đại của ô tô khi phanh ngắt trên đường nhựa tốt, khô, nằm ngang có thể đạt trị số  $j_{pmax}$  đến  $7,5 + 8 \text{ m/s}^2$ .

Trong quá trình ô tô làm việc, thường phanh với gia tốc chậm dần thấp hơn nhiều, phanh đột ngột (phanh ngắt) chỉ xảy ra trong những lúc cấp thiết.

## 2. Thời gian phanh

Thời gian phanh cũng là một trong các chỉ tiêu để đánh giá chất lượng phanh. Thời gian phanh càng nhỏ thì chất lượng phanh càng tốt. Để xác định thời gian phanh có thể sử dụng biểu thức (IX-16) viết ở dạng sau :

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{\varphi g}{\delta_i} \quad (\text{IX-17})$$

Từ biểu thức (IX-17) có thể viết :

$$dt = \frac{\delta_i}{\varphi g} dv$$

Muốn xác định thời gian phanh nhỏ nhất cần tích phân  $dt$  trong giới hạn từ thời điểm ứng với vận tốc phanh ban đầu  $v_1$  tới thời điểm ứng với vận tốc  $v_2$  ở cuối quá trình phanh :

$$t_{min} = \int_{v_2}^{v_1} \frac{\delta_i}{\varphi g} dv = \frac{\delta_i}{\varphi g} (v_1 - v_2)$$

Khi phanh ô tô đến lúc dừng hẳn thì  $v_2 = 0$ , do đó :

$$t_{min} = \frac{\delta_i v_1}{\varphi g} \quad (\text{IX-18})$$

Ở đây :  $v_1$  - vận tốc của ô tô ứng với thời điểm bắt đầu phanh.

Từ biểu thức (IX-18) ta thấy rằng thời gian phanh nhỏ nhất phụ thuộc vào vận tốc bắt đầu phanh của ô tô, phụ thuộc vào hệ số  $\delta_i$  và hệ số bám  $\varphi$  giữa bánh xe với mặt đường. Để cho thời gian phanh nhỏ cần phải giảm  $\delta_i$ , vì vậy người lái xe nên cắt ly hợp khi phanh.

### 3. Quãng đường phanh

Quãng đường phanh là chỉ tiêu quan trọng nhất để đánh giá chất lượng phanh của ô tô. Cũng vì vậy mà trong tính năng kỹ thuật của ô tô, các nhà máy chế tạo thường cho biết quãng đường phanh của ô tô ứng với vận tốc bắt đầu phanh đã định.

So với các chỉ tiêu khác thì quãng đường phanh là chỉ tiêu mà người lái xe có thể nhận thức được một cách trực quan và dễ dàng tạo điều kiện cho người lái xe xử trí tốt trong khi phanh ô tô trên đường.

Để xác định quãng đường phanh nhỏ nhất, có thể sử dụng biểu thức (IX-17) bằng cách nhân hai vế với  $dS$  ( $dS$  - vi phân của quãng đường), ta có :

$$\frac{dv}{dt} dS = \frac{\varphi g}{\delta_i} dS$$

hay là :

$$v dv = \frac{\varphi g}{\delta_i} dS \quad (\text{IX-19})$$

Quãng đường phanh nhỏ nhất được xác định bằng cách tích phân  $dS$  trong giới hạn từ thời điểm ứng với tốc độ bắt đầu phanh  $v_1$  đến thời điểm ứng với vận tốc cuối quá trình phanh  $v_2$ . Ta có :

$$S_{\min} = \int_{v_2}^{v_1} \frac{\delta_i}{\varphi g} v dv = \frac{\delta_i}{\varphi g} \int_{v_2}^{v_1} v dv$$
$$S_{\min} = \frac{\delta_i}{2\varphi g} (v_1^2 - v_2^2) \quad (\text{IX-20})$$

Khi phanh đến lúc ô tô dừng hẳn  $v_2 = 0$  :

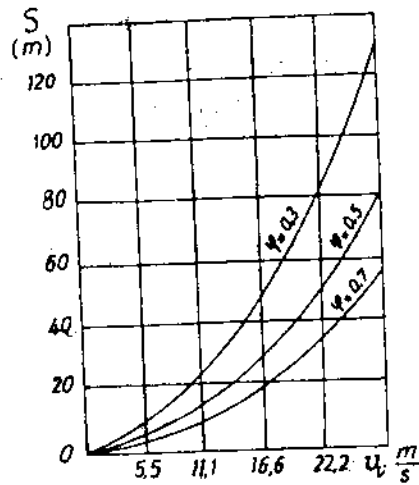
$$S_{min} = \frac{\delta_1 v_1^2}{2 \varphi g} \quad (IX-21)$$

Từ biểu thức (IX-21) ta thấy rằng quãng đường phanh nhỏ nhất phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của ô tô lúc bắt đầu phanh (theo hàm bậc hai), phụ thuộc vào hệ số bám  $\varphi$  và hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng quay  $\delta_1$ . Để giảm quãng đường phanh cần giảm hệ số  $\delta_1$ , cho nên nếu người lái cần lý hợp trước khi phanh thì quãng đường phanh sẽ ngắn hơn.

Cần chú ý rằng theo các công thức (IX-16), (IX-18) và (IX-21) thì  $i_{pmax}$ ,  $t_{min}$ ,  $S_{pmin}$  phụ thuộc vào hệ số bám  $\varphi$ , nhưng  $\varphi$  có phụ thuộc vào tải trọng tác dụng lên bánh xe (xem hình I-4c), cho nên gia tốc chậm dần, thời gian phanh và quãng đường phanh có phụ thuộc vào trọng lượng toàn bộ  $G$  của ô tô. Điều này đã được thực nghiệm chứng minh.

Để hình dung rõ sự thay đổi của quãng đường phanh nhỏ nhất theo vận tốc bắt đầu phanh  $v_1$  và theo giá trị hệ số bám  $\varphi$ , chúng ta có thể quan sát đồ thị ở hình IX-3.

Từ đồ thị thấy rằng ở vận tốc phanh ban đầu càng cao thì quãng đường phanh  $S$  càng lớn vì quãng đường



Hình IX-3. Đồ thị chỉ sự thay đổi quãng đường phanh nhỏ nhất theo tốc độ bắt đầu phanh  $v_1$  và hệ số bám  $\varphi$ .



phanh phụ thuộc vào bình phương của tốc độ  $v_1$  (xem biểu thức IX-21) ; hệ số bám  $\varphi$  càng cao thì quãng đường phanh  $S$  càng giảm.

#### 4. Lực phanh và lực phanh riêng

Lực phanh và lực phanh riêng cũng là chỉ tiêu để đánh giá chất lượng phanh. Chỉ tiêu này được dùng thuận lợi nhất là khi thử phanh ô tô trên bệ thử. Lực phanh sinh ra ở các bánh xe của ô tô xác định theo biểu thức :

$$P_p = \frac{M_p}{r_b} \quad (\text{IX-22})$$

Ở đây :

$P_p$  - lực phanh ô tô;

$M_p$  - mômen phanh của các cơ cấu phanh;

$r_b$  - bán kính làm việc trung bình của bánh xe.

Lực phanh riêng  $P$  là lực phanh tính trên một đơn vị trọng lượng toàn bộ  $G$  của ô tô, nghĩa là :

$$P = \frac{P_p}{G} \quad (\text{IX-23})$$

Lực phanh riêng cực đại sẽ ứng với khi lực phanh cực đại :

$$P_{max} = \frac{P_{pmax}}{G} = \frac{\varphi G}{G} = \varphi \quad (\text{IX-24})$$

Từ biểu thức (IX-24) ta thấy rằng lực phanh riêng cực đại bằng hệ số bám  $\varphi$ . Như vậy về lý thuyết mà nói, trên mặt đường nhựa khô nằm ngang, lực phanh riêng cực đại có thể đạt được giá trị 75 + 80%. Trong thực tế giá trị đạt được thấp hơn nhiều, chỉ trong khoảng 45 + 65%.

Trong các chỉ tiêu đánh giá chất lượng phanh thì chỉ tiêu quãng đường phanh là đặc trưng nhất và có ý nghĩa quan trọng nhất, vì quãng đường phanh cho phép người lái hình dung được vị trí xe sẽ dừng trước một chướng ngại vật mà họ phải xử trí để khỏi xảy ra tai nạn khi người lái xe phanh ở tốc độ ban đầu nào đấy.

Cần chú ý rằng bốn chỉ tiêu nêu trên đều có giá trị ngang nhau (giá trị tương đương), nghĩa là khi đánh giá chất lượng phanh chỉ cần dùng một trong bốn chỉ tiêu nói trên.

#### IV. CƠ SỞ LÝ THUYẾT VỀ ĐIỀU HÒA LỰC PHANH VÀ CHỐNG HÂM CỨNG BÁNH XE KHI PHANH

##### 1. Điều hòa lực phanh

Muốn đảm bảo phanh có hiệu quả nhất thì lực phanh sinh ra ở các bánh xe trước  $P_{p1}$  và ở các bánh xe sau  $P_{p2}$  phải tuân theo biểu thức (IX-12). Nếu coi bán kính bánh xe trước  $r_{b1}$  và bánh xe sau  $r_{b2}$  bằng nhau trong quá trình phanh ta có thể viết quan hệ giữa mômen phanh ở bánh xe trước  $M_{p1}$  và ở bánh xe sau  $M_{p2}$  như sau :

$$\frac{M_{p2}}{M_{p1}} = \frac{P_{p2} r_{b2}}{P_{p1} r_{b1}} = \frac{P_{p2}}{P_{p1}} \quad (\text{IX-25})$$

Kết hợp biểu thức (IX-12) và (IX-25) ta có quan hệ sau :

$$\frac{M_{p2}}{M_{p1}} = \frac{a - \varphi h_g}{b + \varphi h_g} \quad (\text{IX-26})$$

Ở đây :

$M_{p1}$  - mômen phanh cần sinh ra ở các bánh xe trước,

$M_{p2}$  - mômen phanh cần sinh ra ở các bánh xe sau

Như vậy muốn đảm bảo hiệu quả phanh tốt nhất thì mômen phanh sinh ra ở các bánh xe trước  $M_{p1}$  và mômen phanh sinh ra ở các bánh xe sau  $M_{p2}$  phải tuân theo biểu thức (IX-26). Các giá trị  $a$ ,  $b$ ,  $h_g$  đối với một ô tô nhất định nào đấy có thể thay đổi tùy theo mức độ và vị trí chất tải lên ô tô.

Mômen phanh cần sinh ra ở các bánh xe trước  $M_{p1}$  và ở các bánh xe sau  $M_{p2}$  có thể xác định từ điều kiện bám theo biểu thức sau :

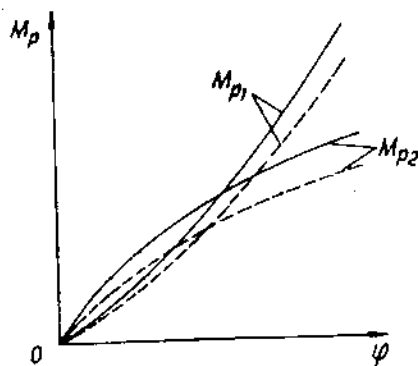
$$M_{p1} = \varphi Z_1 r_b = \frac{G r_b \varphi}{L} (b + \varphi h_g) \quad (\text{IX-27})$$

$$M_{p2} = \varphi Z_2 r_b = \frac{G r_b \varphi}{L} (a - \varphi h_g) \quad (\text{IX-28})$$

Đối với ô tô đã chất tải nhất định, ta có  $a$ ,  $b$ ,  $h_g$  cố định. Bằng cách thay đổi giá trị  $\varphi$ , dựa trên biểu thức (IX-27) và (IX-28) ta có thể vẽ đồ thị  $M_{p1} = f_1(\varphi)$  và  $M_{p2} = f_2(\varphi)$ . Trên hình IX-4 trình bày đồ thị quan hệ giữa mômen phanh  $M_{p1}$  và  $M_{p2}$  với hệ số bám  $\varphi$ . Đường đậm nét ứng với ô tô đầy tải và đường đứt nét ứng với ô tô không tải.

Từ đồ thị IX-4 có thể vẽ đồ thị quan hệ giữa mômen phanh ở bánh xe sau  $M_{p2}$  và mômen phanh ở bánh xe trước  $M_{p1}$  (hình IX-5).

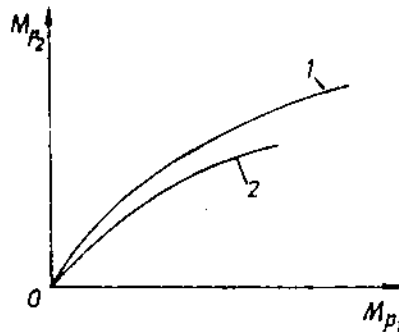
Đồ thị trình



Hình IX-4. Đồ thị chỉ quan hệ giữa mômen phanh  $M_{p1}$  và  $M_{p2}$  với hệ số bám  $\varphi$ .

bày ở hình IX-5 được gọi là đường đặc tính phanh lý tưởng của ô tô.

Đối với ô tô hiện nay thường dùng dẫn động phanh thủy lực hoặc dẫn động phanh bằng khí nén, quan hệ giữa mômen phanh sinh ra ở bánh xe và áp suất trong dẫn động phanh biểu thị như sau :



Hình IX-5. Đường đặc tính phanh lý tưởng của ô tô  
1- Dầy tải ; 2- Không tải

$$M_{p1} = k_1 p_{1d.d} \quad (\text{IX-29})$$

$$M_{p2} = k_2 p_{2d.d} \quad (\text{IX-30})$$

Ở đây :

$p_{1d.d}$ ,  $p_{2d.d}$  - áp suất trong dẫn động phanh của cơ cấu phanh trước và cơ cấu phanh sau;

$k_1$  và  $k_2$  - hệ số tỷ lệ tương ứng với phanh trước và phanh sau.

Từ các biểu thức (IX-29) và (IX-30) có thể xác định quan hệ giữa áp suất trong dẫn động phanh trước và phanh sau :

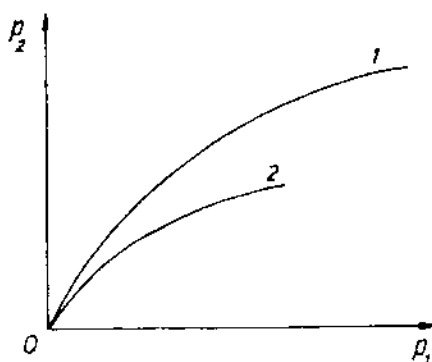
$$\frac{p_{2d.d}}{p_{1d.d}} = \frac{k_1 M_{p2}}{k_2 M_{p1}} \quad (\text{IX-31})$$

Trên hình IX-6 trình bày đồ thị quan hệ giữa áp suất  $p_{1d.d}$  và  $p_{2d.d}$  khi quan hệ giữa các mômen phanh  $M_{p1}$  và  $M_{p2}$  tuân theo đường đặc tính phanh lý tưởng.

Như vậy để đảm bảo sự phanh lý tưởng thì quan hệ giữa áp suất trong dẫn động phanh sau và trong dẫn động phanh trước phải tuân theo đồ thị chỉ trên hình IX-6. Đồ thị này

được gọi là đường đặc tính lý tưởng của bộ điều hòa lực phanh.

Muốn đảm bảo đường đặc tính  $p_2 = f(p_1)$  theo đúng đồ thị trên hình IX-6 thì bộ điều hòa lực phanh phải có kết cấu rất phức tạp. Các kết cấu trong thực tế chỉ đảm bảo đường đặc tính gần đúng với đường đặc tính lý tưởng.



Hình IX-6. Đồ thị chỉ quan hệ giữa áp suất trong dẫn động phanh sau và dẫn động phanh trước để đảm bảo sự phanh lý tưởng.  
+ Đầy tải ; 2- Không tải

Trên hình IX-7 trình bày đường đặc tính của bộ điều hòa lực phanh loại pittông bạc. Đường đặc tính lý tưởng đậm nét ứng với tải trọng đầy và đường đứt nét ứng với lúc không tải.

Trước hết chúng ta xét trường hợp khi xe đầy tải.

Ở giai đoạn đầu áp suất  $p_1$  ở dẫn động ra phanh trước và áp suất  $p_2$  ở dẫn động ra phanh sau đều bằng nhau, đường đặc tính đi theo đường thẳng OA nghiêng với trục hoành một góc  $45^\circ$ , lúc đó bộ điều hòa lực phanh chưa làm việc. Khi áp suất trong xi lanh phanh chính đạt giá trị  $p_{đch}$  (áp suất điều chỉnh) thì lúc đó bộ điều hòa lực phanh bắt đầu làm việc. Từ thời điểm đó áp suất  $p_2$  nhỏ hơn áp suất  $p_1$  và đường đặc tính điều chỉnh đi theo đường thẳng AB gần sát với đường

cong lý tưởng.

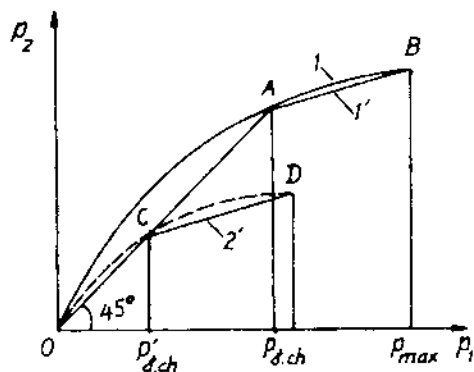
Nếu xét ở trạng thái xe không tải thì ở giai đoạn đầu đường đặc tính đi theo đường thẳng OC nghĩa là lúc đó bộ điều hòa lực phanh chưa làm việc. Áp suất  $p'_{đ.ch}$  ứng với điểm C là áp suất ở dẫn động phanh trước ở thời điểm mà bộ điều hòa bắt đầu làm

việc. Tiếp đó đường đặc tính đi theo đường thẳng CD. Đường CD là đường đặc tính của bộ điều hòa lực phanh khi xe không tải.

Như vậy ứng với mỗi tải trọng khác nhau ta có đường đặc tính lý tưởng khác nhau (các đường cong khác nhau) và đường đặc tính của bộ điều hòa lực phanh ở các tải trọng khác nhau sẽ là một chùm đường nghiêng trình bày trên hình IX-8.

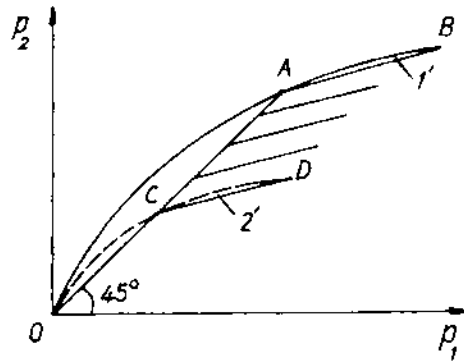
Từ đó thị hình IX-7 thấy rằng áp suất trong dẫn động phanh sau  $p_2$  khi đã có bộ điều hòa lực phanh sẽ diễn biến theo đường gấp khúc OAB. Đường gấp khúc này nằm dưới đường cong lý tưởng 1 nghĩa là áp suất  $p_2$  có giá trị gần với áp suất lý tưởng nhưng luôn nhỏ hơn áp suất lý tưởng yêu cầu cho nên không xảy ra hiện tượng bó cứng bánh xe sau khi phanh.

Tóm lại bộ điều hòa lực phanh đảm bảo cho áp suất  $p_2$



Hình IX-7. Đường đặc tính của bộ điều hoà lực phanh  
1- đầy tải ; 2- không tải

ở dẫn động phanh sau gắn với áp suất lý tưởng yêu cầu và có giá trị nhỏ hơn áp suất lý tưởng để tránh bó cứng bánh xe sau. Khi bánh xe sau bị bó cứng thì hiệu quả phanh sẽ giảm do hệ số bám  $\varphi$  giảm bởi bánh xe bị trượt lê (xem đồ thị hình I-4đ, IX-9), đồng thời làm mất tính ổn định khi phanh.



Hình IX-8. Chùm đường đặc tính của bộ điều hòa lực phanh

1- Dầy tải ; 2- Không tải

## 2. Vấn đề chống hãm cứng bánh xe khi phanh

Trong tính toán động lực học của quá trình phanh ô tô thường sử dụng giá trị hệ số bám cho trong các bảng. Hệ số bám này được xác định bằng thực nghiệm bánh xe đang chuyển động bị hãm cứng hoàn toàn, nghĩa là khi bánh xe bị trượt lê 100%.

Thực tế ra, hệ số bám của bánh xe ô tô với mặt đường ngoài việc phụ thuộc vào loại đường sá và tình trạng mặt đường còn phụ thuộc khá nhiều bởi độ trượt của bánh xe tương đối với mặt đường trong quá trình phanh. Trên hình IX-9 trình bày đồ thị chỉ sự thay đổi hệ số bám dọc  $\varphi_x$  và hệ số bám ngang  $\varphi_y$  của bánh xe với mặt đường theo độ trượt tương đối  $\lambda$  giữa bánh xe và mặt đường.

Độ trượt tương đối  $\lambda$  được xác định theo biểu thức :

$$\lambda = \frac{v - \omega_b r_b}{v} \quad (\text{IX-32})$$

Ở đây :

$v$  - vận tốc của ô tô;

$\omega_b$  - vận tốc góc của bánh xe đang phanh;

$r_b$  - bán kính làm việc của bánh xe.

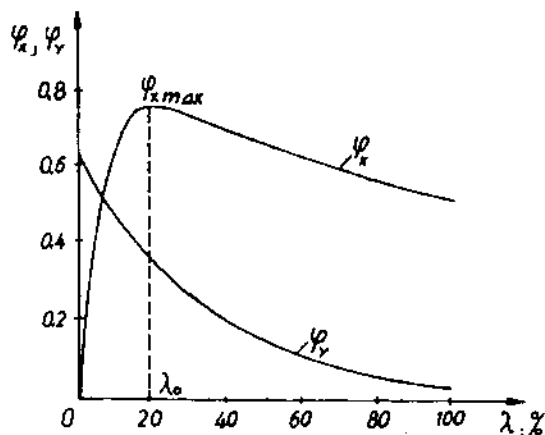
Hệ số bám dọc được hiểu là tỷ số của lực phanh tiếp tuyến  $P_p$  trên tải trọng  $G_b$  tác dụng lên bánh xe :

$$\varphi_x = \frac{P_p}{G_b}$$

Với khái niệm như trên thì hệ số bám dọc bằng không khi lực phanh tiếp tuyến bằng không, nghĩa là lúc chưa phanh.

Từ hình IX-9

ta thấy rằng hệ số bám dọc có giá trị cực đại  $\varphi_{xmax}$  ở giá trị độ trượt tối ưu  $\lambda_o$ . Thực nghiệm chứng tỏ rằng giá trị  $\lambda_o$  thường nằm trong giới hạn  $15 + 25\%$ . Ở giá trị độ trượt tối ưu  $\lambda_o$  không những đảm bảo hệ số bám dọc có giá trị cực đại mà hệ số bám ngang  $\varphi_y$  cũng có giá trị khá cao.



Hình IX-8. Sự thay đổi hệ số bám dọc  $\varphi_x$  và hệ số bám ngang  $\varphi_y$  theo độ trượt tương đối  $\lambda$  của bánh xe khi phanh



Như vậy nếu giữ cho quá trình phanh xảy ra ở độ trượt của bánh xe là  $\lambda_0$  thì sẽ đạt được lực phanh cực đại,  $P_{pmax} = \varphi_{xmax} G_b$  nghĩa là hiệu quả phanh sẽ cao nhất và đảm bảo độ ổn định tốt khi phanh.

Nhiệm vụ cơ bản của hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh là giữ cho bánh xe trong quá trình phanh ở độ trượt thay đổi trong một giới hạn hẹp quanh giá trị  $\lambda_0$ , nhờ vậy sẽ đảm bảo hiệu quả phanh, tính ổn định và tính dẫn hướng khi phanh tốt nhất (do có giá trị  $\varphi_{xmax}$  và  $\varphi_y$  đạt giá trị cao).

Cũng từ hình IX-9 ta thấy rằng nếu phanh mà các bánh xe bị bó cứng ngay từ đầu thì hiệu quả phanh, tính ổn định và tính dẫn hướng khi phanh sẽ giảm đột ngột (do  $\varphi_x$  giảm gần một nửa và  $\varphi_y$  giảm đi vài lần).

Để giữ cho các bánh xe không bị hãm cứng và đảm bảo hiệu quả phanh cao cần phải điều chỉnh áp suất trong dẫn động phanh sao cho độ trượt của bánh xe với mặt đường thay đổi quanh giá trị  $\lambda_0$  trong giới hạn hẹp. Các hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh có thể sử dụng các nguyên lý điều chỉnh sau đây :

- Theo gia tốc chậm dần của bánh xe được phanh;
- Theo giá trị độ trượt cho trước;
- Theo giá trị của tỷ số vận tốc góc của bánh xe với gia tốc chậm dần của nó.

Sự phát triển mạnh mẽ của ngành tin học, ngành điện tử và ngành tự động hóa đã tạo điều kiện cho ngành ô tô thiết kế, chế tạo thành công các hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh và hiện nay đã được dùng nhiều trên các ô tô của các nước phát triển.

Hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh gồm các

phần tử sau :

-- Cảm biến để phát tín hiệu về tình trạng của đối tượng cần được thông tin, cụ thể là tình trạng của bánh xe đang được phanh. Tùy theo sự lựa chọn nguyên lý điều chỉnh có thể dùng cảm biến vận tốc góc, cảm biến áp suất trong dẫn động phanh, cảm biến gia tốc của ô tô và các cảm biến khác.

- Bộ điều khiển để xử lý các thông tin và phát các lệnh nhả phanh hoặc phanh bánh xe (các bộ điều khiển này thường là loại điện tử).

- Bộ thực hiện để thực hiện các lệnh do bộ điều khiển phát ra (bộ thực hiện có thể là loại thủy lực, loại khí hoặc loại hỗn hợp thủy khí).

Các hệ thống chống hãm cứng bánh xe hiện nay thường sử dụng nguyên lý điều chỉnh áp suất trong dẫn động phanh theo gia tốc chậm dần của bánh xe và ở bánh xe có bố trí cảm biến vận tốc góc.

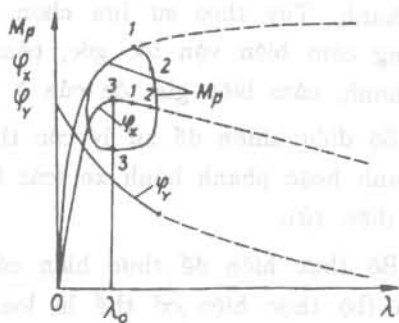
Chúng ta sẽ xem xét sự làm việc của hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh bằng nguyên lý điều chỉnh theo gia tốc chậm dần.

Trên hình IX-10 trình bày đồ thị chỉ sự thay đổi một số thông số của hệ thống phanh và của chuyển động của bánh xe khi có trạng bị hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh.

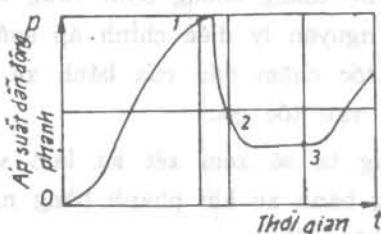
Khi tác động lên bàn đạp phanh thì áp suất trong dẫn động tăng lên nghĩa là mômen phanh  $M_p$  tăng lên làm tăng giá trị của gia tốc chậm dần của bánh xe và làm tăng độ trượt của nó. Sau khi vượt qua điểm cực đại trên đường cong  $\varphi_x = f(\lambda)$  thì gia tốc chậm dần của bánh xe bắt đầu tăng đột ngột. Điều này báo hiệu bánh xe có xu hướng bị hãm cứng. Giai đoạn này của quá trình phanh có bộ chống hãm cứng

bánh xe sẽ ứng với các đường cong O-1 trên hình IX-10a, b và c. Giai đoạn này được gọi là pha I (pha bắt đầu phanh hay là pha tăng áp suất trong dẫn động phanh).

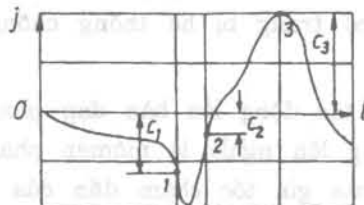
Bộ điều khiển của hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh lúc này ghi gia tốc tại điểm 1 đạt giá trị tới hạn (đoạn  $C_1$  trên hình IX-10c) và ra lệnh cho bộ thực hiện phải giảm áp suất trong dẫn động. Sự giảm áp suất được bắt đầu với độ chậm trễ nhất định do đặc tính của bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh. Quá trình diễn biến từ điểm 1 đến điểm 2 được gọi là pha II (pha giảm sự phanh hay là pha giảm áp suất trong dẫn động phanh). Gia tốc của bánh xe lúc này giảm dần và tại



a)



b)



c)

Hình IX-10. Sự thay đổi các thông số  $M_p$ ,  $P_i$  và  $j$  khi phanh có chống hãm cứng bánh xe.

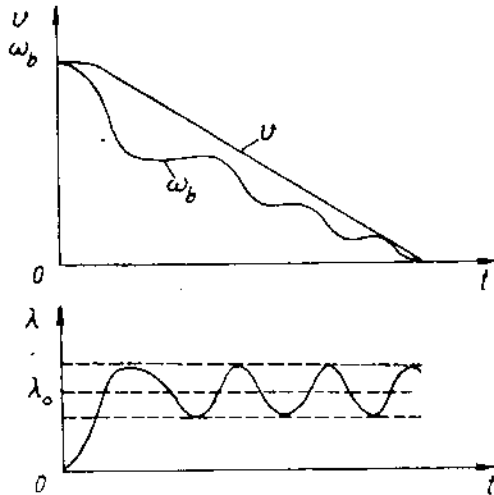
điểm 2 gia tốc tiến gần giá trị không. Giá trị gia tốc lúc này tương ứng với đoạn  $C_2$  trên hình IX-10c. Sau khi ghi lại giá trị này, bộ điều khiển ra lệnh cho bộ thực hiện ổn định áp suất trong dẫn động. Lúc này bánh xe sẽ tăng tốc trong chuyển động tương đối và vận tốc của bánh xe tiến gần tới vận tốc của ô tô, nghĩa là độ trượt sẽ giảm vì như vậy hệ số bám dọc  $\varphi_x$  tăng lên (đoạn 2-3). Giai đoạn này được gọi là pha III (pha giữ áp suất ổn định).

Bởi vì mômen phanh trong thời gian này được giữ cố định cho nên gia tốc chậm dần cực đại của bánh xe trong chuyển động tương đối sẽ phát sinh tương ứng với lúc hệ số bám dọc  $\varphi_x$  đạt giá trị cực đại. Gia tốc chậm dần cực đại này được chọn làm thời điểm phát lệnh và nó tương ứng với đoạn  $C_3$  trên hình IX-10c. Lúc này bộ điều khiển ghi lại giá trị gia tốc này và ra lệnh cho bộ thực hiện tăng áp suất trong dẫn động phanh.

Như vậy sau điểm 3 lại bắt đầu pha I của chu kỳ làm việc mới của hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh. Từ lập luận trên thấy rằng hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh điều khiển cho mômen phanh thay đổi theo chu kỳ khép kín 1-2-3-1 (hình IX-10a), lúc ấy bánh xe làm việc ở gần hệ số bám dọc cực đại  $\varphi_{xmax}$  và hệ số bám ngang  $\varphi_y$  cũng có giá trị cao. Trong trường hợp bánh xe bị hãm cứng thì các thông số sẽ diễn biến theo đường đứt nét trên hình IX-10a.

Trên hình IX-11 trình bày đồ thị thay đổi vận tốc góc của bánh xe, tốc độ ô tô và độ trượt bánh xe theo thời gian khi phanh có bộ chống hãm cứng bánh xe.

Từ đồ thị hình IX-11 ta thấy rằng trong quá trình phanh có hệ thống chống hãm cứng bánh xe, vận tốc góc  $\omega_b$  của bánh xe thay đổi theo chu kỳ.



Hình IX-11. Sự thay đổi tốc độ góc  $\omega_b$  của bánh xe, tốc độ ô tô  $v$  và độ trượt  $\lambda$  theo thời gian  $t$  khi phanh có bộ chống hãm cứng bánh xe.

Ở một số hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh áp suất trong dẫn động thay đổi, có lúc tăng lúc giảm và đồ thị thay đổi áp suất theo thời gian có dạng hình răng cưa. Hệ thống như vậy được gọi là hai pha, nó khác với sự làm việc của hệ thống được xét ở trên.

Để thấy rõ hiệu quả của hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh chúng ta xem xét kết quả thí nghiệm ở bảng IX-1.

**Bảng IX-1**

Kết quả thí nghiệm ở tô du lịch có hệ thống chống hãm cứng bánh xe (mỗi bánh xe đều có cảm biến và bộ điều khiển riêng rẽ).

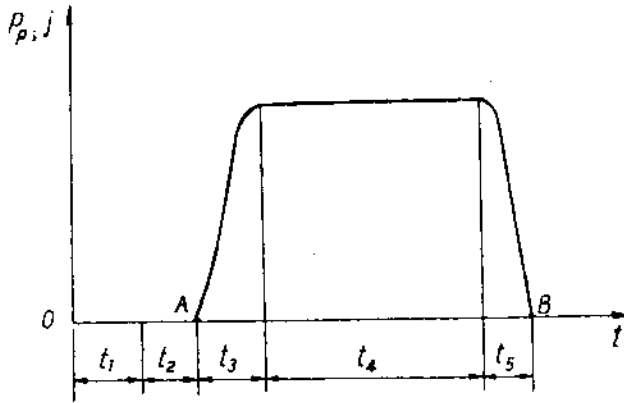
Loại đường	Tốc độ bắt đầu phanh v, m/s	Quãng đường phanh $S_p$ , m		Lợi và hiệu quả phanh, %
		có hệ thống chống hãm cứng bánh xe	không có hệ thống chống hãm cứng bánh xe	
Đường bê tông khô	13,88	10,6	13,1	19,1
Đường bê tông ướt	13,88	18,7	23,7	21,1
Đường bê tông khô	27,77	41,1	50,0	17,8
Đường bê tông ướt	27,77	62,5	100,0	37,5

## V. GIẢN ĐỒ PHANH VÀ CHỈ TIÊU PHANH THỰC TẾ

Những công thức (IX-16), (IX-18) và (IX-21) được chứng minh ở trên để xác định gia tốc chậm dần, thời gian phanh và quãng đường phanh mang tính chất lý thuyết, tức là trong điều kiện lý tưởng, nghĩa là khi phanh thì áp suất chất lỏng (hoặc khí nén) có giá trị cực đại ngay tại thời điểm bắt đầu phanh và thời gian phản ứng của người lái xe không kể đến.

Để xác định được quãng đường phanh thực tế cần nghiên cứu quá trình phanh qua các đồ thị thực nghiệm thể hiện quan hệ giữa lực phanh  $P_p$  sinh ra ở bánh xe (hoặc mômen phanh  $M_p$ ) với thời gian  $t$ . Đồ thị này được gọi là giản đồ phanh (hình IX-12).

Giản đồ phanh nhận được bằng thực nghiệm và qua giản đồ phanh có thể phân tích và thấy được bản chất của quá trình phanh.



Minh IX-12. Gián đồ phanh.

Cần phải hiểu rằng gián đồ phanh là quan hệ của lực phanh  $P_p$  với thời gian  $t$ , hay cũng là quan hệ của gia tốc chậm dần  $j$  với thời gian  $t$ .

Điểm  $O$  trên hình IX-12 ứng với lúc người lái nhìn thấy chướng ngại ở phía trước và nhận thức được cần phải phanh.

$t_1$  - thời gian phản xạ của người lái tức là từ lúc thấy được chướng ngại vật cho đến lúc tác dụng vào bàn đạp phanh, thời gian này phụ thuộc vào trình độ của người lái. Thời gian  $t_1$  thường nằm trong giới hạn  $t_1 = 0,3 \div 0,8s$ .

$t_2$  - thời gian chậm tác dụng của dẫn động phanh, tức là từ lúc người lái tác dụng vào bàn đạp phanh cho đến khi má phanh ép sát vào trống phanh. Thời gian này đối với phanh dầu  $t_2 = 0,03s$  và đối với phanh khí  $t_2 = 0,3s$ .

$t_3$  - thời gian tăng (biến thiên) lực phanh hoặc tăng gia tốc chậm dần. Thời gian này đối với phanh dầu  $t_3 = 0,2s$  và đối với phanh khí  $t_3 = 0,5 \div 1 s$ .

$t_4$  - thời gian phanh hoàn toàn, ứng với lực phanh cực đại. Thời gian này được xác định theo công thức (IX-18). Trong

thời gian này lực phanh  $P_p$  hoặc gia tốc chậm dần  $j$  có giá trị không đổi.

$t_5$  - thời gian nhả phanh, lực phanh giảm đến 0. Thời gian này có giá trị  $t_5 = 0,2s$  đối với phanh dầu và  $t_5 = 1,5 \div 2 s$  đối với phanh khí.

Khi ô tô dừng hoàn toàn rồi mới nhả phanh thì thời gian  $t_5$  không ảnh hưởng gì đến quãng đường phanh nhỏ nhất. Như vậy quá trình phanh kể từ khi người lái nhận được tín hiệu cho đến khi ô tô dừng hẳn kéo dài trong thời gian  $t$  như sau :

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 \quad (IX-33)$$

Từ giản đồ phanh (hình IX-12) thấy rằng ở thời gian  $t_1$  và  $t_2$  lực phanh hoặc gia tốc chậm dần bằng không. Lực phanh và gia tốc chậm dần bắt đầu tăng lên từ thời điểm A là điểm khởi đầu của thời gian  $t_3$ , cuối thời gian  $t_3$  lực phanh và gia tốc chậm dần có giá trị cực đại và giữ không đổi trong suốt thời gian  $t_4$ , cuối thời gian  $t_4$  thì lực phanh và gia tốc chậm dần giảm và hết thời gian  $t_5$  thì chúng có giá trị bằng không.

Cần chú ý rằng giản đồ phanh trình bày ở hình IX-12 đã được đơn giản hóa, còn giản đồ phanh lấy từ thực nghiệm có dạng đường gợn sóng, nhấp nhô.

Nếu kể đến thời gian chậm tác dụng  $t_2$  của dẫn động phanh thì quãng đường phanh thực tế tính từ khi tác dụng lên bàn đạp phanh cho đến khi ô tô dừng hẳn được xác định theo công thức sau :

$$S = v_1 t_2 + \frac{k_s v_1^2}{2 \varphi g} \quad (IX-34)$$

Ở đây :  $k_s$  - hệ số hiệu đính quãng đường phanh, xác định bằng thực nghiệm ; đối với xe du lịch  $k_s = 1,1 \div 1,2$  ; đối với xe tải và xe khách  $k_s = 1,4 \div 1,6$ .

$S$  - quãng đường phanh thực tế.



Trong quá trình sử dụng thực tế do má phanh bị mòn và do điều chỉnh phanh không đúng sẽ làm cho quãng đường phanh lớn hơn và gia tốc chậm dần khi phanh giảm đi 10 - 15 % so với khi phanh còn mới và điều chỉnh đúng.

Số liệu cho phép về hiệu quả phanh để ô tô có thể chuyển động an toàn trong mạng lưới giao thông đường bộ được Bộ giao thông vận tải Việt Nam quy định trong "Tiêu chuẩn an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường của phương tiện cơ giới đường bộ" trình bày ở bảng IX-2.

Tiêu chuẩn trình bày ở bảng IX-2 là ứng với chế độ thử phanh khi ô tô không tải chạy trên đường nhựa khô nằm ngang ở vận tốc bắt đầu phanh là 8,33m/s (30 km/h).

Cần chú ý rằng tiêu chuẩn cho phép về hiệu quả phanh ở mỗi nước một khác. Việc đề ra tiêu chuẩn cụ thể cho từng nước tùy thuộc vào nhiều vấn đề như : nguồn cung cấp ô tô sử dụng (ô tô nhiều chủng loại của nhiều nước), điều kiện đường sá, trình độ tổ chức kiểm tra kỹ thuật, trang thiết bị kiểm tra v.v.

**Bảng IX- 2. Tiêu chuẩn về hiệu quả phanh cho phép ô tô lưu hành trên đường (Bộ GTVT Việt Nam qui định, 2000)**

Loại ô tô	Quãng đường phanh m, không lớn hơn	Gia tốc chậm dần cực đại, m/s <sup>2</sup> , không nhỏ hơn
- Ô tô con và các loại ô tô khác thiết kế trên cơ sở ô tô con	7,2	5,8
- Ô tô tải trọng lượng toàn bộ nhỏ hơn 80kN và ô tô khách có chiều dài toàn bộ dưới 7,5 m	9,5	5,0
- Ô tô tải hoặc đoàn ô tô có trọng lượng toàn bộ lớn hơn 80kN và ô tô khách có chiều dài toàn bộ > 7,5m	11	4,2

Do yêu cầu về tốc độ của ô tô ngày càng tăng cho nên có xu hướng tăng vận tốc thử phanh để cho phép ô tô lưu hành trên đường. Trong tiêu chuẩn TCVN 5658-1999 và ГОСТ 25478-82 vận tốc thử yêu cầu là 11,1m/s (40km/h).

Vấn đề thử phanh ở vận tốc cao là rất nguy hiểm, nhất là khi kiểm tra định kỳ đại trà mà chưa có những bãi thử chuyên dùng. Vì vậy ở nước ta hiện nay vẫn đang dùng vận tốc thử 8,33m/s (30km/h).

Ngoài việc đảm bảo hiệu quả phanh như trong bảng IX-2 thì yêu cầu về độ ổn định khi phanh, tức là khi phanh ô tô không bị xoay ngang là điều rất cần thiết. Tiêu chuẩn cho phép về góc lệch sẽ được trình bày ở phần VIII của chương này.

Số liệu cho ở bảng IX-2 chỉ sử dụng để kiểm tra phanh định kỳ nhằm mục đích cho phép ô tô lưu hành trên đường để đảm bảo an toàn chuyển động. Đối với các cơ sở nghiên cứu, thiết kế chế tạo ô tô thì tiêu chuẩn kiểm tra phanh (thử phanh) còn nghiêm ngặt hơn nhiều.

Tiêu chuẩn của châu Âu và của Liên hiệp quốc về vấn đề thử phanh khi nghiên cứu thiết kế và chế tạo phải đảm bảo các nội dung và chỉ tiêu sau đây.

Về chế độ thử phải tiến hành ở loại O, loại I và loại II :

Thử phanh loại O : dùng để xác định hiệu quả của hệ thống phanh khi cơ cấu phanh nguội (nhiệt độ trống phanh  $< 100^{\circ}$ ).

Thử phanh loại I : dùng để xác định hiệu quả phanh khi cơ cấu phanh nóng.

Thử phanh loại II : dùng để xác định hiệu quả phanh khi chuyển động trên dốc dài.

Trên bảng IX-3 trình bày tiêu chuẩn cụ thể khi thử phanh loại O (ứng với ô tô đầy tải).

Bảng IX- 3

Loại ô tô	Tốc độ bắt đầu phanh m/s, (km/h)	Lực trên bàn đạp phanh, N	Gia tốc chậm dần ổn định khi phanh không nhỏ hơn, $m/s^2$	Quãng đường phanh không lớn hơn, m
Ô tô du lịch	22,22 (80)	500	7,0	43,2
Ô tô khách với trọng lượng toàn bộ đến 50kN	16,66 (60)	700	7,0	25,8
Ô tô khách với trọng lượng toàn bộ trên 50kN	16,66 (60)	700	6,0	32,1
Ô tô tải với trọng lượng toàn bộ : đến 35kN	19,44 (70)	700	5,5	44,8
từ 35kN đến 120kN	13,88 (50)	700	5,5	25,0
trên 120kN	11,11 (40)	700	5,5	17,2
Đoàn xe với trọng lượng toàn bộ : đến 35kN	19,44 (70)	700	5,5	46,9
từ 35kN đến 120kN	13,88 (50)	700	5,5	26,5
trên 120kN	11,11 (40)	700	5,5	18,4

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

Khi cơ cấu phanh bị ướt (trường hợp này thường xảy ra đối với ô tô làm việc ở vùng nhiệt đới mưa nhiều như ở nước ta) thì gián đồ phanh không còn dạng như ở hình IX-2 trong lần đạp phanh đầu tiên. Muốn trở lại gián đồ phanh như ở hình IX-12 cần phải đạp phanh nhiều lần.

Trên hình IX-13 trình bày gián đồ phanh khi cơ cấu phanh bị ướt. Ở lần đạp phanh đầu tiên gián đồ phanh có dạng như đường I, ở lần đạp phanh thứ hai gián đồ phanh có dạng như đường II... và phải đến lần đạp phanh thứ năm

giản đồ phanh mới trở lại dạng bình thường như của cơ cấu phanh khô (đường V).

Số lần cần đạp phanh để giản đồ phanh trở lại dạng bình thường như của cơ cấu phanh khô tùy thuộc ở mức độ ướt của má phanh và trống phanh (của đôi bề mặt ma sát).

Từ giản đồ phanh ở hình IX-13 ta thấy rằng hiệu quả phanh ở lần đạp phanh đầu tiên rất thấp, tức là quãng đường phanh sẽ rất dài, do lực phanh hoặc gia tốc chậm dần rất nhỏ. Ở lần đạp phanh đầu tiên quãng đường phanh có thể dài gấp 1,6 + 1,8 lần quãng đường phanh khi cơ cấu phanh khô.

Đây là điều cần chú ý khi sử dụng ô tô ở vùng nhiệt đới, mưa nhiều, để đảm bảo an toàn trong chuyển động.

Để đánh giá sự giảm hiệu quả phanh khi cơ cấu phanh bị ướt chúng ta dùng hệ số tăng quãng đường phanh  $k_p$ , hệ số này được biểu thị bằng biểu thức sau (xem tài liệu 15) :

$$k_p = \frac{S_{pu\acute{c}t} - S_{pkh\acute{o}}}{S_{pkh\acute{o}}}, \%$$
 (IX-35)

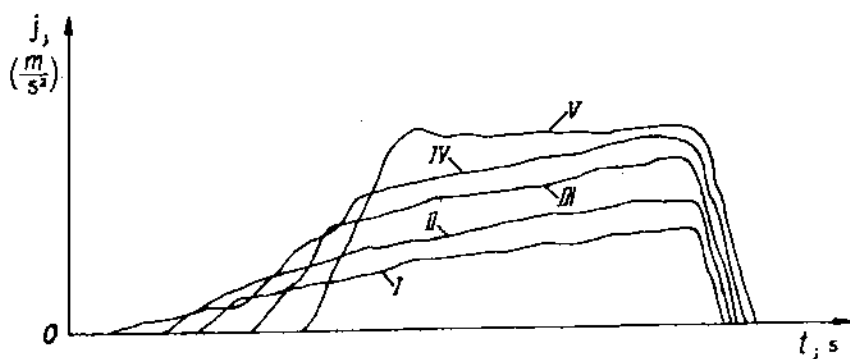
Ở đây :

$S_{pu\acute{c}t}$  - quãng đường phanh của ô tô khi cơ cấu phanh ướt;

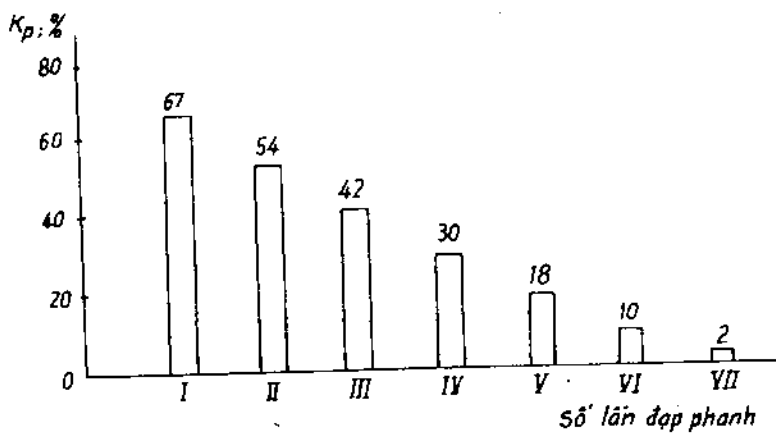
$S_{pkh\acute{o}}$  - quãng đường phanh của ô tô khi cơ cấu phanh khô;

Hệ số  $k_p$  chỉ phần trăm tăng quãng đường phanh khi cơ cấu phanh bị ướt so với khi cơ cấu phanh khô.

Trên hình IX-14 trình bày sự thay đổi hệ số tăng quãng đường phanh  $k_p$  theo số lần đạp phanh khi cơ cấu phanh bị ướt của ô tô tải có tải trọng 50kN với dẫn động phanh khí ở áp suất 0,6MPa (6kG/cm<sup>2</sup>).



Hình IX-13. Giảm đồ phanh khi cơ cấu phanh bị ướt  
I, II, V - thứ tự lần đạp phanh



Hình IX-14. Sự thay đổi hệ số tăng quãng đường phanh  $k_p$   
theo số lần đạp phanh.

## VI. PHANH ĐOÀN XE

Khi nghiên cứu sự phanh của đoàn xe (ô tô có kéo móc) chúng ta cần xác định quãng đường phanh, số móc kéo theo cần đặt phanh. Nếu gọi :

$G$  - trọng lượng toàn bộ của ô tô kéo khi tải đầy;

$Q$  - trọng lượng của một móc khi tải đầy.

$n$  - số móc kéo theo.

Thì động năng của đoàn xe khi bắt đầu phanh được xác định theo biểu thức :

$$M = \frac{G + nQ}{2g} v_1^2 \quad (\text{IX-36})$$

Ở đây :  $v_1$  - vận tốc của đoàn xe khi bắt đầu phanh.

Giả sử rằng trong số  $n$  móc kéo theo có  $n_1$  móc được đặt phanh, hệ số bám giữa các bánh xe với mặt đường của ô tô kéo và móc là như nhau và bỏ qua lực cản không khí, chúng ta nhận được phương trình chuyển động của đoàn xe khi phanh như sau :

$$P_p = (G + n_1 m' Q_\varphi) \varphi \pm (G + nQ) i \quad (\text{IX-37})$$

Ở đây :

$Q_\varphi$  - trọng lượng mà móc tác dụng trên các bánh xe có đặt phanh của móc đó;

$m'$  - hệ số thay đổi tải trọng phân bố lên các bánh xe có đặt phanh của móc;

$i$  - độ dốc của mặt đường.

Công do lực phanh sinh ra trên quãng đường phanh  $S_p$  được biểu thị theo công thức :

$$L = P_p S_p = [(G + n_1 m' Q_\varphi) \varphi \pm (G + nQ) i] S_p \quad (\text{IX-38})$$

Kết hợp biểu thức (IX-36) và (IX-38) ta được :

$$\frac{G + nQ}{2g} v_1^2 = [(G + n_1 m' Q_\varphi) \varphi \pm (G + nQ) i] S_p \quad (\text{IX-39})$$

Từ biểu thức (IX-39) chúng ta xác định được quãng đường phanh  $S_p$  như sau :

$$S_p = \frac{v_1^2}{2g} \cdot \frac{1}{\frac{(G + n_1 m' Q_\varphi) \varphi}{G + nQ} \pm i} \quad (\text{IX-40})$$

Số moóc cần đặt phanh sẽ là :

$$n_1 = \frac{\frac{G + nQ}{2g S_p} (v_1^2 \pm 2ig S_p) - G\varphi}{m' Q_\varphi \varphi} \quad (\text{IX-41})$$

Nếu tất cả các bánh xe của các moóc đều có phanh nghĩa là :  $m' Q_\varphi = Q$  và  $n = n_1$  thì ta có :

$$S_p = \frac{v_1^2}{2g (\varphi \pm i)} \quad (\text{IX-42})$$

Khi phanh đoàn xe có phanh bố trí ở tất cả các bánh xe của moóc trên mặt đường nằm ngang ta sẽ có biểu thức để xác định quãng đường phanh giống như biểu thức (IX-21).

Như vậy chúng ta nhận thấy rằng : về lý thuyết quãng đường phanh của đoàn xe khi tất cả các bánh xe đều đặt phanh chỉ phụ thuộc vào vận tốc ban đầu khi phanh và hệ số bám mà không phụ thuộc vào số moóc kéo theo. Trong thực tế quãng đường phanh của đoàn xe có phụ thuộc vào số moóc kéo theo, nghĩa là vào trọng lượng của đoàn xe.

## VII. PHANH Ô TÔ KHI KHÔNG MỞ LY HỢP

Ở phần I, II, III chúng ta đã nghiên cứu quá trình phanh ô tô trong trường hợp có mở ly hợp, tức là tách động cơ khỏi hệ thống truyền lực. Tuy nhiên cũng có trường hợp khi phanh

ô tô không cần mở ly hợp và thậm chí cho ô tô chuyển động chậm dần chỉ cần giảm nhiên liệu cung cấp vào xylanh (để động cơ chạy ở chế độ không tải). Phanh không mở ly hợp (phanh bằng động cơ) được dùng ở đường trơn khi ô tô có khả năng bị lệch bên hoặc dùng ở đường đồi núi với dốc dài. Điều này cần thiết để tránh cho cơ cấu phanh khỏi bị nóng, đỡ mòn má phanh và trống phanh.

Trong trường hợp phanh ô tô không mở ly hợp do nhiên liệu đã cung cấp ít nhất vào các xylanh động cơ, cho nên các bánh xe sẽ đóng vai trò chủ động còn trục khuỷu động cơ quay bị động. Do đó ma sát của các chi tiết trong động cơ sẽ tạo thành sức cản và phụ thêm vào lực phanh ở các bánh xe.

Lực cản do ma sát trong động cơ có hướng ngược với lực quán tính của động cơ khi trục khuỷu động cơ quay chậm dần. Lực cản do ma sát trong động cơ có tác dụng làm cho ô tô chuyển động chậm dần với nhịp độ cao so với trường hợp khi mở ly hợp.

Phương trình cân bằng lực trong trường hợp này được biểu thị như sau :

$$P_p + P_f + P_i + P_w + P_{ms}^d + P_{ms}^p - P_j = 0 \quad (IX-43)$$

Ở đây :

$P_{ms}^d$  - lực ma sát của các chi tiết trong động cơ quy dẫn về bánh xe chủ động :

$$P_{ms}^d = \frac{M_{ms}^d i_r}{\eta_{tp} r_b}$$

Trong đó :

$M_{ms}^d$  - mômen ma sát của các chi tiết động cơ khi phanh xe;



$i_i$  - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực;

$\eta_{sp}$  - hiệu suất truyền lực khi phanh.

$$\eta_{sp} = \frac{N_{ms}^d}{N_{ms}^d + N_{ms}^t};$$

Trong đó :

$N_{ms}^d, N_{ms}^t$  - công suất tiêu hao do ma sát trong động cơ và hệ thống truyền lực khi phanh xe.

Mômen ma sát  $M_{ms}^d$  ở động cơ bốn kỳ có thể tính gần đúng theo công thức :

$$M_{ms}^d = 0,8 p.V.i$$

Trong đó :

$p$  - áp suất tổn thất cơ khí trung bình;

$V$  - thể tích công tác của xi lanh động cơ;

$i$  - số xy lanh của động cơ;

$P'_{ms}$  - lực ma sát trong hệ thống truyền lực. Khi động cơ làm việc không tải lực này bao gồm lực tiêu hao cho khuấy dầu, cho ma sát giữa các bánh răng ăn khớp v.v.

$$P'_{ms} = P_{ms}^1 + P_{ms}^2$$

Trong đó :

$P_{ms}^1$  - lực tiêu hao cho khuấy dầu;

$P_{ms}^2$  - lực tiêu hao cho ma sát giữa các bánh răng ăn khớp, các ổ bi v.v.

Lực  $P'_{ms}$  có thể tính gần đúng đối với ổ tô loại 4 x 2 khi động cơ làm việc không tải theo công thức thực nghiệm

sau đây :

$$P'_{ms} \approx (2 + 0,09v)G.10^{-3} ; N.$$

Ở đây :  $v$  - vận tốc của ô tô, m/s

Đối với ô tô loại  $4 \times 4$  thì  $P'_{ms}$  cao hơn 1,5 đến 2 lần, loại  $6 \times 6$  cao hơn 2 đến 3 lần so với loại ô tô cơ sở  $4 \times 2$ .

Từ phương trình IX-43, ta xác định được gia tốc chậm dần của ô tô như sau

$$j'_p = \frac{g}{\delta'_j} \cdot \frac{P_p + P_f + P_i + P_w + P'^d_{ms} + P'_{ms}}{G} \quad (\text{IX-44})$$

Ở đây :

$\delta'_j$  - hệ số tính đến ảnh hưởng khối lượng của các chi tiết quay trong động cơ và hệ truyền lực khi phanh mà không mở ly hợp.

Như vậy khi phanh ô tô không mở ly hợp, muốn hiệu quả phanh tốt hơn so với khi mở ly hợp cần phải thỏa mãn điều kiện  $j'_p > j_p$ , nghĩa là :

$$\frac{P_p + P_f + P_i + P_w + P'^d_{ms} + P'_{ms}}{\delta'_j} > \frac{P_p + P_f + P_i + P_w + P'^d_{ms}}{\delta_j} \quad (\text{IX-45})$$

Muốn dùng phanh một cách hợp lý tức là có mở ly hợp hay không, phải chú ý đến các lực cản trong quá trình ô tô chuyển động như  $P_f$ ,  $P_i$ ,  $P_w$ ,  $P'^d_{ms}$ ,  $P'_{ms}$  cũng như giá trị của lực phanh  $P_p$  và hệ số  $\delta'_j$ ,  $\delta_j$ .

## VIII. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ KHI PHANH

Trong quá trình phanh ô tô thì trục dọc của ô tô có thể bị nghiêng đi một góc  $\beta$  nào đấy so với hướng của quỹ đạo

đang chuyển động. Sở dĩ như vậy là do tổng các lực phanh sinh ra ở các bánh xe bên phải khác với tổng các lực phanh sinh ra ở các bánh xe bên trái và tạo thành mômen quay vòng  $M_q$  quanh trục thẳng đứng  $Z$  đi qua trọng tâm  $A$  của ô tô (hình IX-15).

Khi phanh mà ô tô bị quay đi một góc quá mức quy định sẽ ảnh hưởng đến an toàn chuyển động trên đường. Vậy tính ổn định khi phanh là khả năng ô tô giữ được quỹ đạo chuyển động như ý muốn của người lái trong quá trình phanh.

Để nghiên cứu sự ổn định khi phanh chúng ta dùng sơ đồ ở hình IX-15.

Giả sử ô tô đang chuyển động theo hướng của trục  $X$  nhưng sau khi phanh thì ô tô bị lệch một góc  $\beta$ . Trong khi phanh thì ở các bánh xe bên phải có các lực phanh  $P_{p,ph1}$  ở trục trước và  $P_{p,ph2}$  ở trục sau, còn ở các bánh xe bên trái có các lực phanh  $P_{p,xt1}$  ở trục trước và  $P_{p,xt2}$  ở trục sau.

Tổng các lực phanh ở các bánh xe bên phải là :

$$P_{p,ph} = P_{p,ph1} + P_{p,ph2} \quad (IX-46)$$

và tổng các lực phanh ở các bánh xe bên trái bằng :

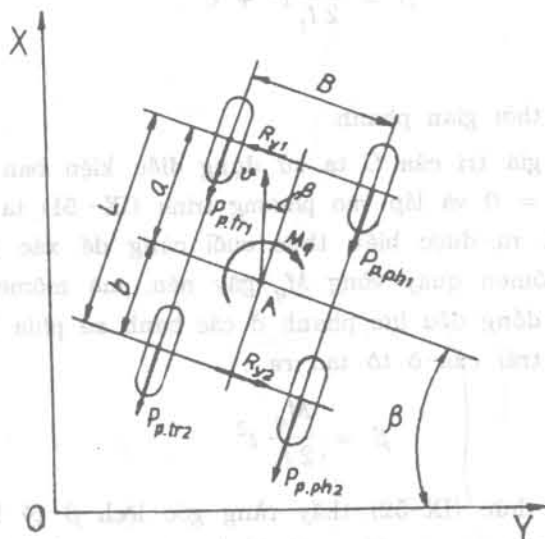
$$P_{p,xt} = P_{p,xt1} + P_{p,xt2} \quad (IX-47)$$

Giả sử rằng tổng các lực phanh bên phải  $P_{p,ph}$  lớn hơn tổng các lực phanh bên trái  $P_{p,xt}$  lúc đó ô tô sẽ quay vòng theo hướng mũi tên chỉ trên hình IX-15 quanh trọng tâm  $A$  của ô tô.

Mômen quay vòng  $M_q$  xác định theo biểu thức :

$$M_q = P_{p,ph} \frac{B}{2} - P_{p,xt} \frac{B}{2} = (P_{p,ph} - P_{p,xt}) \frac{B}{2} \quad (IX-48)$$

Do có sự ma sát giữa bánh xe và mặt đường cho nên khi xuất hiện mômen quay vòng  $M_q$  thì ở các bánh xe của trục trước sẽ có phản lực  $R_{y1}$  tác dụng từ mặt đường theo phương ngang (hình IX-15) và ở các bánh xe sau sẽ có phản lực  $R_{y2}$  tác dụng.



Hình IX-15. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi phanh mà bị quay ngang

Phương trình chuyển động của ô tô đối với trọng tâm A được viết dưới dạng sau :

$$I_z \ddot{\beta} = M_q - R_{y1}a - R_{y2}b \quad (IX-49)$$

Vì ô tô đã bị xoay đi một góc  $\beta$  nghĩa là mômen quay vòng  $M_q$  lớn hơn nhiều so với mômen do các lực  $R_{y1}$  và  $R_{y2}$  sinh ra, cho nên để đơn giản cho tính toán có thể bỏ qua các lực  $R_{y1}$  và  $R_{y2}$ , lúc đó phương trình (IX-49) có dạng :

$$I_z \ddot{\beta} = M_q \quad \text{hoặc} \quad \ddot{\beta} = \frac{M_q}{I_z} \quad (IX-50)$$

Ở đây :

$I_z$  - mômen quán tính của ô tô quanh trục Z đi qua trọng tâm A.

Lấy tích phân hai lần phương trình (IX-50) ta được :

$$\beta = \frac{M_q}{2I_z} t^2 + C \quad (\text{IX-51})$$

Ở đây :

$t$  - thời gian phanh.

Để tìm giá trị của  $C$  ta sử dụng điều kiện ban đầu khi  $t = 0$  thì  $\beta = 0$  và lắp vào phương trình (IX-51) ta có  $C = 0$ , từ đó rút ra được biểu thức cuối cùng để xác định góc lệch  $\beta$  do mômen quay vòng  $M_q$  gây nên, mà mômen  $M_q$  là do sự không đồng đều lực phanh ở các bánh xe phía bên phải và phía bên trái của ô tô tạo ra :

$$\beta = \frac{M_q}{2I_z} t^2 \quad (\text{IX-52})$$

Từ biểu thức (IX-52) thấy rằng góc lệch  $\beta$  tỷ lệ thuận với mômen quay vòng  $M_q$ , với bình phương của thời gian phanh  $t$  và tỷ lệ nghịch với mômen quán tính  $I_z$  của ô tô quanh trục Z đi qua trọng tâm của nó.

Theo yêu cầu của nhà máy chế tạo thì ô tô khi xuất xưởng (chế tạo hoặc sửa chữa) phải đảm bảo lực phanh ở các bánh xe trên cùng một trục là như nhau nhằm đảm bảo tính ổn định khi phanh. Độ chênh lệch tối đa giữa các lực phanh ở các bánh xe trên cùng một trục không được vượt quá 15% so với giá trị lực phanh cực đại ở các bánh xe của trục này.

Giả sử rằng các bánh xe ở phía bên phải có lực phanh lớn nhất  $P_{p,phmax}$  theo điều kiện bám giữa bánh xe với mặt đường, thì lực phanh thấp nhất của các bánh xe ở phía bên trái cho phép là :

$$P_{p,omin} = 0,85 P_{p,phmax} \quad (\text{IX-53})$$

Lúc đó mômen quay vòng cực đại  $M_{qmax}$  được xác định như sau :

$$M_{qmax} = P_{p,phmax} \cdot \frac{B}{2} - P_{p,min} \cdot \frac{B}{2}$$

hay :

$$M_{qmax} = (P_{p,phmax} - P_{p,min}) \frac{B}{2}$$

$$= (P_{p,phmax} - 0,85 P_{p,phmax}) \frac{B}{2}$$

Từ đó ta có :

$$M_{qmax} = 0,075 B P_{p,phmax} \quad (IX-54)$$

Lấp giá trị  $M_{qmax}$  từ biểu thức (IX-54) vào biểu thức (IX-52) ta tìm được góc lệch cực đại  $\beta_{max}$  :

$$\beta_{max} = \frac{0,075 B P_{p,max}}{2 I_z} t^2 \quad (IX-55)$$

Ở biểu thức (IX-55) thành phần  $P'_{p,max}$  cần phải hiểu là lực phanh cực đại ở một phía (có thể phía bên phải hoặc có thể phía trái) theo điều kiện bám.

Lực phanh cực đại  $P'_{p,max} = \frac{G}{2} \varphi_{max} \quad (IX-56)$

Lấp giá trị  $P'_{p,max}$  từ biểu thức (IX-56) vào (IX-55), cuối cùng ta có biểu thức xác định  $\beta_{max}$  sau đây :

$$\beta_{max} = 0,019 \frac{BG t^2 \varphi_{max}}{I_z} \quad (IX-57)$$

Góc lệch cực đại  $\beta_{max}$  cho phép khi phanh không vượt quá  $8^\circ$  hoặc khi phanh thì ô tộ không vượt ra ngoài hành lang có chiều rộng 3,5m (Tiêu chuẩn số 22-TCN 224-2000 của Bộ GTVT Việt Nam - 2000).

## Chương X

# DAO ĐỘNG Ô TÔ - MÁY KÉO

### I. KHÁI NIỆM VỀ TÍNH ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG

Khi ô tô, máy kéo chuyển động trên đường không bằng phẳng thường chịu những tải trọng dao động do bề mặt đường mấp mô sinh ra. Những dao động này ảnh hưởng xấu tới hàng hóa, tuổi thọ của xe và nhất là ảnh hưởng tới hành khách. Số liệu thống kê cho thấy, khi ô tô tải chạy trên đường xấu gồ ghề, so với ô tô cùng loại chạy trên đường tốt bằng phẳng thì vận tốc trung bình giảm 40-50%, quãng đường chạy giữa hai kỳ đại tu giảm 35-40%, suất tiêu hao nhiên liệu tăng 50-70%, do vậy năng suất vận chuyển giảm 35-40% và giá thành vận chuyển tăng 50-60%. Đối với máy kéo nông nghiệp, dao động ảnh hưởng xấu tới kỹ thuật canh tác, nhất là khi máy kéo làm việc với các nông cụ treo. Ngoài ra nếu con người phải chịu đựng lâu trong tình trạng xe chạy bị rung xóc nhiều dễ sinh mỏi mệt. Các kết quả nghiên cứu về ảnh hưởng của dao động ô tô tới cơ thể con người đều đi tới kết luận là nếu con người phải chịu đựng lâu trong môi trường dao động của ô tô sẽ mắc những bệnh về thần kinh và não. Vì vậy tính êm dịu chuyển động là một trong những chỉ tiêu quan trọng của xe.

Tính êm dịu chuyển động phụ thuộc vào kết cấu của xe và trước hết là hệ thống treo, phụ thuộc vào đặc điểm và cường độ kích động và cuối cùng là phụ thuộc vào kỹ thuật lái xe. Lực kích thích gây dao động có thể do sự không cân bằng của liên hợp máy hoặc do độ mấp mô của bề mặt đường.

Để đánh giá tính êm dịu chuyển động của ô tô ta thường dùng một số chỉ tiêu sau đây :

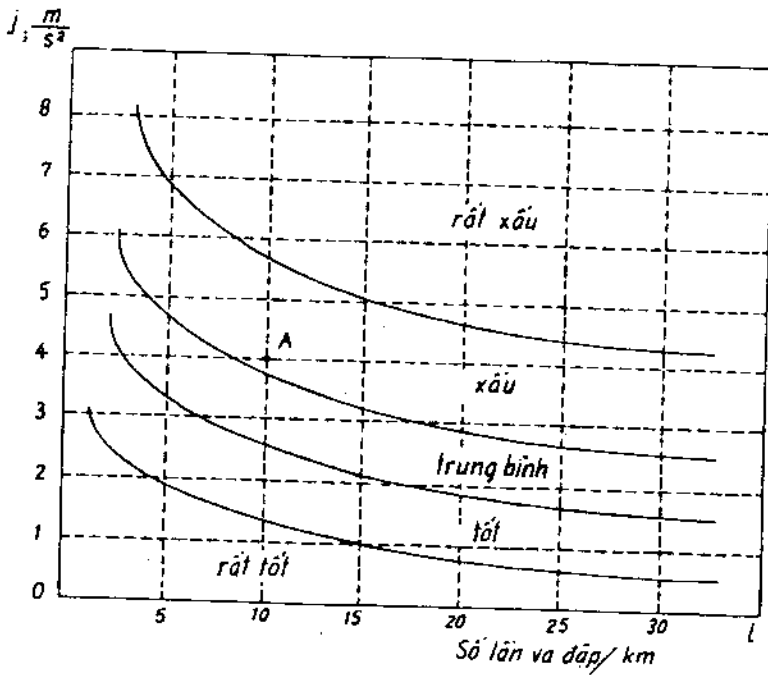
## 1. Tần số dao động thích hợp

Con người từ nhỏ quen với nhịp điệu bước đi. Ở mỗi người do thói quen, vóc dáng khác nhau thì việc thực hiện bước đi có khác nhau : có người bước dài nhưng chậm, có người bước đi vừa phải, khoan thai. Vì vậy trong một đơn vị thời gian số bước chân thực hiện được ở mỗi người có khác nhau, trung bình cứ một phút con người có thể thực hiện được khoảng 60 - 85 bước đi. Người ta quan niệm rằng con người khi thực hiện một bước đi tức là thực hiện một dao động, như vậy có thể nói rằng con người từ nhỏ đã quen với tần số dao động 60-85 lần/phút. Ô tô có chuyển động êm dịu là khi xe chạy trên mọi địa hình thì dao động phát sinh có tần số nằm trong khoảng 60-85 lần/phút. Trong thực tế, khi tiến hành thiết kế hệ thống treo người ta thường lấy giá trị tần số dao động thích hợp là 60 - 85 dao động/phút đối với xe du lịch và 85-120 dao động/phút đối với xe tải.

## 2. Gia tốc thích hợp

Chỉ tiêu đánh giá tính êm dịu chuyển động dựa vào giá trị của gia tốc thẳng đứng của dao động và số lần va đập do độ mấp mô của bề mặt đường gây ra trên 1 km đường chạy (xem đồ thị hình X-1).





Hình x-1. Đồ thị đặc trưng mức êm dịu chuyển động của ô tô

Muốn đánh giá được một xe có tính êm dịu chuyển động hay không, người ta cho ô tô chạy trên một đoạn đường nhất định, trong thời gian đó dụng cụ đo đặt trên ô tô sẽ ghi lại số lần va đập  $i$  tính trung bình trên 1 km đường và gia tốc thẳng đứng của xe tương ứng. Dựa vào hai thông số đó, người ta so sánh với đồ thị chuẩn xem xe thí nghiệm đạt được độ êm dịu chuyển động ở thang bậc nào. Thí dụ trên một đoạn đường nhất định ta đo được  $i = 10$  lần va đập/km ; gia tốc thẳng đứng  $J = 4m/s^2$ , trên đồ thị ta xác định được điểm A, như vậy xe thí nghiệm có mức độ êm dịu chuyển động theo chỉ tiêu trên cho ta được kết quả nhanh, tuy nhiên chưa thật

chính xác vì theo phương pháp này chưa tính tới thời gian tác động của gia tốc thẳng đứng  $J$ .

### 3. Chỉ tiêu tính êm dịu chuyển động dựa vào gia tốc dao động và thời gian tác động của chúng

Khi ngồi lâu trên ô tô, đặc biệt là đối với người lái, dao động sẽ làm cho người mệt mỏi dẫn đến giảm năng suất làm việc hoặc ảnh hưởng lâu dài tới sức khoẻ.

Các thí nghiệm kéo dài trong 8 giờ liên cho thấy nhạy cảm hơn cả đối với người là dải tần số 4-8Hz. Trong dải tần số này các giá trị cho phép của toàn phương gia tốc như sau :

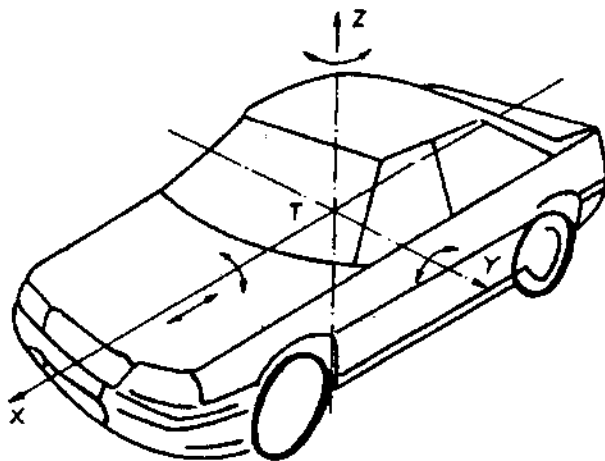
Để chịu	:	0,1 m/s <sup>2</sup> ;
Gây mệt mỏi	:	0,315 m/s <sup>2</sup> ;
Gây ảnh hưởng tới sức khoẻ	:	0,63 m/s <sup>2</sup> .

## II. SƠ ĐỒ DAO ĐỘNG TƯƠNG ĐƯƠNG CỦA Ô TÔ VÀ MÁY KÉO

### 1. Dao động của ô tô trong các mặt phẳng tọa độ

Hệ dao động của ô tô-máy kéo khi chuyển động là hệ dao động nhiều bậc tự do rất phức tạp (xem hình X-2).

Để có thể tìm ra được quy luật và nguyên nhân chủ yếu gây dao động, ta xét dao động này trong các mặt phẳng tọa độ như những dao động riêng biệt. Trong mặt phẳng ZX có hai dao động, đó là dao động theo phương thẳng đứng theo trục Z và dao động góc xoay quanh trục Y. Tương tự như vậy ở các mặt phẳng ZY và XY đều có các dao động ngang, dọc và dao động góc quanh các trục X, Y. Tất cả những dao động trên đều ảnh hưởng tới con người, song mức độ ảnh



Hình X-2. Hệ dao động không gian của ô tô hai cầu.

hướng có khác nhau. Khi nghiên cứu tính êm dịu chuyển động, qua nhiều thí nghiệm người ta nhận thấy so với dao động trong mặt phẳng XZ thì dao động thành phần trong mặt phẳng XY và ZY là không đáng kể và có thể bỏ qua.

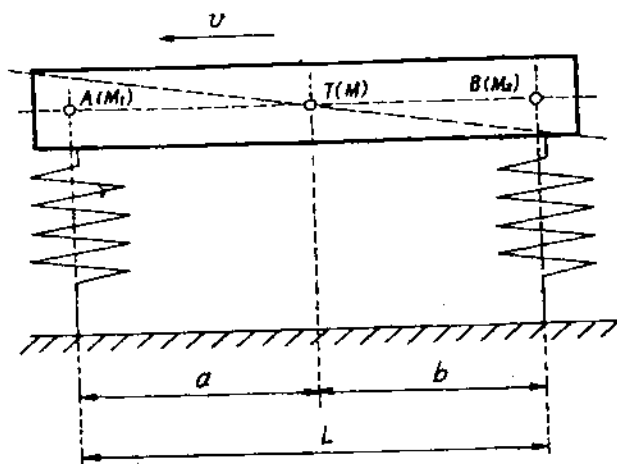
## 2. Khái niệm về khối lượng được treo và khối lượng không được treo

Trong sơ đồ dao động, người ta chia khối lượng của ô tô làm hai thành phần : khối lượng được treo  $M$  và khối lượng không được treo  $m$ .

### a. Khối lượng được treo

Khối lượng được treo  $M$  gồm những cụm, những chi tiết mà trọng lượng của chúng tác động lên hệ thống treo như khung, thùng, cabin, động cơ và một số chi tiết gắn liền với chúng. Những cụm máy và chi tiết kể trên được lắp đặt với nhau bằng những đệm cao su đàn hồi, da nỉ hoặc giấy bìa công nghiệp v.v. Hơn nữa, trên thực tế bản thân từng cụm

và từng chi tiết cũng không phải cứng hoàn toàn mà có sự đàn hồi, biến dạng riêng, nhưng so với sự biến dạng của hệ thống treo thì chúng rất nhỏ bé, có thể bỏ qua. Trong hệ dao động tương đương, khối lượng được treo được xem như là một vật thể đồng nhất, cứng hoàn toàn, được biểu diễn như một thanh AB có khối lượng  $M$  tập trung vào trọng tâm  $T$ . Các điểm A, B ứng với vị trí cầu trước và cầu sau của xe. Tại vị trí cầu trước và cầu sau có các khối lượng  $M_1$  và  $M_2$ , tọa độ trọng tâm của các phần được treo được thể hiện qua các kích thước  $a$  và  $b$  (hình X-3).



Hình X-3. Mô hình hóa khối lượng được treo

### b. Khối lượng không được treo

Khối lượng không được treo  $m$  bao gồm những cụm, chi tiết máy mà trọng lượng của chúng không tác dụng lên hệ thống treo. Đó là cầu, hệ thống chuyển động và một phần các dầm. Cũng như ở phần khối lượng được treo, ta bỏ qua ảnh

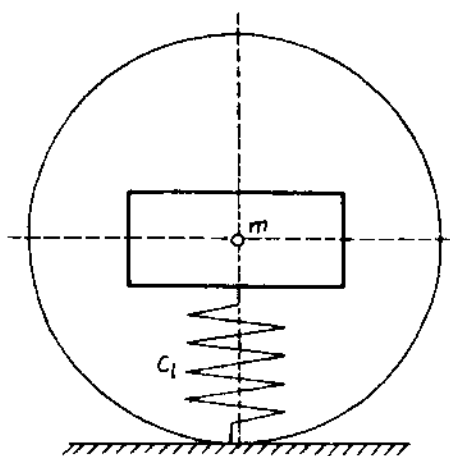
hường của các biến dạng riêng của các cụm và mối nối đàn hồi giữa chúng, coi phần không được treo là một vật thể đồng nhất cứng hoàn toàn có khối lượng  $m$  tập trung vào tâm bánh xe (hình X-4). Sự biến dạng đàn hồi của lớp được đặc trưng bởi hệ số cứng  $C_1$

### c. Hệ số khối lượng

Tỷ số giữa khối lượng được treo  $M$  và khối lượng không được treo  $m$  gọi là hệ số khối lượng  $\delta$ .

$$\delta = \frac{M}{m} \quad (X-1)$$

Hệ số khối lượng có ảnh hưởng lớn tới tính êm dịu chuyển động. Giảm khối lượng không được treo sẽ giảm được lực và đập truyền lên khung vỏ; còn tăng khối lượng được treo sẽ giảm được dao động khung vỏ. Cho nên trong thiết kế xe, có khuynh hướng tăng hệ số này, mà trước hết là giảm trọng lượng phần không được treo.

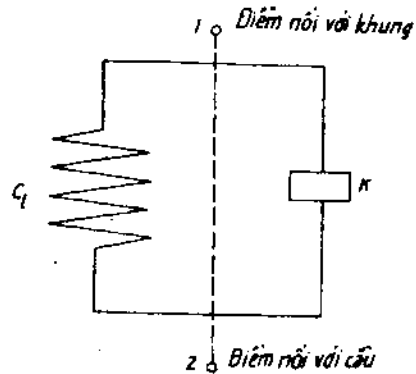


Hình X-4.  
Mô hình hóa khối lượng không được treo

Thông thường  $\delta$  bằng 6,5 + 7,5 đối với xe du lịch khi đầy tải và bằng 4 + 5 đối với xe vận tải.

### 3. Sơ đồ hóa hệ thống treo

Trong sơ đồ dao động tương đương của ô tô thì bộ phận đàn hồi của hệ thống treo được biểu diễn như là một lò xo có hệ số cứng là  $C_1$  và bộ phận cản giảm chấn với đại lượng đặc trưng là hệ số cản  $K$ . Hệ thống treo được biểu diễn như ở hình X-5. Điểm 1 là điểm nối hệ thống treo với khung xe, còn điểm 2 là điểm đặt của hệ thống treo lên cầu xe.



Hình X-5. Sơ đồ dao động tương đương của hệ thống treo.

### 4. Sơ đồ dao động tương đương

#### a. Ô tô hai cầu

Với những khái niệm nêu trên, hệ dao động ô tô hai cầu được biểu diễn như ở hình X-6.

Trong đó :

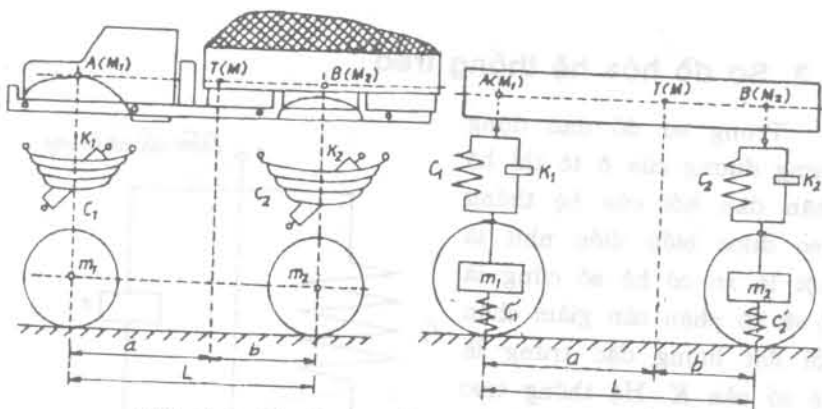
$M$  - khối lượng được treo của toàn xe;

$M_1, M_2$  - khối lượng được treo phân ra cầu trước và cầu sau;

$m_1, m_2$  - khối lượng không được treo phân ra cầu trước và cầu sau;

$C_1, C_2$  - hệ số cứng của thành phần đàn hồi của hệ thống treo trước và sau;

$C'_1, C'_2$  - hệ số cứng của lớp trước và sau;



Hình X-8. Sơ đồ dao động tương đương của ô tô

$a, b$  - tọa độ trọng tâm của các phần khối lượng được treo;

$L$  - chiều dài cơ sở của ô tô;

$K_1, K_2$  - hệ số cản của thành phần cản của hệ thống treo trước, và sau.

### b. Ô tô ba cầu

Sơ đồ dao động tương đương của ô tô ba cầu với hệ thống treo hai cầu sau là hệ thống treo cân bằng được biểu diễn trên hình X-7.

Trong đó :

$M_2$  - khối lượng được treo phân ra cầu sau;

$m_2, m_3$  - khối lượng không được treo tại vị trí cầu giữa và sau;

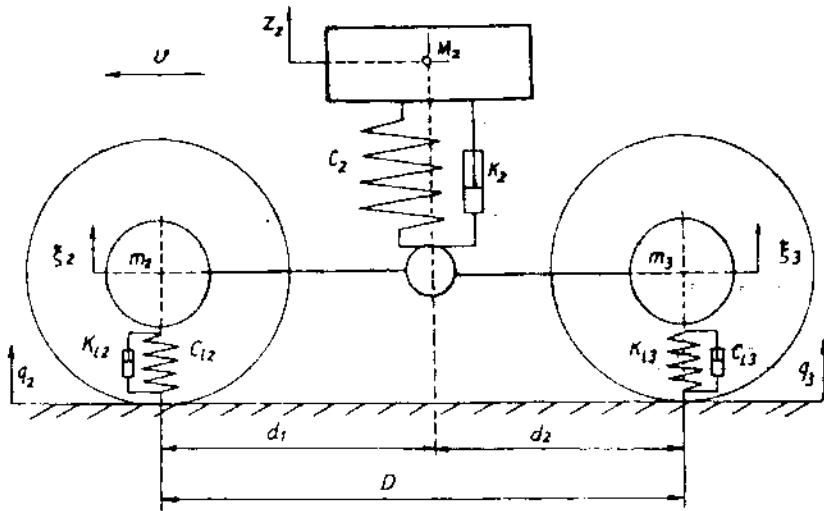
$C_2$  - hệ số cứng của hệ thống treo sau;

$K_2$  - hệ số cản của hệ thống treo sau;

$C'_{12}, C'_{13}$  - hệ số cứng của lớp cầu giữa và cầu sau;

$K'_{12}, K'_{13}$  - hệ số cản của lớp giữa và sau.

Các ký hiệu khác xem ở hình X-7.



Hình X-7. Hệ số dao động tương đương của treo sau cân bằng ôtô ba cầu khi dao động thẳng đứng trong mặt phẳng dọc

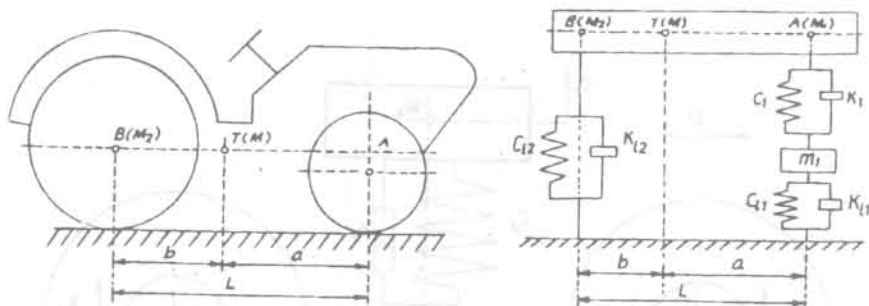
### c. Sơ đồ dao động tương đương của máy kéo bánh bơm và máy kéo xích

Ở máy kéo bánh bơm, cầu sau thường liên với thân máy. Thông thường cầu sau không có hệ thống treo nên việc dập tắt dao động ở máy kéo là nhờ sự đàn hồi của lốp. Sơ đồ dao động tương đương của máy kéo bánh bơm được biểu diễn trên hình X-8, và sơ đồ dao động tương đương của máy kéo xích được trình bày ở hình X-9.

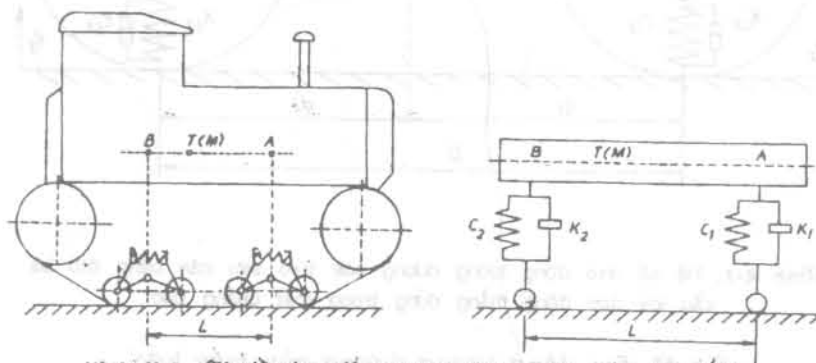
## III. PHƯƠNG TRÌNH DAO ĐỘNG CỦA Ô TÔ

Để xác lập được qui luật dao động của ô tô, ta xét sơ đồ dao động đơn giản của ô tô như ở hình X-10.





Hình X-8. Sơ đồ dao động tương đương của máy kéo bánh bơm.

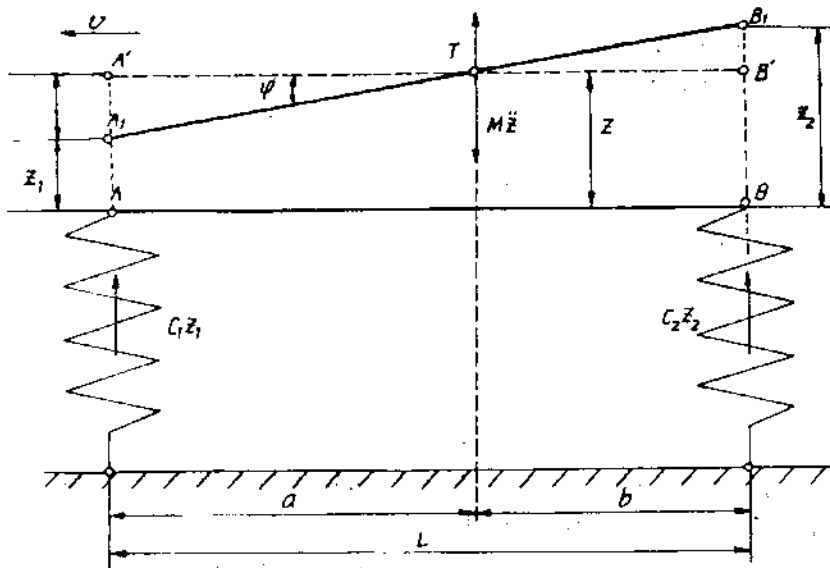


Hình X-9. Sơ đồ dao động tương đương của máy kéo xích.

Sơ đồ tính toán được xác lập với những giả thiết đơn giản sau :

- Chưa để ý tới lực kích động do độ mấp mô của mặt đường gây ra khi xe chuyển động.
- Chưa để ý đến khối lượng không được treo.
- Chưa để ý đến lực cản của bộ phận cản.

Với những giả thiết đơn giản trên, dao động của ô tô được coi như dao động của thanh AB đặt trên hai gối tựa đàn hồi tương ứng với tâm cầu trước và cầu sau. Hệ số cứng thu gọn của hệ thống treo và lốp được ký hiệu là  $C_1$ ,  $C_2$ .



Hình X-10. Sơ đồ dao động đơn giản của ô tô.

Khối lượng được treo  $M$  được tập trung tại trọng tâm  $T$  cách cầu trước và cầu sau của xe các khoảng cách tương ứng là  $a$  và  $b$ .

Khi có lực kích thích, đầu tiên đoạn thẳng  $AB$  chuyển động tới vị trí mới là  $A_1B_1$  gồm hai chuyển động thành phần :

- Chuyển động tịnh tiến từ  $AB$  tới  $A'B'$  với một đoạn dịch chuyển là  $z$  dưới tác động của lực quán tính  $Mz$ .

- Chuyển động quay một góc  $\varphi$  quanh trục  $Y$  đi qua trọng tâm  $T$  làm thành  $AB$  chuyển từ  $A'B'$  tới  $A_1B_1$ .

Theo sơ đồ tính toán trên ta có :

- Dịch chuyển thẳng đứng  $z_1, z_2$  của vị trí  $A$  và  $B$  được xác định như sau :

$$\begin{aligned} z_1 &= z - atg\varphi \approx z - a\varphi \\ z_2 &= z + btg\varphi \approx z + b\varphi \end{aligned} \quad (X-2)$$

Góc  $\varphi$  quá nhỏ nên  $tg\varphi \approx \varphi$ .

- Chuyển động thẳng đứng và chuyển động quay của khối lượng được treo  $M$  được biểu thị bằng hệ phương trình sau :

$$M\ddot{z} + C_1 z_1 + C_2 z_2 = 0 \quad (X-3)$$

$$M\rho^2 \ddot{\varphi} = C_1 z_1 a - C_2 z_2 b$$

Trong đó :

$$\left. \begin{aligned} \frac{dz^2}{dt^2} &= \ddot{z} \\ \frac{d\varphi^2}{dt^2} &= \ddot{\varphi} \end{aligned} \right\} \quad (X-4)$$

$\rho$  - bán kính quán tính của khối lượng được treo đối với trục  $Y$  đi qua trọng tâm  $T$ .

Đạo hàm hai lần phương trình (X-2) theo thời gian ta được :

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 &= \ddot{z} - a\ddot{\varphi} \\ \ddot{z}_2 &= \ddot{z} + b\ddot{\varphi} \end{aligned} \right\} \quad (X-5)$$

Từ hệ phương trình (X-3) ta có các giá trị sau :

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} &= -\frac{1}{M}(C_1 z_1 + C_2 z_2) \\ \ddot{\varphi} &= \frac{1}{M\rho^2}(C_1 z_1 a - C_2 z_2 b) \end{aligned} \right\} \quad (X-6)$$

Thay thế các giá trị của  $\ddot{z}$  và  $\ddot{\varphi}$  tại biểu thức (X-6) vào hệ phương trình (X-5) ta có :

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 &= -\frac{1}{M}(C_1 z_1 + C_2 z_2) - \frac{a}{M\rho^2}(C_1 z_1 a - C_2 z_2 b) \\ \ddot{z}_2 &= -\frac{1}{M}(C_1 z_1 + C_2 z_2) + \frac{b}{M\rho^2}(C_1 z_1 a - C_2 z_2 b) \end{aligned} \right\}$$

Sau khi khai triển và rút gọn ta được hệ phương trình :

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{z}_1 + C_1 z_1 \left(1 + \frac{a^2}{\rho^2}\right) + C_2 z_2 \left(1 - \frac{ab}{\rho^2}\right) &= 0 \\ M\ddot{z}_2 + C_2 z_2 \left(1 + \frac{b^2}{\rho^2}\right) + C_1 z_1 \left(1 - \frac{ab}{\rho^2}\right) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (\text{X-7})$$

Thay giá trị  $z_2$  từ phương trình thứ hai vào phương trình thứ nhất trong hệ phương trình (X-7) và giá trị  $z_1$  từ phương trình thứ nhất vào phương trình thứ hai của hệ phương trình (X-7) và rút gọn ta có :

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 + \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + b^2} \ddot{z}_2 + \frac{C_1 L^2}{M(\rho^2 + b^2)} z_1 &= 0 \\ \ddot{z}_2 + \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + a^2} \ddot{z}_1 + \frac{C_2 L^2}{M(\rho^2 + a^2)} z_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (\text{X-8})$$

Từ hệ phương trình (X-8) ta thấy rằng dao động của hai vị trí AB tương ứng với dao động của các khối lượng được treo phân ra cầu trước, cầu sau có ảnh hưởng lẫn nhau, nghĩa là trong quá trình chuyển động khi cầu trước gặp độ mập mô bé mặt đường, dao động xuất hiện ở cầu trước cũng sẽ gây ra dao động ở cầu sau và ngược lại. Ảnh hưởng dao động qua lại của hai cầu được đặc trưng bằng hệ số liên kết  $\mu$  :

$$\left. \begin{aligned} \mu_1 &= \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + b^2} \\ \mu_2 &= \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + a^2} \end{aligned} \right\} \quad (\text{X-9})$$

Trong trường hợp  $\mu_1 = \mu_2 = 0$  tức là  $\rho^2 = ab$  thì xảy ra trường hợp dao động ở các cầu xe độc lập lẫn nhau. Trong thực tế trường hợp này không xảy ra mà dao động ở các cầu xe đều có ảnh hưởng qua lại với nhau, nghĩa là  $\mu_1 \neq \mu_2 \neq 0$  vì vậy  $\rho^2 \neq 0$ . Bán kính quán tính trong trường hợp này được tính theo biểu thức :

$$\rho^2 = ab\varepsilon \quad (\text{X-10})$$

Ở đây :  $\varepsilon$  - hệ số phân bố khối lượng.

Ở các ô tô hiện nay  $\varepsilon = 0,8 + 1,2$ . Hệ số  $\varepsilon$  ảnh hưởng lớn đến dao động của ô tô. Khi  $\varepsilon = 1$  thì dao động ở các cầu xe độc lập với nhau.

Tần số dao động riêng của các phần khối lượng được treo phân ra cầu trước, cầu sau được tính theo biểu thức :

$$\left. \begin{aligned} \omega_1^2 &= \frac{C_1 L^2}{M(\rho^2 + b^2)} \\ \omega_2^2 &= \frac{C_2 L^2}{M(\rho^2 + a^2)} \end{aligned} \right\} \quad (\text{X-11})$$

Ở đây :

$\omega_1$  - tần số dao động đặc trưng cho dao động của khối lượng được treo tại điểm A khi điểm B cố định;

$\omega_2$  - tần số dao động đặc trưng cho dao động của khối lượng được treo tại điểm B khi điểm A cố định.

Thay (X-9) và (X-11) vào (X-8) ta được :

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 + \mu_1 \ddot{z}_2 + \omega_1^2 z_1 &= 0 \\ \ddot{z}_2 + \mu_2 \ddot{z}_1 + \omega_2^2 z_2 &= 0 \end{aligned} \quad (\text{X-12})$$

Nghiệm tổng quát của hệ phương trình (X-12) có dạng :

$$\begin{aligned} z_1 &= A \sin \Omega_1 t + B \sin \Omega_2 t \\ z_2 &= C \sin \Omega_1 t + D \sin \Omega_2 t \end{aligned}$$

Trong đó :

$\Omega_1, \Omega_2$  - tần số dao động liên kết;

A, B, C và D - những hằng số.

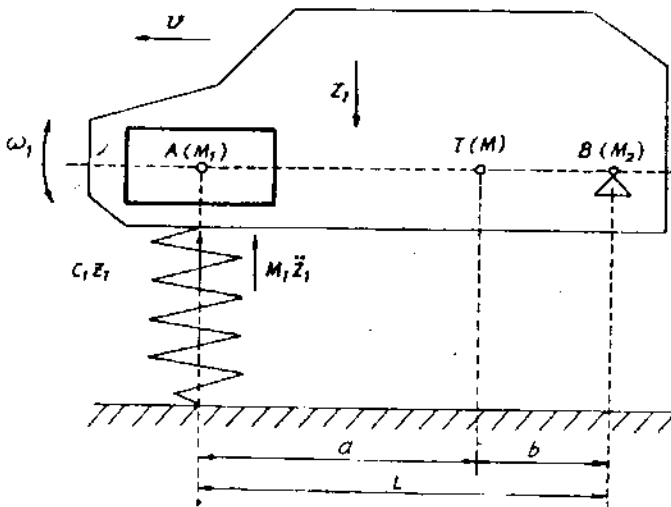
Phương trình đặc tính của hệ phương trình (X-12) là phương trình trùng phương có dạng

$$\Omega^4 - \frac{\omega_1^2 + \omega_2^2}{1 - \mu_1 \mu_2} \Omega^2 + \frac{\omega_1^2 \omega_2^2}{1 - \mu_1 \mu_2} = 0 \quad (\text{X-13})$$

Giải phương trình (X-13) ta được biểu thức để tính các tần số dao động liên kết như sau :

$$\Omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2(1 - \mu_1 \mu_2)} \left[ (\omega_1^2 + \omega_2^2) \pm \sqrt{(\omega_1^2 - \omega_2^2)^2 + 4\mu_1 \mu_2 \omega_1^2 \omega_2^2} \right] \quad (\text{X-13})$$

Biểu thức trên cho thấy dao động của ô tô là rất phức tạp gồm hai dao động điều hòa có tần số dao động liên kết  $\Omega_1, \Omega_2$ . Tần số dao động liên kết của ô tô phụ thuộc vào nhiều yếu tố mà trước hết là phụ thuộc vào các thông số cấu tạo của ô tô như khối lượng được treo, toạ độ trọng tâm của phần được treo, bán kính quán tính của phần được treo, độ cứng của hệ thống treo v.v. Trường hợp  $\mu_1 = \mu_2 = 0$  thì dao động xảy ra ở các cầu xe độc lập lẫn nhau, khi đó phương trình dao động ô tô đơn giản hơn nhiều (xem hình X-11).



Hình X-11. Sơ đồ dao động độc lập của ô tô tại cầu trước

Phương trình dao động của xe ở cầu trước có dạng :

$$M_1 \ddot{z}_1 + C_1 z_1 = 0 \quad (X-14)$$

Tần số dao động riêng được tính bằng biểu thức :

$$\omega_1^2 = \frac{C_1}{M_1}$$

Lúc đó phương trình (X- 14) có dạng :

$$\ddot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 = 0 \quad (X-16)$$

Nghiệm của phương trình trên là :

$$z_1 = A \sin \omega_1 t \quad (X-17)$$

Như vậy dao động có quy luật theo hàm số sin điều hòa với chu kỳ dao động :

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega_1} = 2\pi \sqrt{\frac{M_1}{C_1}} \quad (X-18)$$

Số lần dao động trong một phút được xác định theo biểu thức :

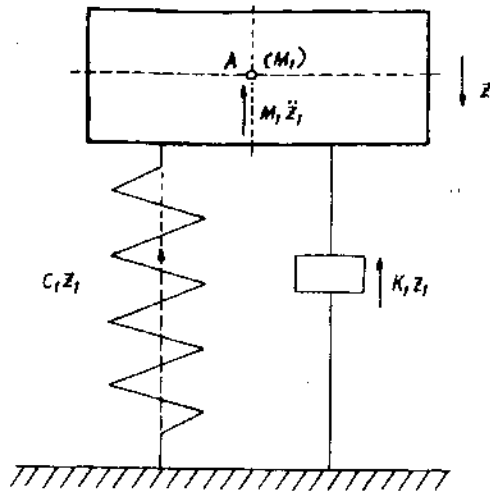
$$n_1 = \frac{300}{\sqrt{T_1}} \quad (X-19)$$

Trong đó :  $f_{r1}$  - độ vông tĩnh của hệ thống treo trước.

Đối với ô tô du lịch độ vông tĩnh khi tải đầy có giá trị trong khoảng 20 ÷ 25 cm, đối với xe tải từ 8 đến 12 cm, đối với xe khách từ 11 đến 15 cm. Dao động cầu sau ta cũng xét tương tự.

Nếu kể tới thành phần cản, tức là trong hệ thống treo của xe có lắp ống giảm chấn để dập tắt dao động phát sinh khi xe chạy thì sơ đồ tính toán được biểu diễn ở hình (X-12).

Khi hệ thống treo có lắp giảm chấn thủy lực thì lực cản của giảm chấn thủy lực ở vận tốc bình thường sẽ tỉ lệ với



Hình X-12. Sơ đồ dao động tự do tắt dần của ô tô

vận tốc dao động. Phương trình dao động trong trường hợp này có dạng :

$$M_1 \ddot{z}_1 + K_1 \dot{z}_1 + C_1 z_1 = 0 \quad (\text{X-20})$$

Ta đặt :

$$\frac{K_1}{M_1} = 2h_1 \quad \text{và} \quad \frac{C_1}{M_1} = \omega_1^2$$

Phương trình (X-20) sẽ có dạng :

$$\ddot{z}_1 + 2h_1 \dot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 = 0 \quad (\text{X-21})$$

Ở đây :  $h$  - hệ số tắt chấn động.

Để giải được phương trình (X-21) ta đưa ra hệ số tỉ lệ tắt chấn động  $\psi_1$  :

$$\psi_1 = \frac{h_1}{\omega_1} \quad (\text{X-22})$$



Hệ số này thể hiện mối tương quan giữa hai đại lượng đặc trưng cho hệ thống treo là hệ số cân của giảm chấn và hệ số cứng của bộ phận đàn hồi (nhíp, lò xo). Đây là một trong những thông số quan trọng của hệ dao động xe.

Nghiệm của phương trình đặc tính của phương trình vi phân (X-21) có dạng :

$$\lambda_{1,2} = -h_1 \pm \sqrt{h_1^2 - \omega_1^2} \quad (\text{X-23})$$

Kết quả của bài toán tùy thuộc dạng của nghiệm số (X-23). Có ba trường hợp như sau đây có thể xảy ra.

a. Trường hợp thứ nhất :  $h_1 > \omega_1$  tức  $\psi_1 > 1$

Đặt : 
$$\Omega_1^2 = h_1^2 - \omega_1^2 \quad (\text{X-24})$$

$\Omega_1$  - tần số dao động của xe khi có bộ phận cân ở cầu trước;

$\omega_1$  - tần số dao động riêng của cầu trước.

Nghiệm của phương trình dao động (X-21) có dạng :

$$z_1 = Ae^{-h_1 t} \text{sh}(\Omega_1 t + \varphi_0) \quad (\text{X-25})$$

Nghiệm của phương trình (X-21) ở trường hợp này cho thấy là khi hệ thống treo có lắp thành phần cân với đại lượng đặc trưng là hệ số cân K thì dao động được dập tắt, nhưng với  $\psi_1 > 1$  thì quá trình dập tắt theo quy luật hình sin hypec-bol, đây là quá trình dập tắt đột ngột, rất cần tránh khi thiết kế hệ thống treo ô tô.

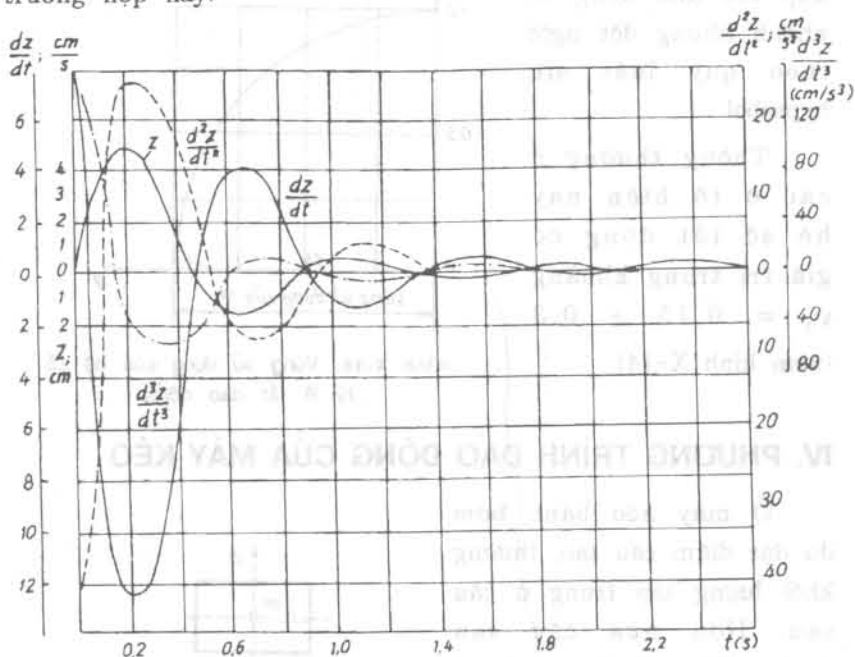
b. Trường hợp thứ hai :  $h_1 = \omega_1$  tức  $\psi_1 = 1$

Nghiệm của phương trình đặc tính là nghiệm kép và nghiệm của phương trình dao động (X-21) có dạng sau :

$$z_1 = e^{h_1 t} (A_1 + A_2 t) \quad (\text{X-26})$$

Ở đây quá trình dập tắt dao động cũng có quy luật hình

sin hyperbol Trong thiết kế hệ thống treo cũng cần tránh trường hợp này.



Hình X-13. Dao động tắt dần.

c. Trường hợp thứ ba :  $h_1 < \omega_1$  tức  $\psi_1 < 1$

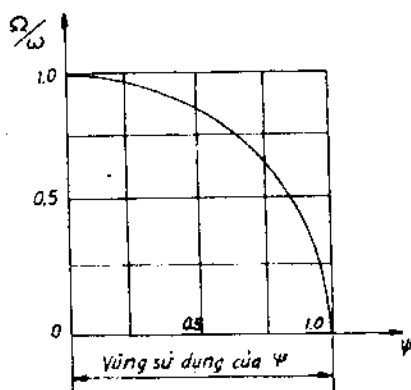
Trường hợp này nghiệm của phương trình đặc tính là nghiệm phức và nghiệm của phương trình dao động (X-21) có dạng :

$$z_1 = Ae^{-h_1 t} \sin(\Omega_1 t + \varphi_0) \quad (X-27)$$

Quá trình dập tắt dao động trong trường hợp này theo quy luật hình sin điều hòa, quá trình dập tắt từ từ êm dịu (hình X-13). Như vậy khi thiết kế hệ thống treo ô tô phải chọn  $0 < \psi_1 < 1$ . Nếu chọn  $\psi_1 = 0$  thì thời gian dập tắt dao động sẽ lâu vì lúc cần để dập tắt dao động quá bệ. Nếu chọn

$\psi_1 \approx 1$  thì quá trình dập tắt dao động sẽ nhanh nhưng đột ngột theo quy luật sin hypebol.

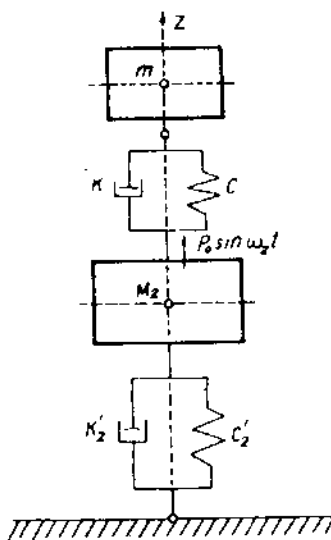
Thông thường ở các ô tô hiện nay hệ số tắt động có giá trị trong khoảng  $\psi_1 = 0,15 \div 0,3$  (xem hình X-14).



Hình X-14. Vùng sử dụng của hệ số tỷ lệ tắt dao động.

#### IV. PHƯƠNG TRÌNH DAO ĐỘNG CỦA MÁY KÉO

Ở máy kéo bánh bơm do đặc điểm cấu tạo, thường khối lượng tập trung ở cầu sau. Hơn nữa cầu sau thường liền với thân máy, ở đây lớp được làm nhiệm vụ dập tắt dao động. Mặt khác, khi canh tác máy kéo thường làm việc trên các mặt đường gồ ghề nên ở thân máy kéo tần số dao động rất lớn, thường là 160 ÷ 240 dao động/phút, vượt xa mức độ chịu đựng của con người. Vì vậy phải đặc biệt chú ý tới việc thiết kế hệ thống treo ghế ngồi để đảm bảo điều



Hình X-15. Sơ đồ dao động cầu sau của máy kéo.

kiến làm việc cho người lái. Sơ đồ hệ thống treo ghế ngồi được biểu diễn trên hình (X-15).

Trong đó :

- $m$  - trọng lượng của người lái;
- $M_2$  - khối lượng được treo phân ra cầu sau;
- $C$  - hệ số cứng của ghế ngồi người lái;
- $K$  - hệ số cản của ghế ngồi người lái;
- $C'_2$  - hệ số cứng của lớp sau;
- $K'_2$  - hệ số cản của lớp sau;
- $\omega_2$  - tần số dao động của thân máy kéo.

Để giải được bài toán ta chưa xét tới thành phần cản, còn lực kích thích dao động ghế ngồi được tính theo biểu thức :

$$P = P_o \sin \omega_2 t \quad (X-28)$$

Trong đó :  $P_o$  - biên độ cực đại của lực kích thích.

Phương trình dao động ghế ngồi người lái có dạng như sau :

$$m\ddot{z} + Cz = P_o \sin \omega_2 t \quad (X-29)$$

Để giải phương trình này ta giả thiết nghiệm riêng có dạng :

$$z_1 = A_x \sin \omega_2 t \quad (X-30)$$

Sau khi lấy vi phân của nghiệm riêng theo thời gian rồi thay thế vào phương trình (X-28) ta tìm được giá trị cho hằng số  $A_x$  :

$$A_x = \frac{P_o}{C - m\omega_2^2} \quad (X-31)$$

Nghiệm riêng của phương trình vi phân có dạng :

$$z_1 = \frac{P_o}{C - m\omega_2^2} \sin \omega_2 t \quad (X-32)$$

Giá trị  $z_{max}$  khi  $\sin \omega t = 1$  như sau :

$$z_{max} = \frac{P_o}{C - m\omega_2^2} \quad (X-33)$$

Gọi  $\omega = \sqrt{\frac{C}{m}}$  là tần số dao động riêng của hệ treo ghế ngồi thì biểu thức (X-33) có dạng :

$$z_{max} = \frac{P_o}{C} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega}\right)^2} \quad (X-34)$$

Trong biểu thức (X-34) ta thấy biên độ dao động  $z$  phụ thuộc vào tỉ số  $\omega_2/\omega$ .

Nếu  $\omega_2 = \omega$  thì  $z_{max} \rightarrow \infty$  tức là xảy ra hiện tượng cộng hưởng, trong kỹ thuật phải tránh hiện tượng này. Thông thường khi thiết kế hệ thống treo cho người lái thì người ta chọn  $\omega_2/\omega = 0,5 + 0,6$  là tốt nhất. Nhưng như ta đã biết  $\omega^2 = C/m$  mà khối lượng  $m$  lại phụ thuộc trọng lượng của người lái, bởi vậy muốn có tỉ số  $\omega_2/\omega$  cố định thì phải thiết kế hệ thống treo ghế ngồi cho người lái có hệ số cứng có thể điều chỉnh được. Trong nhiều trường hợp để dập tắt nhanh dao động của ghế ngồi người ta bố trí thêm giảm chấn hoặc thanh xoắn.

Tóm lại trong chương này chúng ta đã xét một số khái niệm cơ bản về tính êm dịu chuyển động, nó là một trong những chỉ tiêu quan trọng của ô tô. Trong quá trình tính toán hệ thống treo, người thiết kế phải lưu ý đến những điều quan trọng sau :

1. Tần số dao động thích hợp là 60 + 85 dao động/phút đối với ô tô du lịch, 85 + 120 dao động/phút đối với ô tô tải.
2. Để đảm bảo đặc tính dập tắt dao động của hệ thống

treo theo quy luật hình sin tắt dần thì hệ số tỉ lệ tắt chấn động phải là  $0 < \psi_1 < 1$ , thông thường những xe hiện nay  $\psi_1 = 0,15 \div 0,30$ .

3. Dao động của ô tô là dao động liên kết, hệ số liên kết  $\mu_1, \mu_2$  thể hiện quan hệ ảnh hưởng qua lại của dao động ở các cầu xe.

4. Đối với máy kéo phải chú ý giải quyết vấn đề treo ghế ngồi để đảm bảo điều kiện làm việc cho người lái.

## *Chương XI*

# **TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ - MÁY KÉO**

## **I. KHÁI NIỆM VỀ TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ - MÁY KÉO**

Tính năng cơ động của ô tô-máy kéo được hiểu là khả năng chuyển động của chúng trong những điều kiện đường xá khó khăn và địa hình phức tạp. tùy theo ý đồ sử dụng, người ta thiết kế những ô tô-máy kéo có mức độ khác nhau về tính năng cơ động. Về phương diện này thì yêu cầu thấp nhất cho những ô tô sử dụng chủ yếu trong thành phố và trên đường quốc lộ (đa số ô tô du lịch và ô tô chở khách) và yêu cầu cao nhất cho những ô tô, máy kéo làm việc trong lĩnh vực nông nghiệp, lâm nghiệp và quốc phòng. Tính năng cơ động có ảnh hưởng quyết định tới một trong những chỉ tiêu sử dụng cơ bản đó là năng suất.

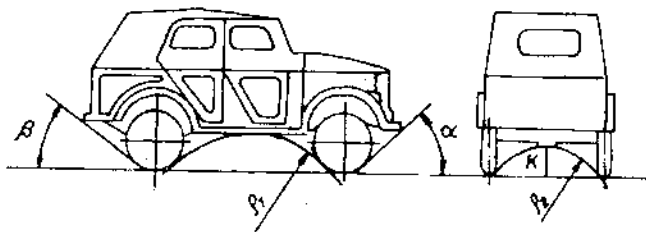
Tính năng cơ động phụ thuộc vào nhiều nhân tố, trong đó chủ yếu là chất lượng kéo - bám và các thông số hình học của ô tô-máy kéo. Ngoài ra, những đặc điểm về cấu tạo của các cụm riêng biệt của ô tô-máy kéo và trình độ thành thạo nghề nghiệp của người lái cũng có ảnh hưởng tới tính năng cơ động.

## II. CÁC NHÂN TỐ ẢNH HƯỞNG TỚI TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ - MÁY KÉO

### 1. Ảnh hưởng của các thông số hình học

#### a. Khoảng sáng gầm xe

Đó là khoảng cách giữa điểm thấp nhất của gầm xe với mặt đường, được ký hiệu là  $K$ . Khoảng cách này đặc trưng cho độ nhấp nhô lớn nhất của mặt đường mà xe có thể vượt qua được. Ở những ô tô có tính năng cơ động thấp,  $K = 175 \div 210$  mm (đối với ô tô du lịch) và  $K = 240 \div 275$  mm (đối với ô tô tải). Ở những ô tô có tính năng cơ động cao, khoảng sáng này thường lớn hơn so với những ô tô có tính năng cơ động thấp từ  $20 \div 50$  mm và ở những xe đặc biệt, khoảng sáng gầm xe có thể đạt tới 400 mm hoặc cao hơn (xem hình XI-1).



Hình XI-1. Các thông số hình học về tính năng cơ động của ô tô.

#### b. Bán kính cơ động dọc và cơ động ngang

Đặc trưng cho hình dạng của chướng ngại vật mà xe có thể khắc phục được. Đây là bán kính của những vòng tròn tiếp xúc với các bánh xe và điểm thấp nhất của gầm xe trong mặt phẳng dọc và ngang (hình XI-1). Bán kính cơ động dọc  $\rho_1$  và bán kính cơ động ngang  $\rho_2$  càng nhỏ thì tính năng cơ



động của xe càng tốt.

Ở những ô tô có công thức bánh xe 4x2, bán kính cơ động dọc thường nằm trong giới hạn sau :

Đối với ô tô du lịch loại nhỏ từ 2,5 đến 3,5 m; loại trung bình từ 3,5 đến 5,5 m và loại lớn từ 5,5 đến 8,5 m.

Đối với ô tô tải tải trọng nhỏ  $\rho_1$  từ 2,5 đến 3,5 m; tải trọng trung bình từ 3,0 đến 5,5 m và tải trọng lớn từ 5,0 đến 6,0 m.

Ở những ô tô có tính năng cơ động cao, bán kính cơ động dọc nhỏ hơn so với loại ô tô tương tự nhưng có tính năng cơ động thấp ; trong đa số các trường hợp bán kính này không vượt quá giá trị  $\rho_1$  từ 2,0 đến 3,6 m.

### c. Góc cơ động trước và góc cơ động sau

Khi ô tô-máy kéo cần phải vượt qua những chướng ngại lớn như các đường hào, gò đống, bờ ruộng, cầu phà v.v. thì những phần nhô ra sau giới hạn chiều dài cơ sở của xe có thể va quệt vào các vật cản. Tính năng cơ động của ô tô-máy kéo để vượt qua những chướng ngại này phụ thuộc vào trị số của các góc cơ động trước  $\alpha$  và cơ động sau  $\beta$  (hình XI-1). Để nâng cao tính năng cơ động của xe người ta mong muốn làm thế nào để các góc này có giá trị lớn theo khả năng có thể.

Ở những ô tô hiện nay, các góc cơ động  $\alpha$  và  $\beta$  có những giá trị sau :

	$\alpha$	$\beta$
- Ở ô tô du lịch có tính năng cơ động thấp	20-30°	15-20°
- Ở ô tô tải có tính năng cơ động thấp	40-50°	20-40°
- Ở những ô tô có tính năng cơ động cao, không nhỏ hơn :	45-50°	35-40°



$$Z = G_b, \quad X = T.$$

Theo sơ đồ lực trên hình (XI- 2) ta có :

$$Z = Xtg\alpha_1 = Ttg\alpha_1; \quad G_b = Ttg\alpha_1 \text{ hoặc}$$

$$T = \frac{G_b}{tg\alpha_1}.$$

Xác định giá trị  $tg\alpha_1$  từ tam giác AOC :

$$tg\alpha_1 = \frac{OC}{CA} = \frac{r-h}{\sqrt{2rh-h^2}}$$

Do đó :

$$T = \frac{G_b}{tg\alpha_1} = G_b \sqrt{\frac{2rh-h^2}{r-h}}.$$

Từ công thức vừa xác định được chúng ta thấy rằng khi  $h = r$ , lực  $T = \infty$ , có nghĩa là khi gặp chướng ngại có độ cao  $h = r$  thì ô tô-máy kéo không thể vượt được, ngay cả khi các bánh xe chủ động phía sau có lực kéo cực đại.

Khi bánh xe trước là bánh xe chủ động, ngoài lực  $T$  và  $G_b$ , trên bánh xe còn có mômen  $M_k$ , do đó xuất hiện lực  $P_k$  (hình XI-2b). Từ  $P_k$  ta có  $P_k$  và  $P_k$ . Do tác động của lực  $T$  và  $G_b$ , ở điểm tiếp xúc A phát sinh các phản lực  $X$  và  $Z$ . Khi chiếu tất cả các lực lên trục nằm ngang và thẳng đứng chúng ta nhận được :

$$T = X - P_k \quad \text{và} \quad G_b = Z + P_k.$$

Do sự nảy sinh lực phụ  $P_k$  nên cho phép bánh xe chủ động dễ dàng khắc phục được những chướng ngại có độ cao bằng bán kính của bánh xe ; còn lực  $P_k$  sẽ làm giảm lực cản chuyển động  $X$ .

#### b. Ảnh hưởng của kết cấu vi sai

Vi sai cho phép các bánh xe chủ động quay với những

vận tốc góc khác nhau.

Trường hợp ma sát trong nhỏ, có thể xem như vì sai phân bố cho mỗi bán trục một nửa giá trị mômen xoắn mà nó nhận được. Giá trị của mômen này lại bị giới hạn bởi sự trượt quay của bánh xe chủ động nằm trên đất có hệ số bám nhỏ.

Như vậy, vì sai đơn giản ở cầu chủ động làm xấu rất nhiều tính năng cơ động của ô tô-máy kéo, vì trị số của lực kéo tiếp tuyến ở các bánh xe chủ động được xác định bởi các bánh xe có lực bám nhỏ với đất, do đó, lực kéo tiếp tuyến có thể không đủ để khắc phục lực cản chuyển động.

Vì sai phân bố mômen xoắn giữa các bánh xe chủ động như sau :

$$M_1 = 0,5(M + M_r)$$

$$M_2 = 0,5(M - M_r)$$

Ở đây :

$M_1$  và  $M_2$  - mômen xoắn ở bánh xe chủ động quay chậm và quay nhanh;

$M_r$  - mômen ma sát trong vì sai, nảy sinh khi có sự chuyển động tương đối của các chi tiết trong nó;

$M$  - mômen xoắn ở bánh răng bị động của truyền lực chính.

Theo quan điểm về tính năng cơ động thì ma sát trong vì sai là có lợi, bởi vì nó cho phép truyền mômen lớn cho bánh xe không trượt và nhỏ cho bánh xe bị trượt, nhờ đó mà có thể khắc phục được sự trượt quay. Lực kéo tiếp tuyến tổng cộng ở cả hai bánh xe chủ động trong trường hợp này đạt được giá trị cực đại như sau :

$$P_{kmax} = 2P_{pmin} + \frac{M_r}{r_b}$$

Ở đây :

$P_{\text{min}}$  - lực kéo ở bánh xe có lực bám nhỏ;

$r_b$  - bán kính của bánh xe chủ động.

Ma sát trong vi sai đơn giản không lớn, vì vậy lực kéo tổng cộng chỉ tăng khoảng 4 + 6%. Trong các vi sai cam và trục vít bố trí trên các ô tô-máy kéo có tính năng cơ động cao, ma sát trong chúng lớn hơn nên lực kéo tiếp tuyến tổng cộng có thể tăng từ 10 + 15%.

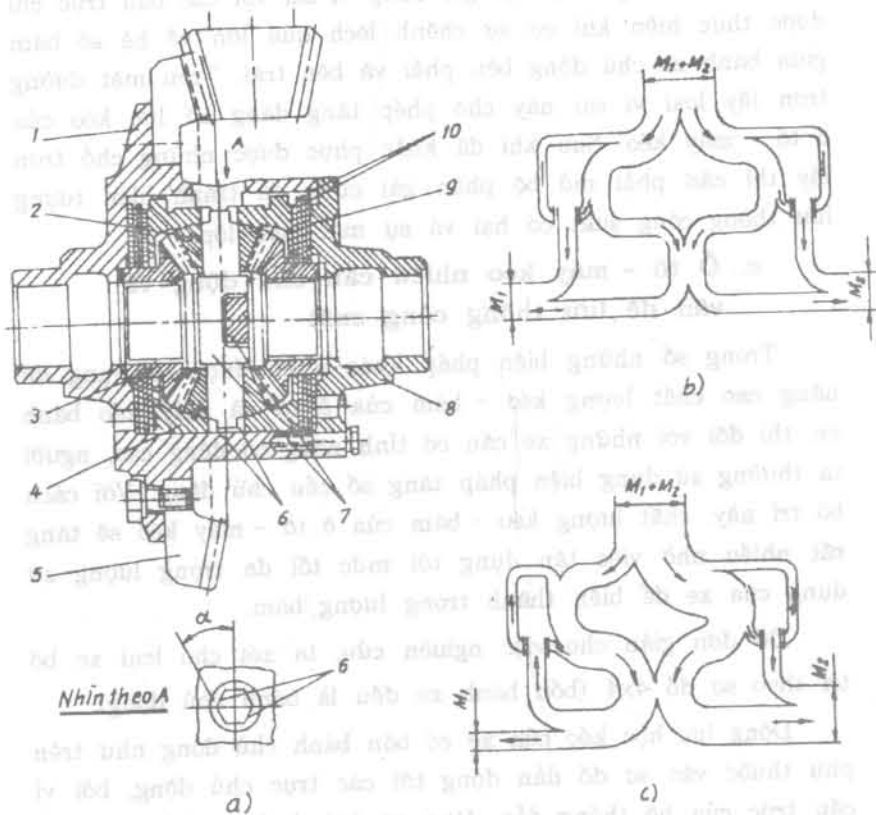
Trên các loại xe cần tính năng cơ động cao người ta cũng thường sử dụng những vi sai có ma sát lớn. Kết cấu của một trong những loại vi sai này được biểu thị trên hình XI-3a. Nó có hai ly hợp ma sát : các đĩa 9 được nối với các bánh răng bán trục và các đĩa 10 nối với vỏ hộp vi sai.

Các đĩa ly hợp được ép một cách tự động nhờ lực chiếu trục, vì trên các trục 7 của vi sai và các đĩa ép 4 đều có mặt nghiêng (góc  $\alpha$ ). Trị số của lực chiếu trục phụ thuộc vào mômen truyền qua vi sai.

Ly hợp ma sát cản trở sự thay đổi vận tốc góc của một trong hai bánh xe chủ động, cản mômen ma sát của vi sai phụ thuộc vào : mômen truyền tới nó, số lượng đĩa ma sát và góc nghiêng  $\alpha$  trên các trục của vi sai và đĩa ép.

Khi ô tô-máy kéo chuyển động thẳng (hình XI-3b), mômen xoắn được truyền tới các bán trục bằng hai đường : qua các bánh răng côn của vi sai và qua cả hai ly hợp ma sát, ở trường hợp này mômen ở các bán trục là bằng nhau khi lực cản ở hai bánh xe chủ động như nhau ( $M_1 = M_2$ ).

Khi ô tô-máy kéo quay vòng (thí dụ sang phải) hoặc khi chuyển động trên mặt đường mà hệ số bám của bánh xe chủ động bên phải lớn hơn bên trái thì có sự phân bố lại mômen (hình XI-3c) và mômen truyền cho bán trục bên phải lớn hơn bên trái ( $M_2 > M_1$ ).



Hình XI-3. Cấu tạo của vi sai có ma sát trong lớn nhờ ly hợp ma sát và sơ đồ phân bố mômen cho các bán trục

- a- Cấu tạo của vi sai : 1 vỏ hộp vi sai; 2 bánh răng hành tinh; 3. bánh răng bán trục; 4. đĩa ép của ly hợp; 5. bánh răng bị động của truyền lực chính; 6. những mặt nghiêng trên trục vi sai và đĩa ép; 7. trục vi sai; 8. nắp dầy; 9. các đĩa ma sát có then hoa trong; 10. các đĩa ma sát có then hoa ngoài.
- b- Khi xe chuyển động thẳng ( $M_1 = M_2$ ).
- c- Khi xe quay vòng hoặc chuyển động trên mặt đường có hệ số bám khác nhau ở hai bánh xe chủ động ( $M_1 < M_2$ ).

Trên một số ô tô - máy kéo người ta còn sử dụng loại vi sai gài cứng bức, việc gài cứng vi sai với các bán trục chỉ được thực hiện khi có sự chênh lệch quá lớn về hệ số bám giữa bánh xe chủ động bên phải và bên trái. Trên mặt đường trơn lầy loại vi sai này cho phép tăng đáng kể lực kéo của ô tô - máy kéo. Sau khi đã khắc phục được những chỗ trơn lầy thì cần phải mở bộ phận gài cứng để tránh hiện tượng lưu thông công suất có hại và sự mài mòn lốp.

### c. Ô tô - máy kéo nhiều cầu chủ động và vấn đề lưu thông công suất

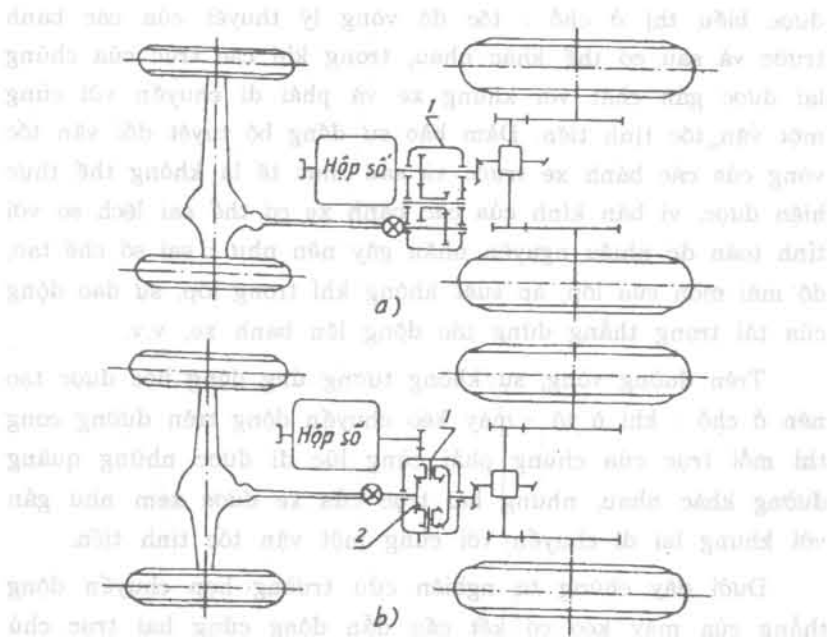
Trong số những biện pháp khác nhau được sử dụng để nâng cao chất lượng kéo - bám của ô tô và máy kéo bánh xe, thì đối với những xe cần có tính năng cơ động cao, người ta thường sử dụng biện pháp tăng số cầu chủ động. Với cách bố trí này, chất lượng kéo - bám của ô tô - máy kéo sẽ tăng rất nhiều nhờ việc tận dụng tới mức tối đa trọng lượng sử dụng của xe để biến thành trọng lượng bám.

Để đơn giản cho việc nghiên cứu, ta xét cho loại xe bố trí theo sơ đồ 4x4 (bốn bánh xe đều là bánh chủ động).

Động lực học kéo của xe có bốn bánh chủ động như trên phụ thuộc vào sơ đồ dẫn động tới các trục chủ động, bởi vì cấu trúc của hệ thống dẫn động có ảnh hưởng tới việc phân bố lực kéo giữa các bánh xe trước và sau.

Hiện nay, người ta thường sử dụng hai loại dẫn động : dẫn động cứng và dẫn động vi sai (hình XI-4).

Loại dẫn động thứ nhất được biểu thị trên sơ đồ hình XI-4a. Cả hai trục của máy kéo (trục trước và sau) được nối động học cứng với nhau qua hộp phân phối 1, do đó mối quan hệ đã xác định giữa vận tốc góc của chúng là không đổi trong quá trình làm việc.



Hình XI-4. Sơ đồ dẫn động các trục chủ động :  
 a- Dẫn động cứng ; b- Dẫn động qua vi sai

Loại dẫn động thứ hai được biểu thị trên sơ đồ hình XI-4b. Thay vào vị trí của hộp phân phối 1 là hộp vi sai 2, do kết quả tác động của hiệu ứng vi sai nên mối quan hệ giữa vận tốc góc của hai trục có thể thay đổi trong quá trình làm việc.

Đặc tính khác nhau về mối quan hệ động học giữa các trục cũng gây nên sự khác nhau trong việc phân bố mômen chủ động cho chúng.

Ở những ô tô-máy kéo có dẫn động cứng của hai trục chủ động thì hầu như luôn luôn có sự không tương ứng động học giữa các bánh xe trước và sau. Khi chuyển động thẳng trên mặt đường bằng phẳng, sự không tương ứng động học



được biểu thị ở chỗ : tốc độ vòng lý thuyết của các bánh trước và sau có thể khác nhau, trong khi các trục của chúng lại được gắn chặt với khung xe và phải di chuyển với cùng một vận tốc tịnh tiến. Đảm bảo sự đồng bộ tuyệt đối vận tốc vòng của các bánh xe trước và sau thực tế là không thể thực hiện được, vì bán kính của các bánh xe có thể sai lệch so với tính toán do nhiều nguyên nhân gây nên như : sai số chế tạo, độ mài mòn của lốp, áp suất không khí trong lốp, sự dao động của tải trọng thẳng đứng tác động lên bánh xe, v.v.

Trên đường vòng, sự không tương ứng động học được tạo nên ở chỗ : khi ô tô - máy kéo chuyển động trên đường cong thì mỗi trục của chúng phải cùng lúc đi được những quãng đường khác nhau, nhưng hai trục của xe được xem như gắn với khung lại di chuyển với cùng một vận tốc tịnh tiến.

Dưới đây chúng ta nghiên cứu trường hợp chuyển động thẳng của máy kéo có kết cấu dẫn động cứng hai trục chủ động khi có sự sai khác về tốc độ vòng giữa các bánh xe trước và sau.

Ở trường hợp này, sự cân bằng vận tốc tịnh tiến của hai trục chủ động chỉ có thể đạt được trong điều kiện có sự trượt quay hoặc trượt lết của các bánh xe, vì trượt quay làm giảm vận tốc tịnh tiến của trục bánh xe, còn trượt lết làm tăng nó lên. Điều kiện cân bằng vận tốc tịnh tiến của hai trục chủ động được biểu thị bằng phương trình sau :

$$v(1-\delta') = v''(1-\delta'') \quad (XI-1)$$

Dấu (') ứng với trục đặt bánh xe có vận tốc vòng lý thuyết lớn và dấu (") ứng với trục đặt bánh xe có vận tốc vòng lý thuyết nhỏ. Chúng ta tạm cho rằng các bánh xe của trục trước là bánh quay nhanh và các bánh xe của trục sau là bánh quay chậm. Trị số  $\delta$  trong phương trình trên đặc

trung cho sự trượt quay và trượt của các bánh xe ; trường hợp trượt quay nó lấy dấu dương và trường hợp trượt lết nó lấy dấu âm để đưa vào phương trình .

Chúng ta gọi tỉ số  $v'/v''$  là hệ số không tương ứng động học của các bánh xe chủ động trước và sau, ký hiệu là  $k$ .

Giữa sự trượt của các bánh chủ động quay nhanh và quay chậm có mối quan hệ xác định và tìm được từ phương trình (XI-1) như sau :

$$\delta'' = 1 - \frac{v'}{v''} (1 - \delta') = 1 - k(1 - \delta') \quad (\text{XI-2})$$

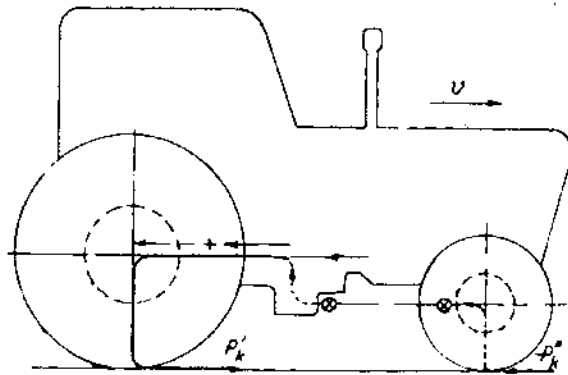
Trị số  $\delta'$  trong biểu thức (XI-2) có giá trị dương, vì các bánh xe quay nhanh bao giờ cũng làm việc với mức độ trượt quay nào đó. Còn về phần các bánh xe quay chậm, trị số trượt  $\delta''$  có thể có giá trị âm, bằng không hoặc dương. Nếu  $\delta''$  có giá trị âm thì các bánh xe quay chậm sẽ chuyển động với sự trượt lết ; nếu  $\delta'' = 0$  chúng lăn không trượt quay và không trượt lết ; nếu  $\delta'' > 0$  chúng làm việc với sự trượt quay, nhưng trị số trượt quay của chúng nhỏ hơn so với các bánh xe quay nhanh.

Chỉ tiêu kéo tốt nhất của máy kéo chỉ có thể nhận được khi có sự cân bằng vận tốc vòng của các bánh trước và bánh sau, có nghĩa ở điều kiện hệ số không tương ứng động học  $k = 1$ . Ở trường hợp này, các bánh trước và sau làm việc với cùng một độ trượt và chất lượng bám của chúng được sử dụng ở mức độ bằng nhau.

Khi tồn tại sự không tương ứng động học của các bánh xe thì chỉ tiêu kéo của máy kéo bị giảm nhiều. Nếu do hậu quả của việc mất tương ứng động học mà các bánh xe trước và sau bị trượt với mức độ khác nhau khi làm việc, thì chất lượng bám của các bánh xe quay chậm sẽ được sử dụng ở

mức độ nhỏ hơn so với chất lượng bám của các bánh xe quay nhanh. Độ không tương ứng động học càng lớn thì chất lượng bám của các bánh xe trên hai trục càng mất đồng đều. Ảnh hưởng xấu nhất tới chỉ tiêu kéo của xe là khi các bánh xe quay chậm bị trượt lết. Ở trường hợp này, thực tế là xe chỉ còn lại hai bánh chủ động, vì các bánh bị trượt lết đã trở thành bánh bị động.

Dưới đây chúng ta nghiên cứu sự chuyển động của máy kéo 4x4 khi các bánh sau là các bánh quay nhanh, còn các bánh trước bị trượt lết (hình XI-5).



Hình XI-5. Sơ đồ minh họa sự lưu thông công suất có hại.

Ở trường hợp này, trên các bánh xe trước sẽ chịu tác động của lực kéo tiếp tuyến âm  $-P_k'$ , được tạo nên bởi phản lực của đất và có chiều ngược lại với chiều chuyển động của máy kéo. Lực này tạo nên một mômen xoắn, truyền tới các bánh xe sau qua hệ thống truyền lực. Như vậy, công suất truyền tới các bánh xe chủ động phía sau sẽ do hai dòng: một từ động cơ theo chiều mũi tên mảnh và một từ các bánh

trước theo đường mũi tên chấm khuất. Cả hai dòng công suất này được truyền tới các bánh sau theo đường nét đậm và tạo nên lực kéo tiếp tuyến dương  $P_k$ .

Một phần lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  được truyền qua khung máy kéo tới các bánh quay chậm phía trước để khắc phục lực cản được tạo nên bởi lực  $-P_k$ . Như vậy, công suất được tạo nên bởi phần lực  $-P_k$  của đất ở các bánh bị trượt lết sẽ lưu thông theo một vòng khép kín : từ bánh bị trượt lết qua hệ thống truyền lực tới các bánh chủ động, rồi lại từ các bánh chủ động qua khung của máy kéo đi ngược trở lại các bánh bị trượt. Phần công suất lưu thông này là vô ích, thậm chí là có hại, vì vậy nó được gọi là công suất ký sinh. Nó không phải là nguồn năng lượng bổ sung cho máy kéo mà chỉ gây thêm tải trọng phụ cho hệ thống truyền lực và làm tăng tổn thất cơ khí.

Công suất ký sinh phát sinh rõ nét trong những trường hợp mà ở đó điều kiện làm việc không cho phép nhận được sự khác biệt cần thiết về trị số trượt của các bánh chủ động trước và sau đủ để bù đắp lại độ không tương ứng động học giữa chúng. Những trường hợp nói trên thường xảy ra khi xe chuyển động trên mặt đường cứng và chạy không tải. Trong những điều kiện này, việc sử dụng cầu chủ động thứ hai không những không có lợi mà chỉ có hại.

Khi máy kéo 4x4 làm việc trên đồng ruộng có đất bờ xóp hoặc ẩm ướt và với tải trọng lớn ở móc kéo, thì điều kiện để đạt được sự khác biệt cần thiết về trị số trượt của các bánh trước và sau là hoàn toàn có thể đạt được và như vậy sẽ bù đắp được cho độ không tương ứng về mặt động học giữa các bánh xe. Vì vậy, khi máy kéo làm việc trên đồng

ruộng với tải trọng đủ lớn ở mức kéo thì công suất kỹ sinh thường không phát sinh khi chạy thẳng.

Khi quay vòng, ở máy kéo có các trục chủ động nối động học cứng với nhau người ta luôn quan sát thấy sự lưu thông của công suất kỹ sinh. Các bánh trước, mà chúng cần phải đi được quãng đường lớn hơn bánh sau, sẽ chuyển động với sự trượt lết và chúng chịu tác động của những lực kéo âm. Bán kính quay vòng càng nhỏ thì công suất kỹ sinh càng lớn.

Hiện tượng lưu thông công suất có hại không những tồn tại ở ô tô-máy kéo có nhiều cầu chủ động và các trục của chúng được nối với nhau bằng hệ thống động học cứng (hộp phân phối), mà còn xuất hiện ngay trong cầu chủ động khi vi sai giữa các bánh xe bị gài cứng ở các trường hợp xe chuyển động trên mặt đường cứng và quay vòng.

Để tránh hiện tượng lưu thông công suất ở các ô tô-máy kéo có tính năng cơ động cao, thì trong các điều kiện làm việc bình thường trên mặt đường tốt không nên sử dụng cùng một lúc nhiều cầu chủ động và gài cứng vi sai giữa các bánh xe.

### **III. CÁC BIỆN PHÁP NHẪM NÂNG CAO TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ - MÁY KÉO**

Để nâng cao tính năng cơ động của ô tô-máy kéo, hiện nay người ta thường sử dụng các biện pháp sau đây :

#### **a. Nâng cao chất lượng động lực học của ô tô - máy kéo**

Chất lượng động lực học có liên quan chặt chẽ với khả năng khắc phục những độ dốc và những đoạn đường có lực cản lớn, vì vậy những xe có tính năng cơ động cao cần phải có những trị số lực kéo tương ứng ở các bánh xe chủ động. Để nâng cao chất lượng động lực học cần nâng cao công

suất riêng của xe, tăng tỷ số truyền cực đại của hệ thống truyền lực, sử dụng loại hệ thống truyền lực cho phép chuyển số mà không cần ngắt dòng công suất truyền tới các bánh chủ động.

### **b. Giảm áp suất riêng phần lên bề mặt đường**

Do ô tô - máy kéo loại này thường phải di chuyển trên những mặt tựa mềm, ở đó các phần tử đất có mối liên kết yếu, lực cản lăn lớn và lực bám nhỏ. Vì vậy, khi tăng áp suất riêng của ô tô - máy kéo lên bề mặt tựa sẽ làm tăng vết lún của bánh xe hoặc xích, lực cản lăn càng tăng và có thể dẫn đến tình trạng xe bị sa lầy. Biện pháp giảm áp suất riêng lên bề mặt tựa là : phân bố hợp lý trọng lượng xe lên các trục, tăng số trục, sử dụng những lớp có kích thước và profin tương ứng, giảm áp suất không khí trong lốp hoặc điều chỉnh được áp suất trong khi xe chạy tùy theo điều kiện đường xá.

Công tiêu hao cho các bánh xe của ô tô - máy kéo khi xe chuyển động trên đất mềm tỉ lệ với độ biến dạng dư của đất, có nghĩa là phụ thuộc vào bề rộng và độ sâu của các vết lún của bánh xe. Chính vì vậy mà độ trùng của các vết bánh có ý nghĩa quan trọng đối với công tiêu hao cho sự di chuyển của ô tô - máy kéo. Độ biến dạng nhỏ nhất của đất sẽ nhận được khi có độ trùng chính xác của các vết bánh sau và bánh trước.

### **c. Nâng cao chất lượng bám của ô tô - máy kéo**

Trên những mặt đường trơn trượt, tính năng cơ động của xe phụ thuộc rất nhiều vào khả năng bám của các bánh xe chủ động hoặc xích với bề mặt tựa. Vì vậy, để nâng cao chất lượng bám người ta thường phải sử dụng các loại lốp có dạng hoa lốp đặc biệt và những trang bị khác để chống lại sự trượt của các bánh xe (vòng xích mắc vào lốp, đai xích, bánh sắt

phụ, bánh lồng thay bánh lốp v.v.) ; sử dụng những cụm vi sai có ma sát trong lớn ; cụm vi sai tự động gài hoặc gài cứng cưỡng bức thay cho cụm vi sai thông thường và cuối cùng là tạo nên những xe có nhiều cầu chủ động để sử dụng tối đa trọng lượng của xe thành trọng lượng bám.

#### **d. Tạo ra các thông số hình học thích hợp**

Những ô tô-máy kéo có tính năng cơ động cao thường phải làm việc trên những loại địa hình phức tạp, vì vậy chúng cần phải có những thông số hình học về tính năng cơ động để khi di chuyển không bị va quệt vào những chướng ngại vật trên đường.

Để thuận tiện cho việc sử dụng giáo trình, chúng tôi trình bày dưới đây bảng chuyển đổi một số đơn vị chủ yếu dùng trong giáo trình này

**BẢNG CHUYỂN ĐỔI ĐƠN VỊ ĐO**

Đại lượng	Đơn vị hợp pháp (hiệu lực từ 1-1-1987)		Hệ số chuyển đổi giữa đơn vị hợp pháp và đơn vị cũ
	Tên	Ký hiệu	
Tốc độ	Mét trên giây	m/s	1 m/s = 3,6 km/giờ
Tốc độ góc	Radian trên giây	rad/s	
Số vòng quay	Vòng trên phút	vg/ph	
Gia tốc	Mét trên giây bình phương	m/s <sup>2</sup>	
Gia tốc góc	Radian trên giây bình phương	rad/s <sup>2</sup>	
Lực, trọng lượng	Niuton	N	$1 \text{ N} = \frac{1}{9,81} \text{ kG} \approx 10^{-1} \text{ kG}$ $4 \text{ kN} = 10^3 \text{ N} \approx 10^2 \text{ kG} \approx 0,1 \text{ tấn}$ $1 \text{ MN} = 10^6 \text{ N} \approx 10^5 \text{ kG} \approx 10^2 \text{ tấn}$
Áp suất	Niuton trên mét vuông	N/m <sup>2</sup>	$1 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ Pa} \approx 10^{-5} \text{ kG/cm}^2$ $1 \text{ kN/m}^2 = 1 \text{ kPa} \approx 10^{-2} \text{ kG/cm}^2$ $1 \text{ MN/m}^2 = 1 \text{ MPa} \approx 10 \text{ kG/cm}^2$
Momen quay	Niuton mét	Nm	$1 \text{ Nm} \approx 10^{-1} \text{ kGm}$
Công	Jun, niuton mét	J, Nm	$1 \text{ J} = 1 \text{ Nm} \approx 10^{-1} \text{ kGm}$
Công suất	Oát, jun trên giây	W, J/s	$1 \text{ W} = 1 \text{ J/s} \approx 10^{-1} \text{ kGm/giây}$
Nhiệt độ	Độ Kenvin	°K	$T = t + 273^\circ$ (T- độ Kenvin) (t- độ Xenxiut)
Nhiệt lượng	Jun	J	$1 \text{ J} = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ kcal}$



## TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Hữu Cẩn, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Dư Quốc Thịnh. LÝ THUYẾT ÔTÔ MÁY KÉO. Nhà xuất bản Đại học và THCN. Hà Nội, 1978.
2. Nguyễn Hữu Cẩn, Phan Đình Kiên. THIẾT KẾ VÀ TÍNH TOÁN ÔTÔ MÁY KÉO. Nhà xuất bản Đại học và THCN. Hà Nội. 1984, 1985, 1987.
3. TCVN 5658 - 1999. ÔTÔ, HỆ THỐNG PHANH. YÊU CẦU AN TOÀN CHUNG VÀ PHƯƠNG PHÁP THỬ. Hà Nội, 1999.
4. TIÊU CHUẨN AN TOÀN KỸ THUẬT VÀ BẢO VỆ MÔI TRƯỜNG CỦA PHƯƠNG TIỆN CƠ GIỚI ĐƯỜNG BỘ. Số tiêu chuẩn 22-TCN 224:2000. Bộ Giao thông vận tải. 25-1-2000.
5. Литвинов А.С. Фаробин Я.Е., АВТОМОБИЛЬ. ТЕОРИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ. Москва, 1989
6. Литвинов А.С. ТЕОРИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ. Часть I, II. Москва, 1978.
7. Фаробин Я.Е. ТЕОРИЯ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА. Москва, 1979.
8. Скотников В.А. и др. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА ТРАКТОРА И АВТОМОБИЛЯ. Москва, 1986.
9. Иларионов В.А. и др. ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ. Москва, 1985.
10. Чудаков Е.А. ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ. Москва, 1950.
11. Чудаков А.А. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТРАКТОРА И АВТОМОБИЛЯ. Москва 1962.
12. Львов Е.Д. ТЕОРИЯ ТРАКТОРА, Москва 1960.
13. Гуськов В.В. ТРАКТОРЫ. Часть II. ТЕОРИЯ. Минск, 1977.
14. Иванов В.В. и др. ОСНОВЫ ТЕОРИИ АВТОМОБИЛЯ И ТРАКТОРА. Москва, 1977.
15. Нгуен Хыу Кан. ОСНОВЫ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ КАЧЕСТВ АВТОМОБИЛЕЙ (Докторская

- диссертация). Москва, 1981.
16. Машенко А.Ф. и др. ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ АВТО-ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ. Москва, 1972.
  17. Фрумкин А.К. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ И РАСЧЕТЫ АВТОМОБИЛЯ. Москва, 1979.
  18. Гуревич Л.В. Меламуд Р.А. ТОРМОЗНЫЕ УПРАВЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЯ. Москва, 1977.
  19. Литвинов А.С. УПРАВЛЯЕМОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ. Москва, 1972.
  20. Ротенберг Р.В. ПОДВЕСКА АВТОМОБИЛЯ И ЕГО КОЛЕБАНИЯ. Москва, 1960.
  21. Фалькевич Б.С., Гольд Б.В. ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ, Москва 1957.
  22. Й. Раймпель. ШАССИ АВТОМОБИЛЯ (перевод с Немецкого). Москва, 1986.
  23. Голомидов А.М. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЕЙ С ПРИВОДОМ НА ПЕРЕДНИЕ КОЛЕСА. Москва, 1986.
  24. SAE HANDBOOK. Volume 2. PARTS AND COMPONENTS, 1994.
  25. SAE HANDBOOK Volume 3. ON-HIGHWAY VEHICLES AND OFF-HIGHWAY MACHINERY, 1994.
  26. James E. Duffy. MODERN AUTOMOTIVE MECHANICS SOUTH HOLLAND, Illinois. Ed. 1985.
  27. JAPAN AUTOMOBILE STANDARDS INTERNATIONALIZATION CENTER. SYSTEMS RELATED TO MOTOR VEHICLE SAFETY AND POLLUTION CONTROL, 1993.
  28. A.J. Coker. AUTOMOBILE ENGINEER'S REFERENCE BOOK. Volume II, 1963.
  29. Robert Bosch GmbH. AUTOMOTIVE HANDBOOK. 2<sup>nd</sup> English Edition, 1986.
  30. J. Maurizot et M. Delannette. LE MECANICIEN D'AUTO-MOBILES. Tome I et III. Paris, 1966.

## MỤC LỤC

	<i>Trang</i>
Lời nói đầu	3
<i>Chương I.</i> Lực và mômen tác dụng lên ô tô máy kéo trong quá trình chuyển động	5
I. Đường đặc tính tốc độ của động cơ	5
II. Lực kéo tiếp tuyến của ô tô máy kéo	12
III. Lực bám của bánh xe chủ động và hệ số bám	17
IV. Các lực cản chuyển động của ô tô máy kéo	22
<i>Chương II.</i> Động lực học tổng quát của ô tô - máy kéo bánh xe	36
I. Khái niệm về các loại bán kính bánh xe	36
II. Động lực học của bánh xe bị động	40
III. Động lực học của bánh xe chủ động	49
IV. Hệ số cân lăn và các thông số ảnh hưởng đến hệ số cân lăn	52
V. Sự trượt của bánh xe chủ động	54
VI. Xác định phân lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe trong mặt phẳng dọc	57
VII. Xác định phân lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe trong mặt phẳng ngang	64
<i>Chương III.</i> Động lực học của máy kéo xích	69

	<i>Trang</i>
I. Các lực tác dụng lên máy kéo xích	69
II. Phân bố áp suất trên mặt tựa xích	81
<b>Chương IV. Tính toán sức kéo của ô tô</b>	<b>38</b>
I. Sự cân bằng công suất của ô tô	88
II. Cân bằng lực kéo của ô tô	95
III. Nhân tố động lực học của ô tô	101
IV. Đặc tính động lực học của ô tô khi tải trọng thay đổi	118
V. Ảnh hưởng của các thông số cấu tạo ô tô đến đặc tính động lực học	122
VI. Tính toán sức kéo của ô tô	136
VII. Ảnh hưởng của truyền động thủy lực tới chất lượng kéo của ô tô	143
<b>Chương V. Tính toán sức kéo của máy kéo</b>	<b>156</b>
I. Cân bằng công suất của máy kéo	156
II. Chọn tỷ số truyền của hệ thống truyền lực máy kéo	160
III. Lập đường đặc tính kéo lý thuyết của máy kéo dùng trong nông nghiệp	171
IV. Quá trình khởi hành và gia tốc liên hợp máy kéo	181
<b>Chương VI. Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô - máy kéo</b>	<b>186</b>
I. Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô	186
II. Tính kinh tế nhiên liệu của máy kéo	201
<b>Chương VII. Tính ổn định của ô tô - máy kéo</b>	<b>203</b>
I. Khái niệm chung về tính ổn định	203
II. Tính ổn định của ô tô-máy kéo bánh xe	204
III. Tính ổn định của máy kéo xích	220

	Trang
<b>Chương VIII. Tính năng dẫn hướng của ô tô - máy kéo</b>	230
I. Động học và động lực học quay vòng của ô tô-máy kéo bánh xe	230
II. Ảnh hưởng của độ đàn hồi của lớp tới tính năng quay vòng của ô tô-máy kéo	236
III. Tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng	241
IV. Khái niệm về sự dao động của bánh xe dẫn hướng	248
V. Động học và động lực quay vòng của máy kéo xích	251
VI. Đặc điểm động học và động lực học của các loại cơ cấu quay vòng máy kéo xích	257
<b>Chương IX. Sự phanh ô tô</b>	270
I. Lực phanh sinh ra ở bánh xe	270
II. Điều kiện đảm bảo sự phanh tối ưu	273
III. Các chỉ tiêu đánh giá chất lượng của quá trình phanh	277
IV. Cơ sở lý thuyết về điều hòa lực phanh và chống hãm cứng bánh xe khi phanh	283
V. Giảm độ phanh và chỉ tiêu phanh thực tế	295
VI. Phanh đoàn xe	303
VII. Phanh ô tô khi không mở ly hợp	304
VIII. Tính ổn định của ô tô trong khi phanh	307
<b>Chương X. Dao động ô tô - máy kéo</b>	312
I. Khái niệm về dao động của ô tô - máy kéo	312

	<i>Trang</i>
II. Sơ đồ dao động tương đương của ô tô và máy kéo	315
III. Phương trình dao động của ô tô	321
IV. Phương trình dao động của máy kéo	332
<i>Chương XI. Tính năng cơ động của ô tô - máy kéo</i>	<i>336</i>
I. Khái niệm tính năng cơ động của ô tô - máy kéo	336
II. Các nhân tố ảnh hưởng tới tính năng cơ động của ô tô - máy kéo	337
III. Các biện pháp nhằm nâng cao tính năng cơ động của ô tô - máy kéo	350
<b>Bảng chuyển đổi các đơn vị đo</b>	<b>353</b>
<b>Tài liệu tham khảo</b>	<b>354</b>

# LÝ THUYẾT Ô TÔ MÁY KÉO

*Đồng tác giả*

*Chịu trách nhiệm xuất bản PGS.TS Tô Đăng Hải*

*Biên tập Phạm Văn Niên*

*Sửa bài Phạm Niên*

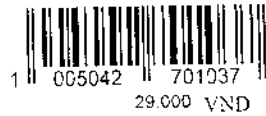
*Vẽ bìa Trần Thăng*

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT  
70 - TRẦN HƯNG ĐẠO, HÀ NỘI

In 800 cuốn khổ 14.5 x 20.5 cm tại Nhà in Đại Học Quốc Gia Hà Nội  
Giấy phép xuất bản số 6 - 523 - 30/12/2004.  
In xong và nộp lưu chiểu tháng 4 năm 2005.



lý thuyết ôtô máy kéo



205100



Giá: 29.000đ