

TRUYỀN LỰC CHÍNH VÀ VI SAI

A. TRUYỀN LỰC CHÍNH

I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:

1.1. Công dụng:

Truyền lực chính để tăng mômen xoắn và để đổi hướng truyền mômen xoắn từ chiều dọc xe thành chiều ngang của các nửa trục trong trường hợp động cơ đặt dọc.

1.2. Yêu cầu:

Đảm bảo tỉ số truyền cần thiết, kích thước và trọng lượng nhỏ, khoảng sáng gầm xe đạt yêu cầu tính năng thông qua của xe.

Có hiệu suất cao khi vận tốc góc và nhiệt độ thay đổi.

Đảm bảo vận hành êm dịu, không ồn, có tuổi thọ cao.

1.3. Phân loại:

1.3.1. Dựa theo loại truyền lực chính có các loại sau:

Loại bánh răng nón (bánh răng nón răng thẳng, bánh răng nón răng cong, loại hipôit).

Loại bánh răng trụ.

Loại trục vít.

1.3.2. Dựa theo số cặp bánh răng ăn khớp gồm có:

Loại đơn ($i_0 = 3 \div 7$)

Loại kép ($i_0 = 5 \div 12$)

1.3.3. Dựa theo số cấp truyền gồm có:

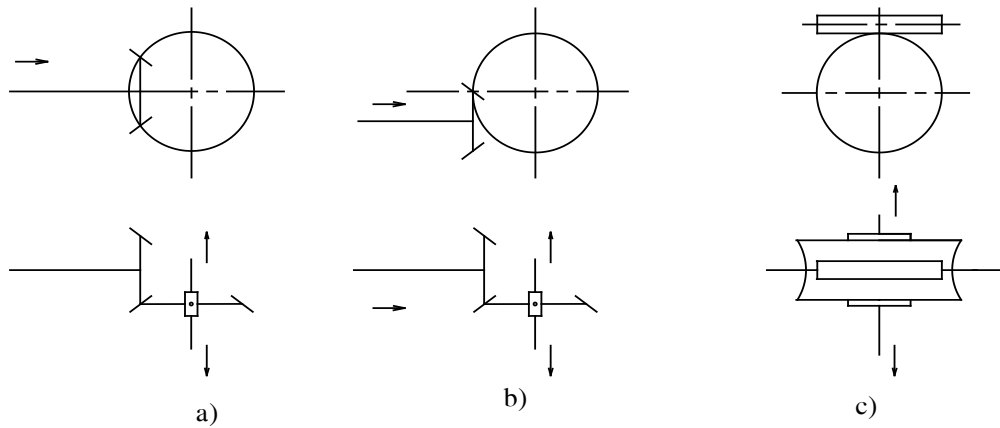
Loại 1 cấp.

Loại 2 cấp.

II. CÁC PHƯƠNG ÁN KẾT CẤU CỦA TRUYỀN LỰC CHÍNH:

2.1. Truyền lực chính loại đơn:

Truyền lực chính loại đơn thường là 1 cặp bánh răng nón (răng thẳng hoặc răng xoắn), hoặc một cặp bánh răng hypôit, hoặc là 1 cặp trục vít bánh vít để tăng mômen xoắn (tỉ số truyền $i_0 > 1$) và thông qua bộ vi sai truyền mômen xoắn đến hai bán trục (nửa trục) của xe. Ở trên hình 7.1 là các loại truyền lực chính loại đơn. Ưu điểm và nhược điểm của từng loại xin xem lại ở môn 'Chi tiết máy'.



Hình 7.1: Truyền lực chính loại đơn

- a) Cặp bánh răng nón.
- b) Cặp bánh răng hypôit.
- c) Trục vít và bánh vít.

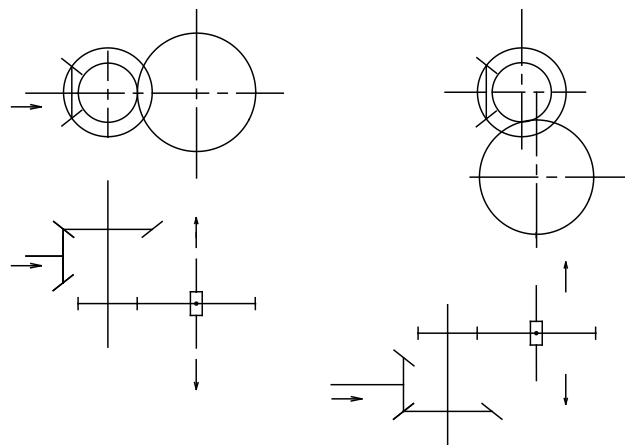
2.2. Truyền lực chính loại kép:

Truyền lực chính loại kép có 2 cặp bánh răng (1 cặp bánh răng nón, 1 cặp bánh răng trụ).

Tùy theo cách bố trí 2 cặp bánh răng mà người ta lại chia truyền lực chính loại kép thành 2 dạng: kiểu tập trung và kiểu phân tán.

2.2.1. Truyền lực chính loại kép kiểu tập trung (hình 7.2):

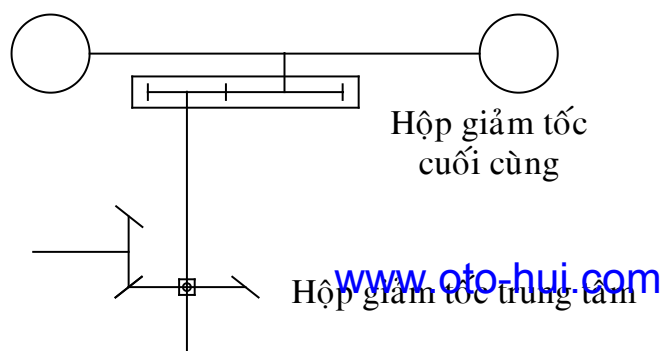
Gồm 2 cặp bánh răng lắp ráp chung vào một hộp giảm tốc nằm ở giữa cầu chủ động.



Hình 7.2: Truyền lực chính loại kép kiểu tập trung.

- a) 2 trục nằm trong mặt phẳng ngang.
- b) 2 trục nằm trong mặt phẳng thẳng đứng.

2.2.2. Truyền lực chính loại kép kiểu phân tán (hình 7.3):



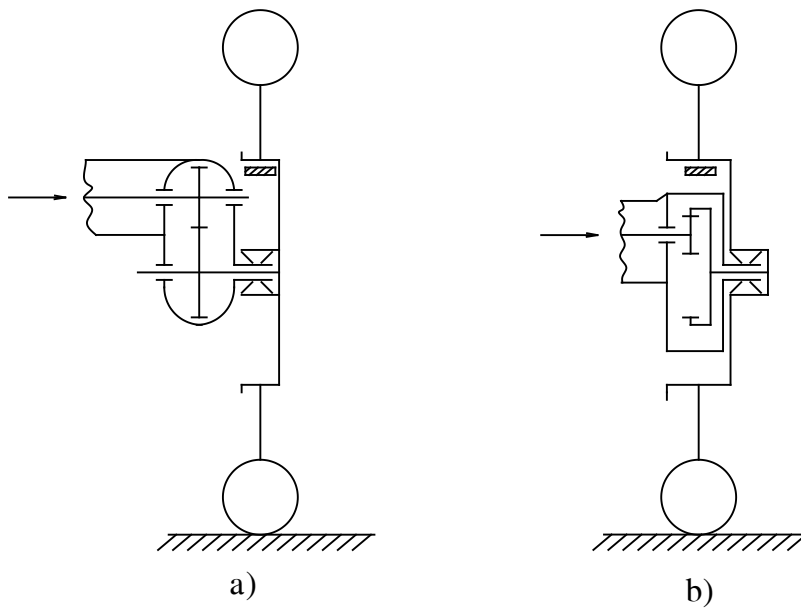
Hình 7.3: Truyền lực chính kiểu phân tán loại kép.

Phân chia cặp bánh răng nón và bánh răng trụ thành 2 hộp giảm tốc:
Hộp giảm tốc trung tâm được gọi là truyền lực trung ương hay truyền lực giữa.

Hộp giảm tốc thứ 2 đặt ở bánh xe chủ động được gọi là truyền lực cạnh hay truyền lực cuối cùng.

Truyền lực cuối cùng có nhiều dạng:

Ở hình 7.4 là một số phương án kết cấu truyền lực cuối cùng kiểu bánh răng trụ.

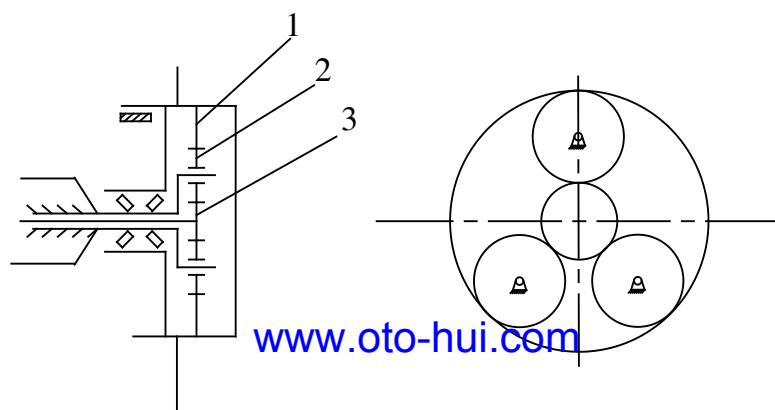


Hình 7.4: Truyền lực cuối cùng kiểu bánh răng trụ.

a) Bánh răng ăn khớp ngoài.

b) Bánh răng ăn khớp trong.

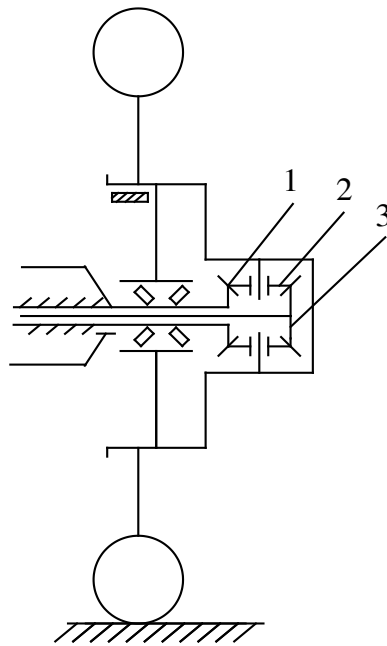
Trên hình 7.5 là truyền lực cuối cùng kiểu bộ bánh răng hành tinh ở xe MAZ-500.



Hình 7.5: Truyền lực cuối cùng kiểu bộ bánh răng hành tinh.

- 1.Vòng răng.
- 2.Bánh răng hành tinh.
- 3.Bánh răng trung tâm.

Ngoài ra một số xe sử dụng bộ bánh răng hành tinh nón cho truyền lực cuối cùng (hình 7.6)

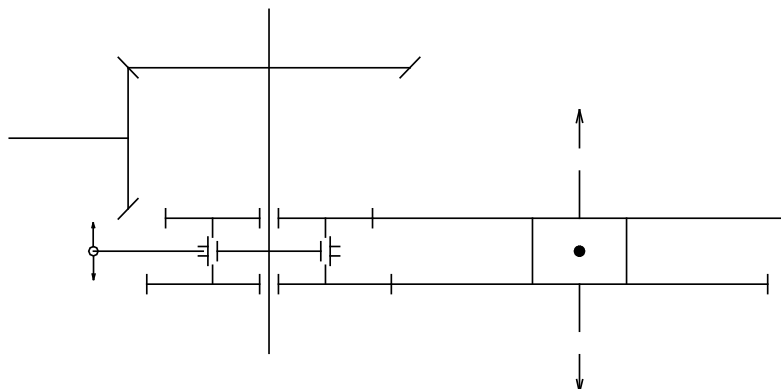


Hình 7.6: Truyền lực cuối cùng kiểu bộ bánh răng hành tinh nón.

2.3. Truyền lực chính hai cấp:

Truyền lực chính hai cấp cho phép thay đổi tỉ số truyền của truyền lực chính ($i_{01} \neq i_{02}$). Qua đó cho phép xe cải thiện đường đặc tính kéo phù hợp với từng loại đường.

Trên hình 7.7 là một trường hợp về truyền lực chính hai cấp.



Hình 7.7: Nguyên lý cấu tạo truyền lực chính hai cấp.

B.VI SAI

I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:

1.1. Công dụng:

Vi sai đặt giữa các bánh xe chủ động của một cầu nhằm bảo đảm cho các bánh xe đó quay với vận tốc khác nhau khi xe vòng, hoặc chuyển động trên đường không bằng phẳng, hoặc có sự khác nhau giữa bán kính lăn của hai bánh xe, đồng thời phân phối lại mômen xoắn cho hai nửa trục trong các trường hợp nêu trên.

Vi sai đặt giữa các cầu chủ động có công dụng phân phối mômen xoắn cho các cầu theo yêu cầu thiết kế nhằm nâng cao tính năng kéo của xe có nhiều cầu.

1.2. Yêu cầu:

Phân phối mômen xoắn từ động cơ cho các bánh xe hay các cầu theo tỉ lệ cho trước, phù hợp với mômen bám của bánh xe (hay cầu xe) với mặt đường.

Đảm bảo số vòng quay khác nhau giữa các bánh xe chủ động khi xe quay vòng, hoặc xe chuyển động trên đường không bằng phẳng, hoặc khi bán kính lăn của hai bánh xe chủ động ở cùng một cầu không bằng nhau.

Kết cấu gọn

1.3. Phân loại:

1.3.1. Theo công dụng chia thành 3 loại:

Vi sai giữa các bánh xe.

Vi sai giữa các cầu.

Vi sai giữa các truyền lực cạnh.

1.3.2. Theo mức độ tự động chia thành 3 loại:

Vi sai không có hãm.

Vi sai có hãm bằng tay.

Vi sai hãm tự động.

1.3.3. Theo kết cấu chia thành:

Vi sai bánh răng nón.

Vi sai bánh răng trụ.

Vi sai cam.

Vi sai trục vít.

Vi sai ma sát thuỷ lực.

Vi sai có tỉ số truyền thay đổi.

Vi sai có hành trình tự do.

1.3.4. Theo giá trị hệ số hãm chia thành:

Vi sai ma sát trong nhỏ ($k_{\sigma} = 0 \div 0,2$)

Vi sai ma sát trong lớn ($k_{\sigma} = 0,21 \div 0,7$)

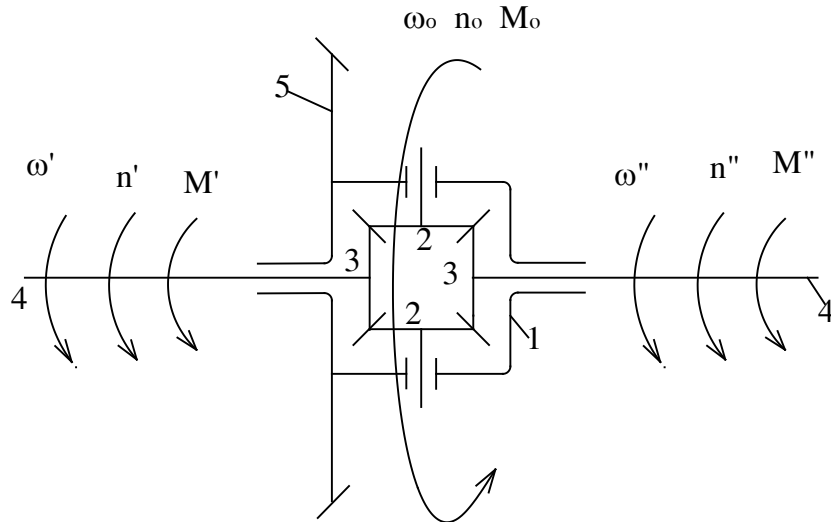
Vi sai hãm cứng ($k_{\sigma} > 0,7$)

II. ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC CỦA VI SAI:

Chúng ta xét trường hợp thường gặp đó là: Vi sai bánh răng nón đối xứng (hình 8.1)

Các bộ phận chính gồm có:

Vỏ vi sai 1 gắn liền với bánh răng bị động 5 của truyền lực chính và luôn có vận tốc góc như nhau. Các bánh răng hành tinh 2 có trục gắn lên vỏ vi sai 1. Số lượng bánh răng hành tinh phụ thuộc độ lớn mômen xoắn cần truyền.



Hình 8.1: Sơ đồ vi sai nón đặt giữa các bánh xe chủ động.

Thường gặp là 2 hoặc 3, hoặc có khi là 4 bánh răng hành tinh. Các bánh răng hành tinh quay tự do quanh trục của nó và luôn ăn khớp với các bánh răng nửa trục 3, đồng thời các bánh răng 2 cùng quay với vỏ 1. Các bánh răng 3 nối cứng với các nửa trục 4.

Bởi vậy khi các bánh răng 3 quay sẽ làm cho các bánh xe quay theo. Vì các bánh răng 2 có thể tham gia một lúc 2 chuyển động nên vi sai là cơ cấu hai bậc tự do.

2.1. Động học của vi sai:

Trong phần này chúng ta sẽ xét mối quan hệ giữa số vòng quay (hoặc vận tốc góc) của nửa trục bên trái và bên phải.

Khi xe chuyển động thẳng, mặt đường bằng phẳng, bán kính lăn của các bánh xe chủ động bằng nhau thì sức cản tác dụng lên hai bánh xe chủ động bằng nhau. Lúc này bánh răng hành tinh không quay quanh trục của nó (do tổng mômen tác dụng lên trục của nó bằng không), cho nên các bánh răng nửa trục có cùng số vòng quay với vỏ vi sai n_0 .

$$n' = n'' = n_0$$

Ở đây:

n' ; ω' – số vòng quay và vận tốc góc nửa trục bên trái.

n'' ; ω'' – số vòng quay và vận tốc góc nửa trục bên phải.

n_0 ; ω_0 – số vòng quay và vận tốc góc của vỏ vi sai.

Khi xe bắt đầu quay vòng và chuyển động trên đường cong, lúc này sức cản tác dụng lên hai bánh xe chủ động khác nhau, cho nên tổng mômen tác dụng lên

trục của các bánh răng hành tinh khác không, bởi vậy các bánh răng hành tinh sẽ quay.

Giả thiết xe quay vòng sang trái thì nửa trục bên trái sẽ giảm số vòng quay đi một lượng là $\Delta n'$:

$$\Delta n' = n_2 \frac{Z_2}{Z'}$$

Trong đó:

n_2 – số vòng quay của bánh răng hành tinh.

Z_2 – số răng của bánh răng hành tinh.

Z' – số răng của bánh răng nửa trục bên trái.

Nếu trước khi quay vòng $n' = n'' = n_0$ thì khi đang quay vòng sang trái số vòng quay của bán trục bên trái giảm đi còn lại là:

$$n' = n_0 - n_2 \frac{Z_2}{Z'} \quad (8.1)$$

Lúc đó số vòng quay của nửa trục bên phải sẽ tăng lên là:

$$n'' = n_0 + n_2 \frac{Z_2}{Z''} \quad (8.2)$$

Cho trường hợp vi sai đối xứng thì $Z' = Z''$ và từ (8.1) và (8.2) suy ra:

$$n' = n'' = 2n_0 \quad (8.3)$$

Như vậy tổng số vòng quay của các nửa trục khi xe chạy thẳng cũng như khi xe quay vòng đều bằng hai lần số vòng quay của vỏ vi sai.

Từ (8.3) ta thấy: nếu hãm hoàn toàn một nửa trục, ví dụ $n' = 0$ thì suy ra $n'' = 2n_0$. Lúc này bánh răng hành tinh quay xung quanh trục của nó và lăn trên bánh răng nửa trục trái đang đứng yên.

Trường hợp thứ hai giả thiết vỏ vi sai đứng yên, tức là $n_0 = 0$ thì ta suy ra từ (8.3):

$n' = -n''$ nghĩa là nếu quay bánh răng trái theo một chiều và hãm vỏ vi sai lại thì bánh phải sẽ quay ngược chiều với số vòng quay bằng nhau. Trường hợp này xảy ra trong thực tế khi phanh đột ngột bằng phanh tay (nếu cơ cấu phanh này nằm ở trục thứ cấp của hộp số). Lúc này trục các đăng dừng lại và dẫn đến vỏ vi sai cũng dừng lại. Do hai bánh xe có hệ số bám với đường không bằng nhau nên có thể quay với vận tốc bằng nhau, nhưng về hai hướng ngược nhau.

Như chúng ta đã biết $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ và kết hợp với (8.3) chúng ta suy ra:

$$\omega' + \omega'' = 2\omega_0 \quad (8.4)$$

2.2. Động lực học của vi sai:

Ở phần này chúng ta sẽ khảo sát việc phân bố mômen đến các nửa trục khi có tính đến ma sát ở bên trong cơ cấu vi sai.

Giả thiết xe đang chuyển động ổn định, chúng ta sẽ có phương trình cân bằng mômen:

$$M_0 = M' + M'' \quad (8.5)$$

Ở đây:

M_0 – mômen truyền đến vỏ vi sai đang xét

M' – mômen truyền đến nửa trục bên trái

M'' – mômen truyền đến nửa trục bên phải.

Để tính đến mất mát trong vi sai do ma sát giữa các chi tiết khi vi sai hoạt động, chúng ta thừa nhận mômen ma sát M_r khi vận tốc góc của các trục khác nhau.

Lúc này giả thiết xe đang quay vòng sang phải ($\omega' > \omega''$) thì công suất mất mát do ma sát N_r sẽ là:

$$N_r = M_r \left(\frac{\omega' - \omega''}{2} \right) \quad (8.6)$$

Trong trường hợp này tổng công suất truyền đến các nửa trục phải bằng công suất truyền đến vỏ vì sai trừ đi công suất mất mát N_r :

$$N' + N'' = N_o - N_r$$

Tức là:

$$M' \cdot \omega' + M'' \cdot \omega'' = M_o \cdot \omega_o - N_r \quad (8.7)$$

Trong đó:

N' – công suất truyền qua nửa trục trái.

N'' – công suất truyền qua nửa trục phải.

N_o – công suất truyền qua vỏ vi sai.

Từ (8.6) đến (8.7) ta có:

$$M' \cdot \omega' + M'' \cdot \omega'' = M_o \omega_o - M_r \left(\frac{\omega' - \omega''}{2} \right) \quad (8.8)$$

Thay (8.4) và (8.5) vào (8.8) ta có:

$$M' = 0,5(M_o - M_r) \quad (8.9)$$

$$M'' = 0,5(M_o + M_r) \quad (8.10)$$

Lấy (8.10) chia cho (8.9) ta được:

$$\frac{M''}{M'} = \frac{M_o + M_r}{M_o - M_r} \quad (8.11)$$

Biểu thức (8.11) cho thấy tỷ số mômen phân bố trên các nửa trục phụ thuộc vào mômen ma sát M_r ở bên trong vi sai. Dễ dàng thấy rằng $M'' > M'$ và sự phân bố lại mômen này phù hợp với sự thay đổi mômen cản tác dụng lên hai bánh xe trái và phải. Bởi vì khi xe quay vòng sang phải (như giả thuyết đã nêu) thì mômen cản tác dụng lên bánh xe bên phải lớn hơn mômen tác dụng lên bánh xe bên trái.

Nếu xe quay vòng sang trái thì mômen cản tác dụng lên bánh xe bên phải sẽ nhỏ hơn mômen cản tác dụng lên bánh xe bên trái và chứng minh tương tự như trên ta lại có $M'' < M'$.

Như vậy khi tính toán các nửa trục và các bánh răng nửa trục, chúng ta phải lấy giá trị mômen bằng một nửa mômen truyền đến vi sai nhân với hệ số dự trữ $k > 1$.

III. ẢNH HƯỞNG CỦA VI SAI ĐẾN TÍNH CHẤT KÉO CỦA XE:

Tính chất kéo của xe được thể hiện qua tổng lực kéo của các bánh xe chủ động. Như chúng ta đã biết lực kéo của các bánh xe chủ động bị giới hạn bởi các lực bám giữa các bánh xe với mặt đường. Như vậy, các lực bám giữa các bánh xe với mặt đường xác định tính chất kéo tới hạn của xe.

Trong khi đó, các lực bám với mặt đường thay đổi rõ rệt khi trong hệ thống truyền lực có vi sai hoặc không có vi sai. Và nếu có vi sai thì mức độ hoạt động của các vi sai sẽ ảnh hưởng đến giá trị các lực bám, tức là có ảnh hưởng đến tính chất kéo của xe.

Vậy trước khi xét đến ảnh hưởng của vi sai đến tính chất kéo của xe, chúng ta phải làm quen với hai hệ số sau đây đặc trưng cho mức độ hoạt động của vi sai:

3.1. Hệ số hãm của vi sai:

$$k_h = \frac{M_r}{M_o} = \frac{M'' - M'}{M'' + M'} \quad (8.12)$$

Khi ma sát bên trong vì sai $M_r = 0$ thì $k_h = 0$.

Khi ma sát bên trong tăng dần lên thì giá trị k_h cũng tăng dần lên và khi $M_r = M_o$ thì $k_h = 1$, lúc này vì sai bị hãm hoàn toàn (không hoạt động được).

Như vậy khi k_h nhận một giá trị bất kỳ trong khoảng $< 0, 1 >$, thì giá trị đó cho thấy mức độ hoạt động của vì sai nhiều hay ít.

Để tăng khả năng bám của các bánh xe chủ động, người ta thường hãm các bộ vì sai lại.

Tuy nhiên để sử dụng triệt để lực bám của các bánh xe chủ động với mặt đường, ngay cả khi hệ số bám φ dưới mỗi bánh xe rất khác nhau, cũng không nhất thiết phải hãm vì sai hoàn toàn với $k_h = 1$.

Từ (8.12) chúng ta có thể tìm được giá trị tối ưu của k_h , nếu ta thay thế M' , M'' bằng các giá trị khác nhau lớn nhất, có thể có được trong thực tế do sự khác nhau của φ dưới mỗi bánh xe.

Giả thiết ta có loại xe bố trí theo công thức 4x2, tải trọng lên hai bánh xe chủ động đều bằng nhau.

Trong nhiều trường hợp một trong hai bánh xe bị trượt quay (do hệ số bám của đường dưới hai bánh xe khác nhau) và xe không chuyển động được. Giả thiết một bánh xe ở vị trí của đường có hệ số bám φ_{max} và một bánh xe ở vị trí đường có hệ số bám φ_{min} . Lúc này G_2 là phản lực tác dụng lên một bánh xe chủ động ở cầu sau và r_{bx} là bán kính lăn của bánh xe, ta có:

$$M' = 0,5 \cdot Z_2 \cdot \varphi_{min} \cdot r_{bx}$$

$$M'' = 0,5 \cdot Z_2 \cdot \varphi_{max} \cdot r_{bx}$$

Trường hợp xấu nhất là khi $\varphi_{max} = 0,8$ và $\varphi_{min} = 0,1$ thay các giá trị trên vào (8.12) ta có:

$$k_h = \frac{0,5 \cdot Z_2 \cdot r_{bx} (\varphi_{max} - \varphi_{min})}{0,5 \cdot Z_2 \cdot r_{bx} (\varphi_{max} + \varphi_{min})} = \frac{0,8 - 0,1}{0,8 + 0,1} \approx 0,78 \quad (8.13)$$

Thực tế cho thấy với các giá trị $k_h > 0,78$ không làm cho tính chắt kéo của xe tốt hơn.

Thông thường các giá trị φ_{max} và φ_{min} dưới các bánh xe chênh lệch nhau không nhiều nên $k_h = 0,3 \div 0,5$.

Nếu k_h càng lớn thì xe sẽ rất khó điều khiển, vô xe mòn nhanh và khi gặp đường trơn có thể có hiện tượng xe trượt ngang.

Trong trường hợp mômen ma sát M_r tự sinh ra bên trong vì sai khi vì sai làm việc thì k_h được gọi là hệ số tự hãm.

Trường hợp nếu mômen ma sát M_r sinh ra do cơ cấu hãm vì sai thì k_h được gọi là hệ số hãm cưỡng bức.

Đối với vì sai hình nón hệ số tự hãm $k_h \approx 0,1$.

3.2. Hệ số gài vì sai k_g :

k_g là tỉ số giữa mômen truyền đến bánh quay chậm và bánh quay nhanh:

$$k_g = \frac{M''}{M'} \quad (8.14)$$

Trong đó:

M' – mômen truyền đến bánh xe quay nhanh.

M'' – mômen truyền đến bánh xe quay chậm.

Từ (8.12) và (8.14) ta có mối quan hệ giữa k_h và k_g :

$$k_g = \frac{1 + k_h}{1 - k_h} \quad (8.15)$$

Như vậy khi k_h thay đổi từ 0 đến 1 thì k_g sẽ thay đổi tương ứng từ 1 đến ∞ .

3.3. Ảnh hưởng của vi sai đến tính chất kéo của xe nhiều cầu:

3.3.1. Giả thiết xe có n cầu chủ động, không có vi sai giữa các cầu (truyền động cứng) và các vi sai giữa các bánh xe đã bị hãm cứng:

Chúng ta ký hiệu: $Z_1', Z_1'', Z_2', Z_2'', \dots, Z_n', Z_n''$ là các phản lực thẳng đứng của đường tác dụng lên bánh xe chủ động tương ứng với các cầu 1; 2; ...; n và $\varphi_1', \varphi_1'', \varphi_2', \varphi_2'', \dots, \varphi_n', \varphi_n''$ là giá trị hệ số bám của các bánh xe tương ứng.

Trong trường hợp này lực kéo ở mỗi bánh xe đạt giá trị cực đại và bằng lực bám của bánh xe đó với mặt đường. Lúc này lực kéo giới hạn của xe theo điều kiện bám sẽ là:

$$X_{gh} = Z_1' \varphi_1' + Z_1'' \varphi_1'' + \dots + Z_n' \varphi_n' + Z_n'' \varphi_n'' = \sum_{i=1}^n (Z_i' \varphi_i' + Z_i'' \varphi_i'') \quad (8.16)$$

3.3.2. Xét trường hợp xe có n cầu chủ động như ở mục a nhưng lúc này vi sai giữa các bánh xe hoạt động tự do (hoàn toàn không bị hãm):

Giả thiết ma sát bên trong các vi sai vô cùng nhỏ $M_r \approx 0$ nên coi như bằng không, lúc này vi sai sẽ phân bố đều mômen cho hai bánh xe trái và phải: $M_i' = M_i''$

Lúc này lực kéo giới hạn của xe theo điều kiện bám sẽ là:

$$X_{gh} = Z_1 \varphi_{1min} + Z_2 \varphi_{2min} + \dots + Z_n \varphi_{nmin} = \sum_{i=1}^n Z_i \varphi_{imin} \quad (8.17)$$

Trong đó:

Z_1, Z_2, \dots, Z_n - là phản lực thẳng đứng của đường lên cầu thứ 1; 2; ...; n

$\varphi_{1min}, \varphi_{2min}, \dots, \varphi_{nmin}$ - là hệ số bám nhỏ chọn từ hai hệ số bám của bánh xe trái và phải của cầu thứ 1; 2; ...; n.

3.3.3. Xét xe có 2 cầu chủ động (4 × 4), có vi sai giữa các cầu và vi sai giữa các bánh xe đều là loại đối xứng:

Tất cả các vi sai đều không bị hãm (giả thiết $M_r \approx 0$ nên $k_h \approx 0$). Lúc này lực kéo giới hạn của xe theo điều kiện bám sẽ là:

$$X_{gh} = (Z_1 + Z_2) \varphi_{min} \quad (8.17)$$

Ở đây:

φ_{min} - hệ số bám nhỏ nhất trong tất cả các hệ số bám của các bánh xe chủ động với mặt đường.

Như vậy nếu trong hệ thống truyền lực có sử dụng các bộ vi sai và chúng ở trạng thái hoạt động tự do (không bị hãm) và nếu hệ số bám dưới của các bánh xe khác nhau thì tính chất kéo của xe sẽ kém đi (tức là tổng các lực kéo của các bánh xe chủ động sẽ giảm).

3.3.4. Quan hệ giữa lực kéo và hệ số hãm vi sai:

3.3.4.1 Trường hợp 1: hệ số bám dưới 2 bánh xe trái và phải chênh lệch nhau không nhiều

Đối với bánh xe quay nhanh:

$$X' = \frac{M'}{r_{bx}} = \frac{0,5(M_o - M_r)}{r_{bx}} = \frac{M_o}{2r_{bx}}(1 - k_h) \quad (8.18)$$

Đối với bánh xe quay chậm:

$$X'' = \frac{M''}{r_{bx}} = \frac{0,5(M_o + M_r)}{r_{bx}} = \frac{M_o}{2r_{bx}}(1 + k_h) \quad (8.19)$$

Trong đó:

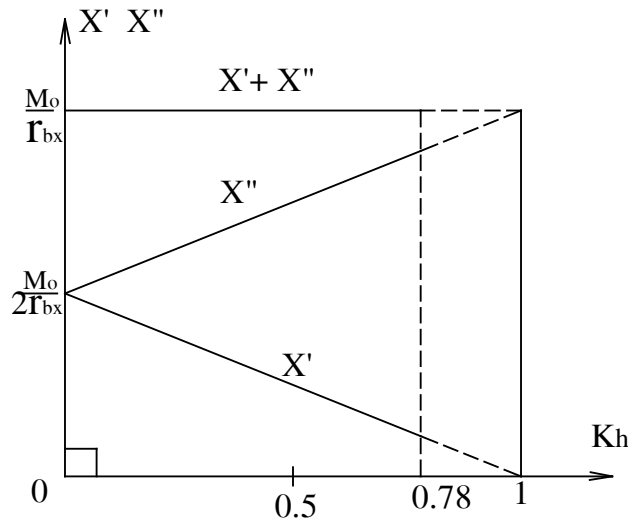
X', X'' – Lực kéo của bánh xe quay nhanh và quay chậm.

M', M'' – Mômen xoắn truyền đến bánh xe quay nhanh và quay chậm.

Ta thấy X' và X'' là hàm số bậc nhất của k_h . Khi biểu diễn trên đồ thị thì:

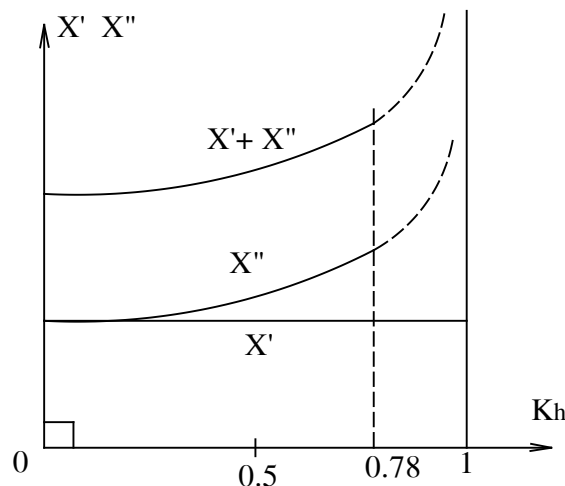
$$X' + X'' = \frac{M_o}{r_{xb}} = \text{const.} \text{ . Tại giá trị } k_h = 0 \text{ thì } X' = X'' = \frac{M_o}{2r_{xb}} \quad (\text{hình 8.2})$$

Khi k_h biến thiên từ 0 đến 1 thì X' giảm dần và X'' tăng dần; Phần bên phải đồ thị ta vẽ đường chấm chấm vì đoạn này biểu diễn các giá trị của lực kéo với $\varphi > 0,75$ quá lớn.



Hình 8.2: Đồ thị biểu diễn mối quan hệ của X', X'' với K_h khi hệ số bám chênh lệch nhau không nhiều.

3.3.4.2 Trường hợp 2: Hệ số bám dưới hai bánh xe trái và phải chênh lệch nhau rất nhiều (hình 8.3)



3.3.4.3

Hình 8.3: *Mối quan hệ của X' , X'' với K_h khi hệ số bám chênh lệch nhau rất nhiều.*

Theo biểu thức (8.14) ta có:

$$k_g = \frac{M''}{M'} = \frac{r_{bx}}{M'} = \frac{X''}{X'} = \frac{1+k_h}{1-k_h} \quad (8.20)$$

Suy ra:

$$X'' = X' \frac{1+k_h}{1-k_h}$$

và X' được tính như sau: $X' = \frac{Z_2}{2} \cdot \varphi_{\min}$

Ở đây:

$$\varphi_{\min} = 0,1; \varphi_{\max} = 0,75.$$

Z_2 – phản lực thẳng đứng của đường lên cầu sau chủ động.

IV. VẬT LIỆU CHẾ TẠO CÁC CHI TIẾT CỦA VI SAI:

Vỏ vi sai chế tạo bằng gang rèn hoặc thép 40. Thử thập vi sai chế tạo bằng thép hợp kim nhãn hiệu 12XHA, 18XH, 30XH có nhiệt luyện.

Với loại vi sai cam: vành giữa và phần cam chế tạo bằng thép xêmăngtít 18HBA với độ cứng bề mặt HRC 60 – 65. Con chạy chế tạo bằng thép UX – 15, độ cứng HRC 60–65.

Đối với vi sai trục vít: trục vít chế tạo bằng thép 12X2H4A. xêmăngtít ở độ sâu 0,8÷1,2mm, độ cứng bề mặt HRC 58 – 52, trong lõi HRC 30 – 42.