

CHƯƠNG XI

HỆ THỐNG TREO

I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.

1.1. Công dụng.

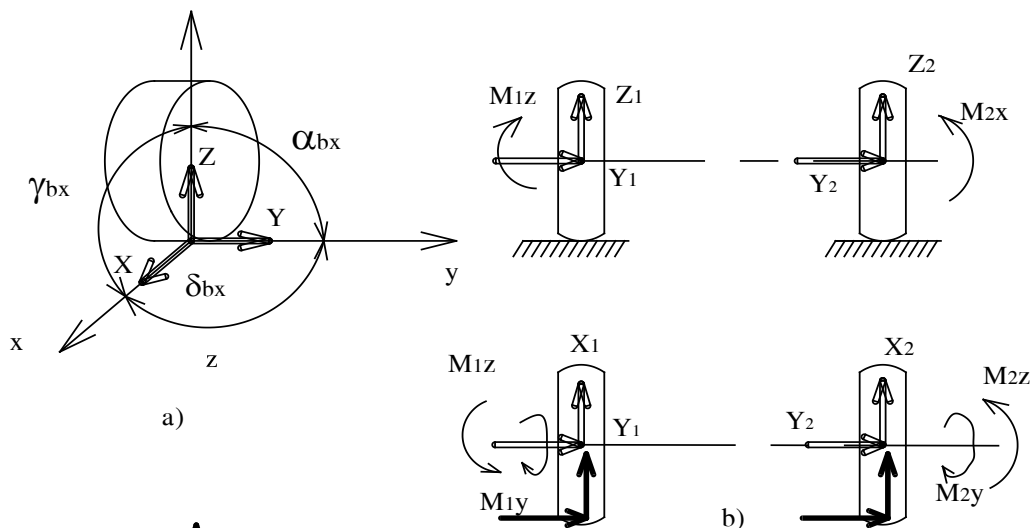
Các bộ phận của hệ thống treo dùng để nối khung hay thân xe với các cầu (bánh xe) ô tô và từng bộ phận thực hiện các nhiệm vụ sau đây:

✓ Bộ phận đàn hồi làm giảm nhẹ các tải trọng động tác dụng từ bánh xe lên khung, đảm bảo độ êm dịu cần thiết khi di chuyển và truyền lực, mômen từ đường lên khung xe.

✓ Bộ phận dẫn hướng để truyền lực dọc, ngang và mômen từ đường lên khung xe. Động học của bộ phận dẫn hướng xác định tính chất dịch chuyển tương đối của bánh xe đối với khung.

✓ Bộ phận giảm chấn để dập tắt các dao động của phần được treo và không được treo của ô tô.

Ở chương IX ta đã nghiên cứu lực phát sinh giữa bánh xe và đường có thể gộp lại thành ba phản lực chính: lực thẳng đứng Z, lực dọc X và lực ngang Y (hình 11.1).



Hình 11.1: Lực tác dụng lên các bánh xe trong mặt phẳng tiếp xúc với mặt tựa.

a) Các phản lực thành phần tác dụng từ đường lên bánh xe.

b) Lực và mômen truyền từ bánh xe lên khung.

Các mômen do các lực X, Y, Z gây nên mômen M_x , M_y , M_z , có thể có giá trị khác nhau đối với bánh xe bên trái hoặc bên phải. Các chi tiết của hệ thống treo truyền những phản lực và mômen trên lên khung. Đường mặt mô phát sinh lực động Z và mômen động M_x truyền lên thùng xe nhờ bộ phận đàn hồi của hệ thống treo. Lực dọc X, lực ngang Y và các momen M_y , M_z truyền qua bộ phận dẫn hướng của hệ thống treo.

1.2. Phân loại.

1.2.1. Theo bộ phận đàn hồi chia ra:

- ✓ Loại bằng kim loại (gồm có nhíp lá, lò xo xoắn ốc, thanh xoắn).
- ✓ Loại khí (gồm loại bọc bằng cao su – sợi, loại bọc bằng màng, loại ống).

- ✓ Loại thủy lực (loại ống).
- ✓ Loại cao su (gồm loại chịu nén và loại chịu xoắn).

1.2.2. Theo sơ đồ bộ phận dẫn hướng chia ra:

- ✓ Loại phụ thuộc với cầu liên (gồm có loại riêng, loại thẳng bằng).
- ✓ Loại độc lập với cầu cắt (gồm loại dịch chuyển bánh xe trong mặt phẳng dọc, loại dịch chuyển bánh xe trong mặt phẳng ngang, loại nắn với bánh xe dịch chuyển trong mặt phẳng thẳng đứng).

1.2.3. Theo phương pháp dập tắt chấn động chia ra:

- ✓ Loại giảm chấn thủy lực (gồm loại tác dụng một chiều và loại tác dụng hai chiều).
- ✓ Loại ma sát cơ (gồm ma sát trong bộ phận đàn hồi và trong bộ phận dẫn hướng).

1.3. Yêu cầu.

✓ Độ võng tĩnh f_t (độ võng sinh ra do tác dụng của tải trọng tĩnh) phải nằm trong giới hạn đủ đảm bảo được các tần số dao động riêng của vỏ xe và độ võng động f_d (độ võng sinh ra khi ô tô chuyển động) phải đủ để đảm bảo vận tốc chuyển động của ô tô trên đường xấu nằm trong giới hạn cho phép. Ở giới hạn này không có sự va đập lên bộ phận hạn chế.

✓ Động học của các bánh xe dẫn hướng vẫn giữ đúng khi các bánh xe dẫn hướng dịch chuyển trong mặt phẳng thẳng đứng (nghĩa là khoảng cách hai vết bánh trước và các góc đặt trụ đứng và bánh dẫn hướng không thay đổi).

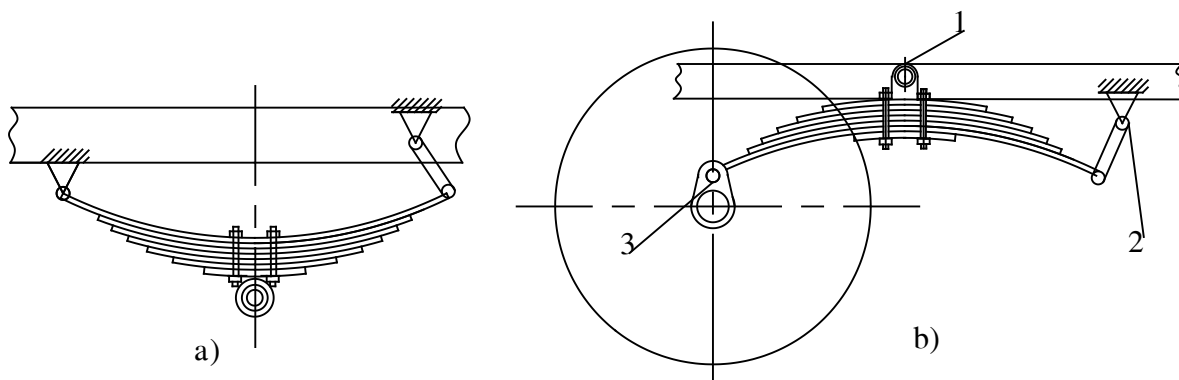
✓ Dập tắt nhanh các dao động của vỏ và các bánh xe.

✓ Giảm tải trọng động khi ô tô qua những đường gồ ghề.

II. PHÂN TÍCH KẾT CẤU CỦA HỆ THỐNG TREO.

2.1. Hệ thống treo phụ thuộc:

Trên hình 11.2 trình bày sơ đồ kết cấu các loại hệ thống treo phụ thuộc. a) Nhíp dọc nửa ê-líp, b) loại $\frac{1}{4}$ ê-líp lắc qua lắc lại trên điểm tựa 1 và nối với khung nhờ quang nhíp 2 và nối với cầu nhờ quang nhíp 3.

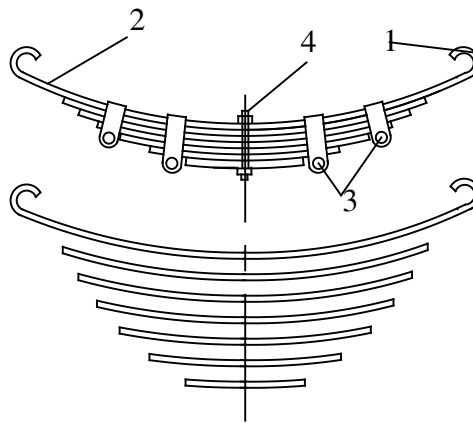


Hình 11.2: Sơ đồ kết cấu hệ thống treo phụ thuộc.

a) Nhíp dọc nửa ê-líp.

b) Nhíp $\frac{1}{4}$ ê-líp.

Nhíp là một dầm ghép các tấm thép lá mỏng để có độ đàn hồi cao. Hình 11.3 trình bày nhíp trong dạng rời và dạng ghép.



Hình 11.3: Dạng tổng quát của nhíp.

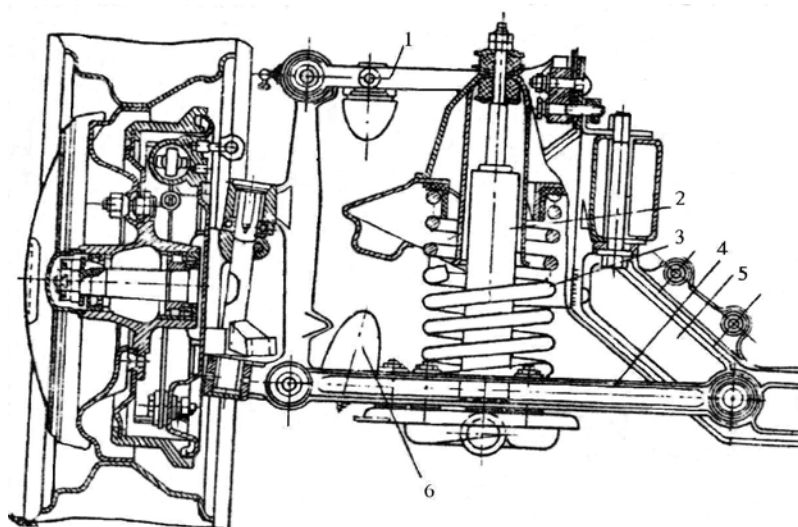
Kích thước các lá nhíp nhỏ dần từ lá lớn nhất gọi là lá nhíp chính hay lá nhíp gốc. Hai đầu lá nhíp chính được uốn thành hai tai 1 để nối với khung. Phần giữa nhíp có bulông căng 4 để siết các lá nhíp lại với nhau. Các quang nhíp 3 giữ cho nhíp không bị xô lệch về hai bên.

2.2. Hệ thống treo độc lập:

Trên hình 11.5 là kết cấu hệ thống treo độc lập thường được sử dụng trên xe du lịch.

Ở hệ thống treo này bộ phận dẫn hướng gồm đòn trên 1 và đòn dưới 4, chúng kết nối với đòn đứng và dầm cầu dẫn hướng 5 bằng các khớp quay. Trong trường hợp này lò xo 3 là bộ phận đàn hồi còn giảm chấn ống 2 được luồn vào bên trong lò xo 3 nên kết cấu rất gọn.

Do các đòn có hình nạng, nên lực tác dụng lên khớp quay khi có lực ngang và mômen của bản thân lực ngang sẽ giảm.



Hình 11.5: Hệ thống treo độc lập.

1 Đòn trên; 2. Giảm chấn; 3. Lò xo; 4. Đòn dưới;
5. Dầm cầu dẫn hướng ; 6. Ụ cao su hạn chế hành trình dao động.

A. BỘ PHẬN DẪN HƯỚNG

I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.

1.1. Công dụng.

Bộ phận dẫn hướng của hệ thống treo có mục đích: xác định tích chất chuyển động (động học) của bánh xe đối với mặt tựa và vỏ xe, đồng thời góp phần vào việc truyền lực và mômen giữa bánh xe và vỏ.

1.2. Phân loại.

✓ Hệ thống treo phụ thuộc:

Trong hệ thống treo phụ thuộc hai bánh xe trái và phải được nối nhau bằng một dầm cứng nên khi dịch chuyển một bánh xe trong mặt phẳng ngang thì bánh xe còn lại cũng dịch chuyển. Hệ thống treo phụ thuộc không thể đảm bảo đúng hoàn toàn động học của bánh xe dẫn hướng.

✓ Hệ thống treo độc lập:

Trong hệ thống treo độc lập hai bánh xe trái và phải không có quan hệ trực tiếp với nhau. Vì vậy trong khi dịch chuyển bánh xe này trong mặt phẳng ngang, bánh xe kia vẫn đứng nguyên. Do đó động học của bánh xe dẫn hướng giữ đúng hơn. Nhưng không phải ở tất cả các loại hệ thống treo độc lập động học của bánh xe dẫn hướng đều đúng.

Bộ phận hướng và phần tử đàn hồi không phụ thuộc vào nhau. Ví dụ như hệ thống treo phụ thuộc có thể là loại nhíp, loại thanh xoắn, loại treo khí. Ngược lại hệ thống treo loại thanh xoắn có thể là độc lập hoặc phụ thuộc.

1.3. Yêu cầu.

Các yêu cầu cơ bản mà bộ phận hướng phải thỏa mãn cụ thể như sau:

Giữ nguyên động học của các bánh xe khi ô tô chuyển động. Điều này có nghĩa là khi bánh xe dịch chuyển thẳng đứng các góc đặt bánh xe, các chiều rộng, chiều dài cơ sở phải giữ nguyên. Dịch chuyển bánh xe theo chiều ngang Y_{bx} (thay đổi chiều rộng cơ sở) sẽ làm lớp mòn nhanh và tăng sức cản chuyển động ô tô trên các loại đất mềm. Dịch chuyển bánh xe theo chiều dọc X_{bx} tuy có giá trị thứ yếu nhưng cũng gây nên sự thay đổi động học của truyền động lái. Thay đổi góc đo α của bánh xe dẫn hướng là điều nên tránh nhất vì nó kèm theo hiện tượng mômen do hiệu ứng con quay làm cho lớp bị "vẩy" (lắc qua lắc lại nhanh). Ngoài ra khi bánh xe lặn ới góc nghiêng lớn sẽ làm mòn lớp, sinh ra phản lực ngang Y lớn và làm ô tô khó bám với đường.

Đối với các bánh dẫn hướng nên tránh sự thay đổi góc nghiêng γ , vì thay đổi γ là làm trụ đứng nghiêng về phía sau nên độ ổn định của ô tô sẽ kém đi. Khi bánh xe dịch chuyển thẳng đứng cũng làm thay đổi độ chụm A-B (thay đổi góc δ). Góc δ thay đổi sẽ làm thay đổi quỹ đạo chuyển động của ô tô làm cho ô tô không "bám" đúng đường.

Đảm bảo truyền các lực X , Y và các mômen M_y , M_z từ bánh xe lên khung mà không gây nên biến dạng rõ rệt, hay không làm dịch chuyển các chi tiết của hệ thống treo.

Giữ được đúng động học của truyền động lái. Động học của truyền động lái được giữ đúng nếu sự dịch chuyển thẳng đứng và sự quay quanh trụ đứng của bánh xe không phụ thuộc vào nhau.

Độ nghiêng của thùng xe trong mặt phẳng ngang phải bé. Bộ phận hướng có ảnh hưởng đến khoảng cách giữa các phần tử đàn hồi (gọi tắt là khoảng cách nhíp). Do bộ phận hướng ta có khoảng cách này lớn hay bé. Bộ phận hướng còn ảnh hưởng đến vị trí tâm của độ nghiêng bên.

Bộ phận hướng phải đảm bảo bố trí hệ thống treo trên ô tô thuận tiện và không ngăn cản việc dịch chuyển động cơ về phía trước. Như thế có thể sử dụng khoảng không gian trong khung xe. Bộ phận hướng có thể tăng độ êm dịu chuyển động nếu bố trí lại các phần được treo một cách hợp lí thì làm tăng mômen quán tính đối với trục ngang đi qua trọng tâm phần được treo. Loại bộ phận hướng cũng ảnh hưởng đến sự dịch chuyển trục các đăng chính đối với sàn ô tô và chiều rộng của sàn giữa các vành chắn bùn.

Bộ phận hướng phải có kết cấu đơn giản và dễ sử dụng. Điều này phụ thuộc nhiều ở số khớp, số điểm phải bôi trơn của hệ thống treo và số các đăng (đối với bánh chủ động).

Trọng lượng bộ phận hướng và đặc biệt là phần không được treo phải bé.

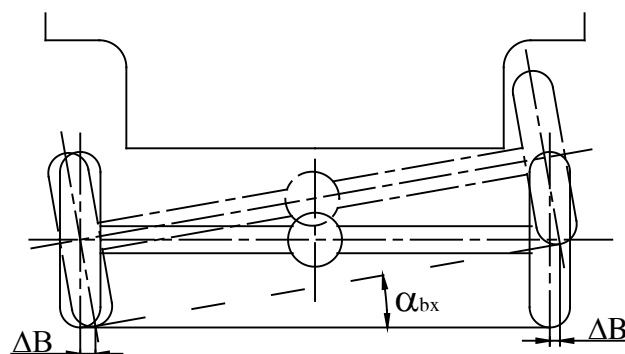
II. KẾT CẤU CỦA BỘ PHẬN DẪN HƯỚNG.

2.1. Kết cấu bộ phận hướng trong hệ thống treo phụ thuộc:

Sơ đồ đơn giản nhất của hệ thống treo phụ thuộc là hai nhíp có dạng nửa êlip (hình 11.2a). Tính chất dịch chuyển của cầu đối với vỏ phụ thuộc vào thông số của nhíp, nghĩa là nhíp không phải chỉ là bộ phận đàn hồi mà còn là một thành phần của bộ phận hướng.

Hệ thống treo phụ thuộc, loại thường thấy hiện nay (hình 11.2a) có ưu điểm là kết cấu đơn giản và rẻ tiền: nhíp vừa làm cả nhiệm vụ đàn hồi, dẫn hướng và giảm chấn. Hệ thống treo phụ thuộc dễ chăm sóc, nhất là khi số khớp quay ngày càng ít và sử dụng rộng rãi loại cao su trong khớp quay vì cao su không cần phải bôi trơn. Sử dụng loại hệ thống treo phụ thuộc lớp cũng ít mòn vì khi ô tô quay vòng chỉ có thùng xe nghiêng còn cầu vẫn thẳng bằng.

Hệ thống treo phụ thuộc có một loạt nhược điểm. Khi nâng một bên bánh xe lên, vết bánh xe sẽ thay đổi (ΔB trên hình 11.6) phát sinh lực ngang Y làm tính chất " bám đường " của ô tô kém đi và ô tô dễ bị trượt ngang. Hệ thống treo ở các bánh xe, đặc biệt là bánh xe chủ động có trọng lượng phần không được treo rất lớn.



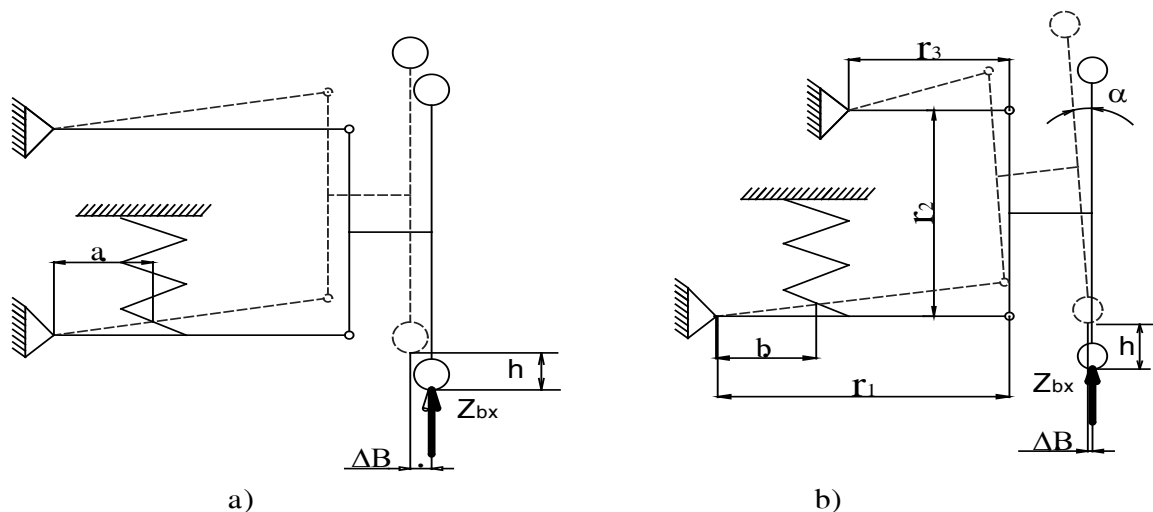
Hình 11.6: Ảnh hưởng tác động hệ thống treo lên độ dịch chuyển góc của các bánh xe.

2.2. Kết cấu bộ phận hướng trong hệ thống treo độc lập với cơ cấu hướng hai đòn.

Sơ đồ cơ cấu hướng của hệ thống treo độc lập có hai đòn ngang có chiều dài bằng nhau (cơ cấu hướng hình bình hành), có hai đòn ngang có chiều dài khác nhau (cơ cấu hướng hình thang) được trình bày trên hình 11.8 a,b.

Khi sử dụng loại cơ cấu hướng hình bình hành, lúc ta nâng hay hạ bánh xe một đoạn h thì mặt phẳng quay của bánh xe sẽ chuyển dịch nhưng luôn song song với nhau (do tính chất của hình bình hành). Do đó khắc phục hoàn toàn sự phát sinh mômen hiệu ứng con quay và triệt tiêu được sự rung của bánh xe đối với trục đứng của hệ thống lái. Trường hợp này có thể hoàn toàn khắc phục được sự thay đổi độ nghiêng mặt phẳng quay của bánh xe, nhưng sự thay đổi ΔB tương đối lớn. Do đó lớp chống mòn và độ ổn định ngang của bánh xe sẽ kém đi.

Theo các kết cấu hiện có hệ thống treo độc lập có cơ cấu hướng hình thang, khi nâng, hạ bánh xe một đoạn h góc quay α của bánh xe sẽ giới hạn trong khoảng $5^\circ \div 6^\circ$ (hình 11.8b).



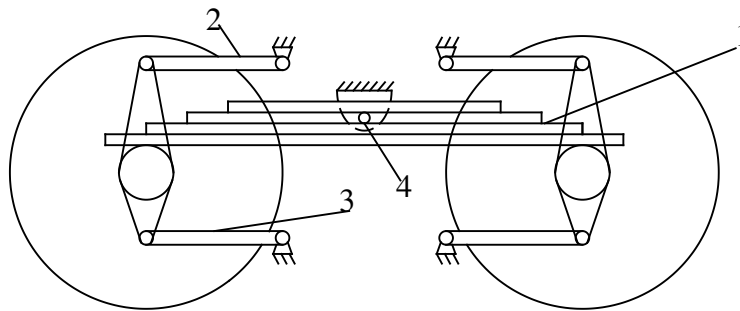
Hình 11.8: Sơ đồ động học hệ thống treo độc lập của bánh xe với cơ cấu hướng hai đòn hình bình hành và hình thang.

Với trị số α như vậy mômen hiệu ứng con quay sẽ tự triệt tiêu do lực ma sát trong hệ thống. Đồng thời sự thay đổi chiều rộng vết bánh xe sẽ được bù lại do độ đàn hồi của lốp, nên lốp không bị trượt trên mặt tựa. Đối với các lốp hiện nay ΔB không nên vượt quá $4 \div 5$ mm. Thường lấy $\frac{r_3}{r_1} = 0,55 \div 0,65$ (hình 11.8 b).

2.3. Kết cấu bộ phận hướng trong hệ thống treo loại thẳng bằng.

Trong các ô tô ba cầu, cầu thứ hai và thứ ba thường đặt gần nhau. Hệ thống treo của hai cầu này thường làm loại thẳng bằng để đảm bảo tải trọng thẳng đứng bằng nhau ở hai bánh xe giữa và bánh xe sau bên trái cũng như bên phải. Hệ thống treo tương tự như vậy đôi khi cũng ứng dụng trên ô tô bốn cầu và nhiều rơ-móc. Hệ thống treo trong trường hợp này có thể là loại hệ thống treo phụ thuộc hay độc lập mà ta đã khảo sát ở trên.

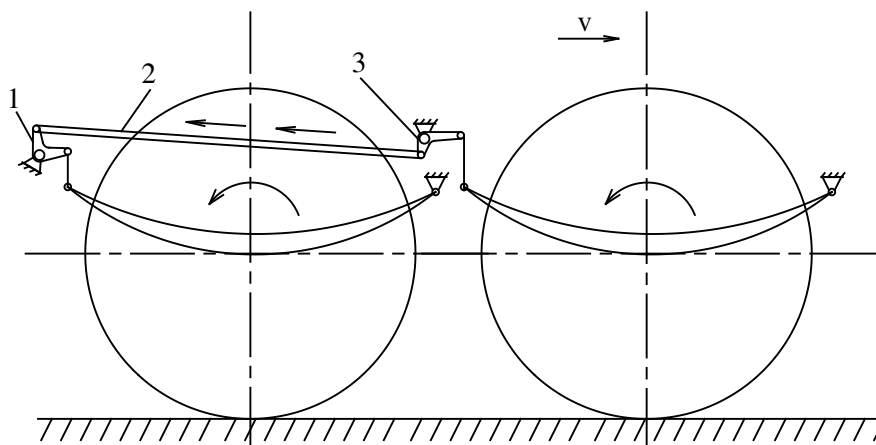
Trong nhiều trường hợp, hệ thống treo thẳng bằng thường là loại nhíp. Như vậy chỉ cần dùng một nhíp cho cả hai bánh xe ở cùng một phía (hình 11.10).



Hình 11.10: Hệ thống treo thẳng bằng.
1. Bộ nhíp. 2, 3. Đòn dẫn hướng. 4. Trục.

Nhíp đóng vai trò đòn thẳng bằng, nó không chịu các lực dọc và các mômen phản lực. Các cầu được nối với khung bằng hệ đòn dẫn hướng 2 và 3 (thường một đòn 2 và hai đòn 3 cho một cầu). Các lực dọc và mômen phản lực truyền lên khung qua các đòn này. Đặc tính dịch chuyển của các bánh xe trong mặt phẳng dọc sẽ phụ thuộc vào bốn khâu bản lề tạo bởi tâm các khớp nối của các đòn dẫn hướng. Phần giữa của nhíp nối với khung bằng trục lắc 4, hai đầu nhíp tỳ lên hai dầm cầu.

Trong trường hợp khoảng cách hai cầu giữa và sau lớn mà trong sản xuất chỉ có loại nhíp ngắn có thể treo riêng từng cầu và làm đòn nối giữa hai nhíp, ta cũng biến hệ thống treo thành hệ thống treo thẳng bằng. Ví dụ trên hình 11.1 có các đòn 1, 3 và thanh 2 có tính chất như đòn thẳng bằng cứng, nghĩa là nếu nâng một bánh xe của cầu sau lên thì bánh xe cầu giữa sẽ hạ xuống và ngược lại. Điều khác nhau so với loại cầu thẳng bằng trước đây là mômen phản lực tác dụng lên các bánh xe sẽ bằng nhau. Như vậy độ dịch chuyển của cầu dưới tác dụng của mômen phản lực sẽ bé đi. Nhưng hệ thống treo thẳng bằng kiểu ghép này chỉ nên dùng ở đường bằng phẳng.



Hình 11.11: Hệ thống treo thẳng bằng đảm bảo cân bằng các mômen phản lực.

B. BỘ PHẬN ĐÀN HỒI

I. PHÂN LOẠI.

1.1. Phần tử đàn hồi bằng kim loại:

- ✓ Nhíp: sử dụng ở hệ thống treo độc lập và phụ thuộc.
- ✓ Lò xo xoắn ốc: sử dụng ở hệ thống treo độc lập.
- ✓ Thanh xoắn: sử dụng ở hệ thống treo độc lập.

1.2. Phần tử đàn hồi phi kim loại:

- ✓ Loại đàn hồi bằng cao su
- ✓ Loại đàn hồi nhờ khí ép
- ✓ Loại thuỷ lực
- ✓ Lợi dụng ưu điểm của từng loại người ta sử dụng loại bộ phận đàn hồi liên hợp gồm hai hay nhiều loại phần tử đàn hồi.

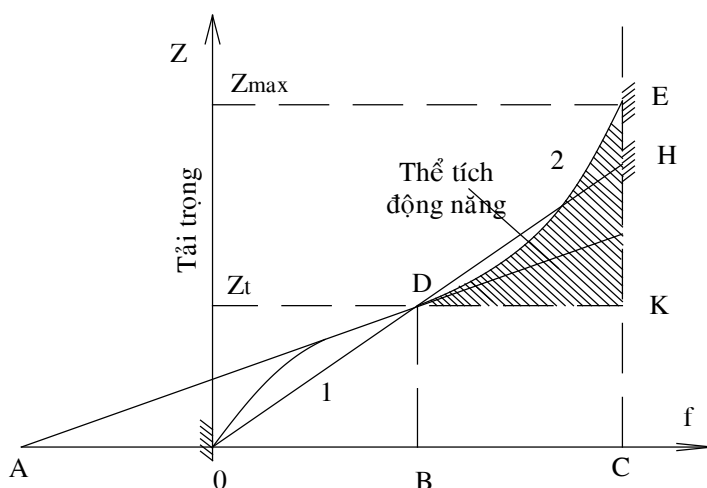
II. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH ĐÀN HỒI CỦA HỆ THỐNG TREO.

Nhờ đường đặc tính đàn hồi ta đánh giá được cơ cấu đàn hồi của hệ thống treo. Đường đặc tính đàn hồi biểu thị quan hệ giữa lực Z thẳng đứng tác dụng lên bánh xe và độ biến dạng của hệ thống treo f đo ngay trên trục bánh xe.

Trên hình 11.13 trình bày hai loại đường đặc tính của hệ thống treo: đường thẳng 1 ứng với hệ thống treo có độ cứng không đổi còn đường cong 2 ứng với loại hệ thống treo có độ cứng thay đổi. Trục hoành biểu diễn độ võng f , trục tung biểu diễn lực Z thẳng đứng tác dụng lên bánh xe. Muốn có độ võng f_t của một điểm bất kỳ trên đường cong (ví dụ ở điểm D) ta vẽ đường tiếp tuyến tại điểm đó (điểm D) và hạ đường thẳng góc với trục hoành.

Hoành độ AB là độ võng tĩnh f_t của hệ thống treo có độ cứng thay đổi (đường cong 2) và hoành độ OB sẽ là độ võng tĩnh của hệ thống treo có độ cứng không đổi (đường thẳng 1).

Tần số dao động riêng ở các biên độ bé được xác định bằng độ võng hiệu dụng (hay độ võng tĩnh) ứng với tải trọng tĩnh $Z_t = G$. Tuy cùng một độ võng tổng quát OC nhưng hệ thống treo có độ cứng thay đổi có độ võng hiệu dụng AB lớn hơn độ võng hiệu dụng của hệ thống treo có độ cứng không thay đổi (đoạn OB).

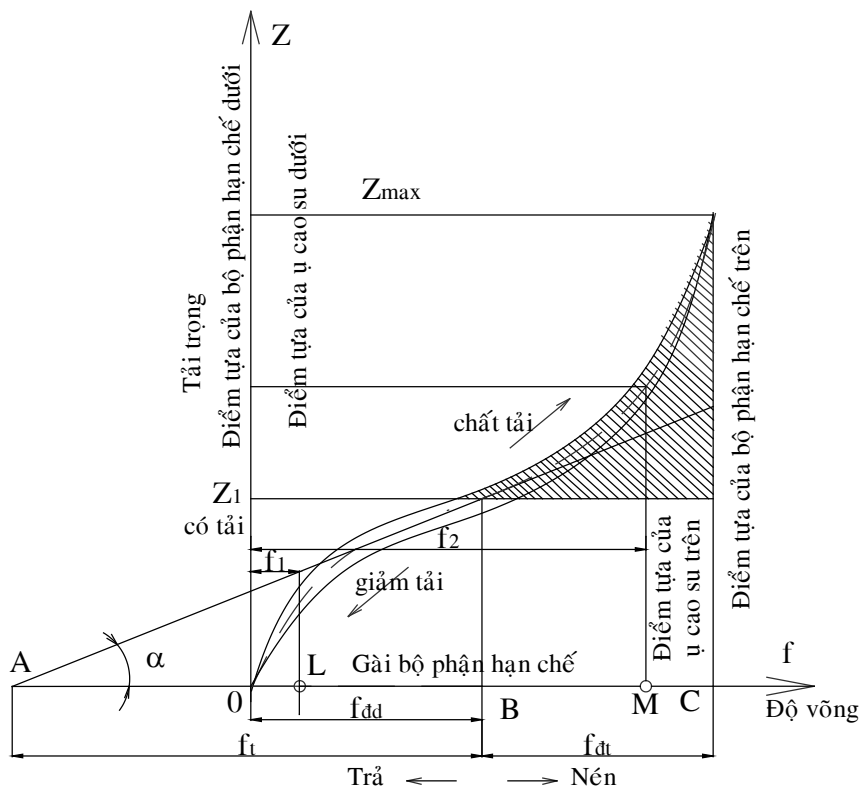


Hình 11.13: Các dạng đường đặc tính của hệ thống treo.

Thể tích động năng gọi tắt là thể động nghĩa là thể năng lớn nhất của hệ thống treo khi ô tô qua chỗ lồi lõm được biểu thị bằng diện tích có gạch EKD ứng với hệ thống treo có độ cứng thay đổi và biểu thị bằng diện tích HKD ứng với hệ thống treo có độ cứng không đổi. Với những độ võng hạn chế thể động cần thiết của hệ

thống treo có đường đặc tính phi tuyến có thể thể hiện bằng hệ số động $K_d = \frac{Z_{\max}}{G}$ mà ta sẽ khảo sát kỹ hơn sau đây.

Trên hình 11.14 là dạng đường đặc tính đàn hồi của hệ thống treo khi chất tải và khi giảm tải. Trên trục hoành ta có điểm O là điểm tựa của bộ phận hạn chế dưới, điểm C là điểm tựa của bộ phận hạn chế trên, nên ta gọi BO là giá trị của độ võng dưới $f_{\text{đd}}$, BC là giá trị của độ võng trên $f_{\text{đt}}$. Ngoài ra ta còn có điểm L là điểm tựa của vó cao su phía dưới, điểm M là điểm tựa của vó cao su phía trên và tương ứng với hai điểm L, M ta có độ võng f_1, f_2 . Khi chất tải và giảm tải các thông số của bộ phận đàn hồi là độ võng tĩnh f_t , độ võng động trên $f_{\text{đt}}$ và độ võng động dưới $f_{\text{đd}}$ ứng với hành trình động đến giới hạn của bộ phận hạn chế phía trên và bộ phận hạn chế phía dưới, độ cứng Ct của hệ thống treo, hệ số động K_d và lực ma sát $2F$. Đường cong chất tải và giảm tải không trùng nhau do ma sát trong hệ thống treo. Người ta qui ước lấy đường đặc tính đàn hồi của nhíp là đường trung bình (đường nét đứt) (nghĩa là có tính đến lực ma sát $2F$).



Hình 11.14: Đường đặc tính đàn hồi của hệ thống treo.

Khi tính độ êm dịu chuyển động (các dao động) tần số dao động riêng cần thiết n phải đo độ võng tĩnh hiệu dụng f_t quyết định. Quan hệ giữa f_t và n theo công thức tần số dao động riêng của hệ thống treo $n \approx \frac{300}{\sqrt{f_t}}$ và thể hiện trên giản đồ (hình 11.15).

Như vậy có thể xác định độ võng tĩnh theo tần số dao động riêng n của hệ thống treo. Độ võng tĩnh f_t về giá trị khác với độ võng động $f_{\text{đd}}$.

Nói chung f_t không nên ít hơn $150 \div 300 \text{mm}$ đối với ô tô du lịch và f_t không bé hơn $100 \div 200 \text{mm}$ đối với ô tô buýt.

Cả hai loại này có tần số dao động riêng $n = 60 \div 85$ lần/ph. Trong ô tô tải f_t không nên bé hơn $60 \div 120$ mm ứng với tần số dao động riêng $n = 80 \div 100$ lần/ph.

Để đảm bảo độ êm dịu chuyển động thì tỉ số độ võng tĩnh f_{ts} của hệ thống treo sau và độ võng tĩnh f_{tt} của hệ thống treo trước phải nằm trong các giới hạn sau:

✓ Trong ô tô du lịch $\frac{f_{ts}}{f_{tt}} = 0,8 \div 0,9$

✓ Trong ô tô tải và ô tô buýt. $\frac{f_{ts}}{f_{tt}} = 1 \div 1,2$

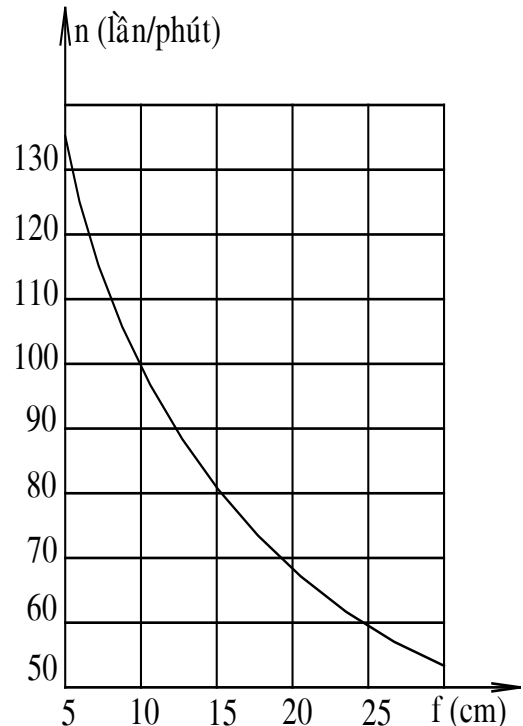
Độ cứng C_t của hệ thống treo bằng tang góc nghiêng của tiếp tuyến của đường trung bình (đường nét đứt) $C_t = \text{tg}\alpha$. Trường hợp tổng quát đường đặc tính của hệ thống treo không phải là đường thẳng và độ cứng C_t thay đổi.

$$C_t = \frac{dz}{df}$$

Để đánh giá sơ bộ người ta thường tính độ cứng hệ thống treo chịu tải trọng tĩnh:

$$C_t = \frac{G}{f_t} = \frac{Z_t}{f_t}$$

Từ đây ta thấy độ cứng và độ võng tĩnh là các đại lượng có quan hệ với nhau, nhưng độ võng tĩnh cho ta hình dung đầy đủ về hệ thống treo hơn. là độ cứng vì nó nói lên tải trọng tĩnh $Z_t = G$ tác dụng lên hệ thống treo.



Hình 11.15: Quan hệ của tần số tần số dao động riêng của phần được treo h với độ võng hiệu dụng f

Hệ số động lực học gọi tắt là hệ số động là tỷ số giữa tải trọng lớn nhất Z_{\max} có thể truyền qua hệ thống treo với tải trọng tĩnh.

$$K_d = \frac{Z_{\max}}{G} = \frac{Z_{\max}}{Z_t}$$

Khi K_d bé thì sẽ có sự va đập liên tục lên bộ phận hạn chế của nhíp, làm cho nhíp bị uốn ngược lại và bị “gõ”. Khi K_d quá lớn, trong trường hợp dao động với biên độ lớn và giới hạn giá trị f_d , hệ thống treo sẽ rất cứng. Thực tế chứng tỏ rằng chọn K_d thích hợp thì khi ô tô chuyển động trên đường không bằng phẳng, tải trọng động truyền qua hệ thống treo sẽ gây va đập rất ít lên bộ phận hạn chế. Khi tính hệ thống treo có thể chọn $K_d = 1,7 \div 1,8$. Ở CHLB Nga với các ô tô có khả năng thông qua thấp chọn $K_d = 2 \div 3$ và ở ô tô có khả năng thông qua cao chọn $K_d = 3 \div 4$.

Độ võng động f_d của hệ thống treo (gồm cả độ biến dạng của các vú cao su) phụ thuộc vào đường đặc tính của hệ thống treo và vào độ võng tĩnh f_t .

✓ Trong ô tô du lịch $f_d = (0,5 \div 0,6).f_t$

✓ Trong ô tô buýt $f_d = (0,7 \div 0,8).f_t$

✓ Trong ô tô tải $f_d = 1,0.f_t$

Độ võng động đờ quan hệ chặt chẽ với hệ số động K_d . Độ võng động đờ càng lớn thì độ êm dịu chuyển động tăng và dễ phối hợp với hệ số động K_d lớn, đảm bảo sự tiếp xúc của lốp với mặt đường tốt. Tuy nhiên lúc ấy độ dịch chuyển tương đối của thùng xe với lớp lại lớn làm cho tính ổn định kém, và yêu cầu đối với bộ phận hướng của hệ thống treo có chất lượng cao hơn, làm phức tạp thêm dẫn động lái các bánh trước, và tăng giới hạn khoảng sáng gầm xe trong hệ thống treo độc lập.

Đường càng mập mô và vận tốc càng lớn thì hành trình động của hệ thống treo càng phải lớn. Đối với ô tô có khả năng thông qua thấp thì độ cứng của hệ thống treo thay đổi ít $f_{dt} = 70 \div 140 \text{mm}$. Đối với ô tô có khả năng thông qua cao $f_{dt} = 120 \div 160 \text{mm}$.

C. BỘ PHẬN GIẢM CHẤN

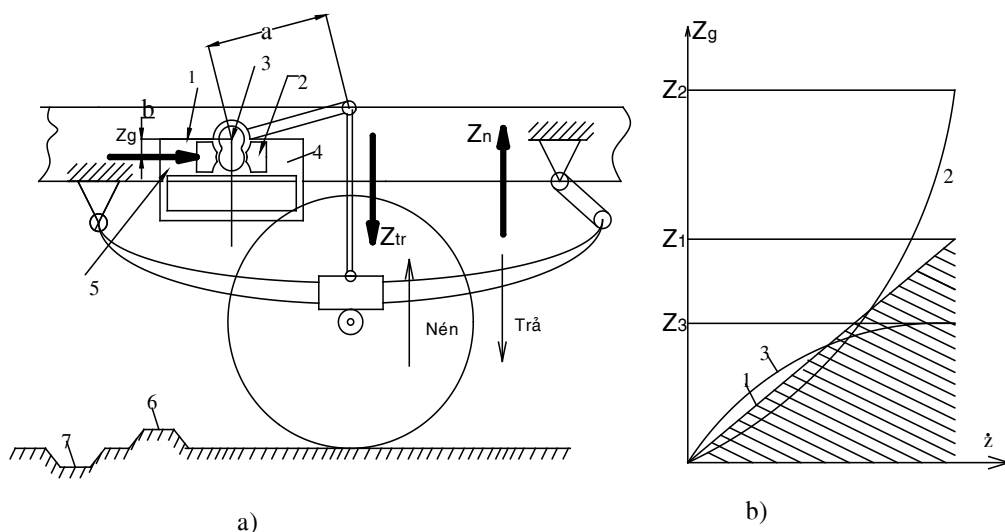
Lực cản trong hệ thống treo trực tiếp ảnh hưởng đến việc dập tắt các dao động của vỏ, cầu ô tô. Các dao động này phát sinh khi ô tô chạy trên đường không bằng phẳng. Lực cản chính là lực ma sát trong phần tử đàn hồi (như ma sát giữa các lá nhíp), giữa bạc và chốt nhíp, ma sát trong khớp của bộ phận dẫn hướng, ma sát trong vật liệu của lốp và các chi tiết bằng cao su trong hệ thống treo, lực cản của các giảm chấn.

Để hệ thống treo vừa mềm lại vừa dập tắt nhanh dao động, cần giảm ma sát cơ đến tối thiểu, để cho giảm chấn thủy lực đóng vai trò chính trong việc dập tắt dao động. Nếu đảm bảo ma sát giữa các lá nhíp ít hơn 5% tải trọng tĩnh, ô tô sẽ chuyển động rất êm dịu. Nhưng trong thực tế, dù cho bôi trơn tốt, giới hạn này vẫn vượt qua 10% ÷ 13% nên nhíp vẫn cứng. Các lực va đập bé hơn lực ma sát trong hệ thống treo, nhíp sẽ không giữ được nó, và cứ thế các lực này truyền trực tiếp lên khung.

I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU VÀ PHÂN LOẠI:

1.1. Công dụng:

Giảm chấn để dập tắt các dao động của thân xe và lớp ô tô bằng cách chuyển cơ năng của các dao động thành nhiệt năng. Giảm chấn hiện nay chủ yếu là giảm chấn thủy lực (hình 11.30) nên ma sát giữa chất lỏng và các lỗ tiết lưu là ma sát chủ yếu để dập tắt chấn động.



Hình 11.30: Giảm chấn thủy lực.

1.2. Yêu cầu

Các yêu cầu cơ bản đối với giảm chấn:

✓ Đảm bảo giảm trị số và sự thay đổi đường đặt tính của các dao động. Đặt biệt là:

▪ Dập tắt càng nhanh các dao động nếu tần số dao động càng lớn. Mục đích để tránh cho thùng xe khỏi bị lắc qua khi qua đường mấp mô lớn.

▪ Dập tắt chậm các dao động nếu ô tô chạy trên đường ít mấp mô (độ lồi lõm của đường càng bé và càng dày).

▪ Hạn chế các lực truyền qua giảm chấn lên thùng xe.

✓ Làm việc ổn định khi ô tô chuyển động trong các điều kiện đường sá khác nhau và nhiệt độ không khí khác nhau.

✓ Có tuổi thọ cao.

✓ Trọng lượng và kích thước bé, giá thành hạ.

1.3. Phân loại:

Người ta phân biệt giảm chấn theo hai đặc điểm sau:

✓ Theo tỉ số của hệ số cản K_n trong hành trình nén (lúc bóp tiến gần khung) và hệ số cản K_t trong hành trình thả (lúc lớp đi xa khung). Theo đặc điểm này giảm chấn thủy lực được chia thành loại tác dụng hai chiều có đường đặt tính đối xứng ($K_n=K_t$) và đường đặc tính không đối xứng ($K_n < K_t$) và loại tác dụng một chiều $K_n \approx 0$

✓ Có hay không van giảm tải.

Phổ biến nhất hiện nay là loại giảm chấn hai chiều có đường đặc tính không đối xứng và có van giảm tải. Trường hợp này lực cản giảm chấn trong hành trình nén tăng chậm hơn trong hành trình thả.

Trong các giảm chấn hiện nay $K_t = 2 \div 5 K_n$. Độ lồi lõm của đường càng bé và càng dày (độ lồi không cao và lõm không sâu) thì hệ số K_t và K_n càng phải khác nhau.

Khi bánh xe qua chỗ lồi 6 (hình 11.30a) thì vận tốc khối lượng không được treo sẽ lớn (trừ phần tử đàn hồi ra) lực truyền qua giảm chấn sẽ lớn.

Có thể giảm lực này bằng cách hạ thấp hệ số K_n . Khi ô tô qua chỗ lõm 7 thì va đập truyền lên bánh xe ít hơn đi qua chỗ lồi 6.

Trên các đường có độ lồi và lõm dài và đường lượn giữa chỗ lồi với chỗ lõm tương đối êm dịu thì không cần có K_t và K_n thật khác nhau. Vì khi ô tô qua chỗ lõm có thể làm bánh xe không tiếp xúc với đường.

II. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH CỦA GIẢM CHẤN THỦY LỰC

Lực cản chấn động Z_g do giảm chấn sinh ra phụ thuộc vào vận tốc tương đối \dot{z} của các dao động thùng xe đối với bánh xe.

$$Z_g = K \dot{z}^n \quad (11.43)$$

Ở đây:

K: Hệ số cản của giảm chấn.

Hàm số: $Z_g = \phi(\dot{z})$ biểu diễn đường đặc tính của giảm chấn. Tùy theo giá trị số mũ n mà đường đặc tính của giảm chấn có thể là tuyến tính (đường thẳng) hoặc đường cong. Nếu:

$n=1$: Đường đặc tính là đường thẳng 1 (hình 11.30b).

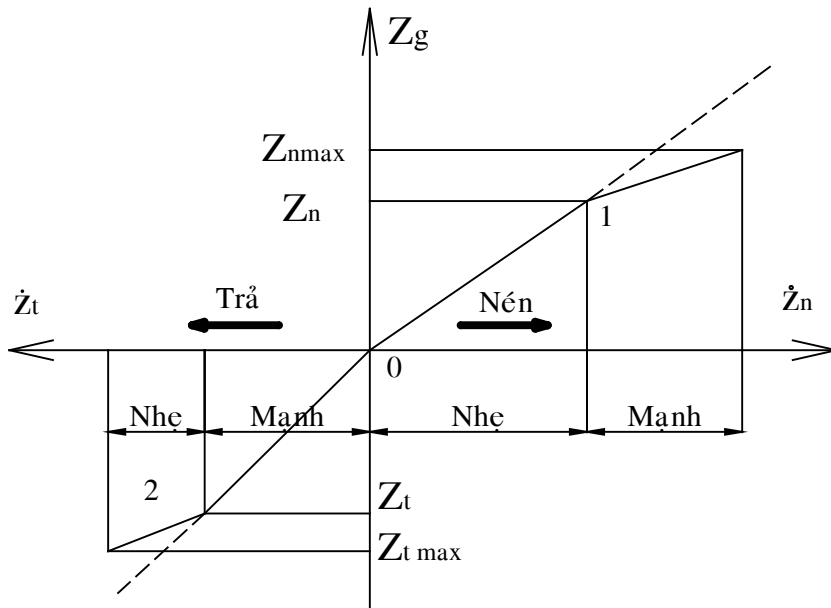
$n>1$: Đường đặc tính là đường cong lõm.

$n<1$: Đường đặc tính là đường cong lồi.

Đường cong có dạng này hay dạng khác phụ thuộc trước tiên ở kích thước lỗ thông qua ôi đến độ nhớt của chất lỏng và kết cấu của van. Chú ý là với các đường đặc tính trên hình 11.30b ta thấy tại giá trị lớn nhất của vận tốc tương đối, giá trị công suất tiêu hao (tỉ lệ với diện tích nằm dưới đường đặc tính) bằng nhau. Thông thường n dao động trong khoảng 1,5÷2,5.

Trên hình 13.31 ta thấy tại hai điểm 1 và 2 đường biểu diễn hoặc là đi thẳng (đường nét đứt) hoặc là gãy khúc (đường liền). Trường hợp có van giảm tải đường biểu diễn sẽ là đường gãy khúc và điểm 1, điểm 2 là điểm mở van giảm tải nên diện tích cho chất lỏng đi qua tăng lên.

Trong các ô tô hiện đại \dot{z}_n và \dot{z}_t nằm trong giới hạn (30÷50)cm/s. Nếu ô tô sử dụng ở khí hậu ôn đới có thể không đặt van giảm tải để đơn giản bớt kết cấu.



Hình 11.31: Đường đặc tính không đối xứng của giảm chấn tác dụng hai chiều với van giảm tải.

III. TÍNH TOÁN GIẢM CHẤN THUỶ LỰC.

Chúng ta sẽ tính toán hệ số cản của giảm chấn.

Phương trình tính ψ cản của giảm chấn là phương trình (11.43). Phương trình tính lực cản chấn động của cả hệ thống treo Z_{tr} là :

$$Z_{tr} = K_{tr} \cdot \dot{z}_{tr}^n \quad (11.44)$$

Trong đó: \dot{z}_{tr} - là vận tốc chuyển động của hệ thống treo;

n - chỉ số thay đổi khác nhau trong hành trình nén và hành trình trả của hệ thống treo.

Để đơn giản ta cho $n = 1$ thì phương trình (11.44) sẽ có dạng $Z_{tr} = K_{tr} \cdot \dot{z}_{tr}$. Hệ số cản K của giảm chấn được tính từ hệ số cản dao động của hệ thống treo K_{tr} . K_{tr} đặc trưng quá trình dập tắt chấn động trong hệ thống treo. Cũng là một giảm chấn nhưng có thể có các hệ số K khác nhau nếu sử dụng với các hệ thống treo khác nhau.

Do đó để đánh giá sự dập tắt chấn động người ta rút ra trong lí thuyết ô tô hệ số dập tắt chấn động :

$$\psi = \frac{K_{tr}}{\sqrt{CM}} \quad (11.45)$$

Trong đó: C - độ cứng của hệ thống treo

$$C = \frac{Z_{bx}}{f} = \frac{G_{bx}}{f}$$

M - Khối lượng được treo trên một bánh xe $M = \frac{G_{bx}}{g}$, (kg);

G_{bx} - phần trọng lượng được treo tính trên một bánh xe (N);

f - độ võng tĩnh của hệ thống treo (m);

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

Với các ô tô hiện đại hệ số dập tắt chấn động $\Psi = 0,15 \div 0,25$.

Từ công thức trên ta rút ra:

$$K_{tr} = \frac{\Psi \cdot G_{bx}}{0,313 \cdot \sqrt{f}} \quad (\text{Ns/m}) \quad (11.46)$$

Biết được K_{tr} tùy theo cách bố trí bộ phận giảm chấn trong hệ thống treo và tùy theo loại giảm chấn ta tính được K. Gọi $K = \alpha K_{tr}$. Với loại giảm chấn đòn bố trí như trên hình 11.30a ta có phương trình lực: $z_{tr} = z_g \cdot \frac{b}{a}$

Phương trình vận tốc sẽ là:

$$\dot{z}_{tr} = \dot{z}_g \cdot \frac{a}{b} \quad (11.47)$$

Trong đó kích thước a và b xem trên hình 11.30a.

\dot{z}_{tr} - tốc độ chuyển động của hệ thống treo.

\dot{z}_g - tốc độ chuyển động của giảm chấn.

Từ công thức (11.44) cho $n = 1$ và (11.47) ta có:

$$Z_g = z_{tr} \frac{a}{b} = K_{tr} \cdot \dot{z}_{tr} \frac{a}{b} = K_{tr} \left(\frac{a}{b} \right)^2 \dot{z}_g \quad (11.48)$$

Ở đây: $\alpha = \left(\frac{a}{b} \right)^2$

Với loại hệ thống treo có giảm chấn ống đặt lồng vào trong lò xo trụ trong hệ thống treo độc lập với sự dịch chuyển bánh xe trong mặt phẳng ngang ta có kết quả tương tự:

$$z_g = k_{tr} \left(\frac{r_1}{a_1} \right)^2 \cdot \dot{z}_g \quad (11.49)$$

Trong đó r_1 và a_1 là các kích thước trên hình 11.12a và trong trường hợp này $\alpha = \left(\frac{r_1}{a_1} \right)^2$

Nếu giảm chấn đặt nghiêng một góc δ so với trục thẳng đứng ta có :

$$z_g = k_{tr} \frac{1}{\cos \delta} \cdot \dot{z}_g \quad (11.50)$$

Trường hợp này $\alpha = \frac{1}{\cos \delta}$

Vì $K = \alpha \cdot K_{tr}$, chúng ta kết hợp (11.46) với các giá trị α thì sẽ tìm được hệ số cản K của giảm chấn ở các trường hợp cụ thể.